ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - ВАРНА
КАТЕДРА “ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ”

“ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ”

XX НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ



ЕКОВАРНА ‘2014
15 - 17 Май 2014

Организационният комитет изказва сърдечна благодарност за помощта оказана при провеждане на двадесетата научно-техническа конференция “Транспорт, екология - устойчиво развитие” на:

НАУЧНО ТЕХНИЧЕСКИ СЪЮЗ – Варна

АВТОИНЖЕНЕРИНГ - Бургас

ЕКОГАЗ ООД – Варна

БЪЛГАРСКА АСОЦИАЦИЯ АВТОМОБИЛИ НА ПРИРОДЕН ГАЗ

Рекламна агенция НЕСИ – Варна

Форумът се организира и провежда от ТУ-Варна с частично финансиране от държавната субсидия за научно-изследователска дейност на университета

Сборник доклади
2014

Рецензенти:
проф. д.т.н. инж. Михаил Серафимов
доц. д-р инж. Божидар Пронев

Том двадесет и първи
ISSN 2367-6299
Главен научен редактор:
проф.д-р инж.Ангел Йорданов Димитров
Научен секретар и редактор
д-р инж. Росен Петров Христов

Издателство ТУ-Варна

Съдържание

1. **Analysis of the effects of new materials application on car bodies,** Milan Milovanović, Angel Dimitrov 7
2. **Изследване продуктите на горене на дизелов двигател при използване на дизелово гориво и биодизел**, Румен Стоянов, Ивайло Бакалов 14
3. **Изследване промяната на въртящия момент и мощността на дизелов двигател при използване на дизелово гориво и биодизел,** Румен Стоянов, Ивайло Бакалов 19
4. **Методика измерения расхода топлива в автомобилях с системой MPI,** Евгений Зенкин 26
5. **Сравнение на физико-химичните, енергетични и разходни показатели при метанови, пропанбутанови и бензинови горивни смеси използвани в ДВГ,** Ангел Димитров, Георги Мечкаров 32
6. **Изследване на транспортните потоци и анализ на вариантите за реконструкция на кръстовището на площад "Лъвов мост" в София,** Божидар Велинов, Георги Младенов 37
7. **Информационна система за наблюдение на консумирана електрическа енергия от електромобил „Квази“,** Росен Христов, Гроздан Грозев 42
8. **Приложение на фотограметричните технологии при заснемане и контрол на транспортни артерии,** Пламен Малджански 60
9. **Високоскоростните железопътни линии към Черноморието – принос за решаване на екологични проблеми,** Йордан Тасев, Милчо Лепоев 68
10. **Влияние скоростта на наваряване върху технологическите параметри при вибродъгово наваряване на износени детайли от транспортната и земеделска техника в аргон,** Митко Николов 72
11. **Експериментално изследване на маслен резервоар с променлива маса процес „Нагряване”,** Люба Гюрова, Пейчо Томов 76
12. **The timing of the ignition delay,** Alexander Gavrilov, Alexander Gots 81
13. **Measures to reduce the level of technogenic risk,** Aleksey Kulchitskiy, Alexander Gots 88
14. **Mathematical model of a diesel cycle closed system crankcase ventilation,** Alexander Gavrilov, Alexander Gots 92
15. **Consumption crankcase speed diesel engines,** Alexander Gavrilov, Alexander Gots 97
16. **Сравнителни характеристики на преобразуватели за натоварване използвани в автомобилите,** Радостин Димитров, Марин Маринов, Георги Желев 103
17. **Обоснование способа очистки отработавших газов автотракторных дизелей,** Дмитрий Доровских, Дмитрий Чернецов 109
18. **Учет и планирование расхода запасных частей и расходных материалов на предприятиях автомобильного транспорта,** Александр Кравченко, Евгений Верительник 116
19. **Модель выбора лакокрасочных материалов для металлических дорожных конструкций,** Наталья Филь 126
20. **Формирование ресурсосберегающей технологии грузового терминала с системой поддержки принятия решения,** Наталья Шраменко 132

21. **Классификация структурных свойств объектов для информационной подготовки технического обслуживания и ремонта средств транспорта,** Ю.В. Дудукалов 139
22. **К определению закона управления полуприцепом седельного автопоезда,** Владимир Сахно, Виктор Поляков, Владимир Босенко, Павел Гуменюк 148
23. **Оптимизация состава биотоплива для дизелей,** В.Ф. Калинин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, А.Н. Зазуля 156
24. **Система терморегулирования топлива в дизельных двигателях ,** В.Ф. Калинин, А.Г.,Ткачев, А.В.Щегольков 163
25. **Алтернативни кинематични схеми за пет степенни планетни автоматични предавателни кутии,** Станислав Милев 167
26. **Влияние на режимите на експлоатация върху избора на предавателни механизми,** Найден Спасов 175
27. **Методи за стимулиране и внедряване на интелигентните транспортни системи в управлението на транспорта,** Александрина Банкова 182
28. **Предотвратяване и минимизиране на отпадъци от опаковки като част от интегрирана система,** Александрина Банкова 188
29. **Експериментално-статистическо изследване на оптималните режими на работа при повърхностно газоплазмено азотиране на образци от Ti – 6Al – 4V,** Татяна Мечкарова 193
30. **Изследване на оптималните режими на работа върху грапавостта на повърхнината,** Татяна Мечкарова 200
31. **Възможности за повишаване ергономичността на визуалните възприятия чрез използване на технически средства за обучението по инженерна графика,** Зоя Цонева, Анелия Стоянова 206
32. **Изследване процесите на повърхностно якостно уякчаване на стомана 45 чрез използване на концентрирани източници на топлина,** Анелия Стоянова, Зоя Цонева, Татяна Мечкарова 210
33. **Експериментално-статистическо изследване на оптималните режими за работа под вода и на сухо при повърхностна плазмена термообработка,** Анелия Стоянова, Зоя Цонева, Татяна Мечкарова 217
34. **Производство на биодизел от водорасли,** Даниела Тонева, Анна Станева, Детелина Йонова, Розалина Чутуркова 224
35. **Оптимизиране на резултатите от упражненията по дисциплината "Изпитване на двигатели с вътрешно горене",** Атанас Илиев 232
36. **Изследване на мощностните и икономически показатели на дизелов двигател при работа с биодизелово гориво и рециркулация на отработилите газове,** Атанас Илиев, Петър Казаков, Емил Маринов 238
37. **Регенериране на електрическа енергия при движение по наклон,** Иван Евтимов 244
38. **Универсална триточкова стойка за работни земеделски машини,** Снежан Божков, Емануел Бадриков, Станислав Станчев 248
39. **Автомобилната масова персонализация и потребителското поведение,** Златин Златев, Иван Лазаров 256
40. **Технико-икономически аспекти на ресурсното осигуряване на автомобилни системи,** Николай Петров, Петър Казаков, Иван Лазаров 264
41. **Замърсяване на въздуха с емисии от отработени газове,** Екатерина Вълчева, Димитър Кехайов 270
42. **Изследване влиянието на горивоспестяващо устройство „Shark“ върху изменението на шума на бензинов автомобил,** Георги Комитов, Димитър Кехайов 275

43. **Изследване влиянието на някои фактори върху контактната площ на пневматична гума с пътя** , Красимир Георгиев, Росен Иванов, Иван Евтимов 279
44. **Регресионен модел за контактната площ и дължината на контакта на гумата с пътя,** Красимир Георгиев 287
45. **The choice of optimal schemes of balancing a single-cylinder engine,** Alexander Gots 292
46. **Екологични рискове и екологична безопасност на стопанската дейност,** Георги Чекелов, Ангел Димитров 297
47. **Фактори влияещи върху качеството на процеса „подводно рязане“,** Пламен Дичев, Хр. Христов, Д. Генов 302
48. **Плазмено рязане на алуминиеви сплави,** Пламен Дичев, Г.Т Томов., Н.К. Кралев 309
49. **Параметри на режима при електродъгово заваряване на стомана S690QL,** Пламен Дичев, Димов Е.В. 316
50. **Изследване влиянието на процентното съотношение на добавеното газово гориво върху показателите на горивния процес във високочестотен дизелов двигател,** Красимир Богданов 323
51. **Анализ на схемите за сертифициране на биогоривата за съответствие с критериите за устойчивост,** Миряна Евтимова 328
52. **Влияние на формата на входящия ръб на работното колело върху работните характеристики на центробежен компресор,** Анастас Янгьозов, Николай Лазаровски 336
53. **Особенности на софтуерните пакети, използвани при проектирането на хидравлични и топлинни турбомашини**, Анастас Янгьозов, Николай Лазаровски 343
54. **Моделиране на газовите потоци при пълнене на дизелов двигател с два различни пълнителни канала,** Сергей Белчев 351
55. **Регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний мобильных машин,** Михаил Подригало, Александр Полянский, Дмитрий Клец, Евгений Дубинин, Виктория Задорожняя 358
56. **Метод исследования устойчивости движения колесных машин,** Александр Полянский, Виктория Задорожняя 367
57. **Диагностирование тормозных систем полноприводных автомобилей на роликовых стендах,** И. Мармут 371
58. **Достижения и перспективы в развитии адаптивных подвесок для современных автомобилей,** Вячеслав Павленко 376
59. **Новое в теории автомобиля ,** Владимир Волков, Эрнест Рабинович 380
60. **Исследование сопротивлений движению легкового автомобиля модифицированным методом близких скоростей,** Владимир Волков, Эрнест Рабинович, Юрий Зыбцев, Дмитрий Никитин 387
61. **Обоснование предельных угловых отклонений осей легкового автомобиля для обеспечения безопасности движения,** Торяник Сергей, Платонов Максим 395
62. **Влияние азотсодержащих присадок на изменение показателей качества бензина и экологические показатели автомобиля**, В. В. Безродный 401
63. **Перспективы внедрения адаптивной системы технического обслуживания автомобилей,** Волков В.П., Никонов О.Я., Волков Ю.В. 404
64. **Методы оценки топливной экономичности автомобилей в условиях эксплуатации,** С. И. Кривошапов 410
65. **Оптичен метод за изследване хода на котвата на газови електромагнитни вентили,** Здравко Иванов, Веселин Михайлов, Христо Мерсинков 415
66. **Виброакустично поле на дизелов двигател с непосредствено впръскване,** Веселин Михайлов 423

67. **Изследване морфологията на защитно декоративни покрития нанесени върху спечени сплави на желязна основа,** Христо Скулев, Десислава Минчева 431
68. **Сравнителен анализ на характеристиката на натоварване на съединител СЕГЕ по модел на пресмятане Mooney-Rivlin за високоеластични материали,** Стефан Тенев 437
69. **Експериментално изследване плавността на движение на транспортен модул с пневматично окачване,** Лило Кунчев 446
70. **Специализирана комуникационна система за изследване и повишаване на ефективността на автовлаковете при движение в автомагистрални пътни условия,** Лило Кунчев 456
71. **Цифров корекционен филтър за измерване на звуково налягане,** Здравко Иванов 468
72. **Теоретично изследване устойчивостта на двуосен товарен автомобил,** Евгени Аврамов 476
73. **Investigation on needs of basic gasoline engine control program correction when operating on butanol - gasoline blends,** K. Hadjiev, H. Stanchev, S. Iliev 485

ANALYSIS OF THE EFFECTS OF NEW MATERIALS APPLICATION ON CAR BODIES

dr Milan Milovanović[1], prof. dr Angel Dimitrov[2]
[1]Zastava vehicles group, Kragujevac, Serbia
[2]Technical University Varna, Bulgaria

Abstract: *Car industry is facing the obligation to satisfy ever stricter safety regulations as well as specific demands of buyers. One method for accomplishing this is application of new materials. Some results of researches focused on introduction of new materials and determination of their influence on passengers have been presented in this paper. Based on results of the performed analysis, it is possible to evaluate the validity of introducing new materials, since their application may sometimes additionally require the introduction of new technologies.*

Key words: *Vehicle, new materials, influences.*

INTRODUCTION

In car industry, quality is given a lot of attention with the aim of achieving a zero error. Recyclability of applied materials, both in the production process and after their expiration date, as well as the need for introducing new materials (with the aim of reducing weight and satisfying the regulations) lead inevitably to fast replacements of applied technologies both in the design process and in the process of manufacture, finalization and, later, exploitation. All of the specified factors influence the change of vehicle mass, which directly reflects vehicle performance. Increase of vehicle mass is also the consequence of the request for increased passengers' comfort, which is an explicit request, especially at the developed markets. The result of that is the increase of passenger compartment, installing of superior interior equipment (instrument panel, door coatings, pillars coatings, seats etc) and exterior equipment (bumpers, rear-view mirrors etc). With the aim of reducing the level of noise and satisfying legal regulations, it is necessary to develop and install new isolation and absorption materials on many positions (engine compartment, front and back partition wall, carrying construction supports etc). However, considerable mass increase will keep occurring in future due to ever stricter demands regarding passengers' safety (bumpers, carrying construction, installing of airbags on more positions, installing of ABS and other systems etc). This paper will include only the influence of application of new materials, with particular emphasis on their influence on the passengers.

……

APPLICATION OF NEW MATERIALS

Application of new materials for car bodies and interior and exterior elements has been adjusted to general social demands, preservation of economic resources and ecology, safety improvement and passengers' comfort etc. However, simple replacement and introduction of new materials requires a number of technological adjustments in the existing production process, i.e. creation of completely new forming systems.

High strength sheet metals (HSS)

High strength sheet metals have exceptional application in engineering industry since they provide high stiffness with construction weight reduction. HSSs enable manufacture of car bodies of increased stiffness and smaller weight, with satisfactory performance on standard endurance tests (energy accumulation at impact, oscillatory comfort etc). HSSs were first applied in the beginning of the 70-ties, as a response to energy crisis; their application has constantly been increasing since then, especially in developed-industry countries. According to estimates, the share of HSS pressed parts will increase to almost

43% in future, with reduction of car body mass for 10 to 20%. In comparison with low-carbon steel sheet metals for deep-drawing, HSS have unfavourable formability properties and higher price for the same weight. They are used for obtaining car body parts which do not satisfy high strain ratio. There are two different cases of HSS application:

- possibility for HSS application within existing technologies, and
- designing of a new technology which includes the application of HSS for manufacture of car body parts.

The properties of the developed material are given in table 1. The obtained results for the new material (variant 3) applied for side door strengthening are shown in Fig. 1. However, based on obtained results, it has been observed that the sole replacement of the material is not sufficient for solving the accumulated problems. Introduction of the new materials must be combined with application of improved constructive solutions.

Table 1: *Basic material properties*

material	**S** (mm)	**Rp** (MPa)	**Rm** (MPa)	**A_{80}** (%)	**n** (-)	r (-)
Č0148P5	0.7	177	313	36.3	0.235	1.51
PHZ 260	0.7	256	363	37	0.20	1.75
CHR 35 BH	0.7	222	349	33	0.20	1.81

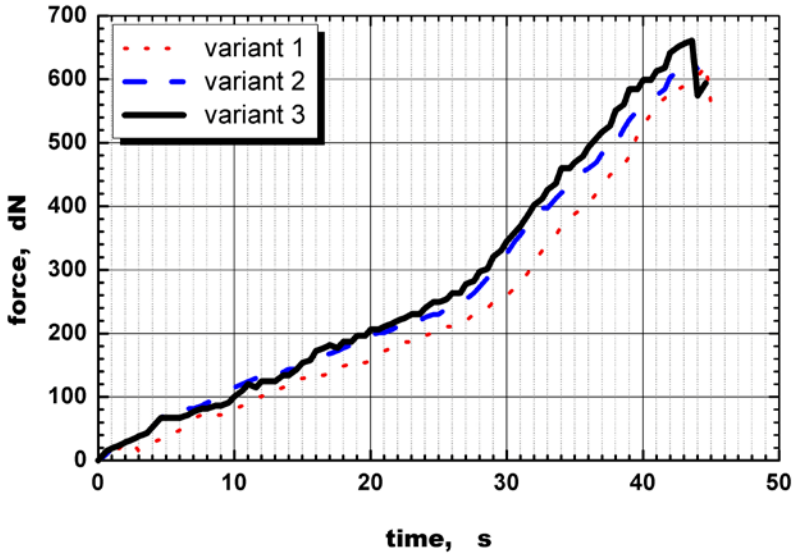


Fig.1 *The effect of HSS application*

Application of plastic masses

The application of plastic masses in car industry is increasing regarding the manufacture of both the exterior and the interior elements of the vehicle. The raw materials producers are constantly trying to apply plastic on the car body itself and for coatings, but also for the carrying construction. There are many examples of surface coatings manufactured out of plastic (front surface coatings - mudguard, engine hood, fifth door etc), parts which are not loaded heavily, and need to be replaced often and quickly. The process of introducing plastic is very long and it requires long-term researches since plastic is produced in large batches and because of the dangers which arise as a consequence. The effects of application of new plastic masses as new materials in this area have been considered in papers /1,2/. For the purpose of illustration, only the influence of application in case of static torsion load has been shown, Fig. 2. Fig.3 presents the influence of strengthening in case of quasi-static test.

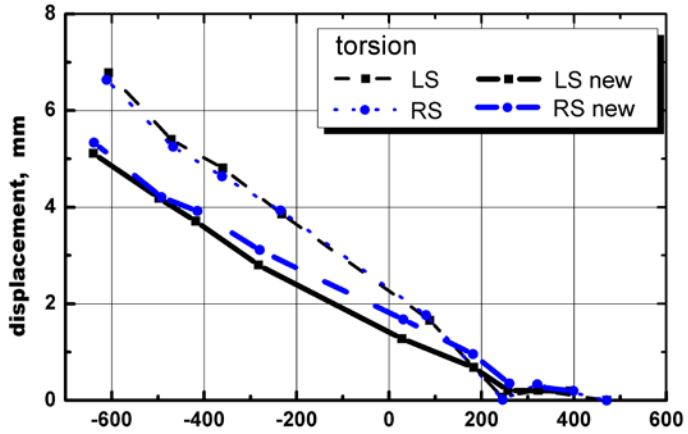


Fig.2 *Analysis of influence at torsion*

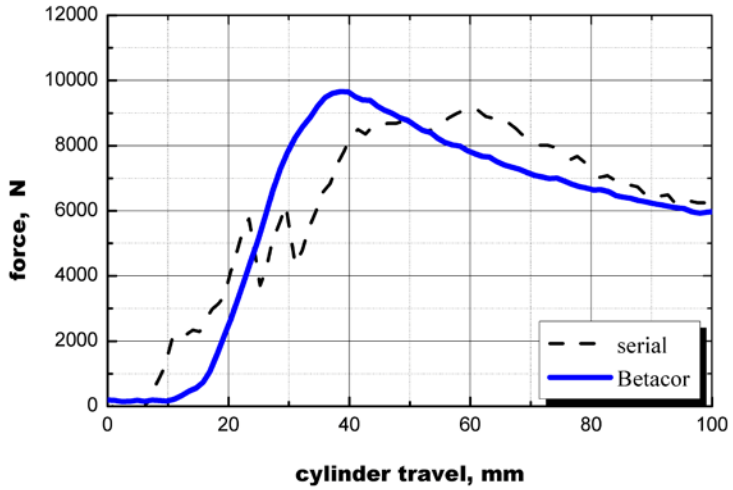


Fig.3 *Analysis of influence in quasi-static test*

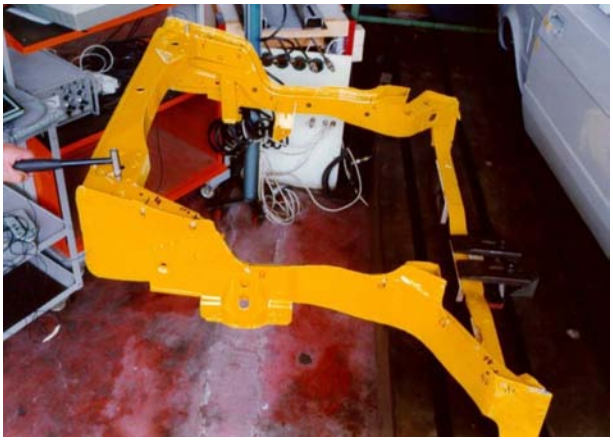


Fig.4 *Induction method*

Modal analysis

It has been performed according to Fig.4. Induction was carried out by a hammer, and response was measured by acceleration sensor, in 8 measuring points. Construction symmetry postulate was used; therefore, the response was measured only on one half of

the front frame. By inducing the construction using hammer, impulse induction with broad band flat frequency spectrum was obtained.

Table 2: *Standard front frame*

measuring point	**frequency (Hz)**							
		20	58	90	150	179	209	237
1.	A dB	28	22	26	30	37	36	38
	φ	117	14	174	-179	26	11	-149
2.	A dB	24	20	34	30	29	33	31
	φ	126	52	28	6	-150	-16	-150
3.	A dB	24	21	30	33	35	50	36
	φ	130	26	38	149	161	45	-134
4.	A dB	19	17	36	32	35	25	29
	φ	143	-106	54	12	-36	43	36
5.	A dB	16	40	53	30	38	33	29
	φ	120	21	63	14	47	48	49
6.	A dB	17	37	40	37	31	35	29
	φ	89	-156	-122	-135	52	-76	57
7.	A dB	23	24	46	21	40	24	25
	φ	129	-125	-121	-165	45	-12	-13
8.	A dB	26	33	46	17	36	24	28
	φ	-118	-149	-166	164	-116	179	-108
3.	ς (%)	0.75	1.8	0.6	0.58	0.43	0.38	0.55

Table 3: *Strengthened front frame*

measuring point	**frequency (Hz)**					
		24	68	187	214	276
1.	A Db	28.9	27	22	-35	-34
	φ	55	18	158	-103	19
2.	A dB	29	28	34	31	21
	φ	48	22	14	-128	133
3.	A dB	24.2	27	26	29	26
	φ	47	23	6	-116	127
4.	A dB	18	34	22	34	21
	φ	53	18	11	67	41
5.	A dB	15	44	23	29	19
	φ	37	41	9	61	52
6.	A dB	14	51	41	34	20
	φ	54	162	7	72	54
7.	A dB	24	43	15	42	10
	φ	50	172	-177	-109	-142
8.	A dB	35	41	12	24	5
	φ	-143	165	174	-112	-113
3	ς (%)	0.9	2.6	1.8	1.8	2.9

On standard front frame, 7 modes were isolated in total with main resonance frequencies of 20, 58, 90, 150, 179, 209, and 237Hz, shown in table 2, while the isolated modes for strengthened construction 24, 68, 187, 214 and 276Hz, are given in table 3. The same

tables contain the results of modal dampening calculated on isolated modes. The tables also contain oscillation amplitudes and phase difference of oscillatory points in relation to inductive signal.

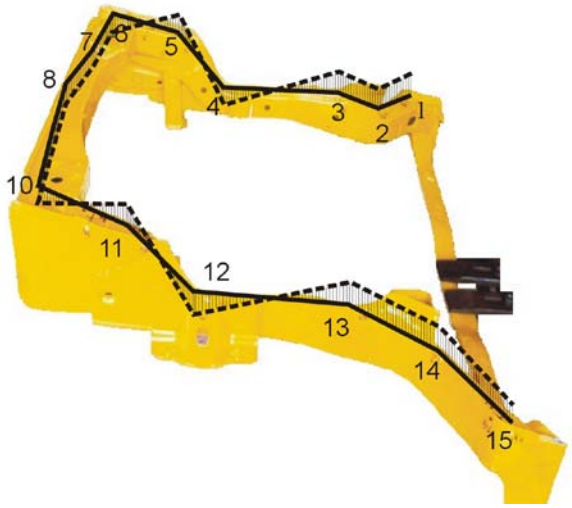


Fig.5 *Mod 58Hz- without strengthening*

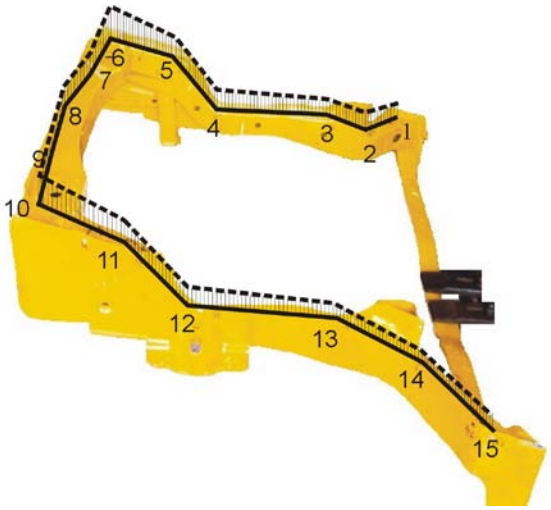


Fig.6 *Mod 68Hz- with strengthening*

Fig.5 and Fig.6 present the isolated modes for construction with and without strengthening. After the construction strengthening, the number of isolated modes was reduced, so that five modes in total were isolated. As a consequence, there was no bending of the construction on strengthening points. As for the dampening coefficient, it was proved that the construction dampened the induction much better. The obtained results also indicate the secondary effect of the applied material.

The application of new generation of plastic masses was justified in the sense of strengthening car body joints without changing car body sheet metal parts. The effects are not identical in all directions, which must be taken into consideration. Due to such strengthening, increased car body stiffness in the desired direction can be accomplished. For achieving the desired results it is necessary to have sufficient experience.

In addition to change of stiffness, construction oscillating went through changes. That can particularly be significant in points of important sets connecting (seats, steering wheel,

exhaust system...), which also reflects on conveyance of vibrations to the passengers, i.e. reduction of such negative influence can be achieved.

Influence of strengthening on vehicle noise

Noise is conveyed via two media: air combined with solid bodies and air only. It is very important to define these media and to perform their processing with the aim of isolating the occurring noise. This can be accomplished by using proper vibro-acoustic materials, i.e. by means of ″passive″ isolation. According to its function, vibro-acoustic materials are divided into: dampening, isolation, absorption and materials for structure stiffening. Dampening materials are placed onto large sheet metal car body surfaces; due to dissipation of vibration energy, they reduce mechanical vibrations, eliminate resonance, increase inner friction of structures and alleviate metal character of noise. The following materials belong to this group: bitumen, rubber and plastic foils, epoxy resins etc. Expanding materials, which prevent noise penetration into passenger compartment via tunnels and supports which connect passenger and engine space are also being used lately.



Fig.7 *Points for application of materials for cutting off acoustic flows*

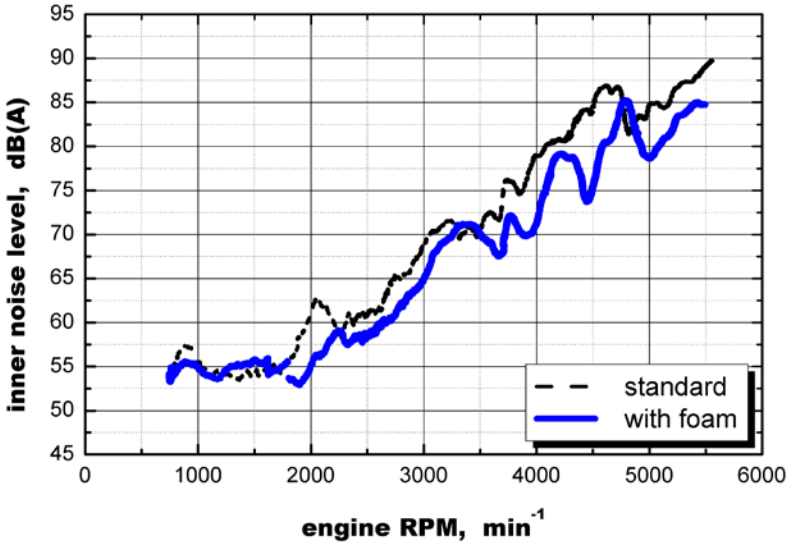


Fig.8 *Measuring point close to driver's ear*

With the aim of simulating the influence of applying new generation of plastic masses, the material for cutting off sound flow coming from engine into passenger compartment was

installed into carrying construction supports, see Fig.7. The results of this analysis are given in Fig. 8 and Fig.9, where it can be observed that the material for cutting off air flow, i.e. in given case the material for car body strengthening, has indirect favourable influence on the reduction of inner noise level of (2 to 3) dB(A) above 3500min^{-1}. These results also indicate the secondary effects of applied materials for strengthening carrying construction of passenger car bodies. Application of these materials justifies the goal in the sense of accomplishment of the desired results. However, problems might arise later – during repairs of the car body, i.e. strengthened car body links, protection of those links, ageing of car body, recycling etc.

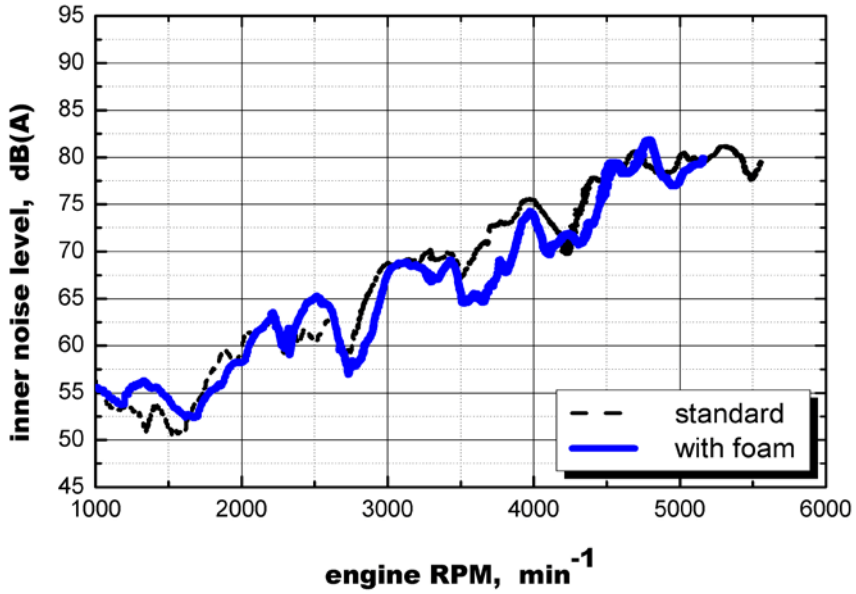


Fig.9 *Measuring point close to passenger's ear*

CONCLUSION

Car industry is forced to improve and introduce new materials constantly, especially materials for car body. In addition to cooperation, such trends must be monitored and stimulated by materials producers. The accomplished effects can create problems, especially after the vehicle life-time ending, which is a secondary effect. Due to application of new materials, the negative effects on both traffic participants and environment are reduced.

LITERATURA

[1] Milovanović, M., Radisavljević, M., Begović, D., Analysis of new material use for producing car body parts with a wiew to satisfy regulations, IPS 2001, Montenegro, 2001.

[2] Milovanpović, M., Stefanović, M., Application of the plastic materials to the passenger car body in order to increase the stiffness, European Automotive Congress EAEC 2001, Bratislava, jun 2001.

[3] Stefanović, M., Romhanji E., Milovanović M., Novi materijali za karoserije putničkih automobila- prednosti I nedostaci, MVM 2002, Kragujevac, oktobar 2002.

ИЗСЛЕДВАНЕ ПРОДУКТИТЕ НА ГОРЕНЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ ПРИ ИЗПОЛЗВАНЕ НА ДИЗЕЛОВО ГОРИВО И БИОДИЗЕЛ

Румен Стоянов, Ивайло Бакалов

Study the combustion products of diesel engines using diesel and biodiesel: *In diesel engines burning chemical energy of the fuel is converted into mechanical energy. The formation of emissions affect several parameters. Biodiesel is obtained by chemical processes from vegetable oils or animal fats and an alcohol that can be used in diesel engines, alone or blended with diesel oil. EPA Emission Standards: Nonroad Diesel Engines 130kW ≤ Power ≤ 560 kW.*

Key words: *Biodiesel, torque, diesel engine, characteristics of biodiesel fuel, greenhouse gas (GHG) emissions.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Различни изследвания сочат, че използването на 1кг биодизел води до намаляване с около 3кг CO_2. Следователно, използването на биодизел води до значително намаляване на емисиите на CO_2 (65%-90% по-малко в сравнение с конвенционалните дизелови), емисиите на твърди частици и други вредни емисии. Биодизелът е с изключително ниско съдържание на сяра и е с висока мазилна способност и бърза биоразградимост.

Съвременният свят е изправен пред две предизвикателства - от една страна, енергийната криза, свързана с горивата, а от друга - влошаването на околната среда, особено под формата на замърсяването на въздуха и последствията - климатичните промени [1-3].

През 2005 година международното корабоплаване заема 27% от общите NOx емисии, 10% от SOx емисиите и 3% от CO2 емисиите. Според прогнозите, до 2050г. емисиите на вредни газове от корабоплаването ще превишат тези от базираните на сушата индустриални източници, като процентният дял на корабоплаването ще достигне 30% от общите NOx емисии, 18% от SOx емисиите и 3% от CO2 емисиите.

Поради прогресивно увеличаващите се изисквания към корабни дизелови двигатели, международните производители са се заели с разработване и въвеждане на системи и методи, ограничаващи замърсяването на въздуха.

Съществуват редица национални и интернационални организации, които имат за цел да ограничат емисиите на азотни окиси. Международната морска организация (International Maritime Organization - IMO) чрез Интернационалната Конвенция за Предотвратяване на Замърсяването от Кораби (MARPOL, Анекс VI) контролира това на глобално ниво. Те разработват начини за намаляване на вредните емисии газове (Green House Gas - GHG), включително и NOx. Страните членки са длъжни да спазват изискванията одобрени от IMO.

Една от основните конвенции на IMO е Международната Конвенция за Предотвратяване на Замърсяването от Кораби – MARINE-POLUTION или MARPOL, приета на 2ри Ноември 1973г., протоколът от 1978г. във връзка с MARPOL 1973 е приет на Конференция по Сигурноста и Предотвратяване на Замърсяването, касаещо Танкерното Плаване през Февруари 1978г. Като резултат на 2ри Октомври 1983г. е одобрена комбинираната конвенция (включваща промените от 78 година) – MARPOL 73/78 (Анекси I и II) [4]. От тогава до сега тя търпи непрекъснато развитие, като в сегашния си вид има шест анекса, както следва:

Анекс I Правила за предотвратяването на замърсяването с нефт.

Анекс II Правила за контрол над замърсяването с вредни течни вещества в наливно състояние.

Анекс III Правила за предотвратяване на замърсяването с вредни вещества, превозване по море в опаковано състояние.

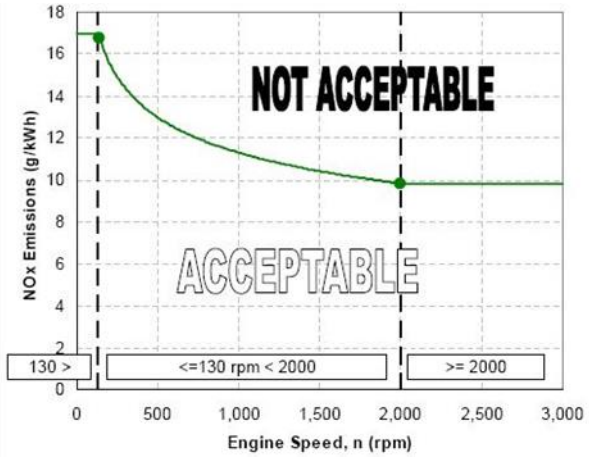
Анекс IV Правила за предотвратяване на замърсяването с корабни отпадни води.

Анекс V Правила за предотвратяване на замърсяването с твърди отпадъци (Garbage) от корабите.

Анекс VI Правила за предотвратяване на замърсяването на въздуха от кораби.

Наредба 13 от Анекс VI определя лимита от NOx емисии за главни и спомагателни двигатели по-големи от 130kW, поставени на кораби строени след 1ви Януари 2000г. Лимитът на NOx емисии се определя от крива, базирана на оборотите на корабните двигатели с вътрешно горене (КДВГ), фиг.1.

ENGINE SPEED (N IN RPM)	NO_x (G/KWH)
n <130 rpm	17
130 ≤ n < 2,000 rpm	45 * n -0.2
n ≥ 2,000 rpm	9.8



фиг.1 Лимит на NOx емисии според оборотите на КДВГ.

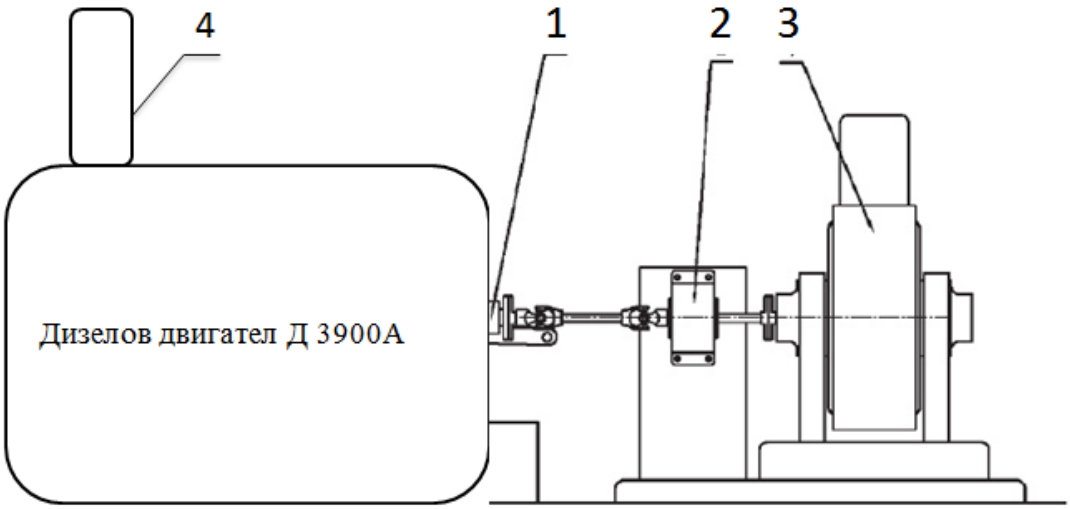
ИЗЛОЖЕНИЕ

Съществуват няколко технически и икономически приемливи техники за намаляване на емисиите. В инкономическо отношение тези техники са много по ефективни в сравнение с предишните методи за намаляване на емисиите. Методите за намаляване на емисиите от серен диоксид са преминаването от горива с високо съдържание на сяра към такива с ниско съдържание на сяра и въвеждането на технологията за очистване, използваща солена вода. За намаляване на азотните окиси най-обещаващите методи са вътрешните модификации на двигателите, техниките, свързани с впръскване на вода, технологиите, използващи рециркулация на изходящите газове (EGR - Exhaust Gas Recirculation) и системи за селективно редуциране (SCR - Selective Catalytic Reduction). Биодизелът е с изключително ниско съдържание на сяра и е с висока мазилна способност и бърза биоразградимост. Има по-подходящо за двигателите цетаново число (стойност между 45,8 до 56,9) и почти същата калоричност.

Емисиите азотни окиси при изгарянето на биодизел се увеличават или намаляват в зависимост от двигателя и проведените тестове. Въпреки факта, че при използването на биодизел се увеличават емисиите от въглеродни окиси, подобно на останалите биогорива, той отделя само толкова въглероден двуокис, колкото е необходим при растежа на растенията, поради което се приема и за екологично неутрален. При B100 азотните икиси намаляват с около 10 %. Липсата на сяра в биодизела позволява прилагането на технологии, контролиращи азотните окиси, които не биха могли да се приложат при производството на конвенционалните горива. Някои компании вече успешно разработват добавки, редуциращи нивата на

NOx. Използваните в експеримента горива бяха два основни вида: стандартно дизелово гориво (нафта) и биодизел (B100) в съотношение 30/70 (растителното масло-олио / дизелово гориво нафта). Анализът на чистото дизелово гориво и B100 беше направен в лаборатория в съответствие със стандартни методи на изпитване. Някои физични и химични спецификации на използваните горива са дадени в таблица 1. По време на изпитванията температурата на горивото беше 20°C. Температурата на въздуха също беше 20°C.

Експериментираната система за определяне на вредните емисии се състои от дизелов двигател Д 3900А, преобразувател на въртящ момент (тензо вал) тип T30 FNA от HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik), електромеханичен динамометър и преносим газ-анализатор - схематичен изглед на системата е даден на фиг 2.



фиг.2 Схематичен изглед на системата:
1) дизелов двигател Д 3900А;
2) тензо вал, тип T30 FNA;
3) електромеханичен динамометър;
4) газ-анализатор.

табл.1
Свойства на горивата

Гориво	**Дизелово гориво**	**Биодизел**
Марка	нафта	B100
Плътност ρf [kg m $^{-3}$] (ISO 12185)	835.00	885.20
Горна топлина на изгаряне Hi [MJ kg $^{-1}$] (DIN 51900)	45.90	39.76
Кинематичен вискозитет v [mm2 s –1] at 40°C (ISO 3104)	2.90	5.05
Водосъдържание [mg kg –1] (ISO 12937)	80	520
Пламна температура [°C] (ISO 2719)	60	150
Относителна разлика на горната топлина на изгаряне с дизеловото гориво [%]		-13.39 %

Преди измерванията двигателят работи известно време, за да достигне работната си температура и да загреят всички части и течности. Направени бяха измервания на изгорелите газове веднага след турбината на двигателя с помощта

на сертифициран газ-анализатор. Всяко от измерванията на емисиите продължи в рамките на две минути. По време на този период бяха отчетени следните параметри – обороти, натоварване на двигателя, температура преди и след турбината. Всички параметри на двигателя (натоварване, обороти, подаване на гориво, охлаждане, смазване и др.) останаха непроменени по време на целия експеримент за всеки конкретен тип гориво. При смяна на горивото от тръбите и филтърната система се отстраняваше цялото предходно гориво.

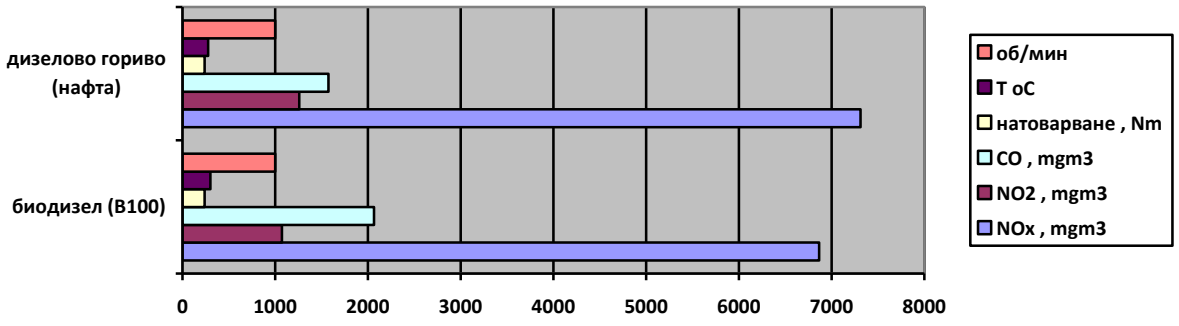
За нуждите на експеримента беше използван преносим газ-анализатор Testo Model 350XL – калибриран и конфигуриран, даващ възможност за последователно събиране на данни. Принтираните резултати от анализа са дадени на фиг.3 (за по-добро онагледяване – фиг.4), като първото измерване е на стандартно дизелово гориво (нафта), а второто на биодизел (B100) в съотношение 30/70 (растително масло-олио / дизелово гориво нафта).



```
Testo t350 XL
Testo t350 XL
SN: 01099187 /B6R
ТЕЦ ВАРНА
КОТЕЛ №
NONAME
23.04.14    10:13:04
Гориво: Кам.въгл.
  8.55    % Кислород
  1575 mgm3 CO
 12.15    % CO2
  1.69      Alpha
  21.0   °C Темп.под.
 277.6   °C Темп.ДГ
  6053 mgm3 NO
1258.7 mgm3 NO2
------ mgm3 SO2
  7312 mgm3 NOx
  15.6    % Загуби ДГ
  84.4    % Eta
   8.0    % O2ном.
  20.5    % CO2Max
------ mbar Диф.наляг.
------  m/s Скорост
------ m3/s Дебит
  25.1   °C Точка роса
   574  ppm H2
------   °C T1-Темп.
------   °C T2-Темп.
------   °C Разл.темп.
------      Деривати
------ kg/h Мас.потCO
------ kg/h Мас.потSO2
------ kg/h Мас.потNOx
  20.3   °C Темп.уред
  0.42  l/m Помпа прот
   8.7    V Акумулатор
Сахди    : - - - - -
Усредняване : ---
Деривати : ---
Темп.топлоносит: --- °C
ТЕЦ Варна
```

```
Testo t350 XL
Testo t350 XL
SN: 01099187 /B6R
ТЕЦ ВАРНА
КОТЕЛ №
NONAME
23.04.14    10:25:36
Гориво: Кам.въгл.
  8.62    % Кислород
  2067 mgm3 CO
 12.08    % CO2
  1.70      Alpha
  22.2   °C Темп.под.
 300.7   °C Темп.ДГ
  5794 mgm3 NO
1071.3 mgm3 NO2
------ mgm3 SO2
  6865 mgm3 NOx
  17.1    % Загуби ДГ
  82.9    % Eta
   8.0    % O2ном.
  20.5    % CO2Max
------ mbar Диф.наляг.
------  m/s Скорост
------ m3/s Дебит
  25.1   °C Точка роса
   680  ppm H2
------   °C T1-Темп.
------   °C T2-Темп.
------   °C Разл.темп.
------      Деривати
------ kg/h Мас.потCO
------ kg/h Мас.потSO2
------ kg/h Мас.потNOx
  21.9   °C Темп.уред
  0.42  l/m Помпа прот
   8.6    V Акумулатор
Сахди    : - - - - -
Усредняване : ---
Деривати : ---
Темп.топлоносит: --- °C
ТЕЦ Варна
```

фиг.3 Газ анализатор Testo Model 350XL и резултатите от анализа.



фиг.4 Резултати от анализа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат на експеримент, можем да направим следните изводи:

- вредните емисиите при изгарянето на биодизел се увеличават или намаляват взависимост от типа на двигателя и условията на експеримента;

- температурата на изгаряне на биодизела е по-висока, отколкото при дизела (фиг. 3);

- при изгарянето на биодизел се отделя приблизително толкова CO_2 в атмосферата, колкото растенията са приели по време на растежа си.

Изискванията относно чистотата на отработените газове на КДВГ ще продължат да се повишават. Тенденцията за въвеждане на все по-стриктни ограничения на емисиите на вредни газове е в резултат от взетите мерки за намаляване на пагубния им ефект върху околната среда.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Van Gerpen J, Shanks B, Pruszko R, Clements D, Knothe G (2004) Biodiesel production technology. National Renewable Energy Laboratory, NRRL/SR-510-3624424 2 Introduction to Biodiesel Production

[2] Van Gerpen J, Shanks B, Pruszko R, Clements D, Knothe G (2004) Biodiesel analytical methods. National Renewable Energy Laboratory, NRRL/SR-510-36240

[3] Romano SD, González Suárez E, Laborde MA (2006) Biodiesel. In: Combustibles Alternativos, 2nd edn. Ediciones Cooperativas, Buenos Aires.

[4] URL: IMO (International Maritime Organization). (2006). Prevention of Air Pollution from Ships. International Maritime Organization. (Retrieved from: http://www.imo.org).

За контакти:

главен асистент Румен Жечев Стоянов, инженер доктор
КАТЕДРА “КОРАБНИ СИЛОВИ УРЕДБИ”
ВИСШЕ ВОЕННОМОРСКО УЧИЛИЩЕ “Н. Й. ВАПЦАРОВ”
9026 Варна, ул."В.Друмев" No73
e-mail: r_stoyanov@abv.bg

капитан-лейтенант, асистент Ивайло Данков Бакалов, инженер
КАТЕДРА “КОРАБНИ СИЛОВИ УРЕДБИ”
ВИСШЕ ВОЕННОМОРСКО УЧИЛИЩЕ “Н. Й. ВАПЦАРОВ”
9026 Варна, ул."В.Друмев" No73
e-mail: bakalov_vvmu@abv.bg , bakalov@nvna.eu

ИЗСЛЕДВАНЕ ПРОМЯНАТА НА ВЪРТЯЩИЯ МОМЕНТ И МОЩНОСТТА НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ ПРИ ИЗПОЛЗВАНЕ НА ДИЗЕЛОВО ГОРИВО И БИОДИЗЕЛ

Румен Стоянов, Ивайло Бакалов

Study the torque and power of diesel engines using diesel and biodiesel: *Biodiesel is obtained by chemical processes from vegetable oils or animal fats and an alcohol that can be used in diesel engines, alone or blended with diesel oil.*

Key words: *Biodiesel, power, torque, diesel engine.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Биодизелът е течно биогориво, получено чрез химически процеси от растителни масла или животински мазнини и алкохол, който може да се използва в дизелови двигатели, самостоятелно или смес с дизелово гориво [1-3]. Днешният свят е изправен пред две предизвикателства - от една страна, енергийната криза свързана с горивата, а от друга - замърсяването на околната среда, особено под формата на замърсяването на въздуха и последствията - климатичните промени.

Биодизел е общата дума за всички видове горива направени от различни биологични ресурси - растителни масла или животински мазнини. Биодизелът може да се използва като чист биодизел (означение B100) или може да се смесва с петродизел в различни съотношения за повечето модерни дизелови мотори. Най-популярната смеска е 30/70, като 30% е биодизелът а 70% е петродизел.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Експерименталната система за измерването на въртящия момент се състои от дизелов двигател Д 3900А, преобразувател на въртящ момент (тензо вал) тип T30 FNA от фирмата Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), електро-механичен динамометър, цифров преобразувател тип MD 3555 (HBM), приспособление за отчитане положението на коляновия вал на двигателя, адаптирано устройство за събиране на данни (електронен осцилоскоп National Instruments NI USB-6210) и програмен продукт LabView. Характеристиките на дизеловия двигател са дадени в таблица 1.

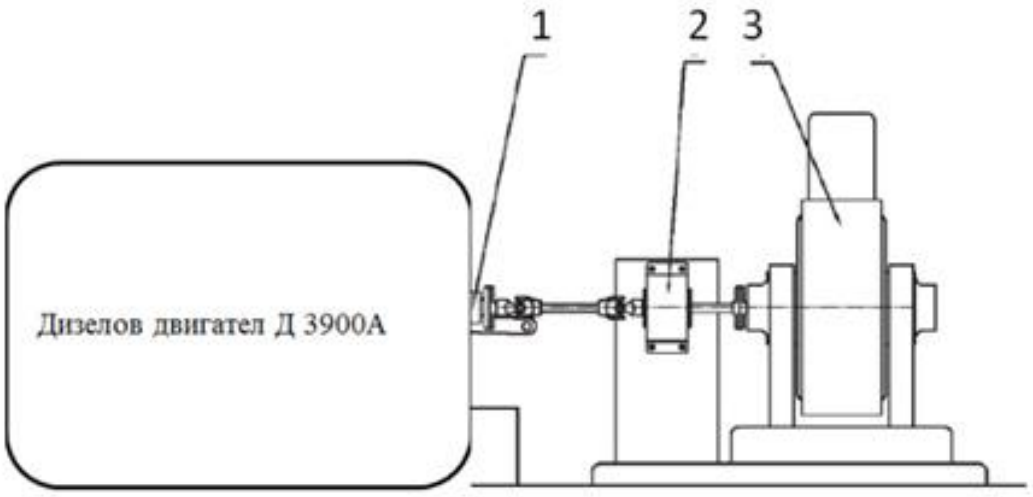
Дизеловият двигател е подложен на натоварване с помощта на електромеханичен динамометър. Въртящият момент и честотата на въртене са измерени с помощта на преобразувател на въртящ момент (тензо вал) тип T30 FNA, който беше свързан през цифров преобразувател към компютър, а обработката се извърши с програмен продукт LabView. Записани бяха измерените стойности на въртящия момент, оборотите и изчислените стойности за мощност при пълно натоварване. На фигура 1 е даден схематичен изглед на системата за изпитване. Предавателното отношение между коляновия вал на двигателя и тензо вал е 1:1 (четвърта-директна предавка).

Използваните в експеримента горива бяха два основни вида: стандартно леко дизелово гориво (нафта) и биодизел (B100) в съотношение 30/70 (растителното масло-олио / дизелово гориво нафта). Анализът на чистото дизелово гориво и B100 беше направен в лаборатория в съответствие със стандартни методи на изпитване. Някои физични и химични спецификации на използваните горива са дадени в таблица 2. По време на изпитванията температурата на горивото беше 20°C. Температурата на въздуха също беше 20°C.

табл.1
Технически данни - дизелов двигател Д 3900А.

№	Наименование	Димeнсия	
1	2	3	4
2	Диаметър на цилиндъра	mm	98,475
3	Ход на буталото	mm	127
4	Работен обем	dm^3	3.9
5	Ред на работа на цилиндрите		1-3-4-2
6	Суха маса на двигателя без радиатор, маховик, картер на маховика, вентилотор, въздушен филтър, хидравлични помпи и стартер	kg	300
7	Номинална мощност по BSAU141a	kW	59
8	Честота на въртене на коляновия вал при номинална мошност	min	2500
9	Максимален въртящ момент	Nm	265
10	Честота на въртене на коляновия вал при максимален въртящ момент	min	1500
11	Минимален разход на гориво	g/kwh	240
12	Разход на масло в % от разхода на гориво, не повече		0.8
13	Вместимост на маслената система	dm^3	8.5
14	Налягане на маслената система (при номинални обороти на двигателя и нормална работна температура)	MPa	0.21÷0.42
15	Регулировъчно налягане на дюзите	MPa	19.5
16	Температура на охлаждащата течност	C	83÷95°
17	Хлабина между клапан и кобилица -за топъл двигател -за студен двигател	 mm mm	 0.25 0.30
18	Минимална честота на въртене на коляновия вал на празен ход	min	550÷650





фиг.1 Схематичен изглед на системата за изпитване.
1) дизелов двигател Д 3900А;
2) тензо вал, тип Т30 FNA;
3) електромеханичен динамометър.

.

табл.2
Свойства на горивата

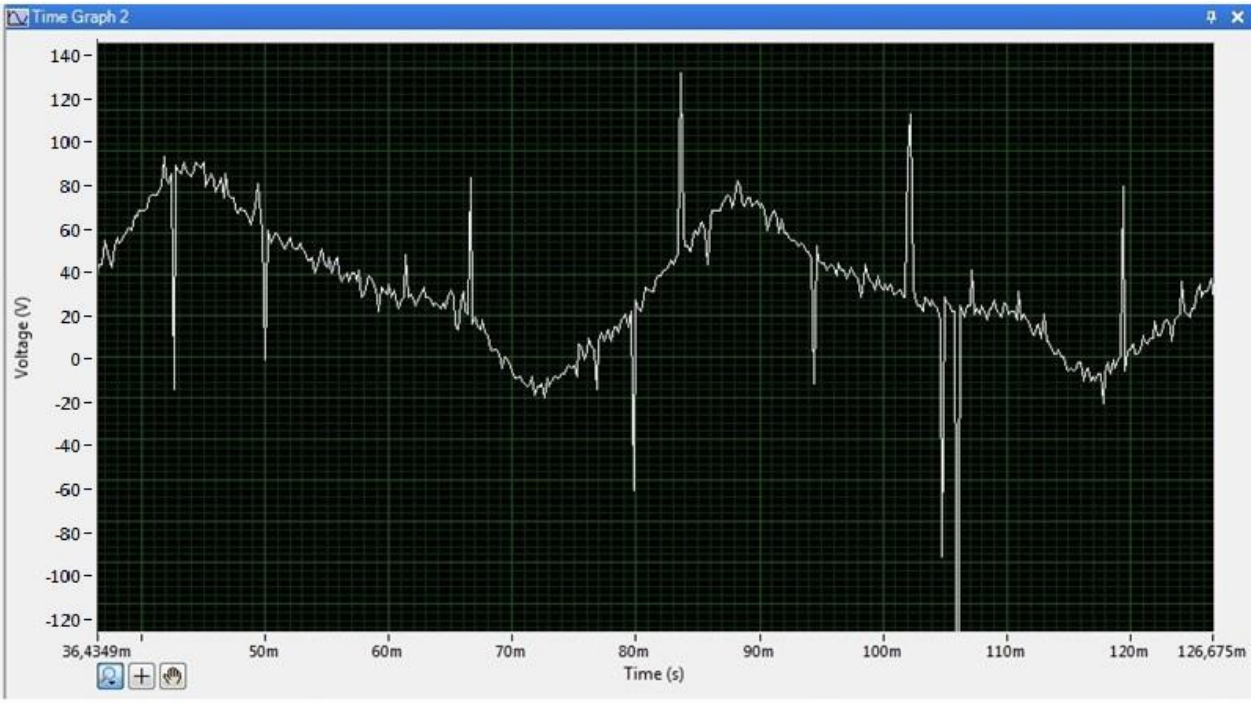
Гориво	**Дизелово гориво**	**Биодизел**
Марка	нафта	B100
Плътност ρf [kg m $^{-3}$] (ISO 12185)	835.00	885.20
Горна топлина на изгаряне Hi [MJ kg $^{-1}$] (DIN 51900)	45.90	39.76
Кинематичен вискозитет v [mm2 s –1] at 40°C (ISO 3104)	2.90	5.05
Водосъдържание [mg kg –1] (ISO 12937)	80	520
Пламна температура [°C] (ISO 2719)	60	150
Относителна разлика на горната топлина на изгаряне с дизеловото гориво [%]		-13.39 %

.

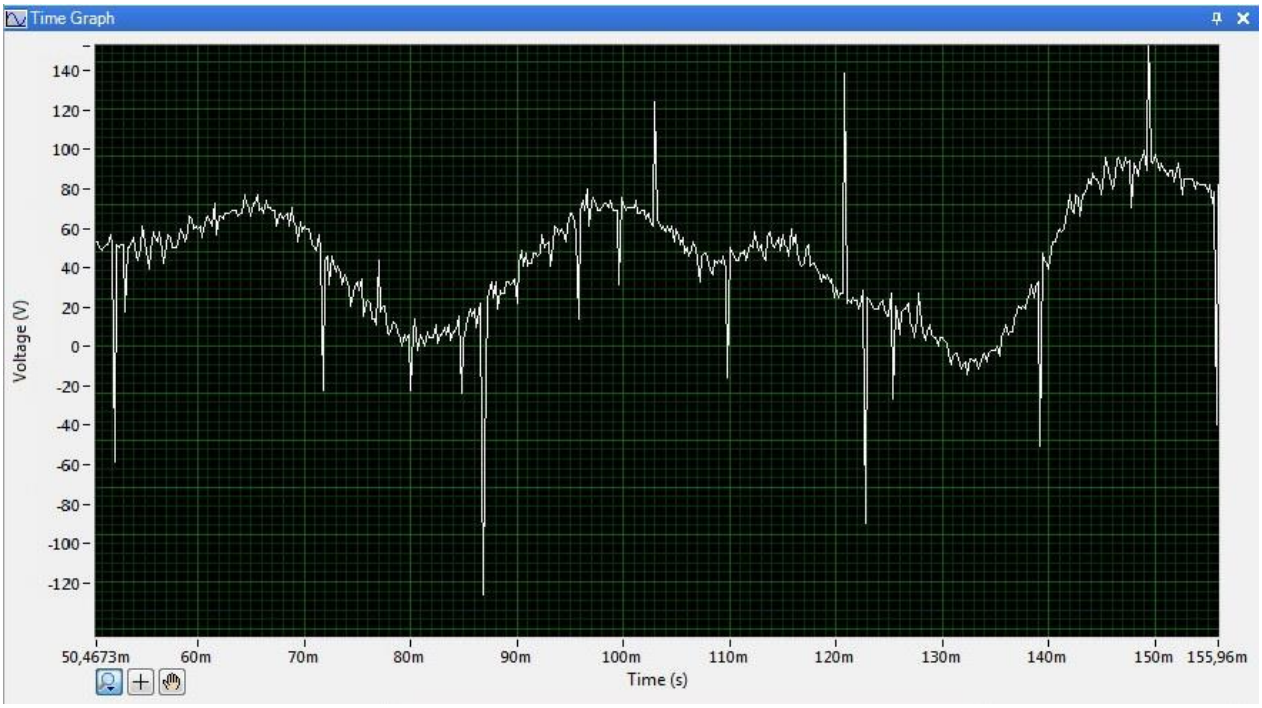
Преди измерванията двигателят работи известно време, за да достигне работната си температура и да загреят всички части и течности. Преди всяко измерване за дадено гориво цялата система работи в продължение на 5 минути. Всяко от измерванията на въртящия момент и честотата на въртене продължи в рамките на две минути. По време на този период беше записано и времето, необходимо за изразходването на 100ml гориво. Всички параметри на двигателя (подаване на гориво, охлаждане, смазване и др.) останаха непроменени по време на целия експеримент за всеки конкретен тип гориво. С помощта на този метод бяха направени минимум по 10 измервания за всеки тип гориво. При смяна на горивото от тръбите и филтърната система се отстраняваше цялото предходно гориво.

От записаните стойности за въртящия момент, честотата на въртене и времето, необходимо за изразходване на 100ml гориво, бяха изчислени специфичния разход на гориво и ефективността. Важно е да се отбележи, че измерванията на въртящия момент и мощността бяха направени върху тензометричния вала Т30 FNA, а не върху кардановия вал на двигателя или маховика. Поради тази причина стойностите може да се различават от заводските стойности на двигателя, но не съществено.

Въртящият момент на двигателя, измерен с тензометричния вала при гориво нафта и В100, са показани на фиг. 2 и фиг. 3. При едни и същи обороти (1500 об./мин.) за интервали от работата на двигателя, мощността му с обикновеното дизелово гориво е по-голяма с около 5 – 10% от тази на В100. Следователно, използването на гориво на растителна основа води до намаляване на максимално разполагаемата мощност на двигателя. В100 не влошава работата на дизеловия двигател, въпреки регистрирания пад на въртящия момент.



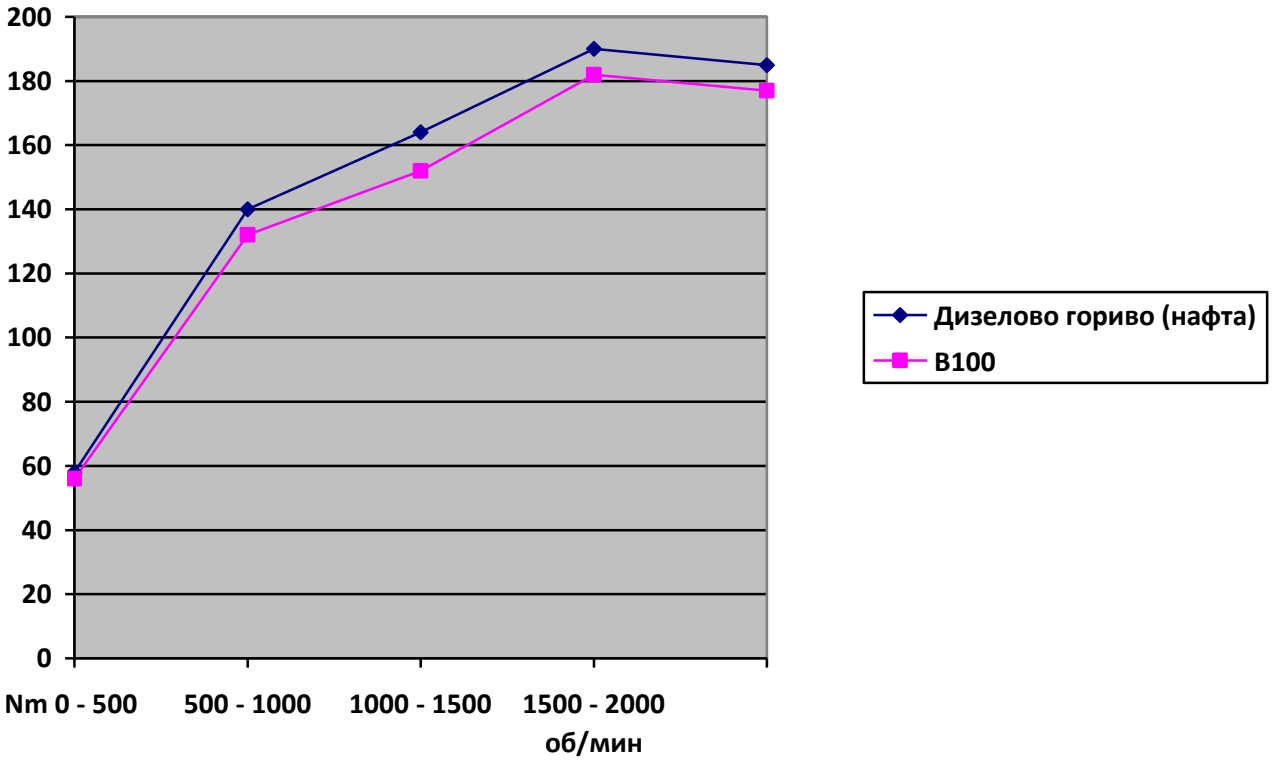
фиг.2 Въртящ момент на дизелов двигател Д 3900А при работа с дизелово гориво (нафта).



фиг.3 Въртящ момент на дизелов двигател Д 3900А при работа с В100.

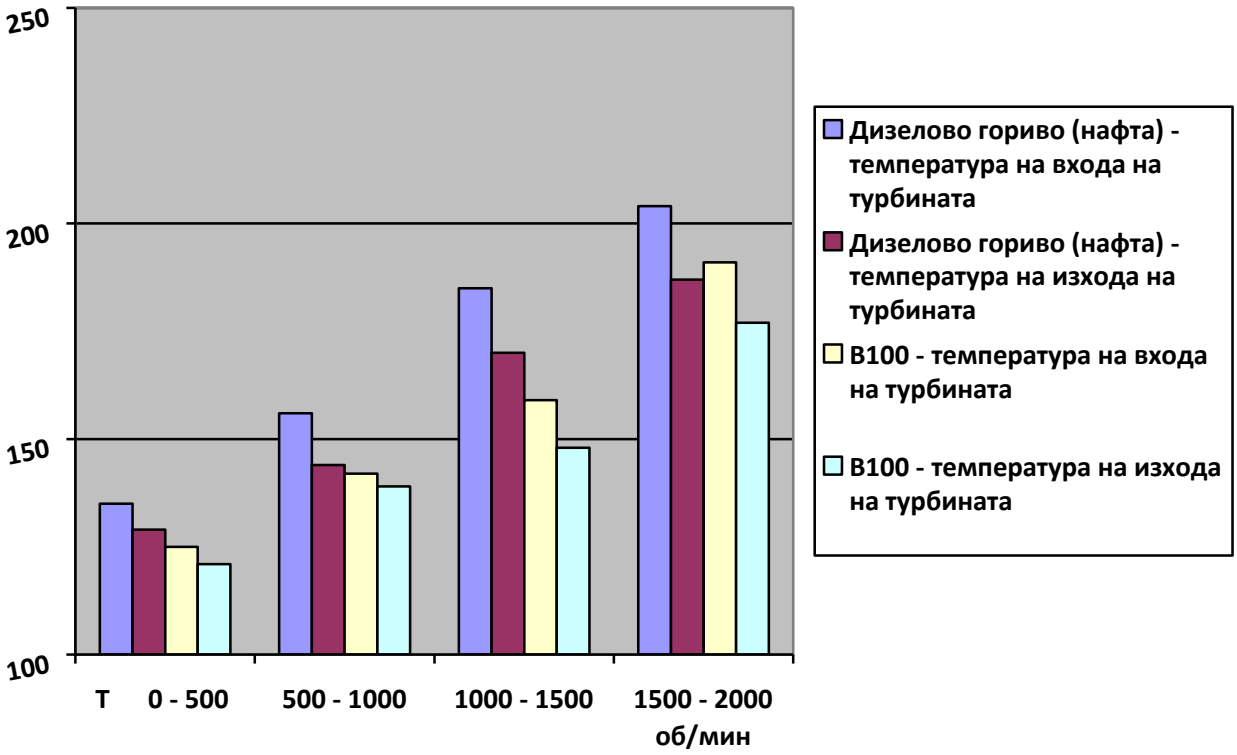
Връзката между въртящ момент при използване на дизелово гориво (нафта) и биодизел B100 е даден на фиг. 4. Вариациите на стойностите за въртящ момент на двигателя според горивото сочат, че използването на биодизел води до леко намаляване на максимално разполагаемата мощност на двигателя взависимост от оборотите. При следене на друг параметър – температура на изгорелите газове (фиг. 5) се наблюдава понижение на температурите при използване на биодизела, което може да се дължи на следното:

- ✓ биодизелът съдържа 11% кислород, което спомага за по-доброто му изгаряне [4-5];
- ✓ биодизелът има по-подходящо за двигателите цетаново число (стойност между 45,8 до 56,9) и почти същата калоричност и др.



фиг.4 Въртящ момент на дизелов двигател Д 3900А при работа с нафта и В100.

С характеристики много близки до минералния дизел, биодизелът може да се използва в съществуващите дизелови двигатели. Има по-доба способност за самовъзпламеняване, поради по-високото цетаново число. Изгарянето на този вид гориво в цилиндъра на двигателя не е съпроводено с образуването на нагар и отделянето на сажди. Температурата на изгорелите газове се понижава, като това се регистрира с помощта на два сензора за температура (термодвойки) – поставени преди и след турбината на двигателя. Температурната зависимост от оборотите при използването на разлчни горива е дадена на фиг. 5.



фиг.5 Температурна зависимост от обороти при използването на различни горива.

Биодизелът не съдържа никакви серни съединения. Липсата на сяра в биодизела означава, че не се налага да се сипват в двигателите синтетични масла на калиева основа, задържаща корозията в двигателя след конденз на сярна киселина и серните двуокис и триокис. Биодизелът дава по-нисък разход на гориво на двигателите, защото изгарянето е по-пълно. Това се доказва и с експеримет за разход на гориво, като при еднакви условия на работа на дизеловия двигател засичаме времето за изгаряне на 100 ml нафта и 100 ml B100. От изчисления специфичен разход на гориво се прави количествена оценка на икономичността на двигателя при работа с двата вида гориво. За целта процентното намаляване на специфичния ефективен разход на гориво е изчислено по следната формула:

$$\Delta = [(g_{e\ нафта} - g_{e\ B100}) / g_{e\ нафта}].100,\ \%$$

Икономичността на двигателя при работа с B100 се подобрява, като икономията на гориво пресметната по горната формула, е в границите 3 - 4%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат на експериментите, проведени с различни горива в лабораториите на катедра „Корабни силови уредби" на ВВМУ „Н. Й. Вапцаров", можем да направим следните изводи:

- при използването на биогорива се получава малка загуба на мощност и въртящ момент на двигателя;
- понижаване температурата на изгорелите газове;
- намаляване на специфичния разход на гориво.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Van Gerpen J, Shanks B, Pruszko R, Clements D, Knothe G (2004) Biodiesel production technology. National Renewable Energy Laboratory, NRRL/SR-510-3624424 2 Introduction to Biodiesel Production

[2] Van Gerpen J, Shanks B, Pruszko R, Clements D, Knothe G (2004) Biodiesel analytical methods. National Renewable Energy Laboratory, NRRL/SR-510-36240

[3] Romano SD, González Suárez E, Laborde MA (2006) Biodiesel. In: Combustibles Alternativos, 2nd edn. Ediciones Cooperativas, Buenos Aires.

[4] Тончев, Г.,Технологични проекти за производства на биодизел.

[5] Георгиева, В., Биогорива – Алтернативно гориво или гориво на бъдещето в Обединена Европа, Министерство на икономиката и енергетиката.

За контакти:

главен асистент Румен Жечев Стоянов, инженер доктор
КАТЕДРА “КОРАБНИ СИЛОВИ УРЕДБИ”
ВИСШЕ ВОЕННОМОРСКО УЧИЛИЩЕ “Н. Й. ВАПЦАРОВ”
9026 Варна, ул."В.Друмев" No73
e-mail: r_stoyanov@abv.bg

капитан-лейтенант, асистент Ивайло Данков Бакалов, инженер
КАТЕДРА “КОРАБНИ СИЛОВИ УРЕДБИ”
ВИСШЕ ВОЕННОМОРСКО УЧИЛИЩЕ “Н. Й. ВАПЦАРОВ”
9026 Варна, ул."В.Друмев" No73
e-mail: bakalov_vvmu@abv.bg , bakalov@nvna.eu

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА В АВТОМОБИЛЯХ С СИСТЕМОЙ MPI

Евгений Зенкин

Method of measurement of fuel consumption in vehicles with MPI. *Proposed and experimentally tested method of measuring fuel consumption in vehicles with distributed injection of gasoline into the intake manifold. Technique is versatile and allows to obtain reliable results in both bench and road tests.*

Key words: *gasoline injection into the intake manifold, digital oscilloscope writing, mathematical processing waveforms, the duration of fuel injection*

ВВЕДЕНИЕ

На данный момент определения расхода топлива на транспортном средстве может осуществляться несколькими способами – получением сильно усреднённого значения через диагностический протокол от бортовой системы самодиагностирования [1], измерение весовым методом при стендовых испытаниях, путём установки расходомера топлива в линию между бензонасосом и топливной рампой. Эти методы имеют ряд существенных недостатков, влияющих на достоверность получаемых результатов. Если измерение расхода топлива осуществляется с помощью диагностического сканнера или бортового компьютера, получающего информацию через диагностический разъём, то можно получить только сильно усреднённое значение как по времени, так и по всем цилиндрам вместе. Резкие изменения топливоподачи – при разгоне и торможении не отслеживаются в полной мере. Использование весового метода также не отражает картины при переходных процессах, например при разгоне и применимо только в стендовых - стационарных условиях. Нет возможности проводить тестирование автомобиля на трассе или в городских условиях. Установка расходомера топлива в линию подачи является одним из эффективных способов измерения расхода, но необходимо учитывать расход и в линии обратного слива топлива, что иногда затруднительно. Вдобавок большинство современных расходомеров обладают достаточной инерцией, не позволяющей им достоверно оценивать расход топлива на переходных режимах. Установка и демонтаж расходомера занимает достаточно времени и нарушает целостность системы топливоподачи. Сам расходомер может создавать дополнительное сопротивление потоку топлива, что будет вносить искажения в процесс измерений [2].

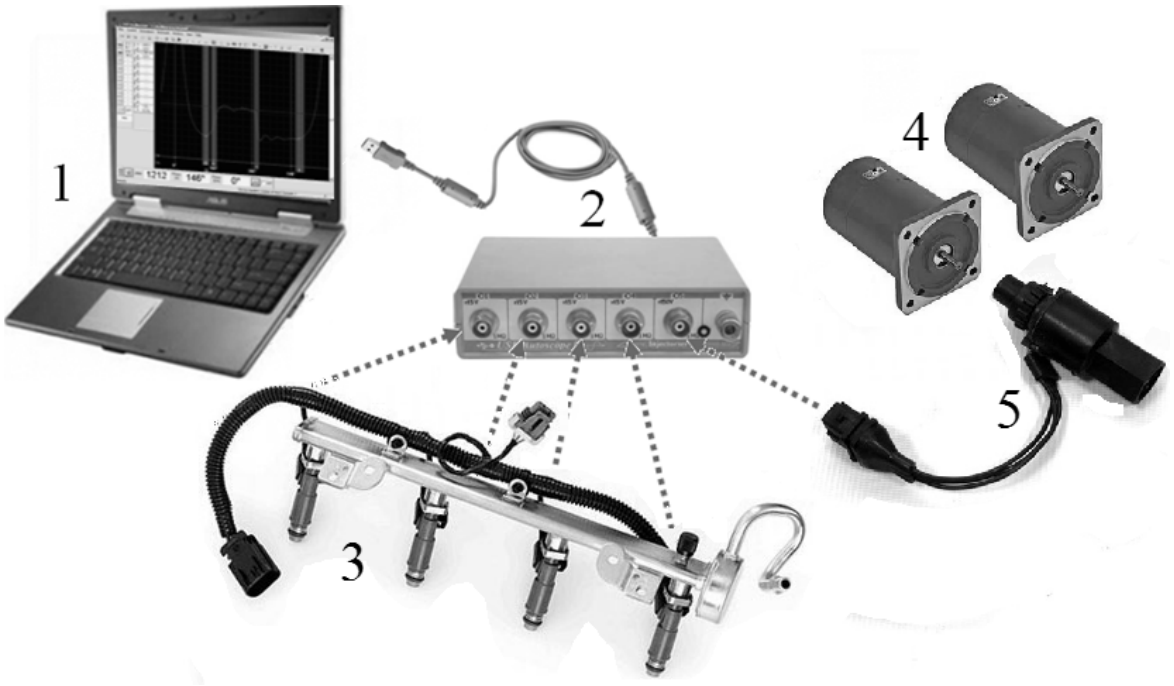
ИЗЛОЖЕНИЕ

Разработка методики оценки расхода топлива позволяющей получать достоверную информацию о расходе топлива в стендовых либо дорожных испытаниях. При этом принимается что методика должна соответствовать следующим критериям :

1. Минимальное вмешательство в топливную аппаратуру и систему управления двигателем;
2. Получение мгновенной информации по расходу топлива в каждом отдельном рабочем цикле двигателя;
3. Получение информации отдельно по каждому из цилиндров двигателя;
4. Возможность применения методики как в стендовых, так и в дорожных испытаниях, то есть измерительная аппаратура должна быть компактной и располагаться на автомобиле.

Методика должна быть реализована на базе программно - аппаратного комплекса с использованием ноутбука и многоканального цифрового пишущего осциллографа с частотой не менее 50 кГц на один измерительный канал [3]. Построение аппаратуры по модульному принципу, задействование многоканального осциллографа и возможность самостоятельного гибкого программирования дополнительных подпрограмм позволяет многократно расширить спектр проводимых измерений, что, в свою очередь, повышает достоверность получаемых результатов.

В основу методики положено измерение длительности управляющего импульса на форсунке. Это позволяет рассчитывать мгновенное значение расхода топлива каждый раз когда происходит впрыск, что обеспечивает максимальное быстродействие всей измерительной системы. Если ЭБУ тестируемого автомобиля индивидуально корректирует значения топливоподачи в каждом цилиндре например по изменению углового ускорения коленчатого вала [4], то использование 4х или 6ти канального осциллографа позволяет отслеживать «индивидуальный» расход топлива для каждого цилиндра. Если же такой корректировки нет, то можно использовать только один сигнал управления первой форсунки (или той любой, к которой максимально удобно подключать измерительную аппаратуру).



1. Ноутбук с программным обеспечением;
2. Пишущий многоканальный цифровой usb - осциллограф;
3. Электромагнитные форсунки системы топливоподачи;
4. Датчик скорости автомобиля;
5. Тахогенераторы стенда с беговыми барабанами.

Рисунок 1 – Измерительная аппаратура для проведения испытаний

Как видно из вышеприведенного рисунка измерительная аппаратура полностью монтируется на автомобиле, имеет автономное питание и позволяет записывать получаемые результаты на информационные носители в виде файлов прямо в процессе измерения. Это предоставляет возможность высокой автономности измерительного комплекса, а значит как стендовых испытаний, так и испытаний в естественных городских условиях – пробках, остановках на светофорах, утреннем

прогреве двигателя и т.д... В свою очередь совокупность проведения измерений как по «искусственным» измерительным программам на стенде с беговыми барабанами, так и в естественных условиях эксплуатации транспортного средства позволяют максимально достоверно определить расход топлива.

Пересчёт расхода топлива осуществляется из длительности управляющего сигнала на форсунку осуществляется с помощью формулы :

$$G_m P = \mu f \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot \Delta} \cdot \tau_i \quad (1)$$

где μf - эффективный проходное сечение форсунки;

ρ_m - плотность топлива г/см^3;

ΔP - перепад давления между топливной рампой и впускным коллектором кПа;

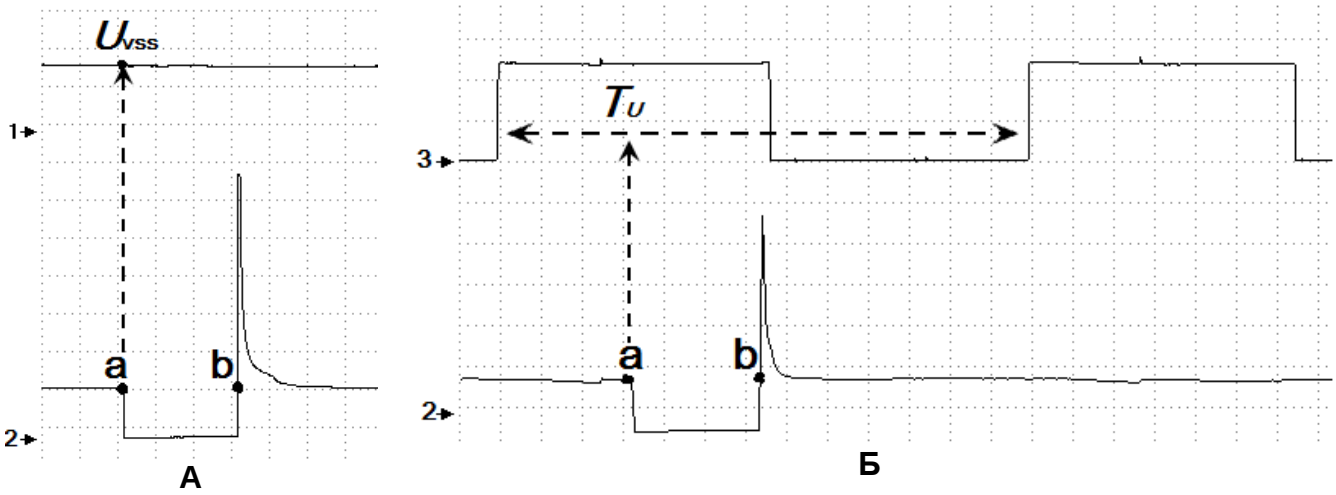
τ_i - длительность управляющего импульса , мс.

При проведении испытаний именно τ_i является основным параметром, который непрерывно измеряется и пересчитывается в расход топлива. Остальные величины определяются следующим образом : проходное сечение форсунки определяется при стендовой проливке каждой форсунки. Плотность топлива идёт либо в сопроводительной документации на бензин (если испытываются различные марки бензина, в том числе и экспериментальные - смесевые), либо определяется в лабораторных условиях. При грубых расчётах можно принимать величину 750 г/см^3 . Перепад давлений является величиной постоянной (для систем с линией обратного слива и регулятором давления [1]) Для безобраточных тупиковых систем топливоподачи давление топлива в рампе является постоянной величиной и для расчёта перепада давлений ΔP необходимо дополнительно производить измерения давления во впускном коллекторе вакуумным датчиком. Что в свою очередь задействует ещё один измерительный канал цифрового осциллографа.

Расчёт расхода топлива получаемый пересчётом длительности впрыскивания представляет собой массовую либо объёмную (не учитываем плотность в формуле 1) величину за единицу времени. Но при испытании транспортных средств, доработок или модернизации топливной аппаратуры , сортов бензина нужно производить расчёт расхода топлива в стандартной величине л/100 км и фиксировать скорость автомобиля и передачу при которой этот расход достигается. Для этого параллельно с длительностью впрыскивания осуществляется замер скорости транспортного средства. При чём в зависимости от того используются ли стендовые или дорожные испытания способ измерения мгновенной скорости будет кардинальным образом отличатся. При стендовых испытаниях беговые барабаны стенда оснащены собственными датчиками частоты вращения барабана. Обычно в таких случаях применяют тахогенераторы, установленные на оси барабана а не на автомобиле. Тахогенераторы могут быть установлены как на все 4 барабана – (передние и задние колёса – стенд для полноприводных автомобилей), так и только на одну пару барабанов (для ведущих колёс). Погрешность в данном случае может возникать в результате проскальзывания протектора шины относительно барабана при резком изменении скорости автомобиля. Это нужно учитывать при измерениях. Выходной сигнал тахогенератора является аналоговым и имеет пропорциональную зависимость между числом оборотов вала тахогенератора и величиной выходного напряжения. При известном динамическом радиусе колеса автомобиля и диаметре

барабана можно достаточно просто рассчитать коэффициент пересчёта напряжения тахогенератора в скорость автомобиля.

При дорожных испытаниях беговые барабаны отсутствуют, а значит информацию о мгновенной скорости транспортного средства необходимо получать иным путём. К сожалению низкоскоростное измерение через систему спутниковой навигации GPS/ГЛОНАСС не подходит (1 замер скорости в секунду), измерение скорости бортовыми компьютерами и диагностическими сканнерами дают примерно 1…5 замеров в секунду). Поскольку требуется значение именно мгновенного расхода топлива, то замер сигнала должен осуществляться с датчика скорости автомобиля установленного на коробке передач, либо с датчиков системы ABS/ESP установленных на колёсах. При этом основная сложность заключается в необходимости синхронизации сигналов скорости и управляющих импульсов на форсунках и дополнительной математической обработки и сигнала. В отличие от выходного напряжения тахогенераторов стационарного стенда выходное напряжение датчиков скорости имеет импульсную форму сигнала – импульсы прямоугольные и постоянные по амплитуде (на основе элемента Холла) либо синусоидальные с переменной амплитудой (индукционный датчик) . Для их обработки необходимо создавать специализированную подпрограмму на языке Java Script. Которая будет считать количество импульсов и их продолжительность (Рис. 2).



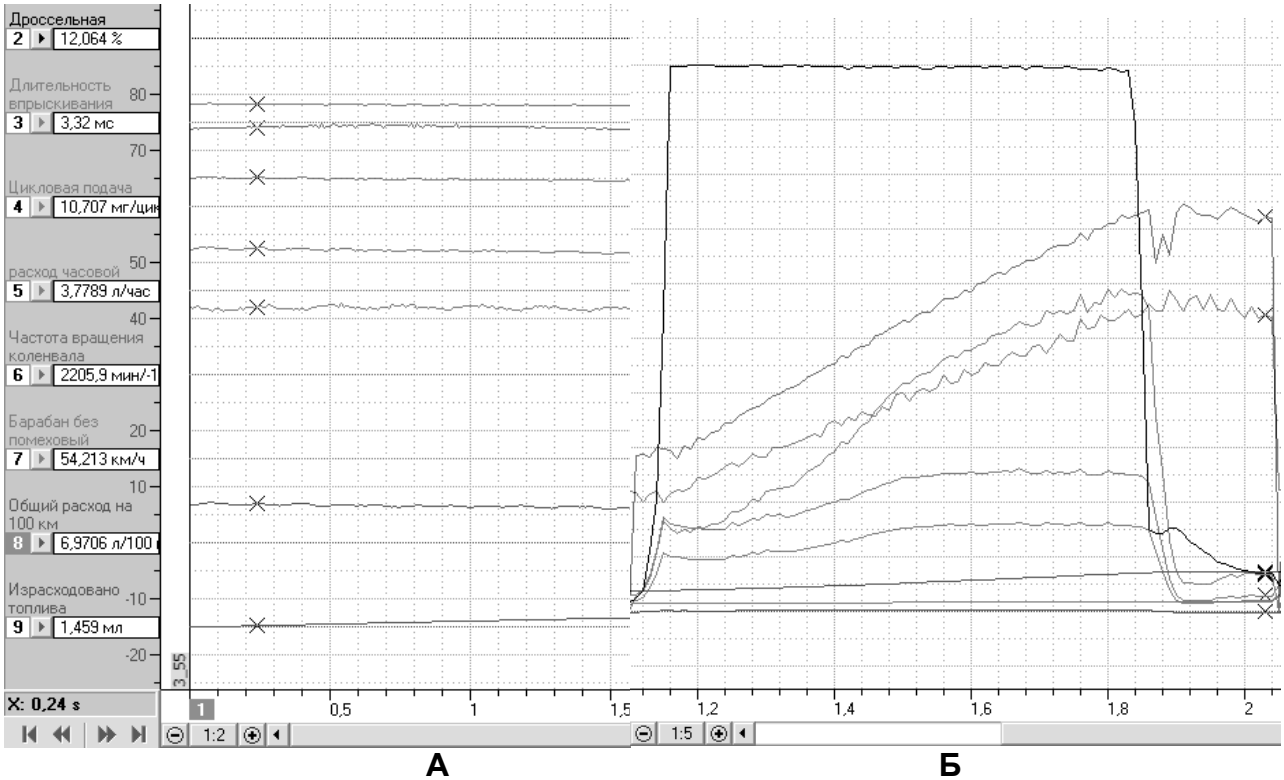
А – Стендовые испытания с беговыми барабанами и тахогенераторами;
Б – Дорожные испытания ВАЗ-2115 с датчиком скорости на основе элемента Холла, установленном на коробке передач.
1 – сигнал тахогенератора;
2 – сигнал управляющего импульса на форсунку;
3 – сигнал датчика скорости на основе элемента Холла.

Рисунок 2 – Синхронизация и параллельная обработка сигналов длительности впрыскивания и скорости автомобиля.

Синхронизация сигналов и их обработка осуществляется следующим образом – специальный поисковый алгоритм ищет нисходящий передний фронт сигнала управляющего импульса на форсунке (точка «a» на Рис. 2). Отталкиваясь от него ищется восходящий фронт (точка «b») – момент выключения форсунки. После его нахождения измеряется время между «a» и «b», это и будет время τ_i в мс. При этом в случае с тахогенераторами (осциллограмма А) в момент времени «a»

производится измерение напряжения на тахогенераторе и его перевод в значение скорости через заданный эмпирический коэффициент. Стоит заметить, что при этом может возникать погрешность, поскольку сигнал на тахогенераторах может незначительно колебаться и не иметь идеально правильную форму. В случае с измерением сигнала датчика скорости на коробке (осциллограмма Б) выполняется следующий алгоритм обработки данных. Производится поиск ближайшего от точки а фронта импульса сигнала скорости вне зависимости от того является ли он нисходящим или восходящим. Относительно найденного фронта ищется окончание импульса (противоположный по направлению фронт) и рассчитывается период и частота следования импульсов – которые в свою очередь пересчитываются в скорость на основании коэффициента учитывающего число зубьев приводной шестерни датчика. В этом случае точность расчёта мгновенной скорости ограничена только точностью работы самого датчика. Таким образом каждому импульсу впрыска (и значит значению расхода топлива) сопоставляется своё мгновенное значение скорости автомобиля.

Дополнительный алгоритм определяет время между отдельными импульсами и по формуле $n = i \cdot f \cdot 60$; рассчитывает мгновенное значение частоты вращения двигателя (мин$^{-1}$). где f - частота следования импульсов на форсунке; *i*-коэффициент типа впрыскивания, i=2 при фазированном впрыскивании, i=1 при попарно-параллельном впрыскивании, i= 0,5 при одновременном впрыскивании ;



А **Б**

А- стационарный режим, **Б** – режим разгона

Рисунок 3 – итоговые результаты обработки данных.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные данные могут применяться для выполнения следующих задач – определения эксплуатационных свойств различных бензинов, определения тенденции изменений в рабочем процессе двигателя после его ремонта / модернизации / «тюнинга» , выявления наличия неисправностей влияющих на работу двигателя. В отличие от упомянутых в начале статьи методик предлагаемая

методика позволяет определять мгновенные значения расхода и скорости на переходных режимах, например при резких разгонах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Системы управления бензиновыми двигателями Bosch.Узлы и агрегаты/ [Перевод с немецкого Н.Панкратова]. – М.: ЗАО «КЖИ За рулём», 2005. – 432 с. – (Первое издание).

2. Колчин А.В. Датчики средств диагностирования машин. / Колчин А.В. – М.: Машиностроение, 1984. – 120 с.

3. Технические характеристики осциллографа L-Card L-783 [Электронный ресурс] /– Режим доступа к ресурсу : http://www.lcard.ru/products/boards/l-783.htm

4. Пинский Ф.И. Давтян. Р.И. Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. [Учебное пособие]/ Пинский Ф.И. Давтян. Р.И. Черняк Б.Я. – М.: Легион – Автодата, 2002. – 136 с.

За контакти:
К.т.н.. наук Зенкин Е.Ю., ассистент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Украина, Харьков, ул. Петровского, 25, тел. (057) 700-38-79,
e-mail: crservice2008@yandex.ru

СРАВНЕНИЕ НА ФИЗИКО-ХИМИЧНИТЕ, ЕНЕРГЕТИЧНИ И РАЗХОДНИ ПОКАЗАТЕЛИ ПРИ МЕТАНОВИ, ПРОПАНБУТАНОВИ И БЕНЗИНОВИ ГОРИВНИ СМЕСИ ИЗПОЛЗВАНИ В ДВГ

Ангел Димитров, Георги Мечкаров

Summary: *In this work makes a comparative analysis of the main physico-chemical, energy and cost indicators of the three of the most popular fuel used for operation of an internal combustion engines.*

Key words: *comparing indicators of methane, LPG and gasoline, internal combustion engines*

Поради нарасналия интерес през последните години в България към преустройване на автомобилите с ДВГ за работа с метан или пропан-бутан, като алтернативни горива на поскъпващия бензин, възникна необходимостта от внасяне на яснота по-отношение на някой техни по важни показатели (физико-химични, разходни, екологични и и ценови).

Целта на статията е да изясни причините за масовото използване от потребителите на единия или другия вид газово гориво, като алтернатива на бензиновото гориво.

Задачи решавани чрез сравнителния анализ:

- Изясняване на ефективността и екологичността на трите вида горива.
- Внасяне на яснота по отношение ценовата изгодност и разходни норми на разглежданите в статията горива в ДВГ.

2. Анализ на физико-химичните свойства на пропан, бутан , метан и бензин.

В таблица 1 са представени сравнителни данни на основните физико-химични характеристики на пропан-бутан, метан и бензин:

Таблица 1

Показатели	**Пропан**	**Бутан**	**Метан**	**Бензин**
Химична формула	C_3H_8	C_4H_{10}	CH_4	C_8H_{17}
Молекулно тегло, kg/Kmol	44,10	58,12	16,04	114,20
Специфично тегло на течната фаза, при температура 15°C , и атмосферно налягане, в кг/м3	510	580	416	730
Специфично тегло на газовата фаза, при температура 15°C и атмосферно налягане в кг/м^3	1,9	2,55	0,72	-
Специфичана топлина на изпарение, кДж/кг	484,5	395,0	512,4	397,5
Специфична топлина на изгаряне минимална в течно състояние, кДж/л	65608	26417	?	62696
Специфична топлина на изгаряне минимална в газообразно състояние, кДж/кг	45852,6	45431	35818	48680
Специфична топлина на изгаряне максимална в газообразно състояние, кДж/м^3	85627,3	111593	11954	213180
Октаново число	110	95	130	72-98

Предел на възпламеняемост в смес с въздух при нормални условия, %	2,1-9,5	1,5-8,5	?	1,0-6,0
Температура на самовъзпламеняване, °C	466	405	537	255-370
Теоретически необходимо количество въздух в, $м^3$ за изгаряне на 1 $м^3$ газ	23,80	30.94	9,53	20,13

3. Сравнителен анализ на октановото число спрямо калоричността (топлина на изгаряне) при пропан-бутан , метан и бензин.

Таблица 2

Гориво	Окт.ч-ло(RON)	MJ/l	MJ/kg
Бензин	91–98	29,00	44,00
Пропан	111	23,4	46,1
Бутан	103	26,5	45,46
Метан	135	38,2(MJ/m^3)	53,20

4. Анализ на разходни норми и ценова изгодност при пропан, бутан , метан и бензин.

В таблица 3 е представена сравнителна таблица на опитно установени разходни норми в литри за пробег на автомобил от 100км, спрямо цената на съответния вид гориво:

Таблица 3 данните са за месец декември 2013г.

Разход бензин в литри на 100км	Стойност бензинА95 2.57лв./л	Стойност пропан- бутан 1.37лв./л	Стойност метан 1.63 лв./кг
5	5л х 2.57лв.= 12,85лв.	6л х 1.37лв.= 8,22лв.	3.1кг х 1.63лв =5.053лв.
6	6л х 2.57лв.= 15,42лв.	7.5л х 1.37лв. =10,275лв.	3.7кг х 1.63лв. =6,031лв.
7	7л х 2.57лв.= 17,99лв.	9л х 1.37лв.= 12,33лв.	4.3кг х 1.63лв. =7,009лв.
8	8л х 2.57лв.= 20,65лв	10л х 1.37лв.= 13,7лв.	5кг х 1.63лв. =8,15лв.
9	9л х 2.57лв.= 23,13лв.	11л х 1.37лв.= 15,07лв.	5.5кг х 1.63лв. =8,96лв.
10	10л х 2.57лв. =25,7лв.	12л х 1.37лв. =16,44лв.	6кг х 1.63лв. =9,78лв.

Лек автомобил с разход 9 л/100 км бензин или 11 л/100 км пропан-бутан. На автомобила е монтирана газова уредба с цена 857 лв без ДДС с бутилка за метан с обем 58 литра – 10,32 кг метан компресиран с налягане от 200 bar/g. С тази бутилка автомобилът може да измине 200 км пробег с едно зареждане. С уредба на метан се спестява 3,16 лв на 100 км или 6,33 лв за целия пробег в сравнение с уредба на пропан-бутан. Ако сравним метановата уредба с разхода на бензин, ще видим, че спестяването е от 7,79 лв за 100 км или 15,59 лв за целия пробег от 200 км. .

Следователно изплащането на уредбата ще се извърши след пробег от 6676 км или за около 2-3 месеца.

5. Анализ за съотношението горивовместимост в газовите бутилки на автомобилите към пробег в км.

В таблици 4 и 5 са представени данни с горивовместимостта в газовите бутилки и опитно установен пробег на автомобила за едно зареждане на автомобила в съответния вид гориво:

Таблица 4

Водовместимост литри в метални газови бутилки тип CNG1	Количество метан кг.	Равностойност на бензин литри	Пробег с метан в км. при разход на бензин 9л./ 100 км ,а с пропан-бутан 11л/100км
30	5,160	8,25	92
40	6,875	11,0	122
42	7,940	11,55	128
56	9,625	15,40	171
58	9,668	15,95	177

Таблица 5

Водовместимост литри в композитни газови бутилки тип CNG4	Количество метан кг.	Равностойност на бензин литри	Пробег с метан в км. при разход на бензин 9л./ 100 км,а с пропан-бутан 11л/100км
28	4,81	7,7	85,55
62	10,56	17,05	189,44
130	22,34	35,75	397,22

6. Теоретични методики за определяне разхода на гориво.

По данни от литературни източници [4] е изведена теоретическа зависимост за определяне разхода на гориво на база режимни и качествени характеристики на автомобила и транспортния път.

$$Q = \frac{100.Ma.Kп}{Нк.ρм.ηа}\ , [l/100km]$$

където:

Ma- маса на автомобила, [kg];

Kп- коефициент за качеството на пътно-транспортните условия (за магистрали-0,12; за второкласни и третокласни пътища-0,24 до 0,44), [m/s^2];

Нк- нетна калоричност при горенето, [kJ/l]

ρм- плътност на горивото, [g/cm^3];

ηа- общ к.п.д. на автомобила.

Друга математическа зависимост за определяне на разхода на гориво е изведена в източник [5]:

$$Ho = \frac{1}{ηi}\ .\ [A.ik + B.ik^2.Va + C.(Go.ψ + 0,077.kF.Va^2)],\ [l/100km]$$

където:
ηi- индикаторно к.п.д. на двигателя;
Go- тегло на автомобила, N;
Ψ- сумарно пътно съпротивление;
Va- скорост на движение на автомобила,km/h;
ik – средно предавателно число на скоростната кутия;
kF- фактор на обтекаемостта, $H.c^2.м^{-2}$;
A,B и C- постоянни коефициенти.

$$A=\frac{358.Vh.io}{Hк.\ ρм.rk};\quad B=\frac{9.Vh.Sп.io^2}{Hк.\ ρм.rk^2};\quad C=\frac{100}{Hк.\ ρм.\ ηтр};$$

където:
Нк- нетна калоричност при горенето, [kJ/l];
ρм- плътност на горивото, [g/cm3.];
Vh- работен обем на двигателя, l;
Sп- празен ход, m;
io- предавателно число на скоростната кутия;
rk- радиус на колелото, m;
ηтр- к.п.д. на трансмисията

Фактора на обтекаемостта се определя по формулата:

$$kF=\frac{ρв}{2.Cx.Ba.Ha.αt},\ [H.c^2.м^{-2}]$$

където:
$ρв=1,22$- плътност на въздуха, kg/m^3;
Cx- коефициент на аеродинамика;
Ba и Ha- ширина и височина на автомобила, m;
αt- коефициент на запълване на челната площ.

След направени пресмятания по посочените по горе математически зависимости се оформиха следните резултати, посочени в таблица 6 и графически представени на фиг.1.

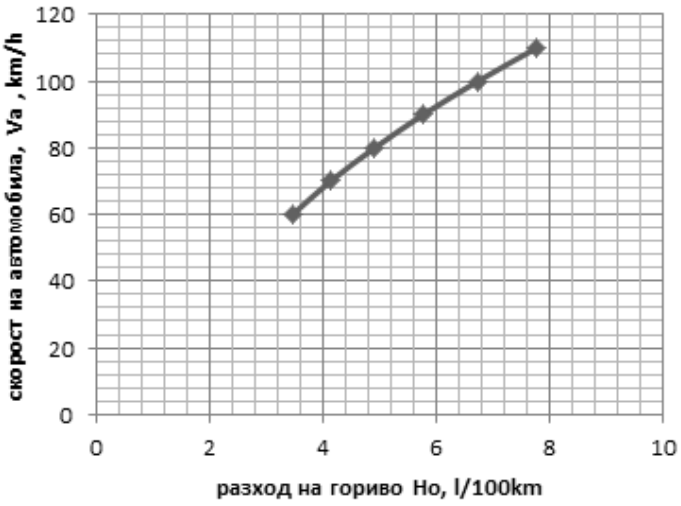
За константни величини приемам:

ηi=0,5; Go=11000N; Ψ=0,02; ik=60; kF=1; A=0,005; B=0,008; C=0,003;

Като променлива величина е приета скоростта на движение на автомобила:

Таблица 6

скорост на автомобила, Va , km/h	разход на гориво Ho, l/100km
60	3,46
70	4,13
80	4,91
90	5,77
100	6,73
110	7,77



Фиг.1.

7. Изводи и препоръки

От направените в статията разглеждания, могат да се направят следните изводи:

1. От данните в таблици 1 и 2 следва, че най-добри физико-химични и енергетични показатели имащи значение за к.п.д. на двигателя има метана.

2. Обобщавайки данните от таблици 3, 4 и 5 можем да направим извода, че относно икономическата изгодност по отношение цена на автомобилно гориво спрямо пробег на автомобила, към сегашния момент най-изгодно излиза монтирането на метанови горивни уредби.

3. На база изчислените стойности (табл.6) за разхода на гориво по математичните зависимости от т.6 ,се изчерта графична зависимост от която става ясно, че по аналитичен път с достатъчна точност можем да прогнозираме реален разход на гориво при зададени различни скорости на движение на автомобила.

Литература:

1. *"Газобаллонные автомобили: Справочник / А. И. Морев, В. И. Ерохов, Б. А. Бекетов и др. - М.: Транспорт, 1992. 175 с."*
2. http://www.mgas-bg.com/?sub=metan21
3. XVI НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ, СБОРНИК ДОКЛАДИ ЧАСТ II„ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ-УТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ“ , ЕКОВАРНА'2010;
4. Н.Я. Говорущенко и др., Методь диагностирования автомобилей по изменению общего и индикаторного расхода топлива и частньх кпд в отдельньх агрегатах, ЕКОВАРНА'2010, с.442;
5. С. И. Кривошапов, Методика расчета разхода топлива специализированного подвижного состава, ЕКОВАРНА'2010, с.442;

ЗА КОНТАКТИ :

1. проф.д-р А.Димитров
   E-mail: an_dimitrov@mail.bg

2. инж.Г.Мечкаров
   E-mail: gmetchkarov@yahoo.com

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТРАНСПОРТНИТЕ ПОТОЦИ И АНАЛИЗ НА ВАРИАНТИТЕ ЗА РЕКОНСТРУКЦИЯ НА КРЪСТОВИЩЕТО НА ПЛОЩАД "ЛЪВОВ МОСТ" В СОФИЯ

Божидар Велинов, Георги Младенов

Study of transport flows and analysis of options for reconstruction at the intersection of square "Lavov Most" in Sofia: *In this paper are described problems and decisions for one of the most busy intersections in Sofia. Comparing, two main options for reconstruction of that intersection. Analyzing the results of research and presentation of the optimal solution for the reconstruction of this road junction.*

Key words: *intersection, Lavov Most ,roundabout intersection of two levels, intensity of traffic flows, motor traffic, cartogram.*

ВЪВЕДЕНИЕ

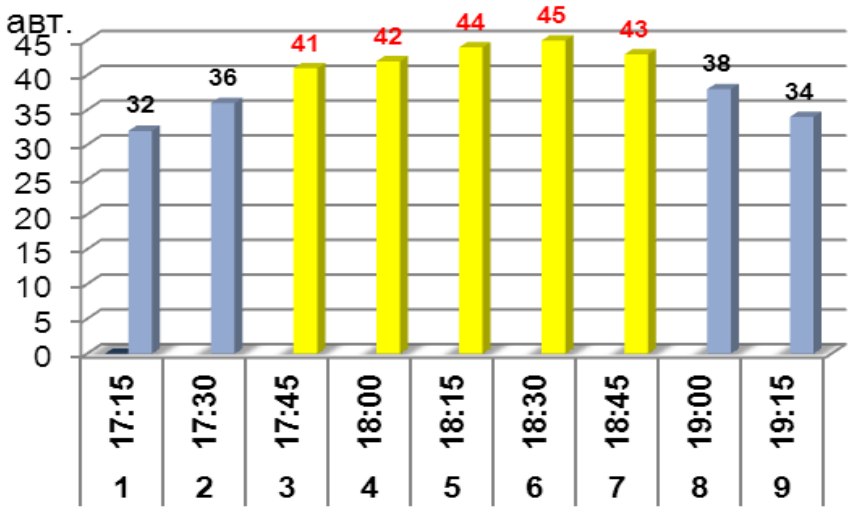
Кръстовището на Лъвов Мост е един от най-натоварените пътни възли в град София. То се намира в централната част на града. Мостът преминава над Владайската река и е разположен на бул. „Княгиня Мария Луиза“, перпендикулярно на бул. „Сливница“, като свързва Централната железопътна гара и Централна автогара с центъра на града. Поради тази причина от Столична община обявиха конкурс за ново автотранспортно решение, за облекчаване на движението в този пътен участък от уличната мрежа, което от своя страна изисква изследване на разглежданото кръстовище.

……

ИЗЛОЖЕНИЕ

Цялостно изследване на кръстовището, което включва измерване на интензивността на транспортните потоци преминаващи през него.

За определяне на периода от денонощието за изследване на транспортните потоци беше извършено преброяване на преминалите автомобили на зелен сигнал от 17:15ч до 19:15ч. с интервал от 15 минути. Получените резултати са показани на фиг.1.



Фиг. 1 Преминали автомобили на зелен сигнал

От получените резултати става ясно, че в периода от 17:45ч до 18:45ч. броя на преминалите през кръстовището автомобили е най-голям. За този период бяха определени кореспонденциите в брой автомобили между входовете и изходите на кръстовището.

Входовете и изходите на изследваното кръстовище са означени както следва:
За входящите транспортни потоци:

- от бул. „Христо Ботев“ - Вход 1;
- от площад „Сточна гара” - Вход 2;
- от Централна жп. Гара - Вход 3;
- от Центъра на София - Вход 4.

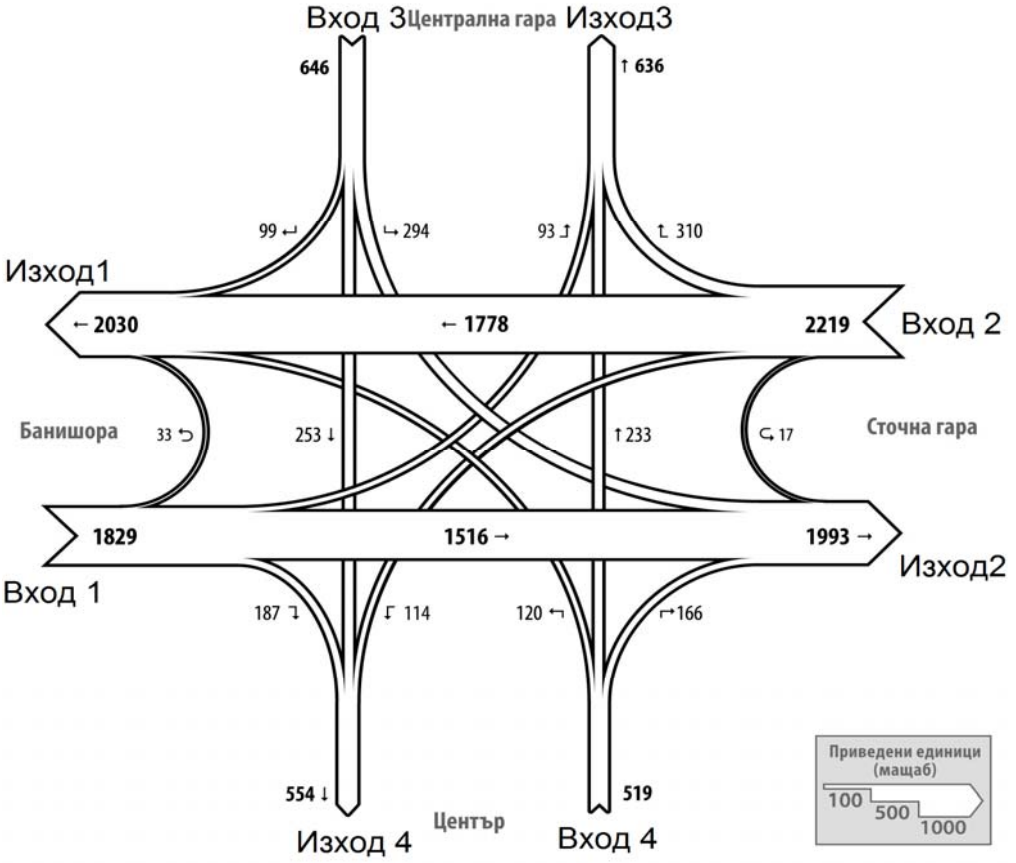
За изходящите транспортни потоци:

- към бул. „Христо Ботев“ -Изход1;
- към бул. „Сточна гара” – Изход2;
- към Централна жп. Гара – Изход3;
- към Центъра на София - Изход 4.

Измерената интензивност на транспортните потоци е показана в таблица 1, а тяхната картограма е показана на фиг.2.

Таблица.1

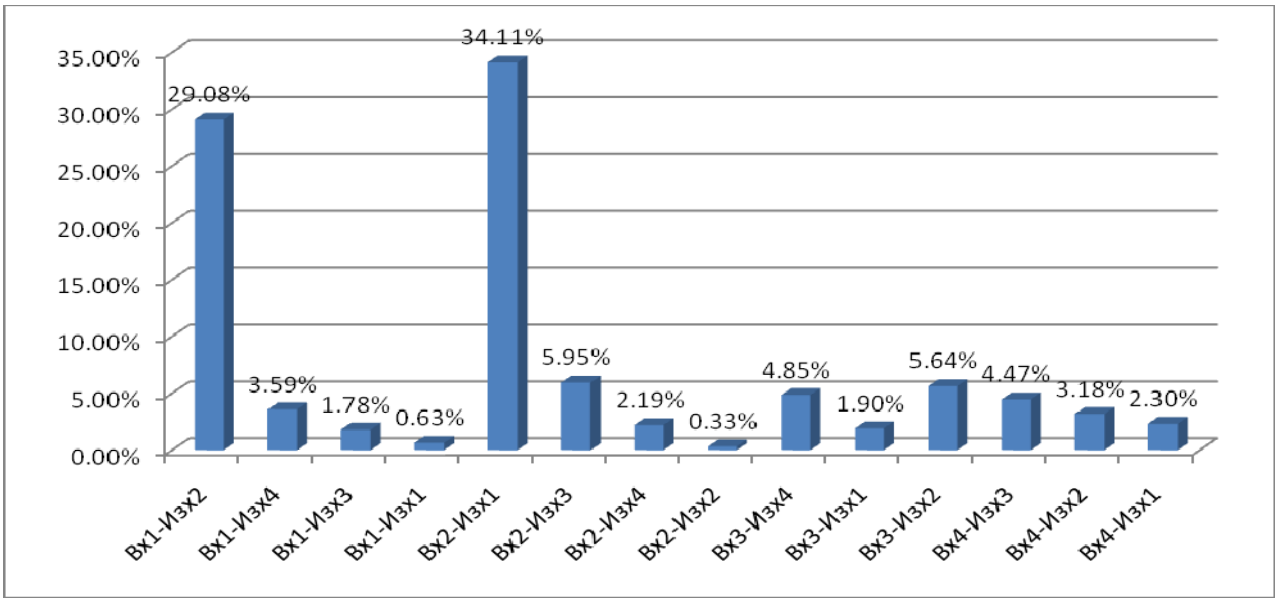
ВХОДОВЕ						
ИЗХОДИ	**От** / **Към**	бул. „Христо Ботев“	Сточна гара	Централ на гара	Център	**ОБЩО**
		Брой автомобили/час				
	бул. „Христо Ботев“	33	1778	99	120	**2030**
	Сточна гара	1516	17	294	166	**1993**
	Централна гара	93	310	-	233	**636**
	Център	187	114	253	-	**554**
	ОБЩО	**1829**	**2219**	**646**	**519**	**5213**



Фиг.2. Картограма на транспортните потоци на кръстовището на Лъвов Мост.

От данните в таблицата се вижда, че транспортните потоци по бул. „Сливница“ в двете направления превишават 1500авт/ч за всяко направление, като те заемат над 60% от всички автомобили преминали през кръстовището. Всички останали транспортни потоци, включително и завиващите на ляво автомобили са със стойности от 100 авт/ч. до 300авт/ч.

Процентно разпределение на автомобилите в отделните направления от общия брой автомобили е показано на фиг.3.



Фиг.3. Процентно съотношение на автомобилите

За разглежданото кръстовище беше приет вариант с кръгово движение (фиг.4) и беше отхвърлен вариант със запазване на сегашната организация на движение с четриклонно кръстовище (фиг.5).



Фиг.4. Модел на Вариант I предлаган за реконструкция на кръстовището на Лъвов мост.

Според авторите [2] на проекта нивата, който ще осигуряват преминаването на транспортните и пешеходните потоци са следните:

- I ниво на височината на сегашното кръстовище се предвижда кръгово кръстовище около съществуващия Лъвов мост;
- II ниво предвиждат се два транспортни тунела: северен и южен по бул. „Сливница“, които осигуряват директното движение в двете посоки;

Кръговото кръстовище е разположено около съществуващия мост, без да го засяга. Мостът остава в кръга, по него ще преминава само трамвайното движение. Пешеходните пасарелки от двете страни на моста се премахват. Над реката се предвиждат два нови пешеходни моста по кръга от двете страни на съществуващия мост. Предвидена е и светофарна уредба.

Приетото решение за изграждане на кръстовище с кръгово движение показва съществени недостатъци като периодично прекъсване на автомобилното движение в кръга поради пресичането му с трамвайно движение. Данните от изследването на кореспонденциите между входовете и изходите показват, че лентите на кръговото движение ще се ползват от потоците формирани между следните входове и изходи:

- Вход 1 към Изходи 1 и 3 с обща интензивност от 126 авт/ч;
- Вход 2 към Изходи 2 и 4 с обща интензивност от 131 авт/ч;
- Вход 3 към Изходи 2 и 4 с обща интензивност от 547 авт/ч;
- Вход 4 към Изходи 1 и 3 с обща интензивност от 353 авт/ч;

Тези транспорнтни потоци са с обща интензивност от 1157 авт/ч, което представлява едва 23% от всички автомобили преминаващи през пътния възел. В този случай дясно-завиващите автомобили ще използват нищожна част от кръга и поради тази причина ще оказват минимално влияние върху движещите се в кръга автомобили.

Авторите на втория вариант [3], [4] също предвиждат транзитно движение по бул. „Сливница”, но запазват съществуващата организажия на движение по бул. „Мария Луиза”. Проведеното изследване показва, че по всяко от платната на моста ще преминават по около 550 авт/ч. Съгласно [1] максималната пропускателна способност на една лента за движение е около 1800 авт/ч, което показва че автомобилното движение по съществуващия мост няма да бъде затруднено.



Фиг.5. Модел на Вариант II предлаган за реконструкция на кръстовището на Лъвов мост.

Изследването показва че интензивността на транспортните потоци по бул. Сливница в двете направления е около 3300 авт/ч, т.е. 63% от всички преминаващи

автомобили, което потвърждава правилносста на организиране на транзитно движение по бул. Сливница при двата варианта за реконструкция на кръстовището.

……..……

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Въз основа на използваното могат да се направят следните изводи и предложения:

1. Ниската интензивност на транспортните потоци използващи лентите за движение в кръга, предполага неизползване на пропускателната му способност;

2. Наличието на трамвайно движение пресичащо кръга ще отнеме едно от важните предимства на кръговото движение за непрекъснатост на транспортните потоци в кръстовището;

3. От получените резултати се вижда, че 63% от всички преминали автомобили през кръстовището минават по бул. „Сливница“, което показва, че и двете разгледани решения на този транспортен възел решават проблемите с транзитното преминаване на повече от половината автомобили през кръстовището и едва 23% от автомобилите биха се възползвали от кръгово движение,което не подкрепя приемането и изграждането на на съоръжение от такъв тип.

……..……

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Проф. инж. Златанов И . – „Организация и безопасност на движението” – „Техника – София” 1985 г.

[2]. http://www.infrastructure.bg

[3]. http://www.citybuild.bg

[4]. http://www.grupagrad.com

……..……

За контакти:

маг. инж. Божидар Велинов, катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт” към Транспортен факултет на Технически университет – София, гр. София, бул."Кл. Охридски" 8, bojo_dar@abv.bg.

маг. инж. Георги Младенов, докторант в катедра „Двигатели, автомобилна техника и транспорт” към Транспортен факултет на Технически университет – София, гр. София, бул."Кл. Охридски" 8,тел.02/9652308, gmladenov@tu-sofia.bg.

ИНФОРМАЦИОННА СИСТЕМА ЗА НАБЛЮДЕНИЕ НА КОНСУМИРАНА ЕЛЕКТРИЧЕСКА ЕНЕРГИЯ ОТ ЕЛЕКТРОМОБИЛ „КВАЗИ“

Росен Христов, Гроздан Грозев

Information system for monitoring of the electricity consumed by „КВАЗИ: *This pa per describes overall proccess of developing an embedded system for electricity metering*
Key words: *electricity metering, electric vehicle, arduino, contest, laps*

ВЪВЕДЕНИЕ

Необходимостта от внедряване на информационна система се появи в момент на определяне на оптимална стратегия за шофиране. Нейна задача е да известява водача за текуща консумирана енергия, време и параметри на захранващите устройства. Тези стойности са групирани по критерии „текуща обиколка“, „предходни n-обиколки“ и „всички m-обиколки“. Водача, позовавайки се на тези знания, преценя как трябва да промени текущата приета стратегия, така че да изпълни условията за оптимален разход и време. Информационната система се използва активно и на етап на първоначални тестови обиколки.

ИЗЛОЖЕНИЕ

1. Избор на базова развойна среда

1.1. Изисквания

а) голям брой на входно/изходни портове – визуализацията на желаните електрически параметри се осъществява посредством LCD екран. Той от своя страна се нуждае от 8 даннови и 3 управляващи сигнала. Системата включва в състава си няколко контролни бутона („Рестарт“, „Нова обиколка“ и др.).

б) голям брой АЦП модули – за приемане на данни от сензори за скорост, консумирана електрическа енергия, текущо напрежение на захранваща батерия.

в) модул таймер – за определяне на скоростта

г) захранващо напрежение 5V – LCD екран, сензор за скорост и др.

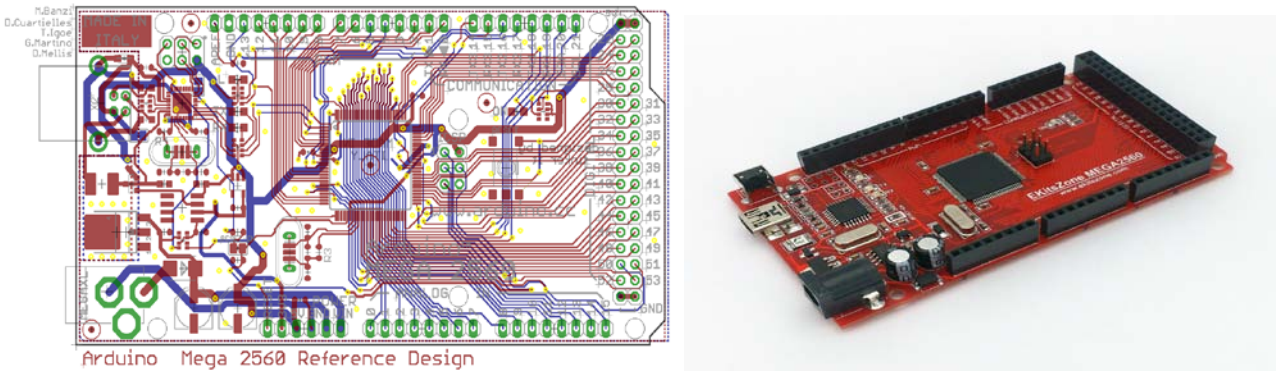
д) сериен интерфейс за комуникация USB – за осъществяване на връзка с мобилно устройство, както и за препрограмиране

е) голям брой на съществуващи програмни библиотеки за работа с модулите

ж) портативен размер

з) ниска цена на развойната среда

1.2. След проучване е избрана EKitsZone MEGA2560 Rev.3 (фиг.1)



Фиг. 1 EKitsZone MEGA2560 Rev.3

Mega2560 е микроконтролерна развойна платка с ATmega2560 AVR микроконтролер, реплика на известната Arduino Mega 2560. Има 54 цифрови входно-изходни (I/O) порта, 16 аналогови входа, 4 UARTs порта (hardware serial ports), 16 MHz резонатор, четири светодиода (един потребителски, свързан на 13ти цифров I/O порт и три, които индикират работата на платката: ON, Tx и Rx), USB конектор, захранващ куплунг, бутон за рестартиране и два ICSP конектора (по един за ATmega2560 и ATmega8U2). 14 от цифровите I/O порта могат да се използват като PWM (ШИМ) изходи.

Мега2560 може да се захранва през USB порт на компютър или от външен източник, като превключването между различните начини за захранване става автоматично. Външният източник на захранване може да е AC-DC адаптер (7 до 12V), свързан посредством захранващия куплунг или батерия, която може да се свърже директно към Vin. Техническите му характеристики са показани в табл.1.

Програмирането му става с безплатния java базиран софтуер ArduinoIDE, който е изключително удобен и лесен за използване. Ардуино и репликите му имат голяма обществена подкрепа в цял свят и обширен набор от библиотеки и примери за използването на платформата. В официалния сайт може да намерите подробна информация за Ардуино и много примерни проекти за взаимодействието му с периферни устройства (сензори, изпълнителни механизми, дисплеи, ардуино Shields и др.).

Табл. 1 Технически характеристики

Микроконтролер	ATmega2560
Работно напрежение	5V
Захранващо напрежение (препоръчително)	7-12V
Ограничения на входното захранване	6-20V
Цифрови I/O порта	54 (of which 15 provide PWM output)
Аналогови входове	16
Максимален ток на I/O порт:	40 mA
Максимален ток на I/O порт на 3.3V:	50 mA
Програмируема памет	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Тактова честота	16 MHz

2. Избор на LCD екран

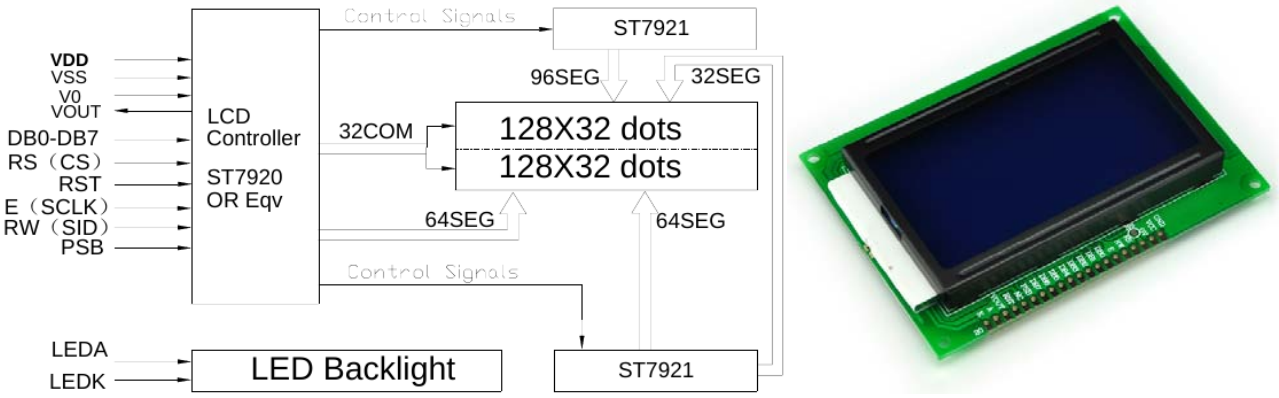
2.1. Изисквания

а) минимален размер на матрицата 128x64 – поради големият брой показатели (12), които са предвидени за визуализация

б) наличие на библиотека на развойната среда за управление на LCD панела

в) ниска себестойност

2.2 Подбор на LCD панел. След анализиране на спецификациите на панели (съдържащи се в съпътстващите datasheet) се установи, че най - подходящ за текущата цел е контролер ST7920 и матрица 12864ZB (фиг.2). Още повече – за работа с него съществува обширна библиотека с програмни инструменти, които развойната среда може да използва-



Фиг.2 Контролер ST7920 и матрица 12864ZB

2.3. Управление на екран

Извършва се посредством библиотека U8GLIB. За целта се дефинира глобален обект u8g от след тип:

U8GLIB_ST7920_128X64_1X u8g(12, 11, 10, 9,7, 6, 5, 4, 18, 17, 16);

// 8Bit Com: D0..D7: 8,9,10,11,4,5,6,7 en=18, di=17,rw=16

В конструктора се описват цифровите портове, които осъществяват комуникацията. За да изрисува правилно желаната информация, библиотеката използва специална конструкция наречена "picture loop". Тя се поставя в главния цикъл на едно андроид приложение.

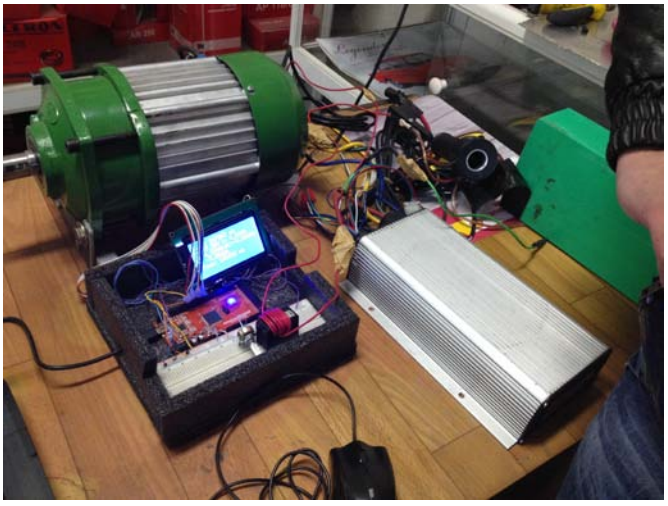
3. Избор на сензори

3.1. Сензор за протичащ ток между захранваща батерия и управление на електро мотора

3.2. Сензор за текуща скорост

3.3. Сензор за напрежение на захранващата батерия

4. Асемблиране на избраните технически средства (фиг. 3)



Фиг. 3 Общ вид на свързаните технически средства

5. Алгоритъм на измервателната система

```
void loop(void)
{
  // Do calcs
  AccumulateStats();

  // Show GUI
  ShowGUI();

  //Send stats for logging
  SerializeStats();
}
```

Той се състои в 3 стъпки:

1. Измерване и филтриране на ел. параметри
2. Визуализация на получените стойности
3. Сериализация към мобилно устройство

5.1. Измерване и филтрация - void AccumulateStats();
Действията биват описани по следния начин:

5.1.1. Задава се период, през който ще се извършва визуализация

5.1.2 Задава се брой на измервания през този период

5.1.3. Получените стойности на измерванията биват цифрово филтрирани за премахване на възникнали смущения - float digitalSmooth(int *sensSmoothArray)

5.1.4 Новополучените стойности биват осреднени

5.1.5 Глобалните електрически показатели биват обновени

5.2 Визуализация на получените стойности - void ShowGUI()

Тук се извършва споменатия „picture loop“:

5.2.1. Определя се формата за визуализиране на глобалните ел. параметри

5.2.2. Изрисуват се ел. параметри (фиг.4)



Фиг.4 Изобразяване на параметрите при работа на системата

5.3. Сериализация към мобилно устройство - void SerializeStats()

5.3.1. Пакетират се глобалните електрически параметри във форма удобна за сереализация

5.3.2. Извършва се същинското предаване на данни по USB интерфейс към мобилно устройство

5.4 Функционалност “Нова обиколка” - void onNewLapButton()

Използвайки прекъсване от бутон, шофьора сигнализира на измервателната система, че е изминал посоченото разстояние.

5.4.1. Данните за изминалите обиколки (консумирана ел. енергия и време) биват изместени

5.4.2. Сериализират се стойностите за последната изминала обиколка към мобилно устройство

5.4.2 Нулират се стойностите за текущата обиколка

5.4.3 Започва натрупване на стойностите на новозапочналата обиколка

5.5. Функционалност “Скоростомер” - ISR(TIMER1_COMPA_vect)

Извършва се посредством прекъсвания от таймера.

5.5.1. Инициализират се прекъсвания от таймера, така че да се изпълняват на всяка 1ms - void setup(void)

5.5.2. На всяка 1ms се проверява дали сензора за скорост отчита положителна стойност (движещата гума е направила един оборот). Ако тя е налице се преизчислява скоростта на база на обиколката на споменатата гума.

6. Разработка на мобилно приложение

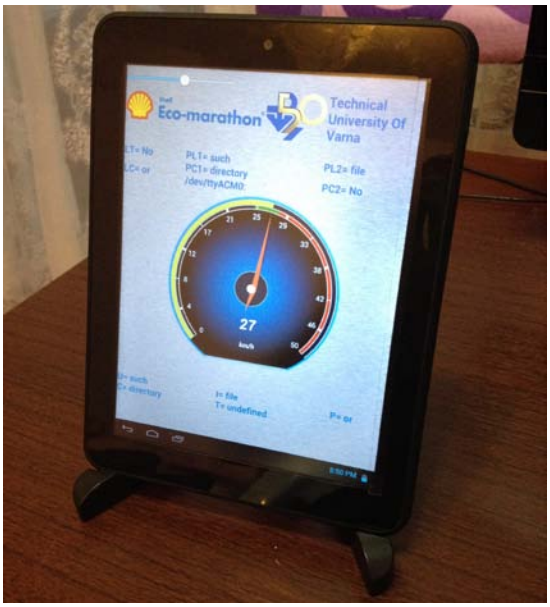
6.1. Избор на “framework” - QT 5.2.1

6.2 Процес на създаване

6.2.1. Разработка на мениджър за управление на комуникация между мобилното устройство и Arduino развойната среда

6.2.2. Разработка на потребителски интерфейс за визуализация на получената информация (фиг.5)

6.2.3. Разработка на мениджър за запазване на информацията под форма на log файл



Фиг.5 Основният екран на приложението върху таблет

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изградената информационна система предоставя нужните на шофьора електрически характеристики на управляваното превозно средство по време на движение. Тя още позволява запазване на тези параметри и анализ впоследствие. Системата бе своевременно внедрена в електромобил „Квази“ и допринесе за успешното му представяне на Shell Eco Marathon 2014 в Ротердам, Холандия.

Благодарности: Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са извършени по проект НП29 в рамките на присъщата на ТУ-Варна научноизследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет.

ЛИТЕРАТУРА

[1] www.arduino.cc
[2] http://code.google.com/p/u8glib/
[3] www.dfrobot.com/image/data/FIT0021/ST7920.pdf

……..……

За контакти:

гл.ас д-р Росен Христов, Технически Университет Варна, кат.ТТТ,
тел.: 052-383 321, e-mail rosen.hristov@tu-varna.bg

инж. Гроздан Грозев, Технически Университет Варна
тел.: +359/883 404-274, e-mail: ggrozev90@gmail.com

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Листинг с пълен програмен код

```
#include "U8glib.h"

////////////////////////////// U8GLIB INIT ////////////////////////////////////

U8GLIB_ST7920_128X64_1X u8g( 12, 11, 10, 9,7, 6, 5, 4, 18, 17, 16 );   // 8Bit Com: D0..D7: 8,9,10,11,4,5,6,7 en=18, di=17,rw=16
//U8GLIB_ST7920_128X64_4X u8g(8, 9, 10, 11, 4, 5, 6, 7, 18, 17, 16);   // 8Bit Com: D0..D7: 8,9,10,11,4,5,6,7 en=18, di=17,rw=16
//U8GLIB_ST7920_128X64_1X u8g(52, 51, 53);    // SPI Com: SCK = en = 18, MOSI = rw = 16, CS = di = 17
//U8GLIB_ST7920_128X64_1X u8g(18, 16, 17);    // SPI Com: SCK = en = 18, MOSI = rw = 16, CS = di = 17
//U8GLIB_ST7920_128X64_1X u8g( 53);   // SPI Com: SCK = en = 18, MOSI = rw = 16, CS = di = 17
//U8GLIB_ST7920_128X64_4X u8g(52, 51, 53);    // SPI Com: SCK = en = 18, MOSI = rw = 16, CS = di = 17

////////////////////////// LOGICS DEFINES //////////////////////////

#define MAX_BATTERY_VOLTAGE      54
#define MIN_BATTERY_VOLTAGE      0.0

#define MAX_CURRENT_VALUE        20
#define MIN_CURRENT_VALUE        -20

#define MAX_CAPACITY_BATERY      0.1

#define INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS  9    // N
#define INTERVAL_ACC             90    // N * X
#define INTERVAL_GUI             450   // N * X * Y
#define INTERVAL_VALID_PRESS     200
#define INTERVAL_KWAZI_EYE       30

#define SECS_IN_HOUR             3600
#define MILLISECS_IN_HOUR        3600000

#define NUM_RECORDED_LAPS        3

#define NEWLAP_BTN_PIN           42
#define SPEED_SENSOR_PIN         32
#define KWAZINATOR_EYE_PIN       3

const float gl_fVoltageMaxValue = 821.0f;  // 4V
const float gl_fVoltageMinValue = 207.2f;  // 1V
const float gl_fHallMaxValue = 821.0f;  // 4V
const float gl_fHallMinValue = 207.2f;  // 1V

float gl_fBatteryVoltage = 0.0f;
float gl_fCurrentDrawn = 0.0f;
```

```
float gl_fRealTimeCapacity = 0.0f;
float gl_arrLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS];
float gl_fBattCapacity = MAX_CAPACITY_BATERY;
float gl_fPower = 0.0f;
unsigned long gl_ulTime = 0;
unsigned long gl_arrLTime[NUM_RECORDED_LAPS];
//bool gl_bShowDisTime = false;
//unsigned long gl_ulDisTime = 0;
unsigned long  gl_ulPreviosTime = 0;
unsigned long  gl_ulLoopTime = 0;

int gl_nPreviousButtonState = LOW;
unsigned long  gl_ulTimeButton = 0;

int gl_nBrightness = 0;    // how bright the LED is
int gl_nFadeAmount = 5;    // how many points to fade the LED by

////////////////////////////// DISPLAY DEFINES ////////////////////////////////////
uint8_t flip_color = 0;
uint8_t draw_color = 1;
uint8_t w, h;

char czTime[16],  czLTime[16], czShowLTime[NUM_RECORDED_LAPS*32];//, czDisTime[32];
char czBVoltage[32], czShowBVoltage[32];
char czCurrent[16], czShowCurrent[32];
char czRtCapacity[16], czShowRtCapacity[32];
char czLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS*16],
czShowLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS*32];
char czBattCapacity[16], czShowBattCapacity[32];
char czPower[16], czShowPower[16];
char czSpeed[16],czShowSpeed[32];

////////////////////////// SPEEDMETER VARS ////////////////////////////

float radius = 11.614;// tire radius (in inches)- CHANGE THIS FOR YOUR OWN BIKE

int reedVal;
long timer = 0;// time between one full rotation (in ms)
float gl_fSpeed = 0.00f;
float circumference;
boolean backlight;

int maxReedCounter = 100;//min time (in ms) of one rotation (for debouncing)
int reedCounter;

////////////////////////// FUNCTIONS /////////////////////////////////

void ShowStats()
{
 //  char czInfo[32];

   dtostrf( gl_fBatteryVoltage, 2, 2, czBVoltage );
```

```
  dtostrf( gl_fCurrentDrawn, 3, 3, czCurrent );
  dtostrf( gl_fRealTimeCapacity, 2, 3, czRtCapacity );
  dtostrf( ( gl_fRealTimeCapacity - gl_arrLCapacity[0] )
     , 2, 3, ( czLCapacity + 0 ) );
  dtostrf( gl_fBattCapacity, 2, 3, czBattCapacity );
  dtostrf( gl_fPower, 4, 3, czPower );
  dtostrf( gl_fSpeed, 2, 3, czSpeed );

  unsigned long seconds = ( gl_ulTime / 1000) % 60 ;
  unsigned long minutes = ( gl_ulTime / 60000 ) % 60 ;
  sprintf ( czTime, "T= %ldm %lds", minutes, seconds );
  seconds =  ( ( gl_ulTime - gl_arrLTime[0] ) / 1000 ) % 60 ;
  minutes =   ( ( gl_ulTime - gl_arrLTime[0] ) / 60000 ) % 60;
  sprintf ( czLTime, "LT= %ldm %lds", minutes, seconds );

  sprintf ( czShowBVoltage, "U= %sV", czBVoltage );
  sprintf ( czShowCurrent, "I= %sA", czCurrent );
  sprintf ( czShowLCapacity, "LC= %s", czLCapacity );
  sprintf ( czShowRtCapacity, "C= %s", czRtCapacity );
  sprintf ( czShowBattCapacity, "BC= %s", czBattCapacity );
  sprintf ( czShowPower, "P= %s", czPower );
  sprintf ( czShowSpeed, "V= %s", czSpeed );
 // sprintf ( czDisTime, "DT= %ldms", gl_ulDisTime );
 // sprintf ( czInfo, "[Ah]-BC,LC,C [Wh]-P");

  u8g.drawStr( 0, 0, czShowBVoltage );
  u8g.drawStr( w*0.52, 0, czShowCurrent );

  u8g.drawStr( 0, h, czShowBattCapacity );
  u8g.drawStr(  w*0.52, h, czShowSpeed );
  //u8g.drawStr( w*0.52, h, czShowPower );
  //u8g.drawStr( 0, h, czDisTime );


  u8g.drawStr( 0, 2*h, czShowRtCapacity );
  u8g.drawStr( w*0.52, 2*h, czTime );

  u8g.drawStr( 0, 3*h, czShowLCapacity );
  u8g.drawStr( w*0.52, 3*h, czLTime );

  for ( int i = 1; i < NUM_RECORDED_LAPS; i++ )
  {
    dtostrf( gl_arrLCapacity[i-1] - gl_arrLCapacity[i], 2, 3, ( czLCapacity + i*16 ) );
    sprintf ( ( czShowLCapacity + i*32 ), "PC%d=%s", i,( czLCapacity + i*16 ) );

    seconds =  ( (gl_arrLTime[i-1] - gl_arrLTime[i] ) / 1000 ) % 60 ;
    minutes =   ( ( gl_arrLTime[i-1] - gl_arrLTime[i] ) / 60000 ) % 60;
    sprintf ( ( czShowLTime + i*32 ), "PL%d=%ldm %lds", i, minutes, seconds );

    u8g.drawStr( 0, (i+3)*h, ( czShowLCapacity + i*32 ) );
    u8g.drawStr( w*0.52, (i+3)*h, ( czShowLTime + i*32 ) );
  }
```

```
  return;
}

float digitalSmooth( int *sensSmoothArray )
{
  int j, k, temp, top, bottom;
  long total;
  int sorted[INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS];
  boolean done;

  for (j=0; j<INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS; j++)
  {
    // transfer data array into anther array for sorting and averaging
    sorted[j] = sensSmoothArray[j];
  }

  done = 0;                // flag to know when we're done sorting
  while(done != 1)
  {
    // simple swap sort, sorts numbers from lowest to highest
    done = 1;
    for (j = 0; j < (INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS - 1); j++)
    {
      if (sorted[j] > sorted[j + 1])
      {
        // numbers are out of order - swap
        temp = sorted[j + 1];
        sorted [j+1] =  sorted[j] ;
        sorted [j] = temp;
        done = 0;
      }
    }
  }

  // throw out top and bottom 15% of samples - limit to throw out at least one from top and bottom
  bottom = max( ( ( INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS * 15 )  / 100), 1 );
  top = min( ( ( ( INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS * 85 ) / 100) + 1  ), (
INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS - 1 ) );   // the + 1 is to make up for asymmetry caused by
integer rounding
  k = 0;
  total = 0;
  for ( j = bottom; j< top; j++)
  {
    total += sorted[j];  // total remaining indices
    k++;
  }

  return total / k;    // divide by number of samples
}
```

```
float map2f(long x, long in_min, long in_max, float out_min, float out_max)
{
  return (x - in_min) * (out_max - out_min) / (in_max - in_min) + out_min;
}

void SerializeStats()
{
   char czSerialInfo[256];
   char czPLC0[16];
   char czPLC1[16];
   char czPLC2[16];

    dtostrf( ( gl_fRealTimeCapacity - gl_arrLCapacity[0] ) , 2, 3, czPLC0 );
   dtostrf( ( gl_arrLCapacity[0] - gl_arrLCapacity[1] ) , 2, 3, czPLC1 );
   dtostrf( ( gl_arrLCapacity[1] - gl_arrLCapacity[2] ), 2, 3, czPLC2 );


   sprintf ( czSerialInfo, "%s %ld %ld %ld %s %s %s %s %s %s %s %ld",
     czSpeed, ( gl_ulTime - gl_arrLTime[0] ), ( gl_arrLTime[0] - gl_arrLTime[1] ), ( gl_arrLTime[1]
- gl_arrLTime[2] )
     , czPLC0, czPLC1, czPLC2
     ,czBVoltage, czCurrent, czPower, czRtCapacity, gl_ulTime );


   Serial.println(czSerialInfo);

   return;
}

void onNewLapButton()
{
   unsigned long seconds = 0, minutes = 0;
   char czShowLTime[NUM_RECORDED_LAPS*32];
   char czLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS*16],
czShowLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS*32];

   float fTmp = gl_arrLCapacity[0]; unsigned long ulTmp =  gl_arrLTime[0];
   for ( int i = 0; i < ( NUM_RECORDED_LAPS - 1 ); i++ )
   {
       // Shift Capacities
          fTmp =           gl_arrLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS-1];
          gl_arrLCapacity[NUM_RECORDED_LAPS-1] = gl_arrLCapacity[i];
          gl_arrLCapacity[i] = fTmp;
       // Shift Laps
          ulTmp = gl_arrLTime[NUM_RECORDED_LAPS-1];
          gl_arrLTime[NUM_RECORDED_LAPS-1] = gl_arrLTime[i];
          gl_arrLTime[i] = ulTmp;
   }

   gl_ulTimeButton = millis();
   gl_arrLCapacity[0] = gl_fRealTimeCapacity;
   gl_arrLTime[0] = gl_ulTimeButton;
```

```
   for ( int i = 1; i < NUM_RECORDED_LAPS; i++ )
   {
     dtostrf( gl_arrLCapacity[i-1] - gl_arrLCapacity[i], 2, 3, ( czLCapacity + i*16 ) );
     sprintf ( ( czShowLCapacity + i*32 ), "{ %d %s ", i,( czLCapacity + i*16 ) );

//      seconds =  ( (gl_arrLTime[i-1] - gl_arrLTime[i] ) / 1000 ) % 60 ;
//      minutes =   ( ( gl_arrLTime[i-1] - gl_arrLTime[i] ) / 60000 ) % 60;
       sprintf ( ( czShowLTime + i*32 ), "%ld } ", (gl_arrLTime[i-1] - gl_arrLTime[i] ) );

     Serial.print( czShowLCapacity + i*32 );
     Serial.print( czShowLTime + i*32 );
   }
   Serial.println();

  return;
}

void AccumulateStats()
{
   float fCapacity4Second = 0.0f; int nButtonState = 0;
   unsigned long lActualAccTime = 0, lStartTime = 0, lStopTime = 0;
   float fAccBVoltage = 0.0f, fAccCurrent = 0.0f;
   int arrBVoltages[INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS],
arrCurrents[INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS];

   // Get Start Time
   lStartTime = millis();

   int nCalcCycles = INTERVAL_GUI/INTERVAL_ACC;
   for ( int i = 0; i < nCalcCycles; i++ )
   {
    memset( arrBVoltages, 0, INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS * sizeof(int) );
    memset( arrCurrents, 0, INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS * sizeof(int) );

    for ( int i = 0; i < INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS; i++ )
    {
     arrBVoltages[i] = analogRead(8);
     arrCurrents[i] = analogRead(12);

     ///// New Lap button Logics
     nButtonState = digitalRead( NEWLAP_BTN_PIN );
     if ( nButtonState == HIGH  && gl_nPreviousButtonState == LOW
          && millis() - gl_ulTimeButton > INTERVAL_VALID_PRESS )
       onNewLapButton();

     gl_nPreviousButtonState = nButtonState;
     /////

     delay( INTERVAL_ACC / INTERVAL_ACC_NUM_RECORDS );
    }
```

```
    fAccBVoltage += digitalSmooth( arrBVoltages );
    fAccCurrent += digitalSmooth( arrCurrents );

  }

  // Get end Time
  lStopTime = millis();
  lActualAccTime = lStopTime - lStartTime;

  fAccBVoltage = fAccBVoltage / nCalcCycles;
  fAccCurrent = fAccCurrent / nCalcCycles;

  gl_fBatteryVoltage = map2f( fAccBVoltage, 0, 1023, MIN_BATTERY_VOLTAGE,
MAX_BATTERY_VOLTAGE );
  gl_fCurrentDrawn = map2f( fAccCurrent, gl_fHallMinValue, gl_fHallMaxValue
      , MIN_CURRENT_VALUE, MAX_CURRENT_VALUE );
  // in case the sensor value is outside the range seen during calibration
  gl_fCurrentDrawn = constrain( gl_fCurrentDrawn, MIN_CURRENT_VALUE,
MAX_CURRENT_VALUE );

  // Set Global Loop Time
  gl_ulTime = lStopTime;
  gl_ulLoopTime = gl_ulTime - gl_ulPreviosTime;
  gl_ulPreviosTime = gl_ulTime;

  // Measuring Time Capacity
  float fCoefLoopTime2RealTime = gl_ulLoopTime / lActualAccTime;

  fCapacity4Second = gl_fRealTimeCapacity * ( MILLISECS_IN_HOUR / gl_ulLoopTime );
  fCapacity4Second -= ( gl_fCurrentDrawn * fCoefLoopTime2RealTime );
  fCapacity4Second /= ( MILLISECS_IN_HOUR / gl_ulLoopTime );
  gl_fRealTimeCapacity = fCapacity4Second;

  // Battery Capacity
  fCapacity4Second = gl_fBattCapacity * ( MILLISECS_IN_HOUR / gl_ulLoopTime );
  fCapacity4Second -= (gl_fCurrentDrawn * fCoefLoopTime2RealTime);
  fCapacity4Second /= ( MILLISECS_IN_HOUR / gl_ulLoopTime );
  gl_fBattCapacity = fCapacity4Second;


//   if ( !gl_bShowDisTime && gl_fBattCapacity <= 0.0f )
//   {
//     gl_ulDisTime = gl_ulTime;
//     gl_bShowDisTime = true;
//   }

  gl_fPower = gl_fBatteryVoltage * gl_fBattCapacity;

  return;
}

void ShowGUI()
```

```
{

  u8g.firstPage();
  do
  {
    ShowStats();

  } while( u8g.nextPage() );

}

void KwazinatorEye()
{
  analogWrite( KWAZINATOR_EYE_PIN, gl_nBrightness);

  // change the brightness for next time through the loop:
  gl_nBrightness = gl_nBrightness + gl_nFadeAmount;

  // reverse the direction of the fading at the ends of the fade:
  if ( gl_nBrightness == 0 || gl_nBrightness == 255 )
    gl_nFadeAmount = -gl_nFadeAmount;

  return;
}

ISR(TIMER1_COMPA_vect)                          //Interrupt at freq of 1kHz to measure reed
switch
{
  reedVal = digitalRead(SPEED_SENSOR_PIN);              //get val of SENSOR_PIN

//  if ( !( timer % INTERVAL_KWAZI_EYE ) )
//      KwazinatorEye();

  if (reedVal)                                  //if reed switch is closed
  {
    if (reedCounter == 0)                       //min time between pulses has passed
    {

      gl_fSpeed = (91.3912*float(circumference))/float(timer);     //calculate km per hour
      timer = 0;                                //reset timer
      reedCounter = maxReedCounter;                     //reset reedCounter
    }
    else
    {
      if (reedCounter > 0)                      //don't let reedCounter go negative
        reedCounter -= 1;                       //decrement reedCounter
    }
  }
  else                                          //if reed switch is open
  {
    if (reedCounter > 0)                        //don't let reedCounter go negative
      reedCounter -= 1;                         //decrement reedCounter
```

```
  }

  if (timer > 2000)
    gl_fSpeed = 0;                                  //if no new pulses from reed switch- tire is still, set mph
to 0
  else
    timer += 1;                                     //increment timer

}

void setup(void)
{
  // flip screen, if required
  // u8g.setRot180();

  Serial.begin(9600);

  // assign default color value
  if ( u8g.getMode() == U8G_MODE_R3G3B2 )
    draw_color = 255;     // white
  else if ( u8g.getMode() == U8G_MODE_GRAY2BIT )
    draw_color = 3;         // max intensity
  else if ( u8g.getMode() == U8G_MODE_BW )
    draw_color = 1;         // pixel on
  else if ( u8g.getMode() == U8G_MODE_HICOLOR )
    u8g.setHiColorByRGB(255,255,255);

   u8g.setFont(u8g_font_profont12);
   u8g.setFontRefHeightText();
   u8g.setFontPosTop();

   h = u8g.getFontAscent()-u8g.getFontDescent();
   w = u8g.getWidth();

   gl_fBatteryVoltage = 0.0f;
   gl_fCurrentDrawn = 0.0f;
   gl_fRealTimeCapacity = 0.0f;
   gl_fBattCapacity = MAX_CAPACITY_BATERY;
   gl_fPower = 0.0f;
   gl_ulTime = 0;

   memset( gl_arrLCapacity, 0, NUM_RECORDED_LAPS * sizeof(float) );
   memset( gl_arrLTime, 0, NUM_RECORDED_LAPS * sizeof(unsigned long) );


  // initialize the pushbutton pin as an input:
   pinMode( NEWLAP_BTN_PIN, INPUT);
   pinMode( SPEED_SENSOR_PIN, INPUT);
   pinMode( KWAZINATOR_EYE_PIN, OUTPUT );

   reedCounter = maxReedCounter;
   circumference = 2*3.14*radius;
```

```
  // TIMER SETUP- the timer interrupt allows preceise timed measurements of the reed switch
  //for mor info about configuration of arduino timers see http://arduino.cc/playground/Code/Timer1
  cli();//stop interrupts

  //set timer1 interrupt at 1kHz
  TCCR1A = 0;// set entire TCCR1A register to 0
  TCCR1B = 0;// same for TCCR1B
  TCNT1  = 0;
  // set timer count for 1khz increments
  OCR1A = 1999;// = (1/1000) / ((1/(16*10^6))*8) - 1
  // turn on CTC mode
  TCCR1B |= (1 << WGM12);
  // Set CS11 bit for 8 prescaler
  TCCR1B |= (1 << CS11);
  // enable timer compare interrupt
  TIMSK1 |= (1 << OCIE1A);

  sei();//allow interrupts
  //END TIMER SETUP

  return;
}

void loop(void)
{
   // Do calcs
   AccumulateStats();

   // Show GUI
   ShowGUI();

   //Send stats for logging
   SerializeStats();
}
```

//////// ArduinoManager, използван в мобилното приложение

```
#ifndef BASE_H
#define BASE_H

#include <QObject>
#include <QProcess>
#include <QDebug>
#include <QString>
#include <QtCore>
#include <QtAlgorithms>

#define DEFF_LOGGING_ROWS   30

class CArduinoManager : public QObject
```

```
{
   Q_OBJECT
public:
   explicit CArduinoManager(QObject *parent = 0);
   ~CArduinoManager();
signals:
   void ready2Show( float fSpeed, QStringList arrStats );

public slots:
   void ReadingStarted() ;
   void Output() ;
   void ReadingFinished(int exitCode, QProcess::ExitStatus exitStatus);
public:
   QProcess* m_pReadingProc;
   QFile * m_pLogFile;
   QTextStream* m_pLogStream;
   std::list<QString> m_arrStats;
   int m_nLogCounter;
};

#endif // BASE_H

#include "base.h"
#include <QFile>
CArduinoManager::CArduinoManager(QObject *parent) :
   QObject(parent)
{
   m_nLogCounter = 0;
   m_pReadingProc = new QProcess();

   connect( m_pReadingProc, SIGNAL( readyReadStandardOutput() ), this, SLOT( Output() ) );
   connect( m_pReadingProc, SIGNAL( started() ), this, SLOT( ReadingStarted() ) );
   connect( m_pReadingProc, SIGNAL( finished(int, QProcess::ExitStatus ) ), this, SLOT(
ReadingFinished( int, QProcess::ExitStatus ) ) );

   m_pReadingProc->setProcessChannelMode(QProcess::MergedChannels);
   m_pReadingProc->setReadChannel(QProcess::StandardOutput);
   m_pReadingProc->start("cat < /dev/ttyACM0");

   QString strPath2Log;
#if !defined(Q_OS_ANDROID)
   strPath2Log = "/home/strider/Arduino.qlog";
#endif
#if defined(Q_OS_ANDROID) && !defined(Q_OS_ANDROID_NO_SDK)
  strPath2Log  = "/sdcard/Arduino.qlog";
#endif

   m_pLogFile = new QFile(strPath2Log);

   if ( m_pLogFile->open( QIODevice::WriteOnly | QIODevice::Text  | QIODevice::Append) )
      m_pLogStream = new QTextStream ( m_pLogFile );
```

```
}

CArduinoManager::~CArduinoManager()
{
   m_pLogStream->flush();
   m_pLogFile->close();
}

void CArduinoManager::ReadingStarted()
{
   qDebug() << "********************** Reader started!";
}

void CArduinoManager::ReadingFinished(int exitCode, QProcess::ExitStatus exitStatus)
{
   if (  exitStatus == QProcess::CrashExit )
      qDebug() << "********************** Reader crashed!" << m_pReadingProc-
>errorString();
    else
      qDebug() << "********************** Reader finished!" << m_pReadingProc->readAll();
}


void CArduinoManager::Output()
{
   m_arrStats.clear();
   QString strLineStats = m_pReadingProc->readAllStandardOutput().trimmed();

   if (   strLineStats.isEmpty()   )
      return;

   *m_pLogStream << strLineStats << endl;
    m_nLogCounter++;
   if (  !m_nLogCounter%DEFF_LOGGING_ROWS )
      m_pLogStream->flush();

   qDebug()<<strLineStats;

   QStringList arrStats = strLineStats.split(" ", QString::SkipEmptyParts );

   float fSpeed = arrStats[0].toDouble();
   arrStats.pop_front();

   emit ready2Show( fSpeed, arrStats );
}
```

ПРИЛОЖЕНИЕ НА ФОТОГРАМЕТРИЧНИТЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ЗАСНЕМАНЕ И КОНТРОЛ НА ТРАНСПОРТНИ АРТЕРИИ

Пламен Малджански

Annex of photogrammetric technologies for shooting and control transport routes: *Takes stock of t he s pecies phot ogrammetric t echnologies and p ossibilities f or t heir app lication upon r eceipt o f leveling and height information for the design and operation of roads and facilities. Highlighting advantages in t erms of : a dvanced pr ocessing c apabilities an d u se of different dat a t ypes, di versity, achieving h igh precision registration of road traffic accidents and more.*

Key words: *photogrammetric technology, traffic Safety*

ВЪВЕДЕНИЕ

Транспортните комуникации се нуждаят от съвременни, високоточни и ефективни методи за контрол при изграждане на трасета и съоръжения и ефективен и перманентен контрол при тяхната експлоатация. Фотограметричните технологични схеми, използвани в инженерната фотограметрия отговарят на тези високи изисквания и критерии и много от тях се прилагат за контрол на геометрията на транспортните трасета и регистриране и документиране на транспорни произшествия по тях. Основните предимства на фотограметричните методи пред геодезическите, използвани за посочените по-горе цели се изразяват в следното: намаляват се полските дейности (фотограметричните методи не изискват голям обем от преки геодезически измервания); при обработката се използват разнообразни данни (векторни и растерни); съкращават се технологични процеси (в най-голяма степен това важи за технологията на лазерното сканиране).

МЕТОДИ НА АНАЛОГОВАТА ФОТОГРАМЕТРИЯ

Това са традиционно най-ранно прилаганите технологични методи. Днес не намират приложение, поради спецификата на изискващите се технически средства и реализация на отделните технологични етапи. Технологичният цикъл при тях изисква: фотограметрично заснемане с аналогови стереокамери; създаване на аналогов стерео- модел и извличане на метрични данни от този модел. Практически за целта се използват АКА(аналогови картировъчни апарати) и аналогови камери (фиг.1), които днес вече не се произвеждат и поддържат.



SMK 0808/56 Топокарт-Б

(Фиг. 1)

Въпреки, че създават сравнително точен геометричен модел на заснетите обекти, възможността за нанасяне на локални геометрични корекции върху модела в резултат на систематични грешки при тях е ограничен, което е още една причина за тяхното отсъствие в съвременните технологични схеми.

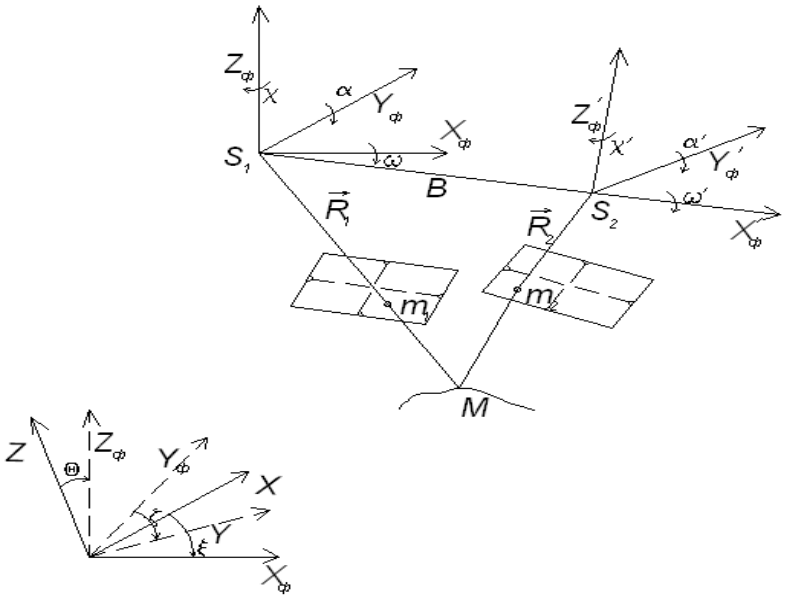
МЕТОДИ НА АНАЛИТИЧНАТА ФОТОГРАМЕТРИЯ

Те са разпространени в инженерната практика и се основават на използване на прецизна фотограметрична апаратура за аналитични измервания (аналитични фотограметрични апарати) и създаване на аналитични модели, чрез дефиниране на математически зависимости, описващи геометрията на създадения модел. Приложение намират следните видове изображения в зависимост от използвания геометричен модел: *кадрови*(всички части от изображението са формирани в едно и също време). Тези изображения използват централна перспектива за геометричен модел и са най-разпространени в практиката; с *линейна развивка* (отделни редове са формирани в различно време). Такива са панорамните изображения; *формирани чрез CCD елемент* (отделни двумерни области от изображението се дефинират при определен закон и време). Кулминация в аналитичната фотограметрична технология е създаването на аналитичните плотери (аналитични фотограметрични апарати като съчетание между високоточно измерително устройство и изчислително устройство с помощта на което се построява математичен модел, отчитащ деформациите в изображението и камерата, възможности за автоматизиране на процесите и визуализиране на резултатите в желана проекция).(фиг.2)



(Фиг. 2. Аналитичен плотер SD3000)

За да се реализират връзките между измерените образни координати и техните пространствени координати при кадрови изображения е необходимо да се определят ЕВО (елементите на външното ориентиране). Те се разделят на две групи: елементи на относителното ориентиране $(\alpha, \omega, \chi, (X_S), Y_S, Z_S)$: дефинират взаимното положение между центъра на проектиране и образите на точките от изображението. За тяхното дефиниране и определяне се използват образната и моделната координатни системи и произтичащите от това връзки (фиг.3). елементи на абсолютното ориентиране $(\xi, \varsigma, \theta, t, X_O, Y_O, Z_O)$: дефинират връзката между моделната и геодезическата координатна система (1);.



(Фиг. 3)

α, ω, χ-ъгли на ротация между едноименните оси на образната и моделната координатна система. Ротационната матрица между двете координатни системи се изразява с изразите; $(X_S), Y_S, Z_S$-са координатите на центъра на проектиране в моделната координатна система; ξ, ς, θ-ъгли на ротация между едноименните оси на моделната и геодезическата координатна система; X_O, Y_O, Z_O-координати на центъра на проектиране в геодезическата координатна система; t-мащабен коефициент за разлика в мащаба на моделната и геодезическата координатна система.

$$X = X_0 + \Delta X_G = X_0 + (a_1 X + a_2 Y + a_3 Z)t;\ Y = Y_0 + \Delta Y_G = Y_0 + (b_1 X + b_2 Y + b_3 Z)t;$$

$$Z = Z_0 + \Delta Z_G = Z_0 + (c_1 X + c_2 Y + c_3 Z)t;$$

$$a_1 = \cos\xi\cos\theta - \sin\xi\sin\varsigma\sin\theta; \quad b_1 = \cos\varsigma\sin\theta \quad c_1 = \sin\xi\cos\theta + \cos\xi\sin\varsigma\sin\theta$$

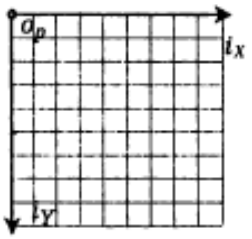
$$a_2 = -\cos\xi\sin\theta - \sin\xi\sin\varsigma\cos\theta; \quad b_2 = \cos\varsigma\cos\theta; \quad c_2 = -\sin\xi\sin\theta + \cos\xi\sin\xi\cos\theta \quad (1)$$

$$a_3 = -\sin\xi\cos\theta \qquad b_3 = -\sin\varsigma \qquad c_3 = \cos\cos\varsigma$$

Останалите геометрични модели на формирани изображения (панорамни и получени със CCD елементи) изискват използване на специализирани средства, отчитащи спецификата на формираното изображение.

МЕТОДИ НА ЦИФРОВАТА ФОТОГРАМЕТРИЯ

При тези методи се използва цифрова форма на изображенията или така наречените растерни данни. Те представят изображението като цифрова матрица в която всеки елемент се нарича пиксел и съдържа информация за цвят, яркост и т. н. Достъпът до всеки пиксел от изображението се осъществява чрез указване на номера на реда (i_X) и номера на стълба (i_Y) (фиг.4).



(Фиг. 4)

Наименование характеристики	Характеристика на фотограметричния скенер			
	ОАО"Пеленг",РБ	Дельта Украйна	СКФ-11 Росия	DSW500 LH System
Размер на снимката (мм)	300x400	300x450	300x300	260x260
Размер на пиксела (микр.)	5	8-128	8	9
Грешка от сканиране (микр.)	±2	±3	±3	±2
Ниво на квантоване(бит)	3x8=24(цв.)	3x8=24(цв.)	3x8=24(цв.)	1x10 (ч/б)

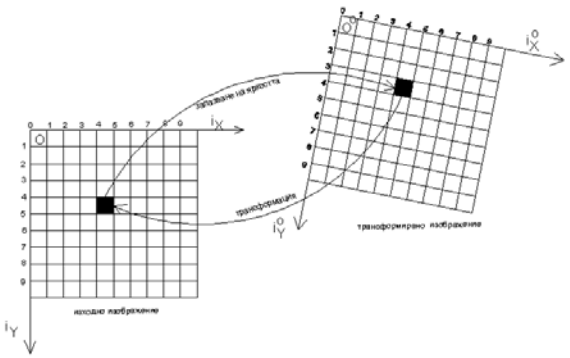
(Таблица 1)

Цифровите изображения могат да бъдат получени по два начина: чрез сканиране на аналогови изображения, като се използват барабанни или планшетни фотограметрични скенери; чрез използване на цифрови камери. Някои по-важни технически характеристики на използваните сканери са дадени в *Таблица 1*. Съвременните цифрови камери се отличават с високо геометрично разрешение. Всяко формирано цифрово изображение се характеризира с геометрични и радиометрични характеристики. Геометричното разрешение определя размера на пиксела. То се свързва още с качеството на изображението. Радиометричните характеристики се свързват с яркост, контраст и представляват възприетият начин на кодиране за пиксела, който е получен в зависимост от промяната в отразяването на електромагнитния спектър при формиране на изображението. Цветните изображения се получават от смесването в определени съотношения на основните цветове *R (R ed), G(Green), B(Blue).* Размера на необходимата памет за запис на цифровото изображение в зависимост от формата на кадъра (l), геометричното (Δ) и радиометрично разрешение може да се определи по формула (2):

$$O_p = \left(l / \Delta\right)^2 R \text{, където:} \qquad (2)$$

R са байтовете, необходими за запис на радиометричните характеристики;

Характерно за цифровите изображения е възможността техните геометрични и радиометрични характеристики да бъдат променяни. Тези промени се наричат "*фотометрични корекции*". Промяна на геометричните характеристики на изображенията се извършва при трансформиране на изображението от една проекция в друга като се съхранява геометрията и яркостта на изходното изображение. Тези промени довеждат до преопределяне на яркостта на пикселите в съответствие с новата геометрия на трансформираното изображение. Новото изображение има ново разрешение и ново разположение на направляващите координатни оси(фиг. 5).



(Фиг. 5)

Съществено предимство на цифровите технологии е възможността при измерването да се реализира автоматизирано откриване на образи на точки в

полето на изображението. Метода се разглежда като статистическа задача за разпознаване на образи при наличия на деформации и се решава въз основа на оптико- електронни и програмни блокове, наречени корелатори. В основата на тази теория лежи понятието за образ като произволна форма от изображението, съдържаща цялата необходима информация. От математическа гледна точка образа представлява многомерен вектор $\vec{R}$ като съвкупност от елементи от изображението (пиксели) всеки от които се характеризира със своята яркост ρ_{ij}. Определяйки левият образ на точка от изображението намирането на десния се свежда до търсене на образа $\vec{R}'$ от дясната снимка, съответстващ на $\vec{R}$, така че разстоянието между тях да е минимално.(3)

$$\left|\vec{R}'-\vec{R}\right| = \min \qquad (3)$$

Установяването на степента на съответствие за векторите $\vec{R}$ и $\vec{R}'$ представлява основната трудност и може да бъде изпълнено по различни начини. Най-разпространен е този с изчисляване коефициента на корелация между яркостта на $\vec{R}$ и всеки от образите на $\vec{R}'$ при използване на формулите:

$$\bar{r} = \frac{\sum(\rho_i - \rho_0)(\rho_i'-\rho_0')}{\sqrt{\sum(\rho_i - \rho_0)^2 \times \sum(\rho_i'-\rho'_0)^2}} \qquad (4)$$

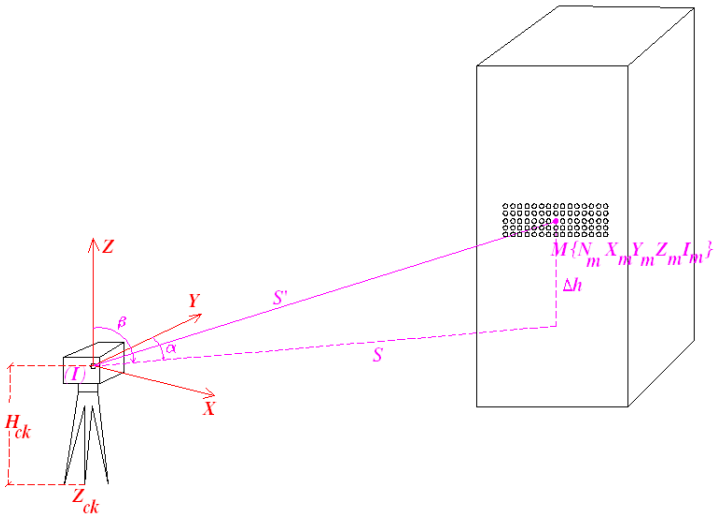
ρ_0 и ρ_0' средните яркости на елементите от зоните съответстващи на $\vec{R}$ от лявата и $\vec{R}'$ от дясната снимка.

Използваните методи за автоматично откриване на точки се основават на строг анализ на яркостта и геометричното положение на елементите от изображението като тяхната надеждност се определя от сложността и геометричните свойства на изображението. Деформациите, предизвикани от ъгъла на наклона на снимката и релефа на местността довеждат до деформиране на растера и променят рисунъка на изображението, което се отразява на качеството на идентификацията.

При цифровите технологии е възможно по-детайлно нанасяне на систематични корекции върху локални области от изображението, отчитайки неговия геометричен модел на формиране и фактори като: атмосферна рефракция, кривина на Земята, дисторзия на обектива и грешки от сканирането. Други основни предимства на цифровите технологии са: възможностите за съкращаване на технологични процеси, прецизност на използвания геометричен модел и оттам и високата точност при получаване на геометрична информация.

МЕТОДИ НА ЛАЗЕРНОТО СКАНИРАНЕ

Лазерно сканиране е нов метод за заснемане (измерване) на дадени обекти. Този метод позволява лесно и бързо придобиване на комплекс от тримерни данни за трасета, съоръжения и т.н. При него всяка точка се определя със своите координати и интензитета (I) на отразения сигнал.(фиг.6)



(Фиг. 6)

Лазерният скенер определя разстоянието до голям брой точки от обекта като изпраща лазерни пулсации към обекта и приема отразения сигнал от същия. Така наречените "*пулсиращи скенери*" измерват времето на пътуване на измервателния лъч до обекта и обратно и по този начин се определя разстоянието от скенера до обекта. При сканирането се регистрират хоризонтални и вертикални ъгли, разстояния, полярни координати и интензитет. В координатната система на скенера за координатите на всяка сканирана точка *M* може да се напише:

$$X_m = X_{SK} + S^{'} \cos\beta \cos\alpha$$
$$Y_m = Y_{SK} + S^{'} \cos\beta \sin\alpha$$
$$Z_m = Z_{SK} + H_{SK} + S^{'} ctg\beta \qquad (5),$$

където: X_{SK}, Y_{SK}, Z_{SK} са координатите на точката, над която е поставен скенера; H_{SK} е височината на скенерната глава от наземната точка; Δh - превишение между скенерната глава и сканираната точка; $S^{'}$ - наклонено разстояние от скенерната глава до сканираната точка; S - хоризонтално разстояние от скенерната глава до сканираната точка; α, β -полярни ъгли, определящи положението за сканиращият лъч; X_m, Y_m, Z_m координати на сканираната точка M; I -интензитет на отразения сигнал от точка M; N - номер на сканираната точка.

С помощта на специален софтуер полученият облак от точки, наречен "*скан*" може да се присъединява към друг такъв. Обединеният облак от точки може да се трансформира в желана координатна система. На получения пространствен модел могат да се добавят допълнително графични примитиви (дъги, радиуси, линии и др.) а също така и да се реферират изображения. Към скенера може да бъде поставяна цифрова камера, така че изображението, получено от камерата и сканираното да са в една и съща координатна система. Когато се сравняват облаци от точки, направени от една и съща станция, при едни и същи условия, но в различно време от сравнението им могат да се направят изводи за изменения(деформации) на обекта.

(Таблица 2)

Представяне	Optech ILRIS 3D	Rigel LMS Z420i	Leica HDS3000
Дължина на лазерната вълна(nanometers)	1,500	1,550	532
Диаметър на лъча при 100м разстояние	17мм	25мм	12мм *
Средна степен на придобиване на данни (pt/sec)	2,500	5,000	1,400
Максимална степен на придобиване на данни(pt/sec)	2,500	8,000	1,800
Точност на разстояние 100м	7мм	9мм	8мм*
Точност на позиция при 100м	5мм	8мм	12мм*
Минимален обхват	3м	2м	<1м
Максимален обхват (границата за обхват зависи от отражателната способност на целта (0-100%)	1500м /80% 700м /10%* 350м /4%	750м /80% 350м /10%	400м /80% * 100м @/5%

В Таблица 2 са показани технически параметри на използвани лазерни скенери. Достойнства на метода на лазерното сканиране, подобно на цифровите технологии са: възможностите за автоматизация на процесите при добиване на метрични данни от изображения; директно получаване на тримерен модел, който може да се използва за проектиране и контрол при пътни или железопътни обекти и повишената оперативност при корекции на геометричния модел в резултат на отстраняване на систематични грешки. Така значително се съкращават технологични етапи от инженеринговата дейност.

КОНТРОЛ НА ГЕОМЕТРИЯТА НА ТРАСЕТА И РЕГИСТРИРАНЕ НА ТРАНСПОРТНИ ПРОИЗШЕСТВИЯ.

Не малка част от пътно-транспортните произшествия (ПТП) са при удар на превозно средство (ПС) в различни препятствия. Освен несъобразената скорост при ПТП често като причина се оказва нарушена геометрия на транспортно съоръжение или техническа неизправност на превозното средство. Чрез фотограметричните методи, описани по горе могат да се направят изводи за причината и обстоятелствата при които се е случило ПТП, както и да се извършва перманентен контрол върху геометрията на транспортната артерия. За целта като пространствени данни се определят:

-големината на спирачния път;

-нарушени габарити;

-изменения в геометрията на съоражението;

-регистрирани деформации по превозните средства и др.

Предимства на тези непреки методи са: краткото време необходимо за фотограметричното заснемане; възможност за установяване на детайлна информация за ПТП и последваща обработка; условия за извършване на комплексен анализ и експертна оценка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаването на цифрови модели и геометричното моделиране на обекти е област, която непрекъснато се развива и усъвършенства заедно с развитие на технологиите в инженерната фотограметрия. Създават се все по-нови техники и средства за улеснение при изготвянето на моделите. Развива се степента на абстракция при представяне на реалната действителност. Бурното развитие на изчислителната техника и усъвършенстването на компютрите довежда до създаване

на мощни графични системи, с възможности за създаване на уникални системи за проектиране.

Развитието на комуникациите (Internet- технологиите) довежда до нови концепции за обмен на данни, които рефлектират върху техниките за създаване на цифрови модели и геометрично моделиране. Появяват се методи на моделиране, в които приоритетно място се отделя на бързината и обмен на данни. Трудоемките процеси, свързани с проверка, кодиране и създаване на цифровия модел се предоставят на специализирани системи за геометрично моделиране и разработка. Съвременната цифрова фотограметрия и лазерното сканиране разполагат с технологични схеми за бързо, прецизно и автоматизирано добиване на метрични данни за геометрията на линейните трасета, за контрол на съоръжения и следене на техни експлоатационни параметри.

ЛИТЕРАТУРА

[1]Малджански, Пл., Развитие на методите за заснемане и обработка на данни в архитектурната фотограметрия" , МОНОГРАФИЯ, 2012.

[2]Павлова Л., Маринов Б.,Малджански Пл., Учебник "Фотограметрия и дистанционни методи" 2012.

[3]Maldzhanski,Pl.,Techniques and experience to creation of Digital Models in Bulgaria, 2002

[4]Kraus K, Photogrammetry, Geometry from images and laser scans, Том 1.

[5]Kalinka M., Rutkovska E, USE THE 3D LASER SCANNING FOR DOCUMENTATION THE RIGA CATHEDRAL IN LATVIA, Department of Geomatic , Riga Technical University, Azenes 16-109, Riga, Latvia

ВИСОКОСКОРОСТНИТЕ ЖЕЛЕЗОПЪТНИ ЛИНИИ КЪМ ЧЕРНОМОРИЕТО – ПРИНОС ЗА РЕШАВАНЕ НА ЕКОЛОГИЧНИ ПРОБЛЕМИ

проф. д-р инж. Йордан Тасев – НТСТ
проф. д-р инж. Милчо Лепоев – УАСГ

High-speed Railways towards the Black Sea Coast – a Contribution to Solving of Ecological Problems: *Administrative, resort and industry centers of our Black sea coast are connected by railways at the end of XIX century. Vastly increase of train speed necessitates reconstruction and modernization of these railway lines. Main high-speed railroad will be Sofia – Plovdiv – Burgas. Its designed reconstructive events will be a significant contribution to the ecology improvement in the nearby regions.*

Key words: *Reconstruction, modernization, high-speed trains, travel duration, passenger transport.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Селища по черноморското крайбрежие на нашите земи са създадени още в древни времена. За да се оформят като административни, курортни и индустриални градове допринася свързването им с жп линии.

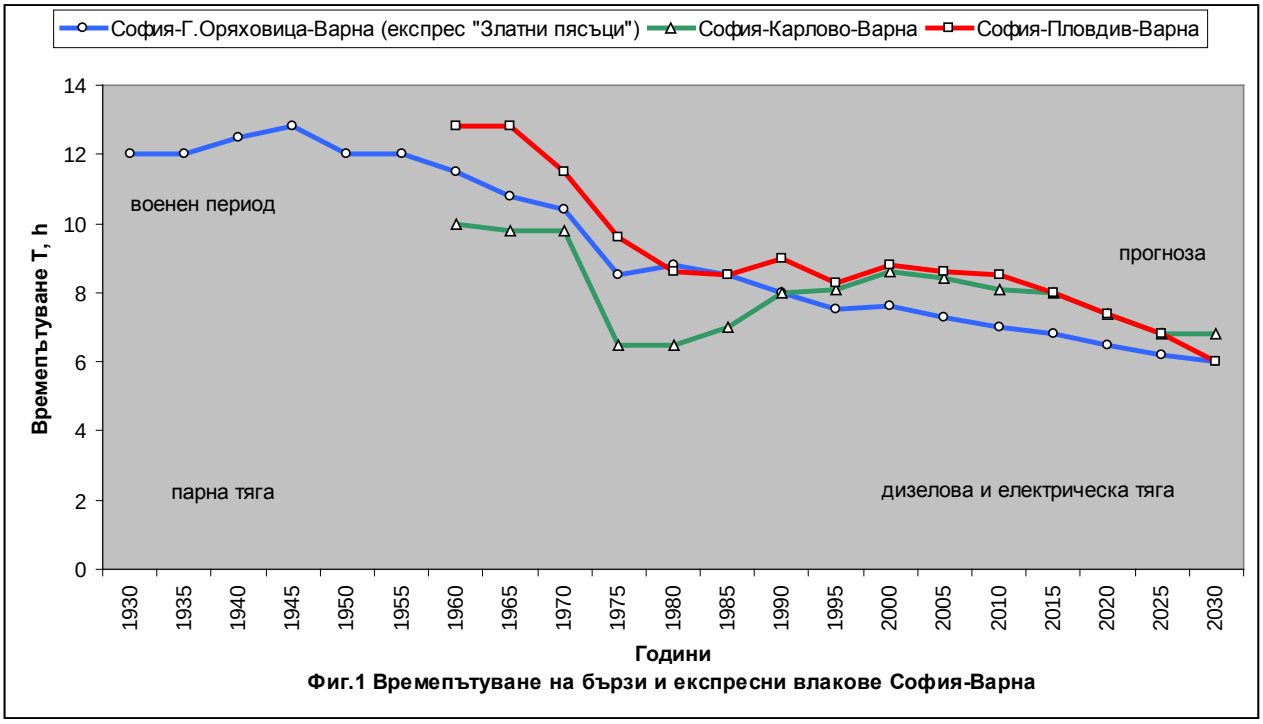
Най-напред на българска територия е построена линията Русе – Варна през 1866 г. По нея се извършват комбинирани превози: с кораби по река Дунав от Централна Европа до Русе и с влакове до Варна. Цялата жп линия от София до Варна е въведена в експлоатация през 1898 г. Тя е удвоена и електрифицирана около 90 години по-късно през 1986 г.

ЖП линия достига до Бургас през 1890 г. Влаковете за София минават по линията на „Източните железници" през Нова Загора – Симеоновград – Пловдив. Директната линия София – Пловдив – Стара Загора – Бургас е завършена през 1910 г. Тя е удвоена до Пловдив, от Михайлово до Стара Загора и от Зимница до Бургас. Електрифицирана е през 1972 г.

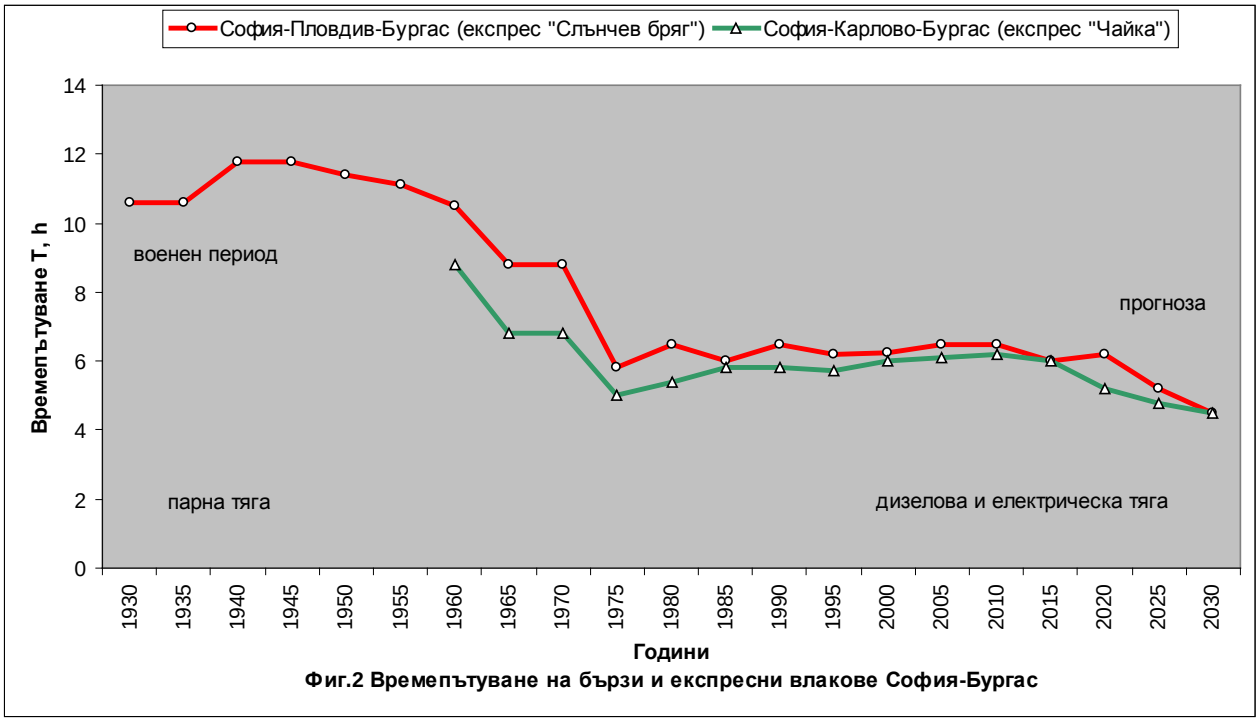
През 1941 г. е завършен жп участъкът Карнобат – Синдел. Варна и Бургас освен по море са свързани с жп линия чрез този участък.

През 1952 г. е завършена Подбалканската жп линия София – Карлово – Сливен, която се свързва в гара Зимница с линията за Бургас. По този начин са осъществени три възможности за извършване на пътнически и товарни превози от София до Варна: през Горна Оряховица, през Пловдив и през Карлово, с дължини на маршрутите съответно: 543 km, 548 km и 514 km. И трите линии са електрифицирани.

Един от най-важните показатели е времепътуването на бързите влакове, превозващи пътници. То е проследено в графичен вид на фиг.1 между София и Варна и на фиг.2 между София и Бургас. За начална година на изследването е прието 1935 г. по данни, с които разполагаме. В този период между двете Световни войни нашите железници са били в най-добро състояние. Тогава са доставени бързоходни парни локомотиви и четириосни пътнически вагони, допускащи скорост до 120 km/h. Повишаване скоростите и намаляване времепътуането на влаковете става възможно след 1963 г., когато започва електрификация на железопътните линии и се доставят значителен брой дизелови и електрически локомотиви. Въпреки обновяването на подвижния състав, времепътуването на влаковете остава сравнително голямо, предимно неблагоприятните параметри на железопътните трасета, наложени в миналото от хълмистия и планинския терен на голяма част от нашата страна.



Фиг.1 Времепътуване на бързи и експресни влакове София-Варна



Фиг.2 Времепътуване на бързи и експресни влакове София-Бургас

Поради продължителното времепътуване малката честота на влаковете, превозващи пътници, и намалената дължина на съставите, пътникопотокът по нашите железници намаля и се насочи към автомобилния транспорт. Същото се отнася и за товарните превози. Не се спазва изискването, поставено от ръководството на Европейския съюз, постепенно да се пренасочват превозите на далечни разстояния отново към жп транспорт.

Организационно-техническото състояние на нашите железници не отговаря на съвременните изисквания и те трябва да бъдат модернизирани. Вниманието трябва

да се насочи приоритетно към железопътната магистрала, която свързва столицата с Варна и Бургас.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Проекти за реконструкция и модернизация

За да отговаря на съвременните изисквания, транспортната система на нашата страна във втория етап на Оперативна програма „Транспорт и инфраструктура", който започва да се реализира през настоящата 2014 г., са предвидени редица реконструктивни мероприятия.

Правилно в програма като приоритетно мероприятие е предвидена цялостна реконструкция и модернизация на главната жп линия София – Пловдив – Бургас. Проектните скорости ще бъдат 160-200 km/h. По тази линия освен вътрешни пътнически и товарни превози ще минават, идващи от Централна Европа през София – Пловдив – Свиленград – Истанбул, откъдето част от товаропотока през новопостроения мост над Босфора ще се насочва към Близкия изток. Ще бъде продължено и завършено строителството на жп участък Карнобат – Синдел, който ще бъде удвоен и реконструиран за скорост 130 km/h. Най-важният подобект е завършване на тунела, който минава под планинските масиви на Стара планина между гари Лозарево и Подвис.

По основната магистрала София – Пловдив – Бургас има много праволинейни участъци и такива с големи радиуси на кривите с дължина 164 km, в които с рехабилитация на трасето и с частична реконструкция, без изграждане на тунели и големи съоръжения, проектната скорост на влаковете ще бъде 160 km/h. Рехабилитация на трасето вече се осъществява между Септември и Пловдив от гара Михайлово през Стара Загора до Ямбол и на някои отсечки към Бургас. Значителни строителни работи се налагат в участъка между гари Побит Камък и Белово с дължина 64 km. Проектиран е нов тунел под гара Вакарел и 4 тунела между гара Немирово и гара Белово. В този участък новото трасе може да бъде изградено през следващия програмен период. Построяване на ново трасе се налага и в обход на гара Чирпан. През сегашното трасе ще минават само влаковете, спиращи в тази гара.

По жп линия София – Г. Оряховица – Варна също се предвижда подобряване на съществуващото трасе чрез рехабилитацията му от Мездра до Варна за осигуряване на проектна скорост 130 km/h с изключение на участъка Асеново – Славяново и няколко други по-малки отсечки. Ново железопътно пресичане на Стара планина не е възможно да се реализира в обозримо бъдеще. Поради това на етапи се извършва цялостен ремонт на съществуващата линия от София до Мездра. Ще бъде осигурено времепътуване в този участък около 80 мин. През следващите години ускорените бързи влакове ще пътуват от София през Горна Оряховица до Варна за 6 часа.

След рехабилитацията на всички описани железопътни участъка без нови трасета около гари Вакарел, Костенец, Сестримо и между гари Лазарево и Подвис ускорените бързи влакове от София през Пловдив до Варна ще пътуват 6,5 часа, а до Бургас – 4,5 часа. След реализация на проектите за цялостна реконструкция и модернизация на жп линия София – Пловдив – Бургас и на участъка Карнобат – Синдел, ускорените бързи влакове ще пътуват от София до Варна за 6 часа, а до Бургас – 3,8 часа. Възможностите за намаляване на времепътуването в бъдеще са представени графично на фиг.1 и фиг.2.

Наред с подобряване на пътническите превози, БДЖ ЕАД трябва да активизира маркетинговата си политика за привличане на по-голям обем комбинирани товарни превози с контейнери и на тежкотоварни автомобили с влакове.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Реконструкцията и модернизацията на железопътния коридор „Запад – Изток”, минаващ през нашата страна, ще привлече допълнителни пътнически и товарни превози по железопътен транспорт и ще бъде осъществен принос за подобряване на екологията в съответните региони.

За контакти:
проф. д-р инж. Милчо Лепоев, Университет по архитектура, строителство и геодезия (УАСГ), гр. София, бул. „Хр. Смирненски” №1,
GSM.: 0888 738 934, e-mail: mlepoev_fte@uacg.bg

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТТА НА НАВАРЯВАНЕ ВЪРХУ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИТЕ ПАРАМЕТРИ ПРИ ВИБРОДЪГОВО НАВАРЯВАНЕ НА ИЗНОСЕНИ ДЕТАЙЛИ ОТ ТРАНСПОРТНАТА И ЗЕМЕДЕЛСКА ТЕХНИКА В АРГОН

Митко Николов

Influence of wire electrode deposition rate upon technological parameters through vibrating gas arc overlaying process in argon shield during reconditioning of agricultural and automotive equipment: *The influence of wire electrode deposition rate upon character of the overlaying process and forming of the layers is examined. The duty cycle frequency rate; duration of short circuit and arc burning as well as the roughness of deposited layers are accepted as main criteria for process evaluation. It is established that the wire electrode deposition rate has a significant influence upon character of the process as highest duty cycle frequency rate and minimal roughness of the layers are obtained at rate of 0,94 m/min.*

Key words: *Vibrating gas metal overlaying process; argon shielding; wire electrode deposition rate*

ВЪВЕДЕНИЕ

Скоростта на наваряване е основен параметър, от който се определят останалите кинематични и технологични параметри на електродъговия процес. За осигуряване на висока производителност е необходимо наваряването да се извършва при максимално възможната скорост на наваряване, при която се получава качествено наварено покритие. Наваряването в газозащитна среда може да се извършва с по-висока скорост в сравнение с останалите методи за наваряване. С увеличаване скоростта на наваряване се намалява дълбочината на проваряване, дебелината на слоя и възможността за образуване на пори в наварения метал [1-3].

Целта на изследването е установяване влиянието на скоростта на наваряване върху технологическите параметри на електродъговия цикъл и формирането на наварения слой при възстановяване на детайли в среда от аргон..

ИЗЛОЖЕНИЕ

Скоростта на наваряване оказва съществено влияние върху параметрите на вибродъговия процес и наварения слой, честотата и продължителността на циклите и техните структурни елементи, формирането и грапавостта на наварения слой. Материалът на електродния тел влияе също върху параметрите на вибродъговия процес и наварения слой. Влиянието на скоростта на наваряване върху технологическите параметри на електродъговия процес е изследвано с помощта на уредба за вибродъгово наваряване в среда от аргон с различни електродни телове (Св 08Г2С, Нп 30 ХГСА, DUR 500) с диаметър 1,6 mm.

Технологическите параметри на процеса на наваряване имат съществено значение за пренасяне на разтопения метал и формиране на качествено покритие. Като основни критерии за оценка качеството на процеса на вибродъгово наваряване в аргон са приети:

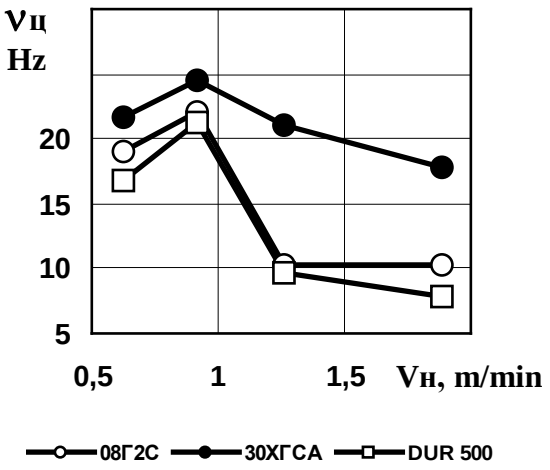
- Честота на електродъговите цикли ($v_ц$);
- Грапавост на навареното покритие (R_z).

За спомагателни параметри са използвани:

- Времето на късо съединение ($t_{кс}$);
- Времето на горене на дъгата ($t_д$).

Наваряването на образците за изследване влиянието на скоростта на наваряване се извършва на уредба за наваряване в защитни газове с вибродъгов апарат “ЕНТОН - 60” с осов безинерционен вибратор. Изследването е извършено върху цилиндрични образци от Ст45 с диаметър 50 mm и дължина 250 mm, съответстващи на средностатистическите размери и маса на детайлите подлежащи

на възстановяване [6, 7]. Върху всеки образец се наваряваха по пет шийки с ширина 40 mm с различен електроден тел (Св08Г2С, Нп 30ХГСА и DUR 500) с диаметър 1,6 mm при следния режим:: работно електрическо напрежение 20V, големина на електрическия ток 150…180A; амплитуда на вибрациите на електродния тел 2 mm; скорост на подаване на електродния тел 2,3m/min; стъпка на наваряване 3mm/tr; излаз на електродния тел 15 mm; честота на вибрациите 46,7 Hz и разход на защитен газ 15 l/min. Скоростта на наваряване се променяше степенно 0,63, 0,94, 1,26 и 1,88 m/min.



Фиг.1 Влияние скоростта на наваряване (Vн) върху честотата на циклите (νц) при вибродъгово наваряване в Ar с различни електродни телове

Осцилограмите на електрическото напрежение и големината на тока са снети с помощта на дванадесет канален осцилограф 12S-1 и обработени с методите на математическата статистика.

Височината на неравностите на профила на наварените шийки (R_z) е измервано с помощта на специално индикаторно приспособление и се оценява с 3x10 успоредни измервания по профила на всяка наварена шийка. Средната стойност на неравностите на профила на всяка наварена шийка е изчислявана по формулата:

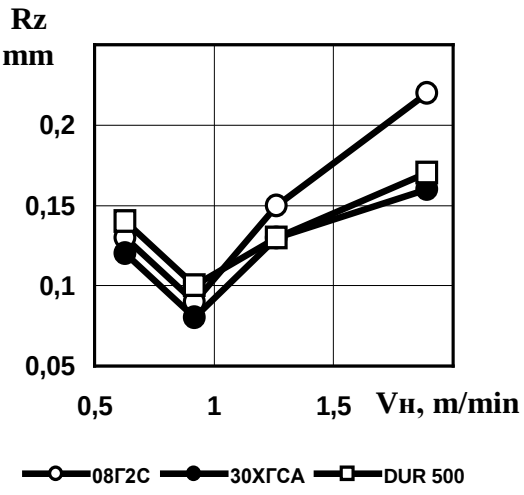
$$Rz = \frac{1}{n}(\sum_{i=1}^{n} h_{imax} - \sum_{i=1}^{n} h_{imin}),10^{-2}mm \qquad (1)$$

Графическите зависимости за влиянието на скоростта на наваряване върху параметрите на вибродъговия процес и наварения слой са построени въз основа статистическо обработване на данните от осцилограмите на вибродъговия процес и измерванията на параметрите на наварения слой (фиг.1…фиг.4).

С увеличаване скоростта на наваряване изменението на честотата на електродъговите цикли на вибродъговия процес има сложен характер (фиг.1).

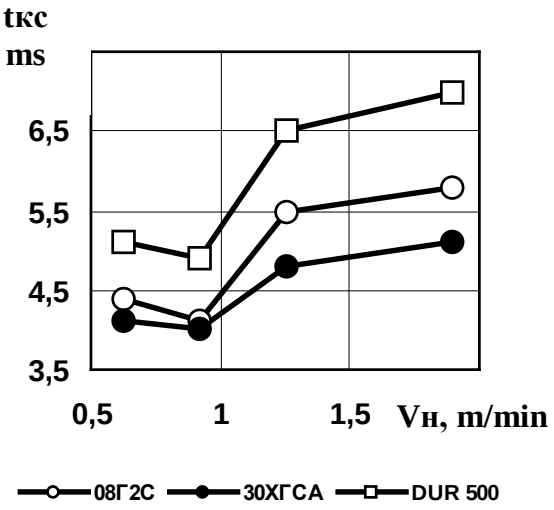
От начало честотата на циклите с увеличаване на скоростта на наваряване нараства достига своят максимум 25 Hz при средно въглеродния тел Нп-30ХГСА за скорост 0,94 m/min след това плавно намалява. Честотата на електродъговите цикли за електродните телове Св-08Г2С и DUR-500 са по-ниски и имат стойност от 21…22 Hz при скорост на наваряване 0,94 m/min. По-високата честота на електродъговите цикли за електроден тел Нп-30ХГСА довежда до по-малко изгаряне на легиращите елементи и по-високо качество на наварения метал.

Скоростта на наваряването оказва съществено влияние върху формирането на наварения слой и грапавостта на



Фиг.2 Влияние скоростта на наваряване (Vн) върху грапавостта на наварения слой (Rz) при вибродъгово наваряване в Ar с различни електродни телове

покритието. Минимална грапавост и за трите вида електродни телове се получава при скорост на наваряване 0,94 m/min (фиг.2), като грапавостта е по-малка при наваряване с средно въглеродния тел Нп-30ХГСА. Това е в следствие по-високата честота на електродъговите цикли и по-доброто формиране на наварения метал. При скорости на наваряване по-високи от 0,94 m/min грапавостта на навареното покритие започва рязко да нараства и от 0,08 mm достига до 0,20 mm при скорост на наваряване 1,88 m/min. Това довежда до повишаване на прибавката за механическа обработка и загубата на наварен метал.



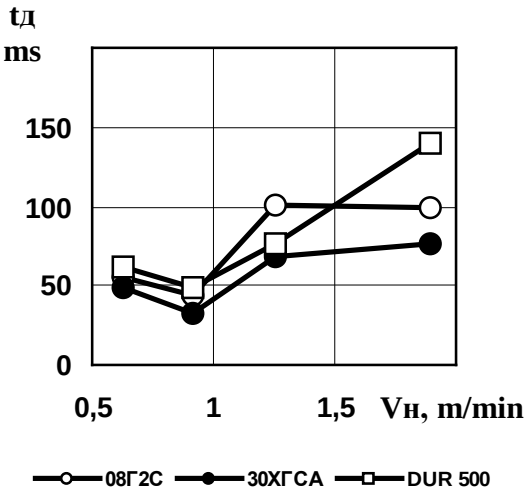
Фиг.3 Влияние скоростта на наваряване ($V_н$) върху времето на късо съединение ($t_{кс}$) при вибродъгово наваряване в Ar с различни електродни телове

Като показатели за оценка на протичането на електродъговия процес и пренасянето на електродния материал могат да служат времето на късо съединение и особено времето на горене на дъгата, който оказва съществено влияние върху размерите на капките от електроден метал [3-5].

Времето на късо съединение оказва влияние върху стабилността на процеса на наваряване и степента на разпръскване на електродния метал. Следователно, колкото по-кратък е периода на късо съединение, толкова по-устойчива е електрическата дъга и загубите на електроден метал са по-малки. При по – малко време на късо съединение се получава дребно капково пренасяне, което спомага за по–добро формиране на наварен метал и по – ниска грапавост на навареното покритие [1, 2, 4].

С увеличаване скоростта на наваряване времето на късо съединение рязко намалява, като достига най-малки стойности при скорост на наваряване 0,9 m/min, след което леко се повишава или задържа на същото равнище при различните електродни телове (фиг.3). Ниско въглеродния Св-08Г2С и високо въглеродния телове DUR-500 имат по-голямо време на късо съединение и капкообразуване с по-големи размери, което води до по-висока грапавост на наварения слой.

Времето за горене на дъгата е също така от голямо значение за капкообразуването и качеството на разтопения метал. То характеризира наедряването на капката електроден метал от момента на допиране на електродния тел към наварявания детайл до момента на откъсване на капката от върха му. Следователно, колкото по-малко е продължителността на горене на дъгата за всеки отделен цикъл, толкова по-малък е размера на



Фиг.4 Влияние скоростта на наваряване (Vн) върху времето на горене на дъгата (tд) при вибродъгово наваряване в Ar с различни електродни телове

капките, с което се намалява изгарянето на легиращите елементи от разтопения метал, подобряват се условията на сплавяване между основния и добавъчен метал, като се формират равномерни наварени слоеве с дребнозърнеста структура [1-4].

Изменението на времето за горене на дъгата в зависимост от увеличаване на скоростта на наваряване има екстремален характер (фиг.4), като най-малко време на горене на дъгата отново се получава при скорост на наваряване 0,94 m/min. Нарастването на времето на горене на дъгата е значително по-голямо в сравнение с нарастването на времето на късо съединение за същия диапазон на изменение на скоростта на наваряване. Това означава, че продължителността на циклите на електродъговия процес се увеличава в по-голяма степен за сметка на времето на горене на дъгата, отколкото от времето за късо съединение което влошава формирането и качеството на навареното в аргон покритие.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От направеното изследване за определяне влиянието на скоростта на наваряване върху качеството на възстановителното покритие могат да се направят следните изводи:

1. Скоростта на наваряване оказва съществено влияние върху протичането на вибродъговия процес и неговите технологически параметри (честота на електродъговите цикли, грапавост на наварения слой, времето на късо съединение и времето за горене на дъгата) при наваряване в аргон.
2. Най-малка грапавост на навареното покритие и максимална честота на електродъговите цикли с минимално време на късо съединение и време за горене на дъгата се постига при скорост на наваряване 0,94 m/min.
3. При средно въглеродния тел Нп-30ХГСА се получава по-висока честота на електродъговите цикли, по-малка грапавост на навареното покритие, по-ниско напрежение на късо съединение и горене на дъгата.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Березовски Б. М. и др. Оптимизация формирования слоя металла при дуговой наплавке. Сварочное производство, № 6, 1990.

[2] Руссо Л. В. Дуговая сварка в инертных газах. Л.: Судостроение, 1984..

[3] Ищенко Ю. С. Некаторые закономерности перехода капли при коротком замыканий. Сварочное производство, № 3, 1991.

[4] Ищенко Ю. С. Характеристики управления переносом капли при сварке плавящимся електродом с короткими замыканиями. Сварочное производство, № 9, 1992.

[5] Тончев Г.П. и др. Съвременни технологии за възстановяване на детайли. Русе: ВТУ, 1989.

[6] Тончев Г.П., Станев С. Изследване разпределението на детайлите на тракторите ЮМЗ - 6Л и МТЗ - 80 по структурни характеристики. В: Научни трудове на ВИММЕСС, том 21, серия 6, Русе: ВИММЕСС 1979.

[7] Тончев Г. П. и Маринов Т. Статистически анализ на структурните характеристики на детайлите от автомобилите МАЗ - 500 и КРАЗ - 256 при съединения тип вал търкалящ лагер. В: Научни трудове на ВТУ - Русе, т. 19, серия 7, Русе: 1977

За контакти:

Доц. д-р Митко Иванов Николов, Катедра “Ремонт, надеждност, механизми, машини, логистични и химични технологии”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, ул. „Студентска” №8, тел.: 082 888 223, e-mail: mnikolov@uni-ruse.bg

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА МАСЛЕН РЕЗЕРВОАР С ПРОМЕЛИВА МАСА ПРОЦЕС „НАГРЯВАНЕ“

EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE THERMAL BEHAVIOR OF A TANK WITH VARIABLE OIL MASS PROCESS “HEATING”

Люба ГЮРОВА Пейчо ТОМОВ

В настоящата работа са представени експериментални резултати от изследването на маслен резервоар, с променлива маса на работната течност (р.т.) в него. Като начало е изследван преходен процес „нагряване“, който е по-важен за експлоатацията. Периодично от резервоара се изтегля и след това връща обратно определено количество р.т., като се следи за изменението на текущата температура на маслото. Получени са оригинални опитни резултати, които могат да допринесат за усъвършенстване на проектирането и експлоатацията на маслените резервоари в задвижващи и управляващи хидросистеми.
***Ключови думи**: резервоар, хидравлично масло, процес „нагряване“, температура.*

The paper presents experimental results obtained through an examination of oil tank with variable oil mass. The process of heating the oil is set as a starting point for the research due to its importance in most practical applications. The temperature of the oil is monitored, while the mass in the tank is varied by extracting or adding a given amount of oil. The original results obtained in the research can contribute to the improvement of the design and operation procedures applied to oil tanks in hydrostatic drives and control systems.
***Keywords:** tank, hydraulic oil, heating process, temperature.*

1. Увод

Съвременните обемни хидравлични задвижвания, в т.ч. корабните, се характеризират с голяма мощност, бързодействие и мащабност. Маслените резервоари имат значителен обем и с принадлежащите към тях подсистеми за нагряване и охлаждане на р.т., изпълняват важна терморегулираща функция в хидросистемите. В настоящата работа е отделено основно внимание на процеса „нагряване“, като се симулира променлива маса на р.т. в резервоара. На практика това се получава, когато се експлоатират хидросистеми със силови цилиндри.

2. Експериментална уредба

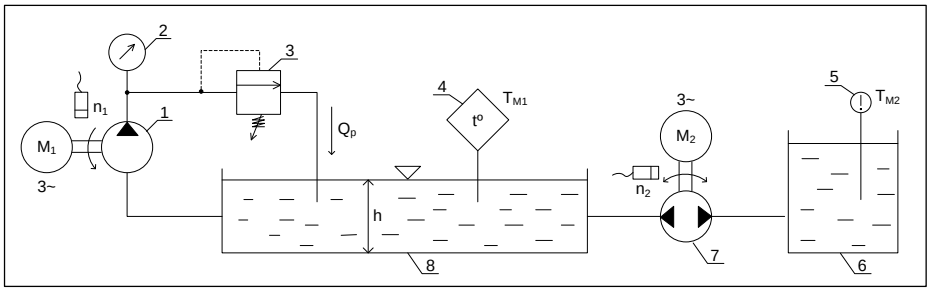
Външният вид на уредбата е показан на фиг. 1 и фиг. 2, а функционалната хидравлична схема – на фиг. 3.



фиг. 1



фиг. 2



фиг. 3

Легенда:
M_1 – трифазен асинхронен ел. мотор *0,25kW/2770 min^{-1}*;
M_2 – трифазен асинхронен ел. мотор *0,25kW/1350 min^{-1}*;
$n_{1(2)}$ – датчици за честота на въртене (обороти);
1,7 – маслени зъбни помпи, тип 027Х (*Va=1,22см^3*);
2 – манометър за налягане *0÷16 MPa*, клас *1,6*;
3 – предпазно-преливен клапан, тип КП/А3А1;
4 – цифров термометър;
5 – живачен термометър;
6 – буферен резервоар;
8 – основен резервоар.

За да се осигури необходимата прецизност в измерванията, са използвани следните уреди:

- Цифров термометър “Technoterm-1200”, с точност ± *0,1ºC*, на фирма “Testoterm” GMBH (Германия).
- Живачен термометър, с точност ± *0,2ºC*.
- Оптична сонда за обороти “Pocket control, на фирма “Hydrotechnik” – Германия, с точност ± *1min^{-1}* (при диапазон 0÷10000 *min^{-1}*).
- Използвана е работна течност – хидравлично масло, тип МХМ-32 (*v^{40}=32 mm^2/s, cSt*).
- Обем на маслото в резервоара (поз. 8) *V_R=20 l*.

3. Изследване на процес „нагряване“

Реализирани са две поредици от измервания на температурата на маслото в резервоара, през времеви интервал *Δt=1min*. Процесът „нагряване“ се симулира чрез, дроселиране на потока р.т. в предпазния клапан (поз. 3), при поддържане на постоянно налягане *p_k=25bar=const*.

Експеримент I

Начална (изходна) температура на маслото в пълен резервоар (поз. 8): *T*$_{M1}$=14,5ºC*. Температура на околната среда – въздух в помещението: *T_0=15ºC*. Започва процес „нагряване“ на маслото в резервоара и след определен интервал от време, се изтегля масло от основния (поз. 8) към буферния резервоар (поз. 6). След това маслото от буферния резервоар се връща обратно в основния, където се размесва с останалото количество р.т. Получените резултати са отразени таблично – табл. 1 и графично – фиг. 4.

Таблица 1

t	min	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T	^{0}C	14.5	14.9	16.6	17.3	17.9	18.4	19	19.5	20	20.5

t	min	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
T	^{0}C	21	21.4	21.8	22.2	22.6	23	23.4	23.8	24.2	24.5

t	min	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
T	^{0}C	25	25.7	26.7	27.5	28	28.6	29	29.5	30.1	30.6

t	min	30	31	31.45	32	33	34	34.45	35	36	37	38	39
T	^{0}C	31.2	31.6	32	32.2	31.9	31.1	30.3	30.5	30.4	30.7	30.9	31.1

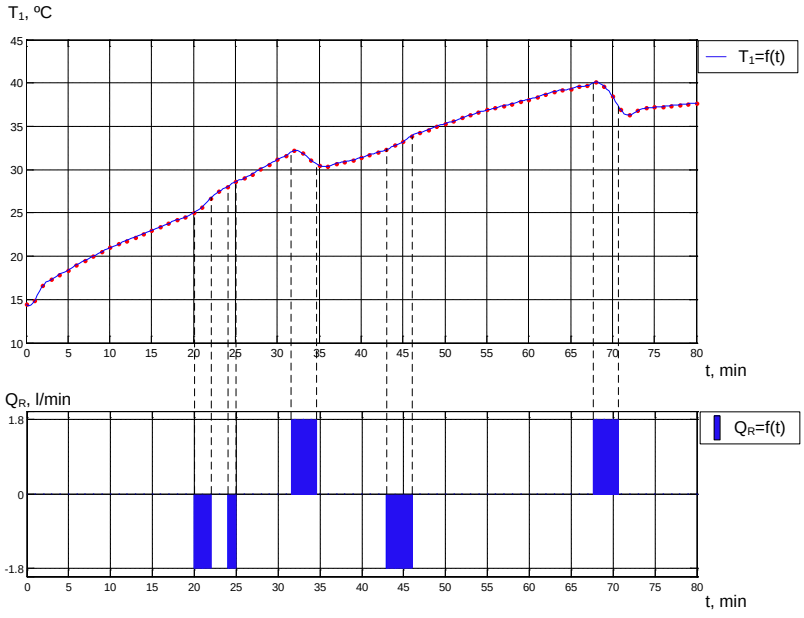
t	min	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
T	^{0}C	31.4	31.7	32	32.3	32.8	33.2	33.9	34.3	34.6	35

t	min	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59
T	^{0}C	35.3	35.6	36	36.3	36.6	36.9	37.1	37.4	37.6	37.9

t	min	60	61	62	63	64	65	66	67	67.45	68	69
T	^{0}C	38.1	38.4	38.7	39	39.2	39.3	39.6	39.7	40	40.1	39.6

t	min	70	70.45	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
T	^{0}C	38.5	36.8	36.9	36.3	36.8	37.1	37.2	37.3	37.4	37.5	37.6	37.7

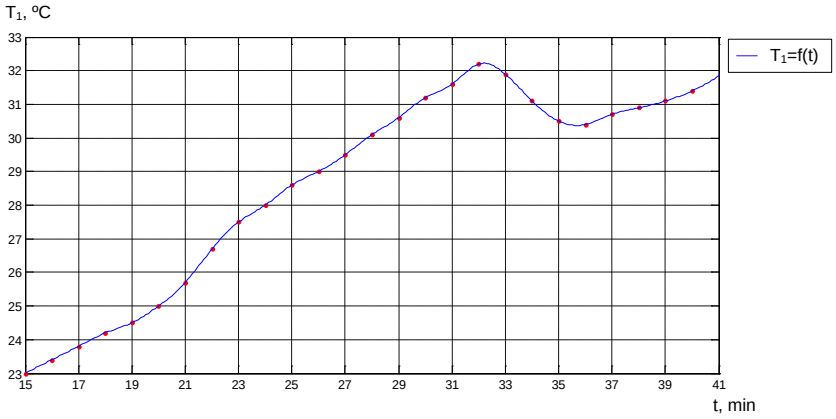
Забележка:
2 min – от 20 до 22 min – следва прехвърляне на р.т. от основния резервоар в пластмасовия съд (фиг. 1, 2).
1 min – от 24 до 25 min – прехвърляне на р.т. от основния резервоар в пластмасовия съд (фиг. 1, 2).
3 min – от 31.45 до 34.45 min – прехвърляне на р.т. от пластмасовия съд в основния резервоар.
Начална температура на маслото в пластмасовия съд (в началото на прехвърлянето) – *22 ^{0}C*.
3 min – от 43 до 46 min – прехвърляне на р.т. от основния резервоар в пластмасовия съд.
3 min – от 67.45 до 70.45 min – прехвърляне на р.т. от пластмасовия съд в основния резервоар.
Начална температура на маслото в пластмасовия съд (в началото на прехвърлянето) – *26.8 ^{0}C*.



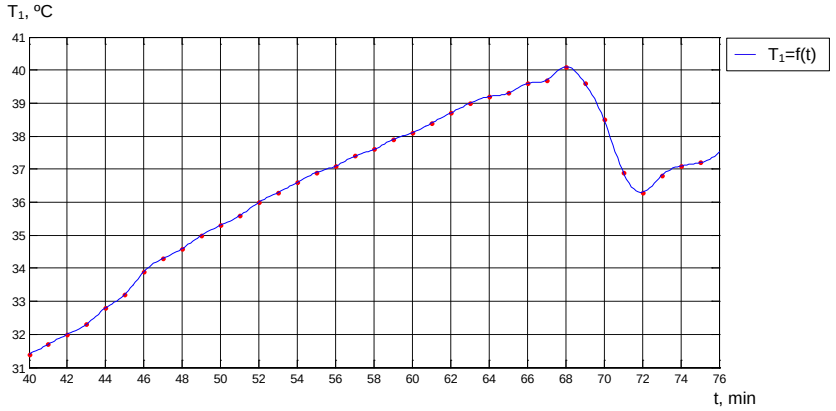
фиг. 4

Горната графика на фиг. 4 отразява текущото изменение на температурата T_{M1} в основния резервоар (поз. 8). Долната графика показва, във времето, процеса на *изтегляне* ($-Q_R$) и на *връщане* обратно ($+Q_R$) на точно измерено количество масло от буферния резервоар (поз. 6). За да се види и оцени по-добре ефектът на „променливата маса“,

отделно са представени, в уголемен мащаб, двете характерни зони с изменението на преходния процес „нагряване“ – фиг. 5 и фиг. 6.



фиг. 5



фиг. 6

Експеримент II

Експериментът „нагряване“ с променлива маса на р.т. в резервоара (поз. 8), е повторен при друг режим на изтегляне и връщане на масло. Първоначално е изтеглено определено количество масло от основния резервоар (поз. 8) в пластмасовия съд (поз. 6) и е измерена началната температура на р.т. Данните от експеримента са представени таблично – табл. 2 и графично – фиг. 7.

Таблица 2

t	min	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
T	ºC	16.9	18.7	19.5	20.4	21.1	21.8	22.5	23.2	23.8	24.4

t	min	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
T	ºC	25	25.5	26.1	26.6	27.2	27.8	28.2	28.7	29.2	29.7

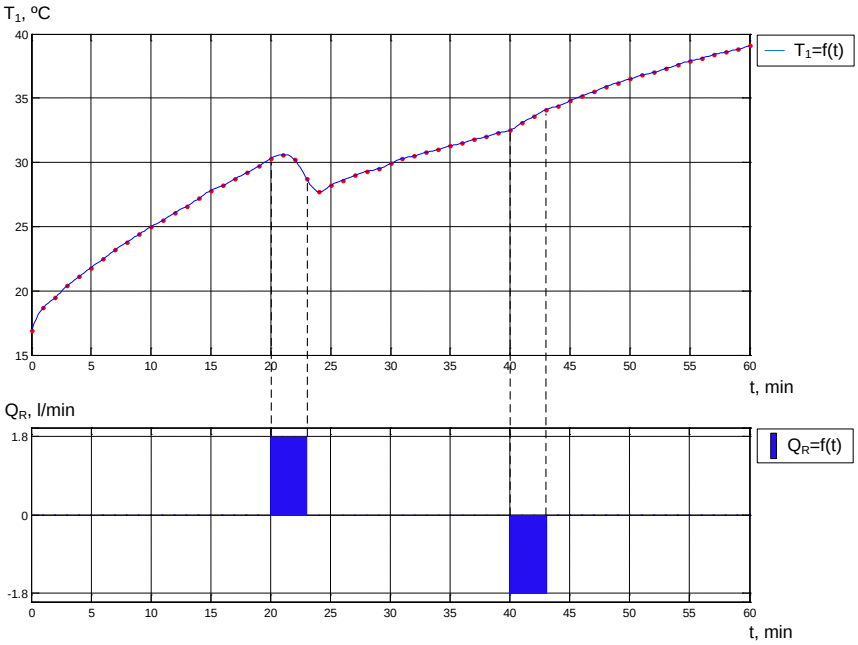
t	min	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
T	ºC	30.3	30.6	30.2	28.7	27.7	28.2	28.6	29	29.3	29.5

t	min	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
T	ºC	29.9	30.3	30.5	30.8	31	31.3	31.5	31.8	32	32.3

t	min	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
T	ºC	32.5	33.1	33.6	34.1	34.4	34.8	35.2	35.5	35.9	36.2

t	min	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
T	ºC	36.5	36.8	37	37.3	37.6	37.9	38.1	38.4	38.6	38.8	39.1

Забележка:
3 min – от 20 до 23 min – следва прехвърляне на р.т. от пластмасовия съд в основния резервоар.
Начална температура на маслото в пластмасовия съд (в началото на прехвърлянето) – *16.9 °C*.
3 min – от 40 до 43 min – следва прехвърляне на р.т. от основния резервоар в пластмасовия съд.



фиг. 7

4. Анализ на получените резултати

Маслениият резервоар изпълнява сложна и отговорна функция в състава на хидравличната система. Той се явява „смесителна“ камера, където се изравняват температурите на „входящи“ и „изходящи“ потоци р.т. Настоящото изследване доказва по неоспорим начин „термичното“ влияние на променливата маса на маслото в резервоара. Известният „класически“, плавен и апериодичен процес за „нагряване“ се деформира съществено и в определени ситуации може да се достигне до „прегряване“ и недопустимо високи работни температури на маслото в резервоара. От друга страна вкарването на студено масло от хидроцилиндри (на палубни кранове и платформи, пътно строителна и транспортна техника, зимно време) може да доведе до преохлаждане на р.т. и рязко изменение на вискозитета, съответно и на функционалните характеристики на елементите в хидросистемата.
Настоящото изследване разширява кръга от познания и дава възможност в последствие, за по-точно и ефективно неизотермично моделиране на работните процеси в задвижващи и управляващи хидросистеми.

Литература:

1. Иванов П., Хр. Христов, Кр. Орманджиев. Динамика на автоматизирани хидро и пневмо системи. Под общата ред. на доц. П. Иванов. „Габрово-принт”-ЕООД, 2004.
2. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и превматических систем (перев. Со словацкого) Л., Машиностроение, 1983.
3. Комитовски М. Д. Елементи на хидро- и пневмозадвижването. С., Техника, 1985.
4. Chaplle P. Principles of Hydraulic System Design. Coxmoor Publishing Company., Oxford, UK, 2003.

За контакти:

Люба ГЮРОВА
liubi@mail.bg
Пейчо ТОМОВ
tomovpd@yahoo.com
катедра КСУ, ВВМУ – Варна, 9026, БЪЛГАРИЯ

THE TIMING OF THE IGNITION DELAY

Alexander Gavrilov, Alexander Gots

РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Александр Гаврилов, Александр Гоц

The analysis empirical and other dependences for definition of duration of a delay of ignition of a fuel - air mi x i n p iston e ngines w ith c ompulsory i gnition, and a lso w ith ignition f rom c ompression i s l ead. A t mathematical model of a cycle of the piston engine definition of time of a delay of ignition of a mix allows to predict the beginning of process of combustion, and, besides optimum on display work an arrangement of a site of fast increase of pressure is relative of top dead center. It is solved at any complexity of mathematical model of a cycle and the basic is at comparison of settlement and display diagrams of a cycle of the piston engine. Empirical dependence for definition of time of a delay of ignition of a fuel - air mix from determining a cycle of the piston engine of factors is offered: pressure and temperatures of a working body, a high-speed mode, factor of surplus of air.

Key words: *the piston engine, ignition, pressure, temperature, high-speed mode*

Introduction. In mathematical modelling cycle piston engine is the importance of determining the time τ_i ignition delay the fuel-air mixture, allowing enough for practice accurately forecast the beginning of the process of combustion. We show on Fig. 1 and 2 hypothetical charts pressure for engine with spark-ignition engine compression-ignition depending on the angle of rotation of the crank, when the piston to the upper dead point.

The dashed line marked change in pressure in the absence of combustion, solid line - during combustion of the fuel-air mixture depending on the angle of rotation of the crank. At the point F (piston moves up to TDC, when the crank turns on the corner φ_f) is filing spark for a motor with forced ignition (Fig. 1) or the commencement of fuel injection for diesel engines (Fig. 2). At point B is start burning the fuel-air mixture, and, accordingly, the time τ_i, which turns the crank on a corner φ_i specifies the time delay of ignition. The designation of the remaining points clear of the drawings.

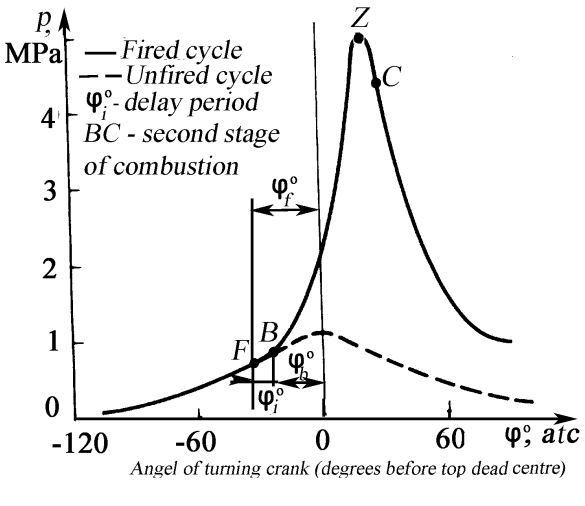


Fig. 1. Conditional pressure diagram for spark-ignition engine

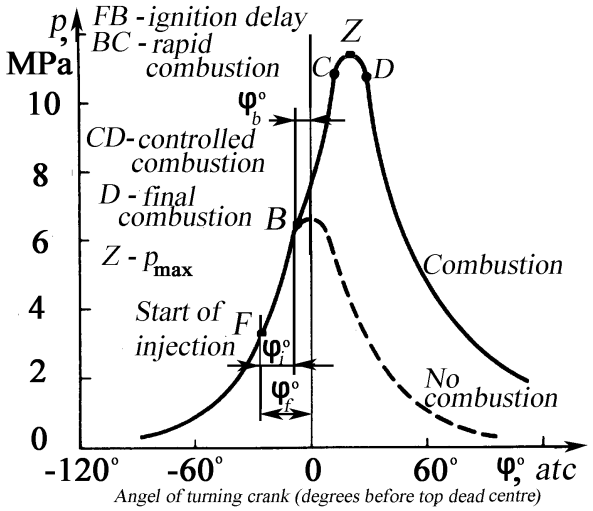


Fig.2. Conditional pressure diagram for the engine with a compression-ignition

From point F, relative to the top dead center (TDC) depends on the amount of work gases on the movement of the piston and efficiency of the cycle. With too much coal

combustion mixture begins too early, creates a large backpressure course of the piston to TDC slew rate and maximum pressure appear to be too high, motor overloaded gas forces and overheats, and its capacity and efficiency in this mode reduced. In the engine ignition from sparks may occur detonation.

Thus, the optimal location of the beginning of visible combustion relatively TDC is determined by the angle and length of the delay of ignition of the mixture (DIM) for time τ_i or the corresponding angle φ_i° of rotation of the crank to TDC .

Reliable value of the angle φ_i is determined by the scale of the indicator diagram and is individual for this type piston engine (PE) and its load character, at that time, as a mathematical model typically involves the study of different types of engines. Thus there is a desire to install the dependencies time τ_i or angle φ_i° DIN from driving cycles PE factors: pressure and temperature of the working fluid, high-speed mode, activation energy, etc. On a strict dependence of the length DIN from these factors drew attention A.I. Tolstov [1 - 4]. The complexity of considering the influence of various factors on the duration of the DRS has generated a large variety of empirical or semi-empirical formulas for calculating the time τi that must enough for practice accurately forecast the beginning of the process of combustion. Marked diversity significantly complicates the choice for a specific mathematical model. The solution of this problem is considered in many studies, the most complete and qualitative analysis techniques for determining the time DIM τ_i given in the book Kavtaradze R.Z. [4].

Work aimed at obtaining empirical or semi-empirical formulas for calculation DIN solves two tasks:

- determination of the duration DIN time τ_i or angle φ_i° of crank [5-8];
- research of physical and chemical processes occurring in the working body during the DIM [9-11].

The first problem solution allows for the calculation of the cycle to determine the optimal indicator on the location of the plot is rapidly mounting pressure on the TDC (*B-Z* , see Fig. 1 and 2). It is solved at any complexity mathematical model cycle and is the basis of the comparison of calculated and indicator charts cycle of piston engine.

The second task is usually performed with the use of more complicated models of the cycle and aims agreement between the calculated and experimental rate of pressure rise (the slope of the curve *B-Z* to the line TDC) and its maximum value at the point Z.

The classical model of the self-ignition of drops of fuel is based on the stationary approximation, Semenov-Frank-Kamenetsky [6, 10]. In [11] a brief analysis of the development of these models and created a new model of self-ignition and combustion) drops of liquid hydrocarbons. There also displays the calculated values DIM for homogeneous stoichiometric mixture of h-decane-air at various temperatures and pressures.

In the mathematical model cycle PE angle φ_i° (or τ_i, s) should be calculated with minimal deviation from experimental, then the orientation of characteristic points *B* and *Z* relatively TDC can be enhanced by adjusting the position of a point *F*.

According to the publications, to calculate the time τ_i DIM, proposed large quantities of formulas with varied structure, but most of them corresponds to over-dependence proposed N.N. Semenov [6]:

$$\tau_i = B\, p^{-n} \exp\left(E / \left(\tilde{R}\, T\right)\right) \quad (1)$$

where *B*= const is a certain constant value; *p*, *T* – pressure and temperature at the time of injection of fuel; *E* – activation energy of the working fluid; $\tilde{R}$ – universal gas constant.

Consider the published results on determination of the DIM in relation to the decisions of the first tasks for PE, running on liquid fuel.

In [1, table 8.6], the analysis of the structure, conditions and methods of obtaining four-mule to determine τ_i (analysed 19 semi-empirical and experimental dependence semi-empirical and experimental dependencies of the different authors). Note the following features of these formulas:

• the main factors influencing the time DIM τ_i are values of pressure and temperature at point *F* , as they are present in most of the dependencies;

• to evaluate the degree of influence and makes significant variation in variation in the formula the values of the factor that takes into account the values of activation energy of the working fluid $E / \tilde{R}$, as well as indicators of degree *n* and *m* near p^{-n} and T^{-m};

V.S. Semenov, A. I. Tolstoy, A. Hardenberg and others consider it necessary to take into account when determining DIM speed the introduction of a formula average speed of the piston , and Z. Heugenbauer take into account the factor of surplus of air and even the coefficient on-filled η_v;

• judging by the structure of the formula, the influence of factors not considered included in constant *B*, whose values in the above dependencies differ on 10^3.

Translation temporary values DIM in [4, table 8.6] in angular units ($\varphi_i = 6 n_e \tau_i$) indicates that a number of formulas give the values of the unreal engine. It should be noted that to obtain such results could be impacted by the translation in formulas physical values of the older units in the international system of units. Incomplete information about the conditions under which values are defined τ_i, difficult to ascertain the causes of a large spread their values.

It should also be noted that according to statistics, at the rated mode of automobile and tractor engines advance angle φ_f is in the range of 35...12 ºC rotation of the crank to TDC. The time DIM for diesels with at frequency of rotation of the crank n_e = 2000...4000min^{-1} should not exceed $\tau_i \le 0{,}0025$ s, and for engines with forced ignition ($n_e \ge$ 4000 min^{-1}) time (according to the statistics φ_b° = 4...7 degree angle).

Based on the above, try to find general formula by defining and ranking of influence factors on numerical value τi. For this purpose from [4, table 8.6] were chosen formula, the structure of which is close to the form (1). In table 1 the formulas (1...8) are arranged in order of increasing time DIM . At this stage we have not been considered in [4, table 8.6] formula in Citky, X. Hardenberg and Z. Heugenbauer , as there is an algebraic sum of the components of obstructing the definition of a degree of influence of factors on the duration of the DIM, as well as formulas V.S. Semenov, A.I. Tolstova and other.

In the selected formulae (table. 1) draws attention to the large difference in the number of fixed values of indicators under pressure – from 0.35 (G. Woschni) to 2 (L.

Spadaccini), which is unusual duration of physical-chemical processes during DIM. The same is the case with respect to the temperature of the fuel-air mixture. This once again confirms the need to identify and rank the average values influences the determining factors on the duration of the DIM.

For this purpose, we used the program of the calculation of the cycle, the mathematical model described in [2, 3]. It is based on the angle of rotation of the crank pressure p_f, temperature T_f, average piston speed w_p, and other factors. To determine the degree of influence (B, p_f and T_f on τ_i was calculated diesel cycle 3*FC* 10.5/12 (*D*-130 OOO UMTS) at nominal mode: frequency of rotation of the crank 2000 min^{-1}; average speed of the piston of 8 m/s; air excess factor of 1.5; the angle of injection of fuel φ_f =24º the turn of the crank to TDC. The analysis used the structure of the formulas of two types: (1) or

$$\tau_i = B \cdot p^{-n} \cdot T^{-m}. \qquad (2)$$

To determine the contribution δ (in percent) of each of the factors (B, p_f and T_f) dependencies (1) or (2) by the amount τ_i used the absolute values of the logarithm of the factors in the formula (1) or (2):

$$\left|\lg\tau_i\right| = \left|\lg B\right| + \left|\lg\left(p^{-n}\right)\right| + \left|\lg\left[\exp\left(E/\left(\tilde{R}T\right)\right)\right]\right| \quad \text{or} \quad \left|\lg\tau_i\right| = \left|\lg B\right| + \left|\lg\left(p^{-n}\right)\right| + \left|\lg\left(T^{-m}\right)\right| \qquad (3)$$

The calculation was carried out on the dependencies shown in [4, table 8.6], and the calculation results are shown in table 1.

Table 1

To the analysis of the degree of influence of factors on the DIM in diesel 3*FC* 10.5/12

No.formula	p_f, MPa	T_f, K	τ_i, ms	φ_i	δ_B	δ_p	δ_T
					Fee in % on the value τ_i		
1	$\tau_i = 12{,}7/n_e\left(40/C\right)^{0{,}69} p^{-0{,}386}\exp\left(4644/T\right)$; B. Knikht C=52 – cetane number						
	1,5550	713	2,406	28	36,9	28,9	34,2
2	$\tau_i = 1{,}3\, p^{-0.35}\exp\left(990/T\right)$; G. Voshni, F. Anitits						
	1,5550	713	3,543	42	24,2	59,3	16,5
3	$\tau_i = 4646\cdot 10^4\, p^{-0{,}7}\, T^{-2{,}22}$; . Kh. Oberg						
	1,5554	709	1,011	12	41,8	23,6	34,6
4	$\tau_i = 1{,}76\, p^{-0.866}\exp\left(2490/T\right)$; R.Z. Kavtaradze						
	1,5552	705	0,262	3	3,4	75,1	21,5
5	$\tau_i = 0{,}55\, p^{-1.3}\exp\left(4400/T\right)$; R.Z. Kavtaradze						
	1,5553	708	0,976	11	3,1	64,8	32,1
6	$\tau_i = 0{,}0405\, p^{-0{,}757}\exp\left(5473/T\right)$; F. Stringer						
	1,5552	712	1,814	21	14,8	49,8	35,4
7	$\tau_i = 78{,}07\, p^{-1{,}66}\exp\left(2055/T\right)$; M. Tuge						
	1,5552	704	0,159	1	18,7	68,8	12,5
8	$\tau_i = 0{,}44\, p^{-1{,}19}\exp\left(4650/T\right)$; Kh. Volfer (p, mbar)						
	1,5551	713	3,067	36	4,4	61,0	34,6
Average value	**1,5552**	**710**	**1,655**	**20**	**18,4**	**53,9**	**27,7**

The data obtained indicate that the contribution (in percent) in the numerical value τ_i each of the factors B, p_f and T_f, which is determined by various dependencies (table. 1) differs significantly. Based on the above findings and analysis, performed Kavtaradze R.Z. [4], it should be noted that the greatest variations occur in the degree of influence on value τ_i free member B. To resolve this difference, we use average values δ_B, δ_p and δ_T (table. 1) to be calculated in accordance with (3) the numerical values of the parameters n and m at pressure p and temperature T.

Simple calculations of (3) average yield the following results

$$m = -(\delta_T \lg\tau_{icp}) / \lg T_{fcp} \approx 0{,}270 \qquad \text{and} \qquad n = -(\delta_p \lg\tau_{icp}) / \lg p_{fcp} \approx 0{,}242.$$

Factor B in the formula (2), according to the analysis, given in [4], should consider the effects of factors that are known by the moment of calculation of the mathematical model cycle time τ_i:

•the composition of a working body is the coefficient of excess air α, increasing which time τ_i should be increased;

• turbulization working medium when increasing the average speed of the piston w_p, the increase which reduces the time τ_i.

Considering the above, it is represented as

$$B = B_i \, \alpha \, w_p^{-k}, \tag{3}$$

where the factor B_i is introduced to adjust.

At definition of the indicator will accept B_i =1.0, and is based cycle for the table 1 have

α = 1,5; w_p = 8 m/S. Then you can write:

$$k = -\frac{\lg B - \lg B_i - \lg\alpha}{\lg w_p} \approx 0{,}754.$$

Comparing the data in table 1, note:

• the contribution of the determining factors on the duration τi you can take the following values: pressure to + 50 %; the temperature to + 25 %; average speed of the piston - ≈ the 20 %; other factors of about 5 %;

• to install the estimated range of possible values that can be used when adjusting the formula for determining τ_i in the calculation cycles piston engines in the presence of the experimental indicator diagram engine prototype:

$$\delta_p = 0{,}535...0{,}540; \quad \delta_T = 0{,}275...0{,}280; \quad \delta_w = 0{,}18\ldots\ 0{,}19.... \tag{4}$$

Indicators of the degree is recommended to determine, depending on the selected values or take in ranges:

$$n = 0{,}236...0{,}242; \; m = 0{,}267...0{,}270; \; k = 0{,}754. \tag{5}$$

Calculated according to the formula (2) and (3)made with regard to the motor with forced ignition, speed n_e = 4400 min^{-1} (m/s), the excess air coefficient α =0,9 adopted k = 0,754; n = =0,242; m = 0,270 the amount of the contribution for τ_i pressure p_f and temperature T_f are close to the values for diesel (table 2), which gives establishes the possibility of using formula (4) and to calculate the cycle gasoline engine.

Table 2

The difference between the degrees of influence and parameters *m* and *n*

Piston engine	δ_B	δ_p	δ_T	*m*	*n*
D-130	0,184	0,539	0,277	0,270	0,242
ZMZ-409	0,189	0,534	0,277	0,267	0,236
difference	2,6%	0,9%	0	1,1%	2,3%

Here are the results of using the proposed formulas (4) in the form

$$\tau_i = B_i \, \alpha \, w_p^{-0,754} \, p_f^{-0,242} \, T_f^{-0,270} \qquad (6)$$

to calculate τi in the calculation of cycles in a diesel engine and engines with forced ignition at nominal conditions, without supercharging and turbocharging (T), are given in table. 3.

As seen from table. 3, the deviations of the calculated values τ_i (or φ_i) significantly decreased and their values closer to experimental. The obtained results allow to recommend dependence (5) for calculating τ_i.

Table 3

The results of calculation of the duration of τ_i by the formula (6)

Piston engine	*n*, min-1	α	p_f, MPa	*T*, K	τ_i, ms	φ^0_f	φ^0_i	φ^0_d	φ^0_z	δ_α	δ_w	δ_p	δ_T
						The angle of rotation of the crank				The percentage contribution			
D130 3CH10,5/12	2000	1,50	1,7111	741	1,629	24	20	4	9	5,6	21,7	48	24,7
D145T 4CHN 10,5/12	2200	1,60	2,9291	853	1,367	22	18	4	9	6,1	21,8	47,9	24,2
2A-9DG-01 16CHN 26/26	1000	2,10	5,0869	694	1,678	15	10	5	13	9,5	20,7	47,4	22,4
ZMZ-4062 *D*/*S*= 9,2/8,6	5200	0,90	1,1560	605	0,710	26	22	4	10	1,4	28,1	48,6	23,9
ZMZ-409 *D*/*S*= 9,55/9,2	4400	0,90	1,2187	614	0,753	24	20	4	10	1,5	27,3	47,1	24,1
ZMZ-406T *D*/*S*= 9,55/9,2	4400	0,92	1,9196	719	0,661	22	17	5	11	1,2	26,8	47,8	24,2
VAZ-21083 *D*/*S*= 8,2/7,1	5600	0,96	0,9117	580	0,887	34	30	4	8	0,6	27,7	47,3	24,4
VAZ-2119 *D*/*S*=7,65/7,56	5800	0,95	0,9881	599	0,792	32	27	5	7	0,7	28,4	46,7	24,2

References

1. Varbanets R.A., Ivanovsky V.G. Model of working process in problems of increase of efficiency of operation ship diesel power installations / Materials of the III Ukrainian scientific and technical conference " Modern problems of a engine building: a condition, ideas, decisions. Pervomaisk, 2009. P. 6-10.

2. Gavrilov A.A., Gots A.N. Influence of external factors on pressure of a working body in a cycle piston двигателя./ Materials of the V Ukrainian scientific and technical conference " Modern problems of a engine building: a condition, ideas, decisions. Pervomaisk, 2013. P. 52-59.

3. Gavrilov A.A., Gots A.N. Model of a turbo-supercharging in a cycle of the engine with variable pressure of air upon an admission / Basic researches, №8 (a part 1), 2013. .P. 24-28.

4. Kavtaradze R.Z. Theory of piston engines. Special the chapter: the Textbook for high schools. M.: Publishing house of MGTU name N.E.Bauman, 2008. 720 p.

5. Lebedev O.N., Somov V.A., Kalashnikov S.A. Engine of combustion of river courts. M.: Transport, 1990.320 p.

6. Semenov N.N. The chain reactions. L.: ONTI, 1934, 110 p.

7. Slavutskij V.M., Salykin E.A., Slavutskij V.V. Analys of the factors determining a delay of ignition of fuel in diesel engines / News of Volg. Stage tech. univ.: interhigh school. № 2 (99), (Processes of transformation of energy and power installations) // VolgSTU. Volgograd, 2012. Reales 4. P. 51-54.

8. Portnov D.A. A high-speed turbomondial engines with ignition from compression. M.: Mashgiz, 1963.640 p.

9. Tolstov A.I. Display the period of delay of ignition and dynamics of a cycle of the high-speed engine with ignition from compression // Works NILD « Research of working process and submission of fuel in high-speed diesel engines ». № 1. M.: Mashgiz, 1955. P. 5-55.

10. Frank-Kamenetsky D.A. Diffusion and a heat transfer in chemical kinetic. M.: Publishing house AN of the USSR, 1947, M.: Nauka, 1967.

11. Frolov S.M., Basevich V.J., Frolov F.S., Borisov A.A., Smetanjuk V.A., Avdeev K.A., Gots A.N. Correlation between drop vaporization and self-ignition./ Russian Journal of Physical Chemistry, 2009, Vol. 3, P. 333-347.

The contact information

Alexander Alekseevich Gavrilov, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations » *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*

Alexander Nikolaevich Gots, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations » *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*

The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, a building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

MEASURES TO REDUCE THE LEVEL OF TECHNOGENIC RISK

Aleksey Kulchitskiy, Alexander Gots

МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ УРОВНЯ ТЕХНОГЕННОГО РИСКА

Алексей Кульчицкий, Александр Гоц

Before the beginning of the 70-ies of the policy of ensuring the protection of man and his environment focused on the achievement of "absolute security", i.e. reduction of technogenic risk to zero by creating a completely safe technologies, development of engineering measures to prevent anthropogenic impact. This corresponds to the actual possibilities of self-healing of the biosphere and its cleaning from contaminants in the application of relatively simple technologies, limited levels of energy capacities of production and demonstration of the dangers of a local and temporary nature. To date the position is to ensure "zero risk" discredited itself as the desire to maximize the reliability of industrial objects leads to an overvaluation of technical security systems and, accordingly, material losses, with a slight decrease of the level of technogenic risk.

Key words: environment, safety, risks.

Introduction. Environmental protection and rational use of its resources in the conditions of rapidly growth of industrial production has become one of the most urgent problems of modern industries. The results of human impact on nature should not be considered only in the light of technical progress and population growth, but also depending on the social context in which they appear. The attitude toward the environment is a measure of social and technical achievements of human society, characteristic of the level of civilization

The research results and our discussion. The economic problem of environmental protection is to assess the damage caused by the pollution of air, water resources, development and utilization of mineral resources. Economic damage is expenses incurred, arising out of high (above the level at which there are no negative consequences) air pollution, water resources, land surface. Contaminated environment can have a negative impact on people, industrial, transport and housing and communal objects, agricultural lands, forests, ponds, etc. These negative impacts are manifested mainly in the increased incidence of people and the deterioration of their living conditions, decrease of the biological productivity of natural resources, accelerated depreciation of buildings and equipment. In connection with the above, there are two groups of expenses:

- aimed at preventing harmful effects of environmental pollution on recipients;
- economic losses caused by this action.

The first group includes the cost of relocating recipients outside of the zones locale-governmental environmental pollution, planting of buffer zones, the construction and operation of systems of clearing of air entering the premises. Costs are assigned to the second group include the costs of medical care of the patients from the polluted air, the payment by the diseases, compensation for the loss of production due to increased morbidity, compensating for a decrease in biological productivity of land and water resources.

The ubiquity of distribution of technogenic massifs low quality security systems, protection and reclamation activities leads to large areas of the wide range of effects, such as pollution of land, surface and underground waters, atmospheric air and aesthetic characteristics of the visual landscape, with increased mortality and morbidity of the population, reduction of the number of species of animals and plants. The ubiquity of distribution of technogenic massifs low quality security systems, protection and reclamation activities leads to large areas of the wide range of effects, such as pollution of land, surface and underground waters, atmospheric air and aesthetic characteristics of the visual landscape, with increased mortality and morbidity of the population, reduction of the number of species of animals and plants.

Ensuring environmental security in areas of technogenic massifs can be achieved program-target planning of environmental activities, the strategic goal of improving the quality of life of the population, co-keeping or restoration of natural landscapes, at the tactical goal of minimizing the cost reduction (prevention) impact of technogenic massifs on our environment, which can be achieved by conducting expert evaluation of this impact from the positions of ecology-economical risk.

The risk of anthropogenic impact is a multi-factorial value describing these impacts, including the value of both actual and potential ecological-economic damage from the impact of certain negative factors, taking into account the probability of their impact. In the cases of reliable event risk value equivalent to the value of the damage.

Risks in the field of environmental protection in General is a concern of the population and assessed them as aggravating adverse effects on the life and health of the person. Low environmental quality, the failure to local environmental problems, high environmental risk factors living conditions associated population with insufficient measures taken in this field by the state authorities and management, and insufficient account of the views and interests of society in the environmental field. Significant minimization of risks in the field of environmental protection is possible only with strict administrative regulation of activity of economic entities. However, the organization of joint work of the state authorities, heads-lei industrial enterprises and local communities to minimize the risks in the field of environmental protection is seen as measures on greening and beautification of their own homes, the collection of information on environmental violations, distribution of environmental publications and other information of environmental orientation.

To determine the interplay and the nature of the relationship between the perception of the population of risks in the field of environmental protection and applicability of situational management levers, you can use a technique of realization of strategy of activity of the Boston Advisory group to help develop a model of situational matrix of risk perception and effective use of administrative levers.

In particular, there are four main types of risks in the field of environmental protection, on the basis of their degree of reversibility (significant negative consequences of their influence) and degree of emotional severity of their perception. So, to risk-"cash cows" are the sanitary condition of the area and the ecological safety of children's institutions. These risks are the most socially relevant, however, despite high emotional poignancy of their perception by the public, they are the most studied, their negative impact is minimal and generally reversible, as a result the ability to minimize them more than real. In the context of global attention to them the most effective is the use of all three of administrative levers (administrative regulation, state support and self-organization). Special emphasis is necessary all the same on public self-organization processes.

The most serious risks are risks are the"stars", which include environmental safety of food products, drinking water quality, infectious diseases, air pollution, water resources, and the poisoning of harmful substances emitted by industrial enterprises into the atmosphere, soil and waterways. These risks are poorly understood from the scientific standpoint, their negative consequences are irreversible and difficult to predict, and the possibility of their minimization is faced with uncertainty factors, circumstances and conditions for the exercise of administrative activity. Therefore, the use of self-organization processes inappropriate here and most effective can be considered only strict administrative regulation and state support of priority environmental initiatives of economic entities.

In the case of risk- “old nags", to which were assigned such risks as: the status of mountain forests and forestry, state wildlife, electromagnetic radiation and pure relaxation areas, the most appropriate is the administrative regulation. Such a conclusion stems from the fact that these risks are presented to the public is less important as their essence enough studied from the viewpoint of science, their impact has not-a large volume of negative consequences, which are in principle reversible. Managerial situation here is characterized by sufficient certainty factors, circumstances and conditions, the implementation of management activities and their relationships with each other. As a result, the risks in the field of environmental protection can only be applied only administrative regulations, initiative same self-organizational activities to achieve here tangible results, it is practically impossible.

With regard to risk-"dark horses", which include, first of all, radiation exposure, climatic peculiarities of the year, emergencies of natural character and the flooding of land, despite low emotional poignancy of their perception by the public, these risks should be considered the most

dangerous, because they have latent (hidden, shown immediately, but over time) character, and their negative consequences are irreversible and unpredictable. Opportunities to minimize them seem uncertain factors, circumstances and conditions of implementation of management activities is unclear, and their relationship more than unknowns. In such a situation of high uncertainty standard procedures, i.e. administrative regulation, it is essentially impossible, therefore the most perspective there is the support of the most priority directions in the study of the nature, cause-effect relationships and effective management measures for minimizing these risks.

Classifying thus risks in the environmental field, in determining the degree of certainty and the nature of the interdependence of factors, circumstances and conditions of their minimization, you can determine the most appropriate and applicable to more effective risk management in the field of environmental protection.

Before the beginning of the 70-ies of the policy of ensuring the protection of man and his environment focused on the achievement of "absolute security", i.e. reduction of technogenic risk (the ecology-economic risk of anthropogenic impact) to zero by creating a completely safe technologies, development of engineering measures to prevent anthropogenic impact, which corresponded to the real opportunities of self-healing of the biosphere and its cleaning from contaminants in the application of relatively simple technologies, limited levels of energy capacities of production and about the phenomenon of dangers local and temporary nature.

To date the position is to ensure "zero risk" discredited itself as the desire to maximize the reliability of industrial objects, including waste storage, leads to an overvaluation of technical security systems and accordingly material losses, with a slight decrease of the level of technogenic risk.

Offered by American scientists the principle of ALARA -"As low as reasonably achievable within a reasonable" marked the transition in engineering protection of the environment from the policy of "zero risk" to the policy of "acceptable risk". The policy of "acceptable risk" implies taking into account the ecological-economic factors and the relationship of the costs and benefits of such a level of risk, the probability or possible damage from which enables the human society consciously and voluntarily to risk.

The policy of "acceptable risk" implies taking into account the ecological-economic factors and the relationship of the costs and benefits of such a level of risk, the probability or possible damage from which enables the human society consciously and voluntarily to risk. Industrial enterprises created by man to meet the needs of society and its individual members, produce quantitative assessment which can be seen as a positive part of their activities. On the other hand quantitative assessment of damage to the environmental damage, directly and indirectly, who is acting on the person, is a negative component of their functioning. This damage, which consists in integrated ecodeclaration impact can be represented in the form of goods with negative consumer price/value, the so-called antivirals.

Intensification of production and constant population growth significantly increase physical-chemical impact on all elements of the biosphere: air, water, soil, biota. Despite some success and huge financial costs, the rate of negative global environmental change continues to increase. According to some scientists real hopes that the process of destruction of the environment in the foreseeable future stabilized, and even more will stop, almost none. In fact, the humanity through the global goals on economic growth and increasing material consumption, makes the civilization and progress in anticivilization and antiprograms, and the production of economic goods, followed by an increasingly Pro-production of ancillary, contributes to a negative economic growth of society pseudo the of abundance. In this regard, recently appeared in two main directions in solving the recovery and conservation of environmental quality.

The second direction, putting at the forefront of economic growth, requiring ever-increasing exploitation of natural resources, believes that the restoration of the lost capacity can be achieved by technological means. Evaluating these two approaches should be noted that the first of them to a greater extent decentralized on decentralized management system and the possibility of self-organization, negative sides of which are not apparent until then, until natural resources greatly exceeds the needs of the person.

The second approach in explicit or implicit form requires centralized management of the use and restoration of natural potential, which is essentially a unified system that can be divided into those parts only very tentatively. Market mechanisms that have proven successful in terms of decentralized management created by man of production and economic systems that allow deeper their differentiation and independence from each other, are inadequate in terms of the need for management systems, higher integration and require the establishment of a centralized management system providing for the creation of a unified monitoring service and strict coordination, the receipt and disbursement of all subjects of natural resource management.

Useful to distinguish at least three major solutions to the problems of rational nature management, which should include:

♦ development of methods for quantitative assessment of cumulative impacts on the environment;

♦ determining and forecasting the dynamics of changes of the natural potential and the strategy of its most complete and rational use;

♦ determination of the sources and amounts of payments made by polluters to compensate for the damage they cause to the environment.

Conclusions. To date the position is to ensure "zero risk" discredited CE themselves as incentives to maximize the reliability of industrial objects leads to an overvaluation of technical security systems and, accordingly, material losses, with a slight decrease of the level of technogenic risk. The policy of "acceptable risk" implies taking into account the ecological-economic factors and the relationship of the costs and benefits of such a level of risk, the probability or possible damage from which enables the human society consciously and voluntarily to risk.

The list of literature

1. Agapov, N.N. Economics of nature management and environment protection / N.N. Agapov, A.V. Shevchuk. - M., 1999. – 287 p.;
2. Akimova, T.A., Fundamentals of Russian Federation environmental development / T.A. Akimova - M.: Eco-pres., 2004. – 284 p;
3. Akcenova, O.V. Genesis of West social and development reflection in the second half XX century / O.V. Akcenova // Case study. - 2004. - №9. - P. 68-75;
4. Babaev, N.C. The absolute security or the acceptable risk / N.C. Babaev, I.I. Kuzmin. - M.: Economics, 1992. – 342 p;
5. Bankovckay C.P. The environmental sociology / C.P. Bankovckay. – Riga: Zinatna, 1991. – 365 p;
6. Bell, D. The Coming of post-industrial society: A venture in social forecasting. Translated from English / D. Bell – M. Academia, 1999. – 956 p;
7. Danialov-Danilyan, V.I., Locev, K.C. The global environmental challenge: Theretical analysis and the possible scenarios / V.I. Danialov-Danilyan, K.C. Locev // Gljbilization facets: Difficult questions of modern development. - M.: Alpina Publisher, 2003. P. 592.
8. Dixon, D., Economical analysis of environmental impacts. Translated from English / D. Dixon and others – M. Vita, 2000. – 350 p.

The contact information

Aleksey Removich Kulchitskiy, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations »
Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)
Alexander Nikolaevich Gots, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations »
Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, a building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

MATHEMATICAL MODEL OF A DIESEL CYCLE CLOSED SYSTEM CRANKCASE VENTILATION

Alexander Gavrilov, Alexander Gots

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ С ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ КАРТЕРА

Александр Гаврилов, Александр Гоц

It is shown that application on the engine of a closed crankcase ventilation system, involving the bypass crankcase gases into the inlet pipe will change the nature of the processes taking place in the intake system and cylinder combustion air-fuel mixture. Developed settlement scheme is two-cylinder diesel engine with closed ventilation system Carter. Description of the processes taking place during this allowed for a system of differential equations describing the processes taking place in the cylinder, the intake and exhaust pipes. The developed algorithm was designed program of calculations of processes of engine with closed ventilation system Carter bypass the intake pipe. Using the program you can determine current performance, the average per cycle and the selected period of time both in mass and volume measurement units.

Keywords: mathematical model, cycle, diesel, ventilation, carter.

The use of diesel closed crankcase ventilation system, involving the bypass crankcase gases into the inlet pipe, will lead to certain changes in the nature of the processes taking place in the intake system and cylinder combustion air-fuel mixture at the expense of changes in the composition of charge [1, 2].

Because studies have been conducted regular crankcase ventilation system serially diesel 2CH 10.5/12 (D120) to determine the number exploding gases from the above-piston space in the crankcase, the mathematical description of the processes, it was decided to spend for this engine, which feature is also uneven alternating flashes [3, 4].

To select the level of mathematical model the workflow and the most appropriate-governmental methods of the description of processes in elements of the diesel engine was developed settlement scheme is two-cylinder diesel engine with an uneven rotation of outbreaks and closed crankcase ventilation system presented on Fig. 1.

The scheme includes the following objects and their values: 1 - cylinders of the engine; 2 - TLU collector; 3 exhaust collector; 4 - the basic unit; 5 - additional air cleaner; 6 - pipeline connecting additional air cleaner and the intake manifold (additional amount); 7 - a crankcase; 8 - pipeline linking carter with additional air cleaner.

In the figure and in the subsequent description of the processes in the objects of the engine, the following notation:

M is the mass of the working body; (G, G' – expenses fresh charge and exhaust gases through the bodies of timing; *p, T, V* – the current values of pressure, temperature and volume; μ – flow coefficient; indexes: *p, s* – outlet and inlet pipelines; *p* – cylinder engine; o – environment; *r* – the crankcase; *d* – additional amount; *f* – additional air cleaner; *j* is the number of cylinders. Dual index indicates the flow of gas from one volume to another. For example, *pc* – the flow of gas from the exhaust manifold into the cylinder.

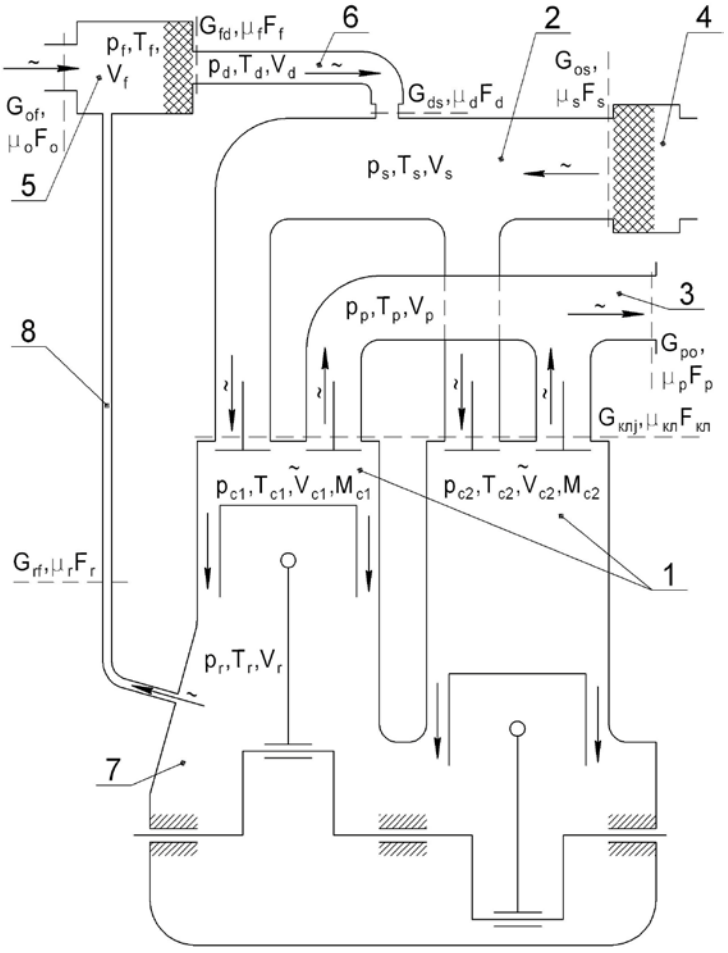


Fig. 1. Settlement scheme is two-cylinder diesel engine with closed ventilation system carter

The vast majority of the objects included in the model have the sizes, in which the length l and diameter d of the condition $l \le 6d$. This gives grounds to take to describe the quasi-stationary model. For description of thermodynamic processes used equations of conservation of mass, energy balance and status. The system of differential equations enables the calculation of the current mass of the working fluid and the pressure in each object of the engine. Temperatures are calculated according to the equation of state $T = pV/(RM)$.

Therefore, in the following description of processes in the systems of the engine, the equations for calculation of temperature are not given. When upgrading basic mathematical model of a diesel cycle was supplemented with a description of the processes that occur when a bypass crankcase gases into the inlet pipe and into the engine cylinders, in particular, the consumption of crankcase gases .

System of differential equations describing the calculation of the current mass of the working fluid and the pressure in each object of the engine, have the form:

- in the cylinder

$$dM_c/d\varphi = \left[-G'_{cp}+G'_{pc}-G'_{cs}+G'_{sc}+G_{sc}+G'_{rc}-\left(G_{cs}+G'_{cs}\right)\right]/(6n);$$

$$\frac{dp_c}{d\varphi}=\frac{k}{V_c}\left\{-p\frac{dV_c}{d\varphi}+\frac{R}{6n}\left[-G'_{cp}T_c+\frac{c_{p_p}}{c_p}G'_{pc}T_p-G'_{cs}T_c+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{c_{p_s}}{c_p}\left(G'_{sc}+G_{sc}+G'_{rc}\right)T_s-\left(G_{cs}+G'_{cs}\right)T_c-\frac{1}{c_p}\frac{dQ_{TO}}{d\varphi}\right]\right\},$$

- in the exhaust manifold

$$dM_p / d\varphi = \left(G_{cpj} + G_{po}\right)/(6n);$$

$$dp_p / d\varphi = R/\left(6nV_p\right)\left(\sum_{j=1}^{i} G_{cpj}T_{cj} - G_{po}T_p\right),$$

- in the intake pipe

$$dM_s / d\varphi = \left(G_{os} + G_{ds} + G'_{rs} - \sum G_{sc}\right)/(6n);$$

$$dp_s / d\varphi = R/(6nV_s)\left(G_{os}T_s + \left(G_{ds} + G'_{rs}\right)T_d - \sum_{j=1}^{i} G_{scj}T_{sj}\right);$$

$$dM_d / d\varphi = \left(G_{fd} + G'_{rd} - G_{ds} - G'_{rs}\right)/(6n);$$

$$dp_d / d\varphi = R/(6nV_d)\left(\left(G_{fd} + G'_{rd}\right)T_f - \left(G_{ds} + G'_{rd}\right)T_d\right);$$

$$M_f / d\varphi = \left(G'_{rf} + G_{of} - G_{fd} - G'_{rd}\right)/(6n);$$

$$dp_f / d\varphi = R/\left(6nV_f\right)\left(G'_{rf}T_r + G_{of}T_o - \left(G_{fd} + G'_{rd}\right)T_f\right).$$

The flow of gases through the valves are calculated by the equation

$$G = \mu F \psi p / \sqrt{RT},$$

where ψ – function-dependent relationship pressures before and after the opening through which comes the expiration; F – current flow section holes; p is the pressure in the vessel, where the outflow of gas.

Because in the calculation chart two-cylinder diesel engine with closed ventilation system casing into account the resistance of air cleaners primary $\Delta p_{î.â}$ and secondary $\Delta p_{ä.â}$, the corresponding coefficient of discharge μ are calculated by the equation [5]

$$\mu = G \big/ F\sqrt{2\Delta p \rho},$$

where ρ is the density of the gas.

The mathematical model is based payroll cycle diesel 2CH10,5/12 bypass crankcase into the inlet pipe [6]. Given the different levels of dust in the air, with the help of the program you can determine current performance, an average over the cycle and in the selected time interval in mass and volume measurement units [7]. In particular, the approval by average values, and can show the joint work of the two-cylinder engine and compressor in the zone of high efficiency of the compressor, and the current values of the points of joint work may go beyond the stable operation of the compressor, i.e. in the zone of surging.

When calculating diesel with a closed ventilation system Carter and turbo determines the impact on the performance of the engine have the options of air (fresh charge) in the intake system (after the compressor). These settings include: the degree of increase of pressure π_K, air flow G_k and efficiency of the compressor η_k. On the status of their current values of the characteristic of the compressor is possible to judge the quality of the coordination of joint work the piston engine and Assembly of charge. However, as was noted previously [8], the more fluctuations in pressure p_K (π_k) and G_k inlet that depends on the number of cylinders, connected to the pipeline and volume intake system V_s, the lower the reliability of the results of the

coordination of joint work of the engine and turbocharger on average over the cycle parameters.

To assess the impact of a closed crankcase ventilation system for emissions of harmful substances in exhaust gases of diesel 2CH10,5/12 were conducted bench tests, where as the main method of research of the selected method of comparative analysis of the results of measurements of harmful emissions from the exhaust pipe of the diesel engine with an open system crankcase ventilation with experienced a closed crankcase ventilation system.

Concentration of harmful substances and smoke exhaust was determined using the Eclipse AVL DiCom 4000 NO_x, and smoke analyzer AVL Smokemeter 415 S with measurement errors 5% and 1% respectively. The toxicity characteristics were measured at different loads on two speeds: nominal power Pins (rotation frequency of the crankshaft 2000 min^{-1}) and a maximum torque M_{emax} (1500 min^{-1}). The results are given in figure 2.

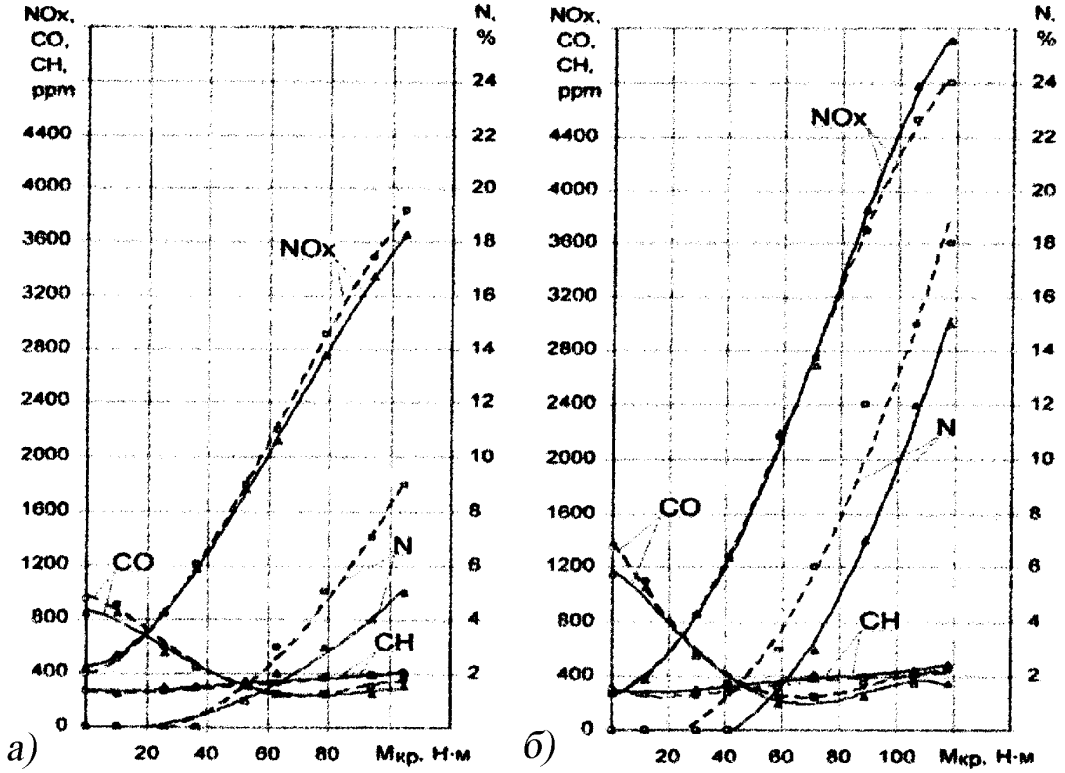


Fig.2. The dependence of the concentration of CO, CH, NOx, and smoke N exhaust gases from the engine load with open ventilation system and closed system crankcase ventilation when *a*) n=2000 min^{-1}, *b*) n=1500 min^{-1} (solid line is a closed system crankcase ventilation; dashed line - open system crankcase ventilation)

With the load increasing the influence of recycling crankcase change emissions from the exhaust pipe of the engine. In particular, exhaust gas decreased from 9% to 5% and from 19% to 15% at maximum load 110 and 120 N·m of corresponding frequencies 2000 and 1500 min^{-1}. The concentration of nitrogen oxides, NO_x mode P_{en} and M_{emax} changed to 4...6%. In relation to the amount of NO_x emissions of CO and CH is less than 10%. Registered a decrease of concentration and an increase in the concentration of CH in the exhaust gases within 2...5%.

It can be noted that recycling crankcase in the intake tract has some of the who action on change of emissions of harmful substances with waste gases of the investigated diesel. According to the results of experimental studies, this effect is negligible and can be within the error of measurement equipment. Use in studied engine closed crankcase ventilation system instead of the regular open system crankcase ventilation appropriate, despite seemingly unimportant changes of environmental indicators exhaust gases since reduces the overall environmental impact of engine on the environment in General.

List of literature

1. Volkov M. Y., Gavrilov A.A. Consumption crankcase speed diesel engines/ Fundamental and applied problems of improvement of piston engines: proceedings of the XI Intern. nauch.-practical conf.; under the editor of A.N. Gots. Vladim. state University, Vladimir, 2008. - P. 126 - 128.

2. Gavrilov A.A., Ignatov M.S., Efros V.V. Calculation cycles piston engines of internal combustion.: № 1. Calculation cycles and loads acting in a crank mechanism: Textbook. manual/ Vladim. state University, Vladimir, 2002. – 142 p.

3. Ventsel S.V. Application of lubricant oils in engines of internal combustion. – M: Khimiya, 1979. - 240 p.

4. Volkov M. Y. Influence bypass crankcase gases in the intake tract on environmental performance diesel/ Fundamental and applied problems of improving the piston-o engine: proceedings of the XI Intern. nauch.-practical use. Conf.; under the editor A.N. Gots. Vladim. state University, Vladimir, 2008. – P. 128 - 131.

5. Volkov M. Y. Systems crankcase ventilation diesel engines for passenger cars and off-road machinery. Abstracts of the XV international. Conf. students, postgraduates and young scientists "Lomonosov". – M:. Moscow state University, 2008. P. 23-24.

6. Volkov M.Y., Gavrilov A.A., Gots A.N. A mathematical model of a diesel cycle with closed-the system crankcase ventilation/ Fundamental and applied problems better tation piston engines: proceedings of the XII Intern. nauch.-practical use. Conf.; Under the editor A.N. Gots. Vladim. state University, Vladimir, 2010. - P. 98 - 100.

7. Volkov M. Y. Recycling of crankcase gases in the intake tract diesel / news WU-Call. A series of ENGINEERING. in 2008, №10. – P. 23-24.

8. Gavrilov A.A. and Efros V.V. Pulse system of supercharged four-strokes multilingue diesel engines // Tractors and agricultural machines. – 1997. – № 10. – P. 16 - 18; № 11. – P. 24 - 27.

The contact information

Alexander Alekseevich Gavrilov, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations »
Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)
Alexander Nikolaevich Gots, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations »
Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, a building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

CONSUMPTION CRANKCASE SPEED DIESEL ENGINES

Alexander Gavrilov, Alexander Gots

РАСХОД КАРТЕРНЫХ ГАЗОВ БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Александр Гаврилов, Александр Гоц

The analysis of consumption of crankcase gases serial tractor diesel 2CH10.5/12 and factors affecting the rate based on the engine test bench. It is shown that the mass flow rate of crankcase gases can reach more than 20 g/h at the desired engine manufacturers - not more than 0.5 g/H. the high-power Diesel engines 280...450 kW have volume flow crankcase 140...300 l/min at rated load, which is 4 times greater consumption in idle mode. Consumption crankcase gases increases over the entire lifetime of the diesel engine. In this regard, the current measures to reduce the emission of harmful substances into the atmosphere, it is necessary in the design of new and modernization of the produced diesel engines to use a closed crankcase ventilation. On the basis of the conducted investigations the recommendations on the reduction of emissions of crankcase gases.

Keywords: crankcase gases consumption, harmful substances

Introduction. At the rate crankcase gases from diesel engines (especially tractor working in more difficult conditions than the car) is influenced by many factors, the main of which are [1]:

• engine design (shape of the combustion chamber, the type of cooling, fuel equipment, etc);
• engine load (during any mode works diesel);
• the rotational speed of a crankshaft;
• design feature of the cylinder-piston group;
• status and the design of piston rings;
• thermal condition of the engine;
• environmental parameters and other

The mass flow rate of crankcase gases on engines can achieve up to 20 g/h depending on the operating conditions and design features. The desired level of consumption recommended by the manufacturers of engines not exceeding 0.5 g/H. Otherwise, it is reflected in the pollution of the gas-air flow duct, and in turbocharged engines on the status of the machine charge and heat exchanger.

In table. shows the mass and volume flows crankcase for rated power and idle modern high-speed diesel.

Diesel engines with the capacity of 280...450 kW have volume flow crankcase 140...300 l/min at rated load, which is 4 times greater consumption in idle mode. The number of exploding gas is constantly increasing during the whole service life

of the engine, due to worn piston rings and cylinder. There were cases eight-fold increase of the volume flow crankcase gases from initial amount and the achievement of higher level 1120 l/min [2]. This affects ecological indicators diesel [3], especially when you work it on the mode close to the nominal one, which is typical tractor diesel engines.

Until 1970 it was considered that the share of emissions from the crankcase diesel can not be taken into account, because their level in relation to the components of harmful emissions amounted to about 2% of hydrocarbons (CH), 0.2% of carbon monoxide (CO) and 0.05% of NOx emissions from all of the engine. Currently, due to the large works emissions from the exhaust pipe of the diesel engines were significantly reduced. This occurred through the use of catalytic neutralizers of exhaust gases, exhaust gas recirculation and diesel particulate filters, and improved workflow. At the same time emissions of crankcase gases from diesel engines practically remained constant. Therefore, the share of crankcase emissions has become more important and can reach 0.95 g/kWh (all components) with different States of the engine, including on new models [1].

Table

Mass and volume flows crankcase

Engine power, kW	280…450
The mass flow rate of crankcase gases at rated power, g/h	5…10
Volume flow crankcase gases at rated capacity, l/min	140…300
The mass flow rate of crankcase gases in idle mode, g/h	0,7…5,0
Volume flow crankcase gas emissions at idling., *l*/min	40…120

Investigation results. Open joint stock company "UMTS" in 2007 were conducted research staff of the crankcase ventilation system serial diesel D120 to determine the number of exploding gases from napersnogo space in the crankcase. Tests showed that the volume flow crankcase gases significantly affected by engine load (Fig.1). Maximum flow takes place on medium loads and is 1500 *l*/*h* at 2000 min^{-1} and 1570 *l*/*h* at 1500 min^{-1}.

In addition, it was established that at the same time mode consumption of the same amount of crankcase gases changes in the process of experiment. For example, the time of consumption 5 l at 100% load at the time of the experiment can be changed to a 5...8 (Fig.2).

In the experiment, it was also determined that when the load changes at 2000 min^{-1} and 1500 min^{-1} the volatility of consumption crankcase gases (Delta, %) relative to the average value is in the range of 15% and ±30% respectively (figure 3).

To reduce emissions of crankcase gases of the diesel is a need to develop a closed system crankcase ventilation. However, the use of diesel its involving bypass

crankcase gases into the inlet pipe, will lead to certain changes in the nature of the processes taking place in the intake system and cylinder combustion air-fuel mixture. Therefore, it is necessary to develop the mathematical model and draw up the program of calculation of diesel cycle C,5/12 bypass crankcase gases into the inlet pipe. Given the different levels of dust in the air, with the help of the program it will be possible to determine current performance, an average over the cycle and in the selected time interval in mass and volume measurement units.

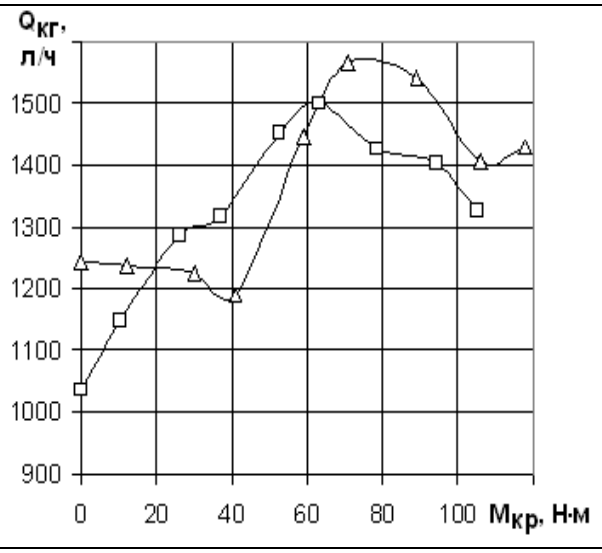


Fig.1. Consumption of crankcase gases, depending on the load diesel:

—□— n = 2000 мин$^{-1}$ —△— n = 1500 мин$^{-1}$

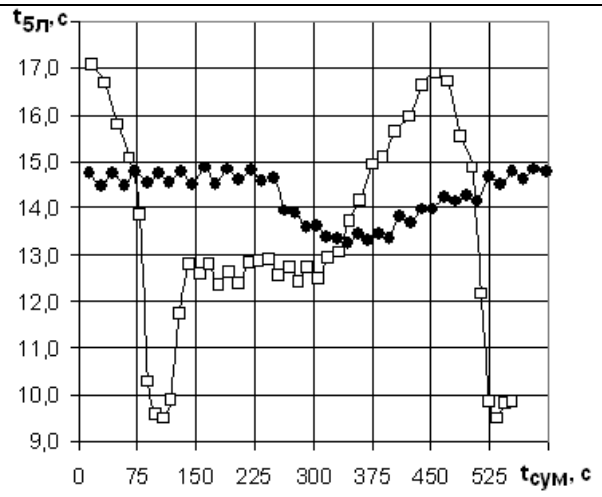


Fig.2. The stability of consumption 5 *l* crankcase gases at 100% load diesel:

—●— n = 2000 мин$^{-1}$ —□— n = 1500 мин$^{-1}$

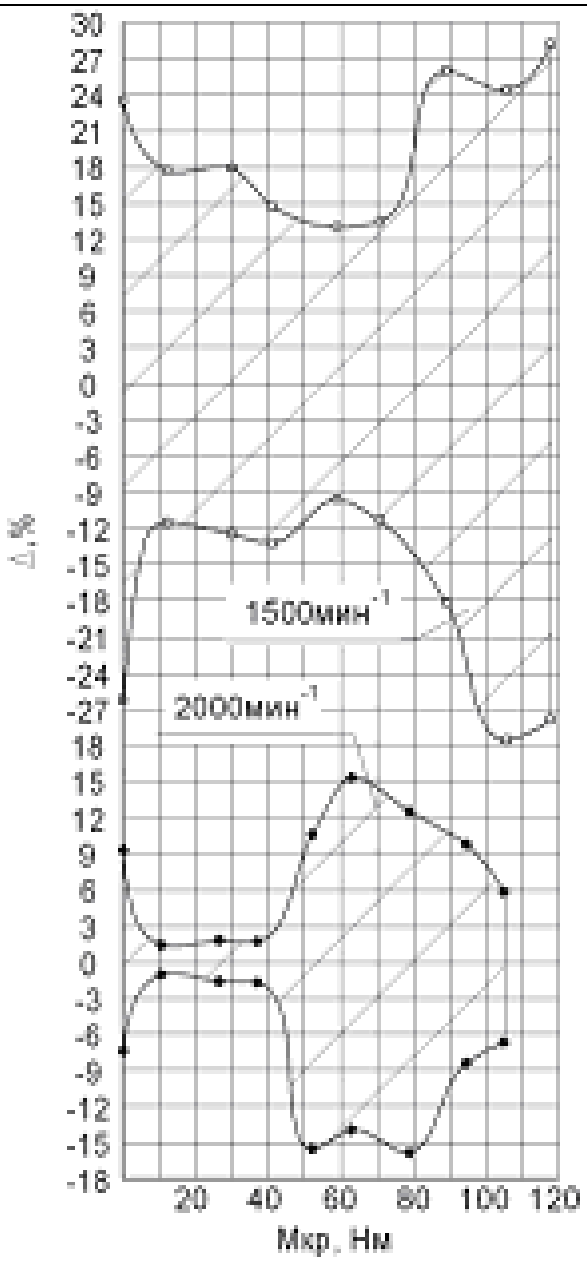


Fig.3. The instability of the time flow 5L crankcase gases depending on the load of a diesel with *n*=2000 min^{-1} и *n*=1500 min^{-1}

In the near future it is expected the putting of the SAE (Society of Automotive Engeneers) and ISO (International Organization for Standardization) on the regulation of emissions from the crankcase. On the basis of these documents EPA

(Environmental Protection Agency) suggested to oblige manufacturers of diesel engines stop using open crankcase ventilation system (OVC) and go on a closed crankcase ventilation system. In Japan already published JAMA (Japan Automobile Manufacturers Association, Inc.) regulations that require them to use a closed crankcase ventilation system.

Currently, some American and European engine manufacturers voluntarily establish a closed crankcase ventilation system to produce diesel engines for trucks and off-road vehicles, as a means of making the engine work less toxic [3].

JSC "UMTS" comparative trials serial diesel D bypass crankcase gases back into the cylinders and without bypass. Installed noticeable impact bypass for smoke exhaust gas at n = 2000 min^{-1} (Fig.4, where plotted curve changes in the concentration of nitrogen oxides). Smoke N exhaust gas decreased 2.1 times when motor load is over 60%.

A similar dependence of smoke and NOx emission takes place with the crankshaft rotation frequency n = 1500 min^{-1} (Fig.5). Smoke N exhaust gas decreased to 1.17 times when motor load is over 60%.

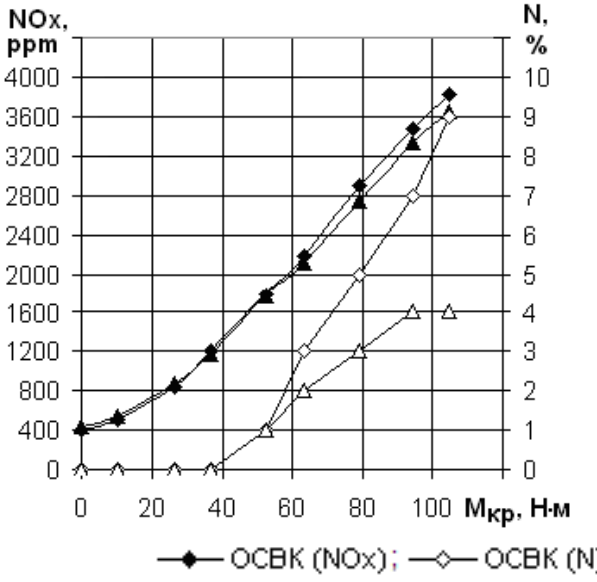


Fig. 4. The dependence of the concentration of NOx and the opacity of exhaust gases N engine load at *n*=2000 min^{-1} with an open system crankcase ventilation and closed system

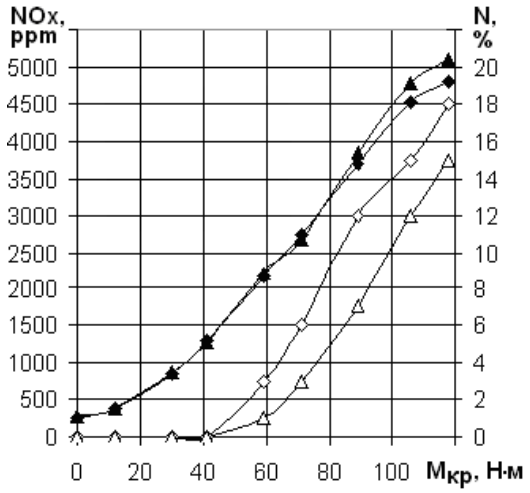


Fig. 5. The dependence of the concentration of NOx and the opacity of exhaust gases N engine load at *n*=1500 min^{-1} with an open system crankcase ventilation and closed-system

The dependence of the emission of hydrocarbons CH and carbon monoxide from the load for n=2000 min^{-1} and n=1500 min^{-1} are shown in Fig. 6 and 7.

Based on the test results, we can conclude that the bypass crankcase gases reduces the opacity of diesel, and the degree of influence on such environmental

indicators as CO, CH and NOx irrelevant, as they are slightly different from the performance of the diesel engine without bypass crankcase gases.

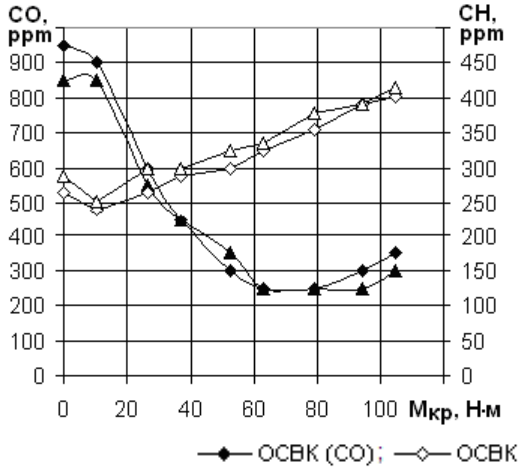
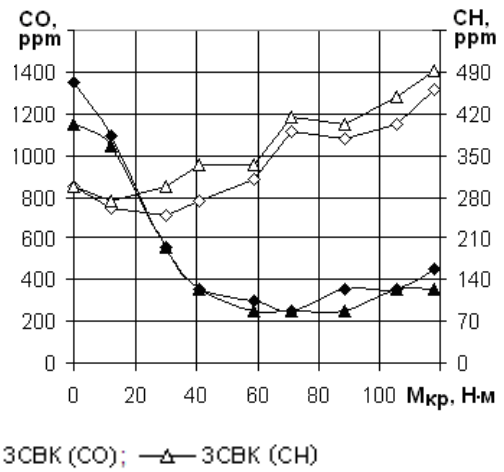


Fig.6. The dependence of the concentrations of CO and CH in the exhaust gases from the engine load at *n*=2000 min^{-1} with an open system crankcase ventilation and closed-system



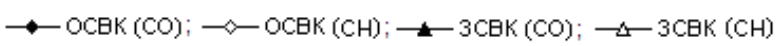


Fig.7. The dependence of the concentrations of CO and CH in the exhaust gases from the engine load at *n*=1500 min^{-1} with an open system crankcase ventilation and closed-system

The theory of the calculation of flow boat gases through the ventilation system that provide acceptable match with the results of the experiment, does not exist. This is due, above all, difficulties analytical determination of the number exploding gases through the piston, and the complexity of the processes of mixing of these gases with oil mist in the crankcase of the engine and the subsequent evacuation of the resulting mixture [4].

In works [5, 6] proposed an empirical relationship for approximate estimates of crankcase gases from the engine to the maximum power mode:

$$Q = N_e / \kappa, \; l/min,$$

where N_e is the rated power of the engine, horsepower; k – proportionality coefficient equal to 3,54 horsepower l-h/m^3.

The calculations made by this formula, revealed that the error can reach 16% [7]. In this regard, the need to develop a mathematical model of a diesel cycle with a closed ventilation system Carter, involving the bypass crankcase gases into the inlet pipe.

List of literature

1. Volkov M. Y. Gavrilov A.A. Consumption crankcase speed diesel engines/ Fundamental and applied problems of improvement of piston engines: proceedings of the XI Intern. nauch.-practical use. Conf.; under the editor A.N. Gots. Vladim. state University, Vladimir, 2008. – P. 126…128.

2. Ventsel S.V. Application of lubricant oils in engines of internal combustion. - M: Khimiya, 1979. – 240 p.
3. Volkov M. Y. Influence bypass crankcase gases in the intake tract on environmental performance diesel/ Fundamental and applied problems of improvement of piston engines: proceedings of the XI Intern. nauch.-practical use. Conf.; under the editor A.N. Gots. Vladim. state University, Vladimir, 2008. - P. 128…131.
4. Volkov M. Y. Systems crankcase ventilation diesel engines for passenger cars and off-road machinery. Abstracts of the XV international. Conf. students, postgraduates and young scientists "Lomonosov". – M: Moscow state University, 2008. P. 23…24.
5. Volkov M., Gavrilov A.A., Gotz A.N. A mathematical model of a diesel cycle with a closed ventilation system Carter/ Fundamental and applied problems of improvement of piston engines: proceedings of the XII Intern. nauch.-practical use. Conf.; Under the editor A.N. Gots. Vladim. state University, Vladimir, 2010. – P. 98…100.
6. Tractor diesel engines: Handbook / B.A. Vzorov, A.A. Adamovich, A. G. Arabian and others; edited by B.A. Vzorov. – M: Machine building, 1981. - 535 p.
7. Volkov M. Y. Recycling of crankcase gases in the intake tract diesel / Izvestiya vuzov. A series of ENGINEERING. 2008, №10. – P. 23-24.

The contact information

Alexander Alekseevich Gavrilov, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations » *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*
Alexander Nikolaevich Gots, Dr.Sc.Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations » *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*
The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, a building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

СРАВНИТЕЛНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ПРЕОБРАЗУВАТЕЛИ ЗА НАТОВАРВАНЕ ИЗПОЛЗВАНИ В АВТОМОБИЛИТЕ

COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF LOAD SENSORS USED IN VEHICLES

Радостин Димитров, Марин Маринов, Георги Желев

Investigation of characteristics of load sensors in ICE: *This report describes the development of experimental s et for c hecking v arious l oad s ensors. S howing ar e t he experimental r esults f rom s everal different load sensors used in vehicles.*

Key words: *Load sensors, MAP, VAFS, MAF, TPS.*

ВЪВЕДЕНИЕ

В съвременните автомобили всички необходими за работата на двигателя процеси се управляват от ЕБУ (електронен блок за управление). За целта по двигателя са монтирани различни по вид, конструкция и принцип на работа възприемателиа, преобразователи и изпълнителни механизми, свързани с ЕБУ.

За правилната работа на двигателя е необходимо ЕБУ да разполага с информация за неговото натоварване, за да може да се определи :

- количеството гориво, което инжекторите да впръскат в пълнителния колектор или в цилиндрите на двигателя
- ъгълът на подаване на електрическа искра от запалителната свещ.

Като преобразуватели на натоварването на двигателя се използват :

- преобразуватели за налягането в пълнителния колектор (MAP)
- преобразуватели за разход на въздух (AFS) – преобразуватели клапанен тип (VAFS); преобразуватели за разход на въздух, отчитащи вихрови потоци; преобразуватели тип нагреваема жичка или нагреваем слой (MAF)
- преобразуватели на положението на дроселната клапа (TPS)

Показанията на един от тези преобразуватели са достатъчни на ЕБУ да определи натоварването на двигателя.Понякога преобразувателя на положението на дроселната клапа се използва като самостоятелен елемент, но по-често се използва за уточняване на показанията на някой от другите два преобразувателя.

ИЗЛОЖЕНИЕ:

Цел на измерването на въздушния поток е определяне на дебита на въздуха, постъпващ в двигателя. Това е необходимо, за да може ЕБУ както в двигателите с вътрешно смесообразуване и самовъзпламеняване на гориво-въздушната смес (дизеловите двигатели), така и в двигателите с външно или вътрешно смесообразуване и принудително възпламеняване на гориво-въздушната смес (бензиновите двигатели) да създаде необходимата за ефективната работа на двигателя гориво-въздушна смес. Стойността на дебита на въздуха се определя от разходомери за въздух. Устройствата, които се използват за измерване на дебита на въздуха или газови потоци като цяло се наричат анемометри .

Използването на термина „количество въздух“ е неточно , тъй като е важно да се определи дали се измерва обема или масата на въздуха. Химичните процеси свързани с изгарянето на горива се определят с помощта на масови отношения, което създава необходимостта от измерване масата на

входящия въздух. За бензиновия двигател масовият дебит на въздуха е най-важният параметър за определяне на неговото натоварване, а при дизеловите двигатели за определяне степента на рециркулация на отработените газове е необходима информация за масата на въздушния поток, постъпващ в двигателя .

В зависимост от мощността на двигателя, средната (във времето) максимална измерена стойност на дебита въздух, постъпващ в двигателя е между 350 и 1200 kg/h. Поради ниските изисквания за разхода на въздух в съвременните бензинови двигатели съотношението на минималната към максималната стойност е 1:5 - 1:100. Поради по-високия разход на въздух в дизеловите двигатели, това съотношение се приема до 1:20 - 1:40 .

Въздухът обаче не постъпва непрекъснато в двигателя, а само при отваряне на пълнителните клапани. Пълното отваряне на дроселна клапа в бензиновите двигатели води до значителни пулсации на въздушния поток (Q_{LM}) в точката на измерване, която е винаги в пълнителния тракт.

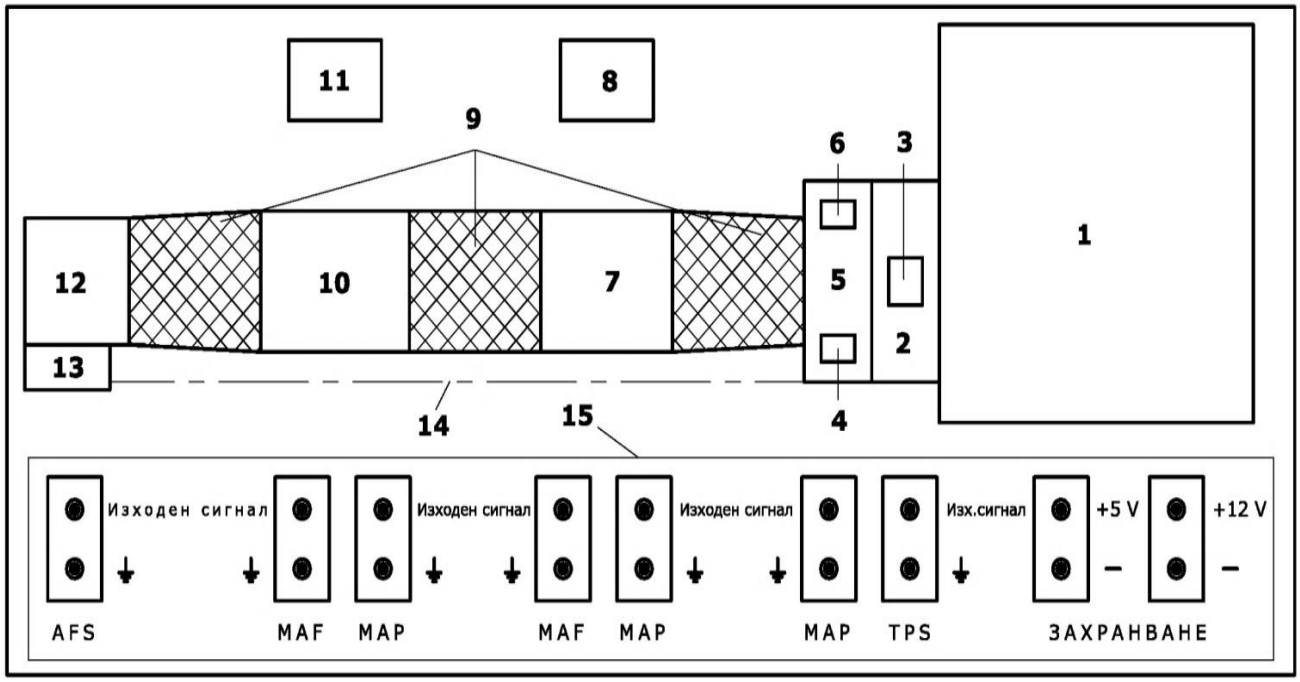
За целта е разработен лабораторен стенд, който симулира консумацията на въздух от ДВГ при неговата работа и позволява отчитане на изходния сигнал от монтираните преобразуватели на натоварване.

Стендът се състои от три последователно монтирани преобразувателя за разход на въздух, след които е монтирана дроселна клапа (оборудвана с MAP преобразувател и преобразувател за нейното положение (TPS), закрепена с помощта на фланец към корпуса на центробежен вентилатор, задвижван от електрически двигател. Върху фланеца е монтиран вакуумметър и извод за връзка на паралелно монтираните MAP преобразуватели. Всеки преобразувател е свързан към съответни конектори (букси) за връзка с измервателни устройства (мултиметър, осцилоскоп и др.). Монтирани са и букси за подаване на захранване към преобразувателите. Вакуумметърът отчита стойността на разреждането след дроселната клапа, получено при нейното затваряне. Схема на стенда е показана на фиг.1.

Принцип на работа

Центробежният вентилатор, задвижван от електрическия двигател, засмуква въздух през последователно свързаните чрез фланец към електрическия двигател преобразуватели за разход на въздух и дроселна клапа. Така се пресъздават условията в пълнителния колектор при работа на двигателя с вътрешно горене. Възможността за промяна честотата на въртене на електрическия двигател дава възможност за имитиране на различните режими на работа на двигателя. Монтираните букси дават възможност едновременно да се отчитат показанията на всеки преобразувател на натоварване. Чрез монтираната дроселна клапа се създават условия за получаване на разреждане във фланеца при нейното затваряне. Така се осигурява необходимия за MAP преобразувателите вакуум. И тук, както при MAF преобразувателите, е осигурена възможност за едновременно отчитане на показанията от различните MAP преобразуватели. Задвижването на дроселната клапа се осъществява от монтирано върху единия от преобразувателите задвижващо устройство, свързано със стоманено въже към дроселната клапа. Необходимо е да се отбележи, че дроселната клапа е оборудвана и със преобразувател за нейното положение (TPS). На стенда са монтирани изводи (букси) за изходящия сигнал от TPS–а, което прави възможно отчитането на показанията му от измервателен уред. Върху фланеца е монтиран тройник, на единия изход на който е монтиран вакуумметър, а другия служи за връзка с другите два MAP преобразувателя.

Различните положения на дроселната клапа и възможността за регулиране оборотите на електрически двигател пресъздават различните режими на работа на двигател с вътрешно горене.



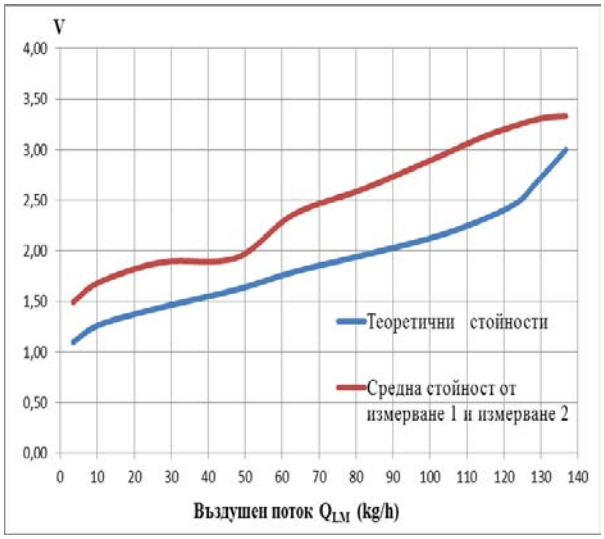
1 – центробежен вентилатор, задвижван от електрически двигател ; 2 – фланец ; 3 – вакуумметър ; 4 – MAP ; 5 – дроселна клапа ; 6 – TPS ; 7 – MAF ; 8 – MAP ; 9 – силиконови съединения ; 10 – MAF ; 11 – MAP ; 12 – VAFS ; 13 – устройство за задвижване на дроселната клапа ; 14 – жило за задвижване на дроселната клапа ; 15 – конектори (букси) за свързване на преобразувателите с измервателни уреди и източници на захранване

Фиг.1. Схема на стенда

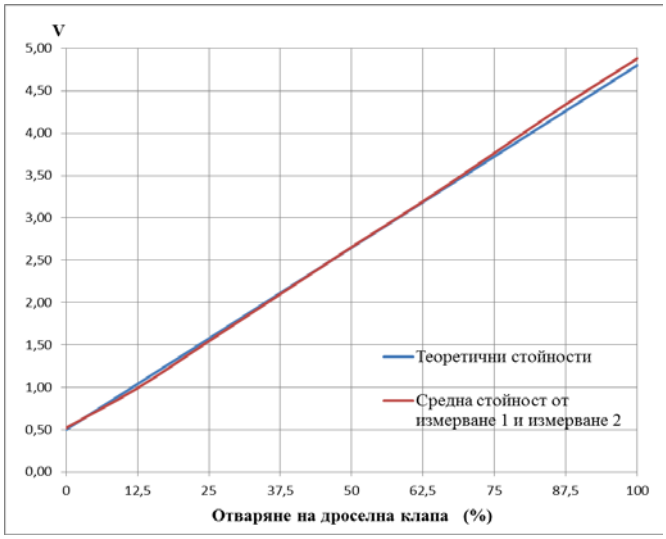
Разреждането, което създава буталният двигател с вътрешно горене в пълнителния колектор при затваряне на дроселната клапа (около ±0,8 bar), не може да бъде достигнато от центробежния вентилатор, задвижван от електрическия двигател. Причина за това е размера на центробежния вентилатор и един специфичен недостатък на центробежните вентилатори – когато се запуши всмукателният му вход, центробежният вентилатор започва да работи на празен ход. Именно това е причината за достигане на максимална стойност на разреждане 0,2 bar. По-високите стойности на разреждане и отчетените стойности от MAP преобразувателите са получени с помощта на бутална вакуум помпа, към която са свързани преобразувателите.

Стендът е тариран с тръба на Пито. Това е необходимо, за да бъде известен дебитът на въздуха, преминаващ през преобразувателите за разход на въздух при определена честота на въртене на ротора на електродвигателя. Плавното (безстепенно) регулиране на честотата на въртене на ротора на електродвигателя е осъществено с потенциометър, на който ръкохватката е разграфена със скала от 0 до 8,4. За всеки сензор са извършени по две измервания. Резултатите са представени на фиг.2 – фиг.7.

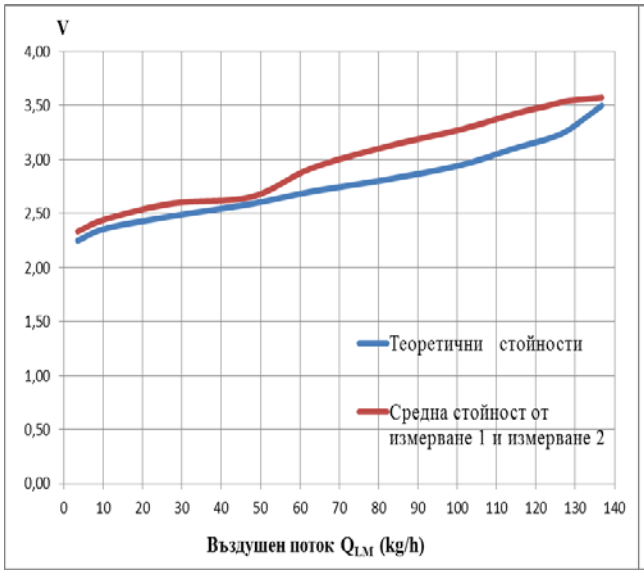
Резултати от извършените изследвания:



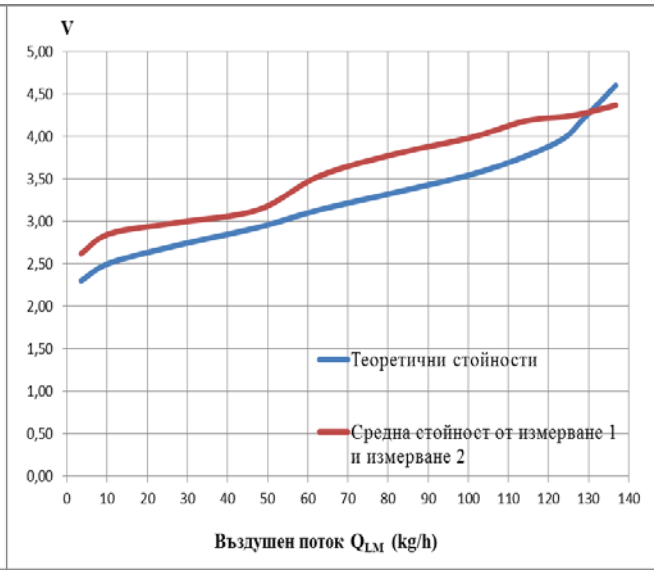
фиг.2. Резултати от изследване на MAF Pierburg



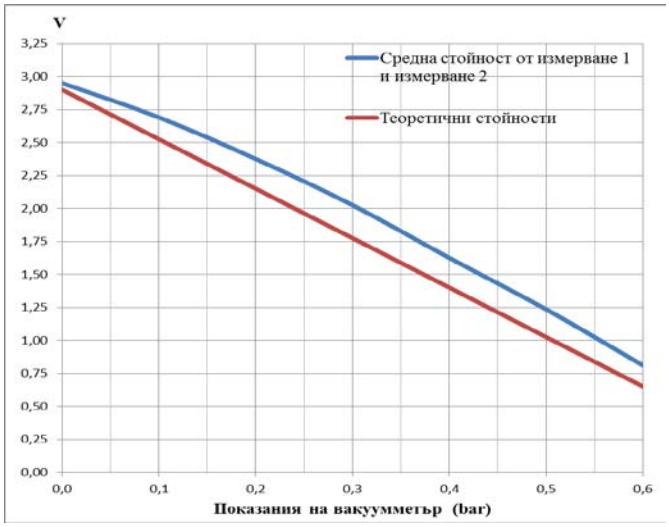
фиг.3. Резултати от изследване на TPS



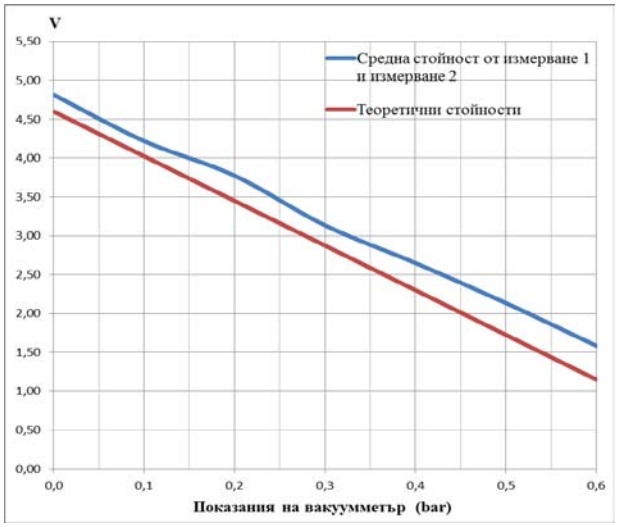
фиг.4. Резултати от изследване на MAF Bosch



фиг.5 Резултати от изследване на VAFS Bosch



фиг.6. Резултати от изследване на MAP DENSO



фиг.7. Резултати от изследване на MAP Magneti Marelli

От получените резултати могат да се направят следните изводи:

1. MAF Pierburg 7.18221.01 (преобразувател за разход на въздух с нагреваем слой) – от момента на притваряне на дроселната клапа (25%) до пълното й отваряне отклонението на стойностите на изходното напрежение от теоретичните е в интервала 0,46 V.При увеличаване на възд ушния поток до 115 kg/h стойността на отклонението се увеличава и при максимална стойност на дебита рязко намалява до 0,34 V.

2. MAF Bosch 0280 212 015 (преобразувател за разход на въздух с нагреваема жичка) – до момента на пълното отваряне на дроселната клапа отклонението на измерените от теоретичните стойности на изходното напрежение е минимално. След увеличаване честотата на въртене на центробежният вентилатор се наблюдава леко увеличаване на стойностите на отклонението, което се запазва почти до достигане на максимална честота на въртене на вентилатора. При максимална честота на въртене на електрическия двигател (максимална стойност на въздушния поток), рязко намалява разликата между отчетените и теоретичните стойности на изходното напрежение.

3. VAFS Bosch 0280 200 201 (преобразувател за разход на въздух клапанен тип) – отклонението на средните стойности на изходното напрежение от извършените измервания остават малко по-високи (0,2-0,4 V) от теоретичните от началото на измерванията почти до края, където се наблюдава рязко спадане на отчетените стойности . В последната точка на измерване теоретичните стойности на изходния сигнал имат по-висока стойност от измерените.

4. MAP Denso (преобразувател на абсолютно налягане, монтиран на корпуса на дроселната клапа) – отчетените стойности на изходното напрежение остават по-високи от теоретичните от началото до края на измерването. Наблюдава се минимално отклонение при показания на вакуумметъра 0 bar, а максималното отклонение е в средата на измерването, когато стойността на разреждането е 0,3 bar. При увеличаване на разреждането отклонението на измерените стойности на изходния сигнал от теоретичните се увеличава.

5. MAP Magneti Marelli (преобразувател на абсолютно налягане) – отклонението на стойностите на измереното напрежение от теоретичното нараства с увеличаване на разреждането .Стойностите на измереното изходно напрежение са по-високи от теоретичните стойности.

6. TPS (преобразувател на положението на дроселната клапа, монтиран на корпуса на дроселната клапа) – показанията на този преобразувател могат да се приемат като абсолютно точни, тъй като стойностите на отклоненията са незначителни и могат да бъдат пренебрегнати.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Тъй като не е налична подробна информация за изходния сигнал, който използваните в стенда преобразуватели трябва да отчетат, теоретичните резултати са набавени от програмни продукти за сервизна (техническа) информация и обслужване на автомобили (Autodata, Tolerance Data, Vivid WorkshopData ATI, Honda ESM) и интернет.

2. Използваните преобразуватели са демонтирани от употребявани автомобили и е възможно отклонение от теоретичните стойности на изходните сигнали в резултат на износване, амортизация или повреда.

3. За някой преобразуватели изследването обхваща само част от целият им работен диапазон (преобразувател за разход на въздух Pierburg

7.18221.01), тъй като мощността на електродвигателя и дебита на центробежния вентилатор се оказаха недостатъчни.

Необходимо е да се отбележи, че на стенда могат да бъдат монтирани и изследвани преобразуватели на натоварване в двигателите с вътрешно горене без значение от:

- конструкцията на преобразувателите – клапанен тип, с нагреваема жичка, с нагреваем слой или преобразуватели, отчитащи вихрови потоци (ефект на Карман);
- видът на изходния сигнал – напрежение (за аналоговите преобразуватели) или честота (за цифровите).

ЛИТЕРАТУРА

1. Automotive electronics handbook / Ronald Jurgen
2. Automotive Electrics. Automotive Electronics. Systems and components. Networking, Hybrid drive . - 5th ed. . - Cambridge : Bentley Publishers, 2007 . - 530 p.: with ill. ; 25 cm . - (Robet Bosch GmbH)
3. Gasoline-Engine Management. : Systems and Components. Bifuel-Motronic . - 3 th.ed. . - Cambridge : Bentley Publishers, 2006 . - 358 p.: with ill. ; 25 cm; Robet Bosch GmbH
4. Automobile Electrical and Electronic system - Third edition / Tom Denton
5. Automotive Computer Controlled Systems / Allan W. M. Bonnick
6. Изследване характеристиките на преобразувателите на натоварване в ДВГ, Георги Желев, Дипломна работа за ОКС“Магистър“, Варна, 2014г.

Докладът е подпомогнат от НПЗ - Моделиране режимите на работа на автомобилни преобразуватели с ръководител доц. д-р инж. Марин Славов Маринов

За контакти:

- доц. д-р инж. Марин Маринов, Технически Университет - Варна, катедра „ТИЕ“ гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383- 259, e-mail: m_s_marinov@abv.bg
- ас. инж. Радостин Димитров, Колеж в структурата на Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383- 464, e-mail: radostin.dimitrov@tu-varna.bg
- инж. Георги Димитров Желев, докторант в катедра „Електротехника и електротехнологии“, ТУ-Варна, ул.Студентска №1, e-mail: georgi381@hotmail.com

ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Доровских Дмитрий Владимирович
Чернецов Дмитрий Александрович

Substantiation of the mode of clearing of the fulfilled gases of autotractor diesel engines: classification of modes of drop of toxicity of the fulfilled gases of autotractor diesel engines is presented. Lacks of existing modes are described and the data about degree of influence of each of modes on dynamics of toxicity and дымности the fulfilled gases of a diesel engine is cited. The optimum mode of clearing of the fulfilled gases of diesel engines is proved.

Key words: *toxicity of diesel engines; the autotractor technics; modes of drop of toxicity; neutralizer of the fulfilled gases; alternative kinds of fuel.*

ВВЕДЕНИЕ

Снижение норм токсичности отработавших газов, связанное с отрицательным воздействием на окружающую среду, обуславливает необходимость разработки новых и улучшение существующих способов и средств снижения токсичности выхлопных газов, обладающих высокой степенью очистки и большим сроком службы, а также минимальным воздействием на топливно-экономические показатели дизелей, используемых на автомобильном транспорте [1-2]. Поэтому задача снижения токсичности ОГ является одной из важнейших при эксплуатации автомобильной техники.

Одним из способов очистки ОГ дизелей является установка в выпускной системе дополнительных технических средств, обеспечивающих физико-химическую очистку выхлопных газов. Такой способ снижения токсичности позволяет без значительных изменений конструкции дизелей обеспечить достаточно эффективную очистку ОГ от токсичных компонентов.

Анализ последних достижений в области конструирования нейтрализаторов ОГ для дизелей, опубликованных в отечественных и зарубежных научных изданиях, показывает, что более эффективно использовать комбинированные средства очистки, позволяющие с высокой степенью очищать ОГ от комплекса токсичных веществ [3-5]. Одним из таких устройств является нейтрализатор отработавших газов дизеля (НОГД), защищённый патентом РФ № 2174184. Но нейтрализатор имеет следующие недостатки: низкая эффективность очистки ОГ: CO – 50…60%, NO_x – 30…40%, сажа – 30…40%; отсутствие очистки ОГ от тяжёлых фракций на входе, что приводит к быстрому забиванию катализатора сажевыми частицами; малая площадь контакта биметаллических пластин с подвижной сеткой катализатора.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Для устранения данных недостатков в Тамбовском Государственном Техническом Университете (ТГТУ) на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта и автосервис» разработано комбинированное устройство снижения токсичности (КУСТ) ОГ дизелей [6], схема которого представлена на рисунке 1.

Устройство содержит корпус, в котором размещён слой катализатора 1, состоящий из верхней 2 и нижней 3 частей. Нижняя часть соединена через патрубок 4, в котором установлен эжектор 5, с системой выпуска ОГ двигателя.

На входе в нижнюю часть корпуса установлен диффузор 6, а снизу навинчивается фильтр-отстойник 7 с металлической сеткой 8, который герметизируется прокладкой 9. На днище фильтра-отстойника имеется гайка 10 под ключ, для удобства его снятия и установки.

Между верхней и нижней частями корпуса установлена электрическая спираль 11 на керамическом корпусе, который установлен через уплотнительные прокладки 12. Спираль соединена проводами 14 с блоком управления 13.

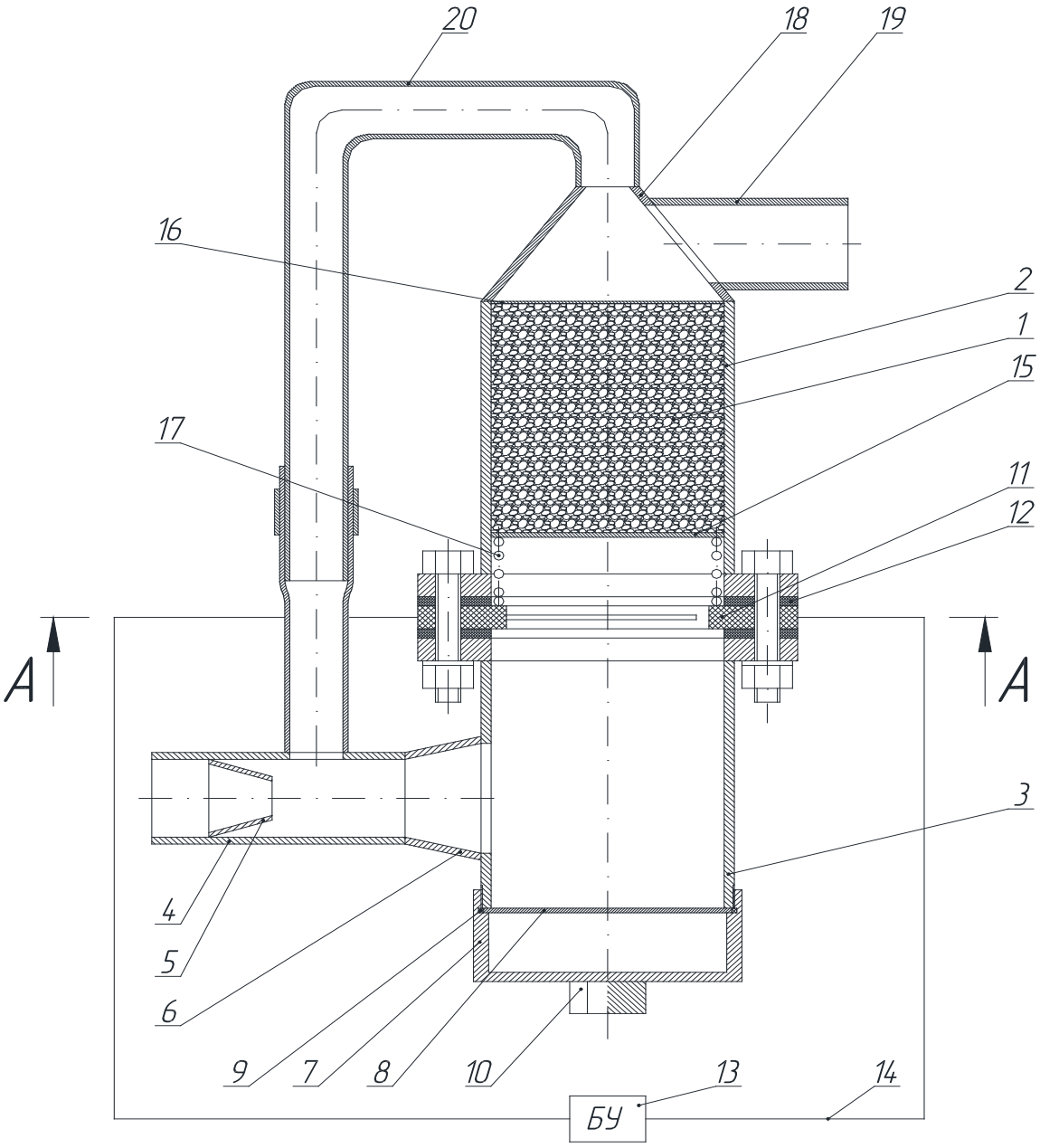


Рисунок 1 – Общий вид КУСТ дизеля
1 – слой катализатора; 2 – верхняя часть корпуса; 3 – нижняя часть корпуса; 4 – патрубок; 5 – эжектор; 6 – диффузор; 7 – фильтр-отстойник; 8 – металлическая сетка; 9 – прокладка; 10 – гайка; 11 – электрическая спираль; 12 – уплотнительные прокладки; 13 – блок управления; 14 – электрические провода; 15 – входная решётка; 16 – выходная решётка; 17 – биметаллическая цилиндрическая пружина; 18 – конфузор; 19 – выходной патрубок; 20 – Г-образный патрубок

Слой катализатора 1, состоящий из засыпанных гранул (активная масса состоит из: алюминий – 10%, медь – 1,5%, никель – 1,5 %, остальное – пористый материал

ФНС-5), расположен между решётками 15 и 16.

При работе двигателя ОГ по выпускной системе поступают во входной патрубок 4 устройства и, при прохождении через эжектор 5 ускоряются, тем самым создавая разрежение в полости конфузора 18. Затем газы поступают в диффузор 6, в котором распределяются по всему пространству нижней части корпуса 3. Тяжелые фракции ОГ и конденсат оседают в фильтре-отстойнике 7. Поток газов проходит сквозь электрическую спираль 11, которая позволяет повысить температуру ОГ, способствуя тем самым дожиганию сажевых частиц.

Очищенные от сажи ОГ проникают сквозь ограничительную входную решетку 15 в слой катализатора 1, в котором вследствие химических реакций происходит окисление продуктов неполного сгорания, содержащихся в ОГ, а именно CO, C_xH_y до конечных безопасных по токсичности компонентов (CO_2, H_2O,) и селективного восстановления NO_x до N_2.

Очищенные ОГ направляются сквозь выходную решетку 16 в конфузор 18. Благодаря его конусообразной форме и разряжения, создаваемого в его полости, часть ОГ поступает в Г-образный патрубок 20 и попадает во входной патрубок 4, где смешивается с вновь поступившими ОГ и проходит вторичный цикл очистки. Остальная часть ОГ поступает через выходной патрубок 19 в атмосферу.

В результате теплового расширения, под воздействием высоких температур ОГ, в корпусе устройства, объем гранул катализатора 1 увеличивается, заставляя входную решетку смещаться. При этом цилиндрическая пружина 17, выполненная из биметаллического материала, реагируя на повышение температуры, принимает такое положение, что не допускает появления свободного объема в зоне слоя катализатора 1, и одновременно, не позволяя входной решетке чрезмерно сжать гранулы, во избежание их спекания и разрушения.

Оптимизации КУСТ ОГ заключалась в аппроксимации зависимостей критериев эффективности конструкции по результатам экспериментальных данных и выборе оптимальных параметров устройства. Критериями эффективности устройства являются удельные показатели: качества очистки и энергоёмкости устройства. Так как возникла необходимость анализировать два критерия оптимизации, то проводилось решение компромиссной задачи.

Оптимизация параметров КУСТ заключалась в нахождении экстремумов функций:

$$extr\left(q_{\Delta G}\right) \to \max\left(q_{\Delta G}\right),$$
$$extr\left(q_{\Delta p}\right) \to \min\left(q_{\Delta p}\right).$$

Наиболее важными факторами данных функций являются: диаметр реактора (зона засыпки катализатора), длина реактора (высота слоя засыпки) и диаметр гранул катализатора.

Для решения компромиссной задачи был построен план трёхфакторного эксперимента. Для получения математической модели эксперимента был реализован трёхуровневый план Бокса-Бенкина второго порядка. Опыты повторялись двукратно. Верхние, нижние и основные уровни факторов задавались с учётом конструктивных особенностей устройства.

В качестве основного критерия оптимизации был принят удельный показатель энергоёмкости $q_{\Delta p}$, %/кВт, который определялся по формуле:

$$q_{\Delta p} = \frac{\Delta p_{OГ}}{p_{OГ}^{вход} \cdot N_{\max}} \cdot 100\%,$$

где $\Delta p_{OГ}$ - потери давления ОГ в КУСТ, Па;

$p_{ОГ}^{вход}$ - давление ОГ на входе в КУСТ, Па;

$N_{\max}$ - максимальная мощность ДВС, кВт.

Дополнительным критерием оптимизации взят удельный показатель качества очистки ОГ $q_{\Delta G}$, %/кВт, который определялся по формуле:

$$q_{\Delta p} = \frac{\Delta G_{ОГ}}{G_{ОГ}^{вход} \cdot N_{\max}} \cdot 100\%,$$

где $\Delta G_{ОГ}$ - изменение массового расхода ОГ в КУСТ, кг/ч;

$G_{ОГ}^{вход}$ - массовый расход ОГ на входе в КУСТ, кг/ч.

План эксперимента представлен в таблице 1.

Таблица 1 – Матрица плана эксперимента

Уровень и интервал варьирования факторами	Фактор			Критерий оптимизации	
	Диаметр реактора, D_p, м	Длина реактора, L_p, м	Диаметр гранулы, $d_ш$, м	Показатель энергоёмкости, $q_{\Delta p}$, %/кВт	Показатель качества очистки, $q_{\Delta G}$, %/кВт
	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2
1	2	3	4	5	6
Верхний уровень (+)	0,120	0,200	0,009	-	-
Основной уровень (0)	0,100	0,150	0,006	-	-
Нижний уровень (-)	0,080	0,100	0,003	-	-
Интервал варьирования	0,020	0,050	0,003	-	-
План опытов					
1	+	+	0	$9{,}5 \cdot 10^{-3}$	$45{,}9 \cdot 10^{-3}$
2	-	-	0	$4{,}5 \cdot 10^{-3}$	$30{,}6 \cdot 10^{-3}$
3	+	-	0	7,8·10-3	36,8·10-3
4	-	+	0	7,2·10-3	37,2·10-3
5	+	0	+	5,6·10-3	34,3·10-3
6	-	0	-	5,3·10-3	38,3·10-3
7	+	0	-	5,7·10-3	42,3·10-3
8	-	0	+	4,9·10-3	35,8·10-3
9	0	+	+	$7{,}1 \cdot 10^{-3}$	$43{,}6 \cdot 10^{-3}$
10	0	-	-	$4{,}6 \cdot 10^{-3}$	$34{,}9 \cdot 10^{-3}$
11	0	+	-	$7{,}4 \cdot 10^{-3}$	$44{,}7 \cdot 10^{-3}$
12	0	-	+	$4{,}4 \cdot 10^{-3}$	$32{,}3 \cdot 10^{-3}$
13	0	0	0	$5{,}2 \cdot 10^{-3}$	$41{,}1 \cdot 10^{-3}$
14	0	0	0	$5{,}1 \cdot 10^{-3}$	$40{,}5 \cdot 10^{-3}$
15	0	0	0	$5{,}2 \cdot 10^{-3}$	$41{,}3 \cdot 10^{-3}$

Раскодированные эмпирические модели показателей эффективности работы КУСТ, полученные по плану Бокса-Бенкина, имеют вид:

$$q_{\Delta p} = 0{,}00859 - 0{,}11312 \cdot D_p - 0{,}06 \cdot L_p + 1{,}238 \cdot d_ш - 0{,}25 \cdot D_p \cdot L_p +$$

$$+ 0{,}5 \cdot L_p \cdot d_ш - 0{,}4167 \cdot D_p \cdot d_ш + 0{,}975 \cdot D_p^2 + 0{,}356 \cdot L_p^2 - 109{,}44 \cdot d_ш^2,$$

$$q_{\Delta G} = -0{,}010895 + 0{,}70625 \cdot D_p + 0{,}0034 \cdot L_p + 1{,}135 \cdot d_ш + 0{,}625 \cdot D_p \cdot L_p +$$

$$+ 2{,}5 \cdot L_p \cdot d_ш - 22{,}917 \cdot D_p \cdot d_ш - 2{,}76875 \cdot D_p^2 + 0{,}037 \cdot L_p^2 + 15{,}83 \cdot d_ш^2$$

По математическим моделям были построены поверхности отклика для удельных показателей эффективности работы КУСТ ОГ дизельных ДВС, представленные на рисунках 2 и 3.

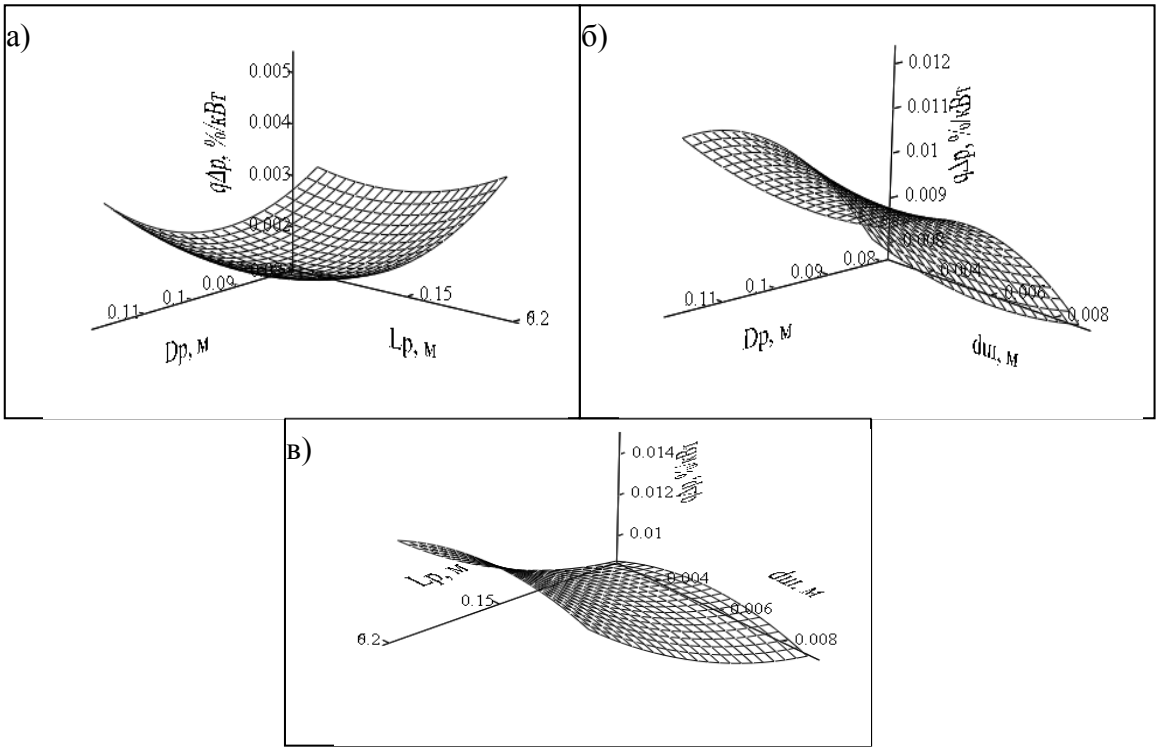


Рисунок 2 – Зависимость энергоёмкости устройства от диаметра, длины реактора и диаметра гранул при: а) $d_ш = 0$; б) $L_p = 0$; в) $D_p = 0$

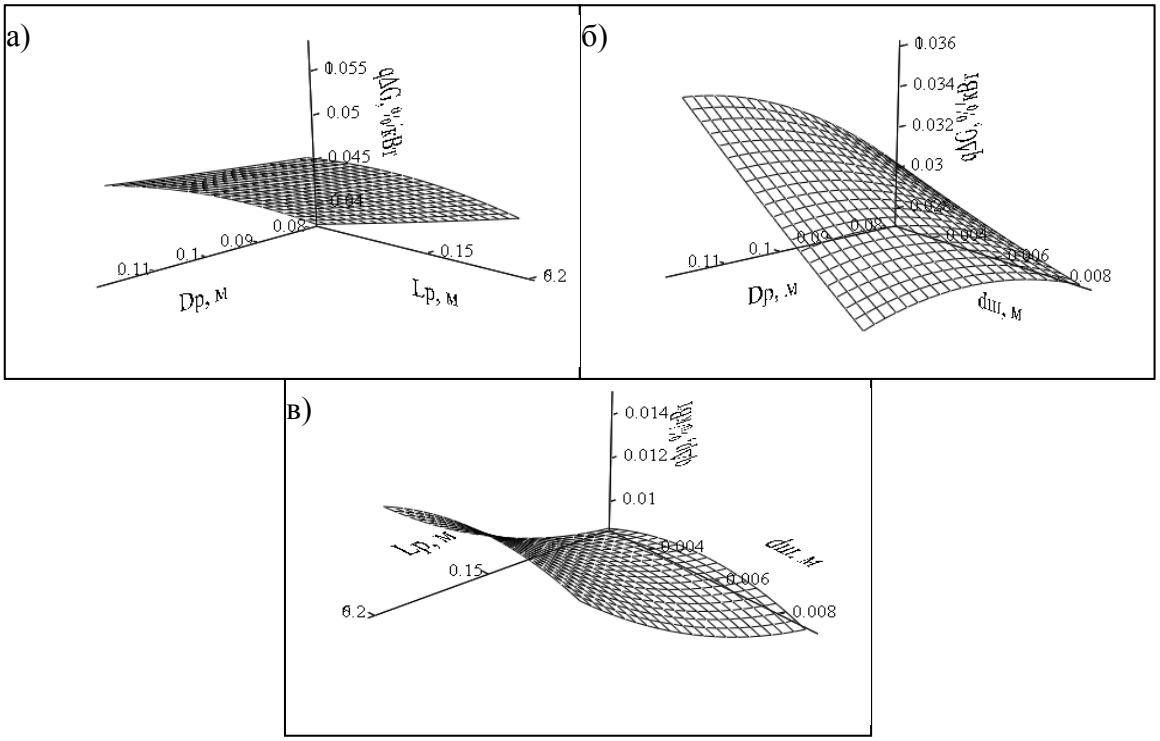


Рисунок 2 – Зависимость качества очистки ОГ от диаметра, длины реактора и диаметра гранул при: а) $d_ш = 0$; б) $L_p = 0$; в) $D_p = 0$

Анализ рисунка 2 показывает, что с увеличением диаметра гранул катализатора и уменьшением диаметра и длины реактора удельная энергоёмкость средства очистки снижается, что обусловлено снижением коэффициента газодинамического сопротивления катализатора, за счёт уменьшения плотности укладки гранул.

Анализ поверхностей отклика, представленных на рисунках 3, показывает, что с уменьшением диаметра гранул катализатора и увеличением диаметра и длины реактора качество очистки ОГ от токсичных компонентов увеличивается, что объясняется увеличением активной поверхности катализатора, то есть количество нейтрализованных вредных веществ в единицу времени увеличивается.

Оптимизация параметров эффективности работы КУСТ ОГ проводилась по методу условного центра масс [7]. С целью установления геометрических параметров реактора для обеспечения оптимальной эффективности была проведена однокритериальная оптимизация для каждого показателя по методу Ньютона [8]. Результаты решения однокритериальной оптимизации представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Оптимальные факторы и критерии

Функция	Фактор			Критерий оптимизации	
	D_p, м	L_p, м	$d_ш$, м	$q_{\Delta p}$, %/кВт	$q_{\Delta G}$, %/кВт
$q_{\Delta p} \to \min$	0,072	0,11	0,012	0,0006	0,0294
$q_{\Delta G} \to \max$	0,2	0,2	$5{,}732 \cdot 10^{-3}$	0,0213	0,0308

Экстремумы целевых функций и соответствующие им исследуемые факторы являются основой для определения координат «условного центра масс». Результаты поликритериальной оптимизации приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Результаты оптимизации КУСТ

Условная масса, m_j	Оптимальный параметр			Оптимальный критерий	
	D_p, м	L_p, м	$d_ш$, м	$q_{\Delta p}$, %/кВт	$q_{\Delta G}$, %/кВт
3,65	0,118	0,142	$9{,}7 \cdot 10^{-3}$	0,0052	0,0353
2,05					

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате экспериментальных исследований установлено, что основными факторами, оказывающими влияние на показатели эффективности работы нейтрализатора ОГ, являются: диаметр, длина реактора (слой засыпки катализатора) и диаметр гранул катализатора.

2. Получены эмпирические модели, адекватно описывающие влияние исследуемых факторов на показатели эффективности работы нейтрализатора ОГ.

3. Получены оптимальные геометрические параметры реактора и гранул катализатора: $D_p = 0{,}118$ м; $L_p = 0{,}142$ м; $d_ш = 9{,}7 \cdot 10^{-3}$ м.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Ерохин М.Н Нанотехнологии и наноматериалы в агроинженерии / М.Н. Ерохин, В.И. Балабанов, В.В. Стрельцов // Учебное пособие. Под ред. академика М.Н. Ерохина. - М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. – 300 с.

[2] Черноиванов В.И. Нанотехнологии – основа повышения качества обслуживания и ремонта машин / В.И. Черноиванов // сб. докладов Применение нанотехнологии и наноматериалов в АПК. – М.: ФГНУ «Росинформагротех». 2008. – 96 с.

[3] Чернецов Д.А. Обоснование способа очистки отработавших газов автотракторных дизелей / Д.А. Чернецов, В.П. Капустин // Вопросы современной науки и практики. Университет им. Вернадского. – Тамбов. 2010. – № 7-9. – С. 38-43.

[4] Патент РФ № 2175073 С2. Нейтрализатор отработавших газов / В.Н. Гордивский, Ю.С. Медведев, А.Т. Заварзин, А.М. Шибаев. Заявл. 15.11.1999. Опубл. 20.10.2001.

[5] United States Patent US 5370847. Method and multi-ejector type of system for purifying the polluted poisonous exhaust gas / Bub-Jong Lee. Filed. Aug. 12, 1993. Date of Patent Dec. 6, 1994.

[6] Патент РФ № 2459091 С2. Комбинированное устройство снижения токсичности отработавших газов дизеля / Д.А. Чернецов, В.П. Капустин, А.В. Гончаров. Заявл. 25.10.2010. Опубл. 20.08.2012.

[7] Рейзлин В.И. Численные методы оптимизации: учебное пособие / В.И. Рейзлин. Томск: Изд-во Томского политех. ун-та., 2011. – 105 с.

Контакты:

к.т.н, доцент Доровских Дмитрий Владимирович, к.т.н. Чернецов Дмитрий Александрович, ФГБОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет», кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта и автосервис», 392000, Россия, г. Тамбов, ул. Советская 106.

e-mail: dima.dorovskikh@yandex.ru, Black777780@mail.ru, тел:8 (910) 755-89-95, 8 (910) 851-20-89

СЧЕТОВОДНО ОТЧИТАНЕ И ПЛАНИРАНЕ НА ПОТОКА НА РЕЗЕРВНИ ЧАСТИ И КОНСУМАТИВИ ЗА ТРАНСПОРТНИ ПРЕДПРИЯТИЯ
УЧЕТ И ПЛАНИРОВАНИЕ РАСХОДА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ И РАСХОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА
ACCOUNTING AND PLANNING FLOW PARTS AND SUPPLIES FOR ENTERPRISE VEHICLE

Александр Кравченко, Евгений Верительник

Accounting and planning flow parts and supplies for enterprise vehicle: *There are various methods for determining the need for spare parts. The conducted research has shown that the existing methods allow to calculate the required number of spare parts, each method has its advantages, but there are also definite drawbacks. Therefore, the development of the universal method that would allow to take into account the advantages and to eliminate the defects of existent methods, and which would be easy to use at the enterprises is expedient.*

Neural networks are well suited for the tasks of classification, optimization and forecasting. The system developed based on fuzzy logic elements using neural networks, in which as expert opinion incorporated the results of statistical data processing. As a result of the research work a hybrid network was obtained, by the means of wich the expert system that can predict the number of failures was developed.

Key words: cars-tractors, refuses, statistical data, prognostications, nomenclature, neuron network.

ВВЕДЕНИЕ

Для повышения эффективности работы автотранспортных предприятий важным инструментом является планирование расходов на обслуживание и ремонт подвижного состава. Поддержание в работоспособном состоянии автомобилей обеспечивается периодическими заменами определенных расходных материалов, например, фильтры, смазочные материалы, эксплуатационные жидкости и замены деталей в случае их отказов. Определение требуемого количества запасных частей, эксплуатационных материалов и финансовых средств на планируемые периоды является важной задачей, решение которой можно разделить на две части - определение количества запасных частей, для проведения планового обслуживания и количества деталей для выполнения замен возникших в результате внезапных отказов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО КОЛИЧЕСТВА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ.

Существует много методов определения количества запасных частей [1]. Метод расчета за номенклатурными нормами, что устанавливает среднюю годовую затрату конкретной детали на 100 автомобилей на год

$$П_{ЗЧ} = \frac{Н \cdot А}{100} \cdot К_{П} \cdot К_1 \cdot К_2 \cdot К_3 . \quad (1)$$

Данный метод используют автопроизводители для определения объема производства запасных частей для всего парка эксплуатируемых автомобилей.

При нормировании запасных частей по номенклатурным нормам, используются номенклатурные справочники, в которых указанны нормы потребления деталей рассчитаные на 100 автомобилей. Зная объем парка автомобилей предприятия, можно рассчитать необходимую потребность. Но использование такого метода не позволяет в полной мере учесть индивидуальные особенности эксплуатации подвижного состава, качество горюче-смазочных материалов и запасных частей.

Другой метод - определение потребности в запасных частях к силовым агрегатам согласно параметров, которые определяют нагрузочно-скоростной режим

работы [2]: скорость движения автомобиля, расход топлива, полный вес автомобиля и другие. Номенклатура запасных частей в таком случае корректируется показателем потребности в запасных частях:

$$N_З = n_З \cdot K_n / A_{сп}. \quad (2)$$

Критерий потребности в запасных частях для грузовых автомобилей и седельных тягачей в составе автопоездов [2] определяется по формуле:

$$K_{nГА} = 1/\left[\frac{0,05V_a \cdot \rho_m \cdot \delta}{N_{\max} \cdot g_{e\min}} \times \left(H_{san} + H_w \cdot q_H \cdot \gamma \cdot \beta\right)\left(1 + 0,001K_{\sum}\right)\right] \le 1,0. \quad (3)$$

Определение нормы расходов запасных частей по приближенной оценке до первой замены детали относится к аналитическим методам [2] :

$$H_{II} = \frac{L_P}{\eta \cdot L_I} \cdot 100. \quad (4)$$

Необходимое количество запасных частей для одномарочного подвижного состава автомобилей можно рассчитать, рассмотрев циклы ремонтных воздействий и замен деталей. Новый автомобиль эксплуатируется до замены некоторой детали на определенном пробеге. Дальше он эксплуатируется с установленной на него запасной частью, которая выйдет из строя после средней наработки и так далее. Число замен за весь срок службы автомобиля составляет:

$$m = \frac{L_a - L_H}{L_P}. \quad (5)$$

Для 100 автомобилей за год при условии, что на автомобиле установлено n одинаковых деталей, усредненная норма составит:

$$N = \frac{100 \cdot n \cdot (L_a - L'_H)}{L'_З \cdot t_a}. \quad (6)$$

Исследования показали, что существующие методы позволяют рассчитать необходимое количество запасных частей; приэтом они имеет свои преимущества, но есть и недостатки. Некоторые методы не учитывают влияющие факторы, другие применяются для отдельных систем автомобиля. Поэтому целесообразна разработка универсального метода, который бы позволил учесть преимущества существующих методов, исключал бы недостатки, и был бы легким в использовании на предприятиях.

В литературе приведено несколько признаков, которые должна иметь задача, чтобы применение нейронных сетей было оправдано и сеть могла бы ее решить: отсутствует алгоритм или не известны принципы решения задачи, но накоплено достаточное количество примеров; проблема характеризуется большими объемами входной информации; даны неполные или избыточные, зашумлены, частично имеют противоречия. Поэтому, нейронные сети хорошо подходят для задач классификации, оптимизации и прогнозирования.

На рисунке 1 изображена модель нейрона с тремя входами, причем эти входы имеют весы w_1, w_2, w_3. Пусть к входам поступают импульсы силы x_1, x_2, x_3 соответственно, тогда после прохождения входов к нейрону поступают импульсы w_1x_1, w_2x_2, w_3x_3. Нейрон превратит полученный суммарный импульс $x = w_1x_1 + w_2x_2 + w_3x_3$ в соответствии с некоторой передаточной функцией f(x). Сила исходного импульса определяется:

$$y = f(x) = f(w_1x_1 + w_2x_2 + w_3x_3). \quad (7)$$

Рассмотренные алгоритмы построения и функционирования сетей позволяют использовать их для решения задач определения необходимого количества запасных частей автомобилей. Но нужен статистический анализ конкретных отказов автомобилей для построения обучающей выборки системы.

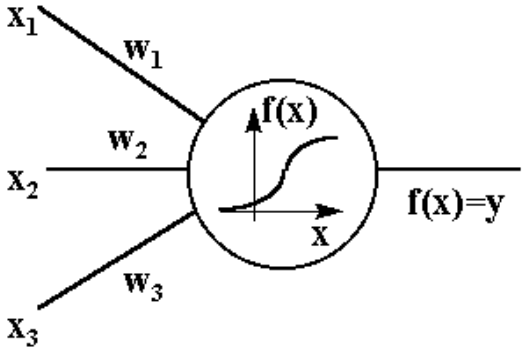


Рис.1. Математическая модель нейрона

Исследования, выполненные в гарантийный период эксплуатации автомобилей-тягачей Mercedes - Benz 1844 Actros LS, определили менее надежные элементы и предоставили возможность большего их изучения [3].

Наблюдениями за 160 автомобилями со средним пробегом за год 76,8 тыс. км (мин. - 11,35 тыс. км; макс. - 121,27 тыс. км) было установлено, что средняя наработка до первого нарушения работоспособности составила 31 тыс. км, в среднем на каждом автомобиле обнаружено 4,9 неисправности, которая потребовала гарантийного воздействия. На первых 10 - ти тыс. км пробега семнадцать автомобилей посетили сервисные центры по одному разу, пять автомобилей - от 2 - х до 4 - х раз (замена топливных баков, коробки передач, автономного отопителя, турбокомпрессора, тахографа, сальника хвостовика ведущей шестерни главной передачи, рулевой тяги, блока управления двигателем). Произведенные совместные работы заказчика автомобилей и производителя по выявлению и устранению в первый год эксплуатации недостатков технологии изготовления автомобилей, определили дальнейшую организацию профилактических работ.

На сегодня исследовательская работа была произведена из оценки надежности этих грузовых автомобилей с пробегом до 900 тыс. км. Группа I - в количестве 110 автомобилей, которые находятся в эксплуатации с 2004 г. по 2012 г. Группа II - автомобили в количестве 50 единиц, которые эксплуатируются с 2005 г. по 2012 г. За весь период эксплуатации обнаружены 3486 нарушений работоспособности, в среднем 21,8 отказа на один автомобиль. В результате анализа был определен характер распределения отказов по агрегатам и системам автомобилей (табл. 1 и рис. 2).

Таблица 1

Распределение отказов автомобилей-тягачей Mercedes - Benz 1844 ACTROS LS

Группа агрегатов	Количество отказов и неисправностей
ДВС	353
Трансмиссия	439
Рулевое управление	215
Ходовая часть	823
Электрическое и электронное оборудование	958
Тормозная система	29
Другое	669

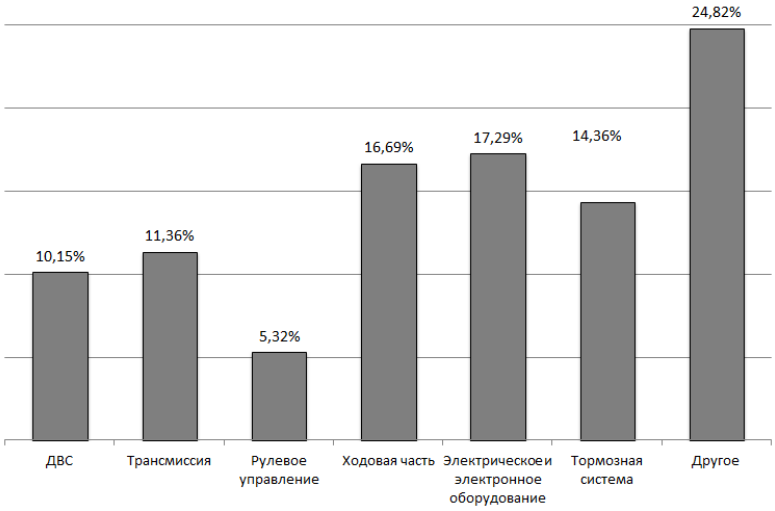


Рис. 2. Общее распределение отказов

Наибольшее количество отказов (958) наблюдается в системе электрического и электронного оборудования, из которого большинство - 178 приходится на замену ролика натяжителя ремня генератора, 124 - на замену подшипника генератора, 119 - на замену ремня генератора. За все время эксплуатации автомобилей было заменено 58 генераторов - это фактически на каждом 3-ем автомобиле. Также было зафиксировано 115 ремонтов тахографов, из них 10 - замена тахографов в сборе.

Большинство неисправностей ходовой части исследуемых автомобилей (рис. 3) относятся к замене втулок торсиона - 321 (38,1% от общего числа отказов элементов ходовой части), на втором месте - 279 (35,9%) составляет замена пневморессор. Среди других неисправностей ходовой части отмечены втулки стабилизатора (11,8%), амортизаторы задней оси (2%).

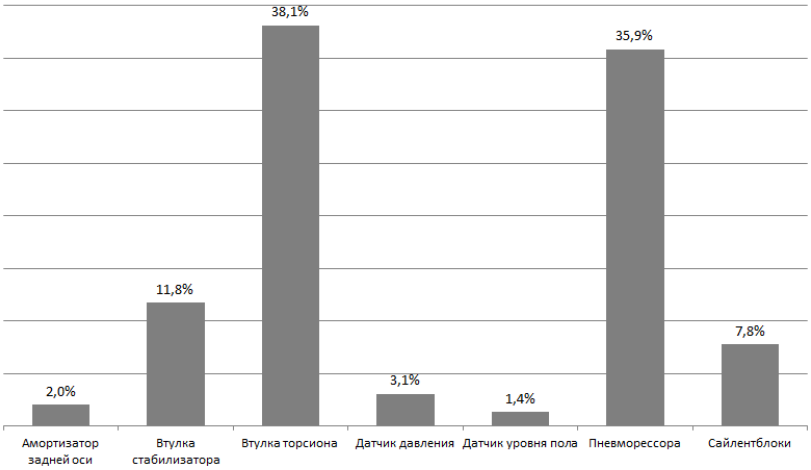


Рис. 3. Распределение неисправностей ходовой части

Неисправности трансмиссии представлены заменами подшипника выжимного (41,5% от всех отказов трансмиссии) и диска сцепления (24,1%). Выход из строя джойстика КПП составляет 9,1% к общему числу неисправностей трансмиссии. Также за все время эксплуатации было выполнено две замены редукторов заднего моста и одной коробки переключения передач в сборе. Среди других неисправностей трансмиссии - отказ пневмо-гидроусилителя сцепления - 10,5%, корзины сцепления и механизма переключения передач составляют не более 4%.

Рулевое управление занимает пятое место в общем рейтинге неисправностей. На гидроусилитель руля и его частей приходится 32% всех неисправностей рулевого управления (заменена шланг и сальников гидроусилителя рулевого управления);один отказ с заменой насоса гидроусилителя. К другим неисправностям рулевого управления относятся замены рулевой тяги (14 ед.) и рулевого вала шлицевого (12 ед.).

Неисправности двигателя среди общего потока отказов занимают 10%. Из них, 38,8% составляют неисправности интеркулера - 137 воздействий, меньшая доля - 32,6% от общего числа неисправностей двигателя, занимают распылители форсунки - 115 воздействий. Проблемы с системой пуска, которые привели к замене стартера в сборе, возникали 9 раз, случаи прогорания прокладок головки блока цилиндров - 11 раз, выходов из строя термостатов - 15 раз.

Одной из наиболее надежных систем автомобиля является тормозная система, ее доля в общем количестве неисправностей составляет не более 1%. 41,3% от общего количества неисправностей тормозной системы приходится на модулятор тормозов, столько же на энергоаккумулятор. Также было выполнено две замены тормозных шлангов и три ремонтных комплекта суппортов тормозов.

Неисправности систем, отнесенных в группу «Другое», составляют 19% от общего количества отказов. Здесь наибольшую часть занимают отказы амортизаторов кабины - 13,9%. В целом же неисправности элементов подвески кабины - таких как подушка кабины и водительского сидения, торсион и стабилизатор кабины и другие элементы подвески кабины составляют 50,5% от всех отказов этой группы. Отказы системы отопления кабины водителя и ее элементов случались 179 раз (26,8%).

Проведенный статистический анализ позволил сделать выводы по номенклатуре и нужному количеству запасных частей, а также собрать данные, необходимые для проведения дальнейших исследований, и построения обучающей выборки для разработки модели гибридной сети.

Проектирование адаптивной системы нейро-нечеткого вывода, как и любой нейронной сети, состоит из построения системы и ее обучения. В многослойных сетях оптимальные исходные значения нейронов всех слоев, кроме последнего, как правило, не известны, и двух или больше-слоевую сеть уже невозможно обучить, руководствуясь только величинами ошибок на выходах сети. Наиболее приемлемый вариант - распространение сигналов ошибки от выходов сети к ее входам, в направлении, обратном прямому распространению сигналов в обычном режиме работы [4].

Предлагается система, разработанная на основе нечеткой логики с применением элементов нейронных сетей, в которой в качестве экспертного заложены результаты логарифмически-нормального закона распределения отказов.

Представим систему в виде объекта с двумя входами X_1, X_2 и одним выходом Y, где X_1 - пробег автомобиля; X_2 - количество отказов исследуемой детали (узла), Y - прогнозируемое количество отказов детали. Параметры состояния системы X_1, X_2 и управленческое действие Y будем считать лингвистическими переменными, которые оцениваются с помощью словесных термов. Использование нечетких логических уравнений предусматривает наличие функций принадлежности нечетких термов, которые входят в базу знаний. По определению функция принадлежности $\mu_T(u)$ характеризует субъективную меру (в диапазоне [0; 1]) уверенности эксперта в том, что четкое значение u отвечает нечеткому терму T. В данной модели использовалась модель функции принадлежности в виде:

$$\mu^T(u) = \frac{1}{1 + (\frac{u-b}{c})^2}. \quad (8)$$

где b - координата максимума функции;

c - коэффициент концентрации – растяжения функции.

На основе составленных правил базы знаний созданы нечеткие логические уравнения, которые устанавливают связь между функциями принадлежности переменных. Точками обозначенная операция - *И (min),* а знаком *v* (Дизъюнкция) - операция *ИЛИ (max).*

Тогда лингвистическое описание формулы (9) будет выглядеть так: *ЕСЛИ* - пробег автомобиля до 100 тыс.км и статистика отказов - очень редко; *ИЛИ ЕСЛИ* - пробег автомобиля до 100 тыс.км и статистика отказов - редко; *ТО* - прогноз отказов - очень мало. Аналогично сформулированы правила для всех случаев. Для получения количественного значения *Y* необходимо выполнить операцию дефаззификації, то есть перехода от нечеткого терма к четкому числу.

Для выполнения этой операции диапазон изменения переменной *Y* делят на четыре класса (10). Четкое значение прогноза отказов определяется по формуле (11).

$$\mu^{p_1}(y) = \mu^{L_1}(x_1) \cdot \mu^{S_{vs}}(x_2) \vee \mu^{L_1}(x_1) \cdot \mu^{S_s}(x_2); \tag{9}$$

$$y \in \left[\underline{y}, \overline{y}\right] = \underbrace{\left[\underline{y}, y_1\right]}_{p_1} \cup \underbrace{\left[y_1, y_2\right]}_{p_2} \cup \underbrace{\left[y_2, y_3\right]}_{p_3} \cup \underbrace{\left[y_3, \overline{y}\right]}_{p_4}; \tag{10}$$

$$y = \frac{\underline{y}\mu^{p_1}(y) + y_1\mu^{p_2}(y) + y_2\mu^{p_3}(y) + y_3\mu^{p_4}(y)}{\mu^{p_1}(y) + \mu^{p_2}(y) + \mu^{p_3}(y) + \mu^{p_4}(y)}. \tag{11}$$

Одной из чаще всего заменяемых деталей ходовой части и элементов подвески автомобилей MERCEDES - BENZ ACTROS 1844 LS является пневморессора - около 40% всех замен. Проведенный статистический анализ показал наличие подчинения потока отказов логарифмически-нормальному закону распределения (рис. 4).

Данная модель прогнозирования отказов пневморесоры - детали ходовой части автомобиля-тягача MERSEDES-BENZ ACTROS 1844 LS - была реализована в программной среде MathLab 7.12, использованы два инструментальных средства этой системы: пакеты Neural Networks Toolbox (нейронные сети) и Fuzzy Logic Toolbox (пакет нечеткой логики).

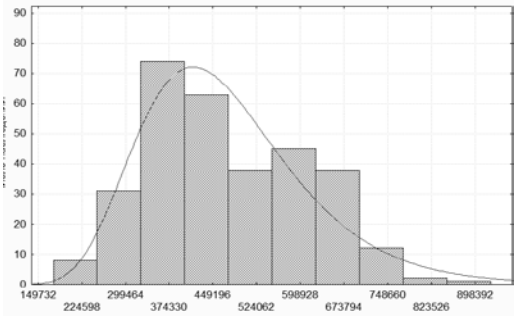


Рис. 4 Распределение потока отказов пневморессор автомобилей MERCEDES - BENZ ACTROS 1844 LS

Нечеткая модель гибридной сети заключала в себе две входные переменные - X_1 (пробег до отказа пневморессоры), X_2 (количество отказов пневморессор) и одну исходную переменную - *Y* (количество отказов пневморессор на следующий период).

Суть настройки модели заключается в подборе таких параметров функций принадлежности *b, c* и весов нечетких правил *w*, которые обеспечивают минимум расхождения между модельными и экспериментальными данными.

В качестве обучающей выборки взято значение троек (пробег, отказ, управляющее действие), с учетом данных полученных в результате статистического

исследования. С помощью ANFIS -редактора выполнялось обучение созданной системы.

Результатом прогнозирования количества отказов пневморессор на заданном пробеге для парка в 160 автомобилей MERSEDES - BENZ 1844 ACTROS LS на пробеге 670 тыс. км по данным разработанной системы необходимо выполнить 42 замены пневморессор.

ПЛАНИРОВАНИЕ РАСХОДА ДЕТАЛЕЙ И МАТЕРИАЛОВ НА ПРОВЕДЕНИЕ ПЛАНОВЫХ РАБОТ

Что касается запасных частей для проведения плановых обслуживаний, то для рассматриваемых современных автомобилей количество фильтров может колебаться от 5 до 13 единиц в зависимости от марки, модели и года выпуска автомобиля (фильтры в системе смазки двигателя, топливный и воздушный, нормой стало наличие фильтра салона и топливного водосепаратора, имеют свои фильтра и система охлаждающей жидкости и коробки переключения передач, гидроусилители рулевого управления и др.). При этом, для разных марок и моделей автомобилей производителем рекомендуются разные интервалы проведения замен. Такое разнообразие расходных материалов представляет большую сложность при планировании расходов, особенно для предприятий, имеющих в составе несколько марок автомобилей различных производителей.

Существующее и используемое программное обеспечение на автопредприятиях имеет справочники по количеству и перечню запасных частей и материалов, позволяет вести учет прихода и расхода их, но ни одна программа не позволяет получить информацию по планируемым расходам на запасные части, какое количество и каких конкретно комплектующих потребуется в расчетном периоде. Такая информация обеспечивает эффективную работу предприятия, позволяя резервировать требуемые финансовые средства и обеспечивать минимальный простой автомобилей в обслуживании и ремонте.

Решением подобного рода задачи может послужить разработанное программное обеспечение. Основой для расчетов является заявленная производителем периодичность замен того или иного элемента, поэтому при разработке программы требуется обеспечить данные по последним заменам, пробег на котором произведена замена и дата проведения замены. Эта информация, как правило, имеется на предприятиях в программах учета, например, таких как «1С: предприятие» и др. и легко экспортируется в виде таблицы 2 в практически любом требуемом формате.

Таблица 2

Вид импортируемых данных из внешней программы

Регистрационный номер автомобиля (N)	Пробег на момент замены, L	Дата на момент замены, D	Замененный элемент, E
1114	464680	01.03.2014	Масло моторное
1114	464680	01.03.2014	Фильтр масляный
1115	389056	25.02.2014	Фильтр-влагоотделитель
…	…	…	…

Назовем такой файл «1С». Работа программы начинается с импорта данных этого файла в программу. Далее в соответствии с имеющимся справочником наименований и периодичностей замен осуществляется расчет исходя из среднесуточного пробега (Lcc), определяемого экспериментально с учетом наблюдений (рис. 5). Выполненные наблюдения для конкретного автотранспортного предприятия [5, 6] показали, что величина среднего суточного пробега зависит от

времени года; зимой составляет около 200 км, в межсезонье - около 230 км, летом – 280 км.

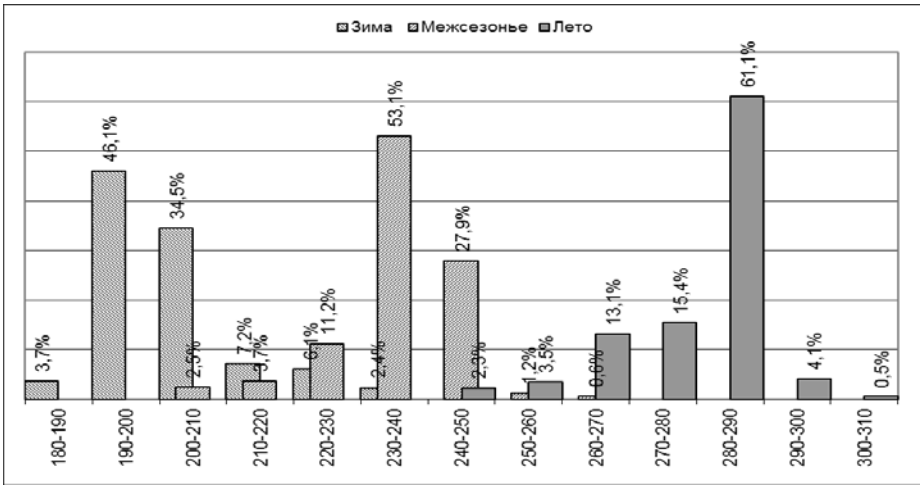


Рис. 5. Распределение пробега автомобилей по сезонам

Как правило, периодичности замен ограничиваются пробегом или временем. Так, например, у автомобилей-тягачей VOLVO FH12 воздушный первичный фильтр необходимо заменять через 180 тыс. км пробега или через 18 месяцев, топливный – через 20 тыс. км или один раз в два месяца. На автомобилях MERCEDES-BENZ ACTROS 1844 LS, к примеру, воздушный фильтр меняют через 180 тыс. км или через 24 месяца.

После импорта данных о последних проведенных работ, вычисляется разница между датой последней замены элемента *D* и текущей датой *DATE*. Полученная величина *TempD* умножается на среднесуточный пробег и определяется величина пробега на прогнозируемый период *TempL*.

В дальнейшем производится последовательное сравнение периодичности пробега для данного элемента. В случае, если величина пробега больше нормативной периодичности, определяется на сколько она больше и рассчитываются суммарные затраты (рис. 6). Если периодичность меньше – проверяется временное условие и аналогично рассчитывается кратность и затраты. Полученные данные выводятся в виде таблицы 3. Цикл расчета повторяется для каждого автомобиля по каждому наименованию.

Таблица 3

Вид выходных данных, полученных в результате расчета

Рег. номер автомобиля	Пробег на момент план. замены, км	Дата планируемой замены	Заменяемый элемент	Количество	Сумма затрат, грн.
1114	504575	05.09.2014	Масло моторное	36 л	1758
1114	504575	05.09.2014	Фильтр масляный	1 ед.	316
1115	389056	23.08.2014	Фильтр-влагоотделитель	1 ед.	475
…	…	…	…	…	…

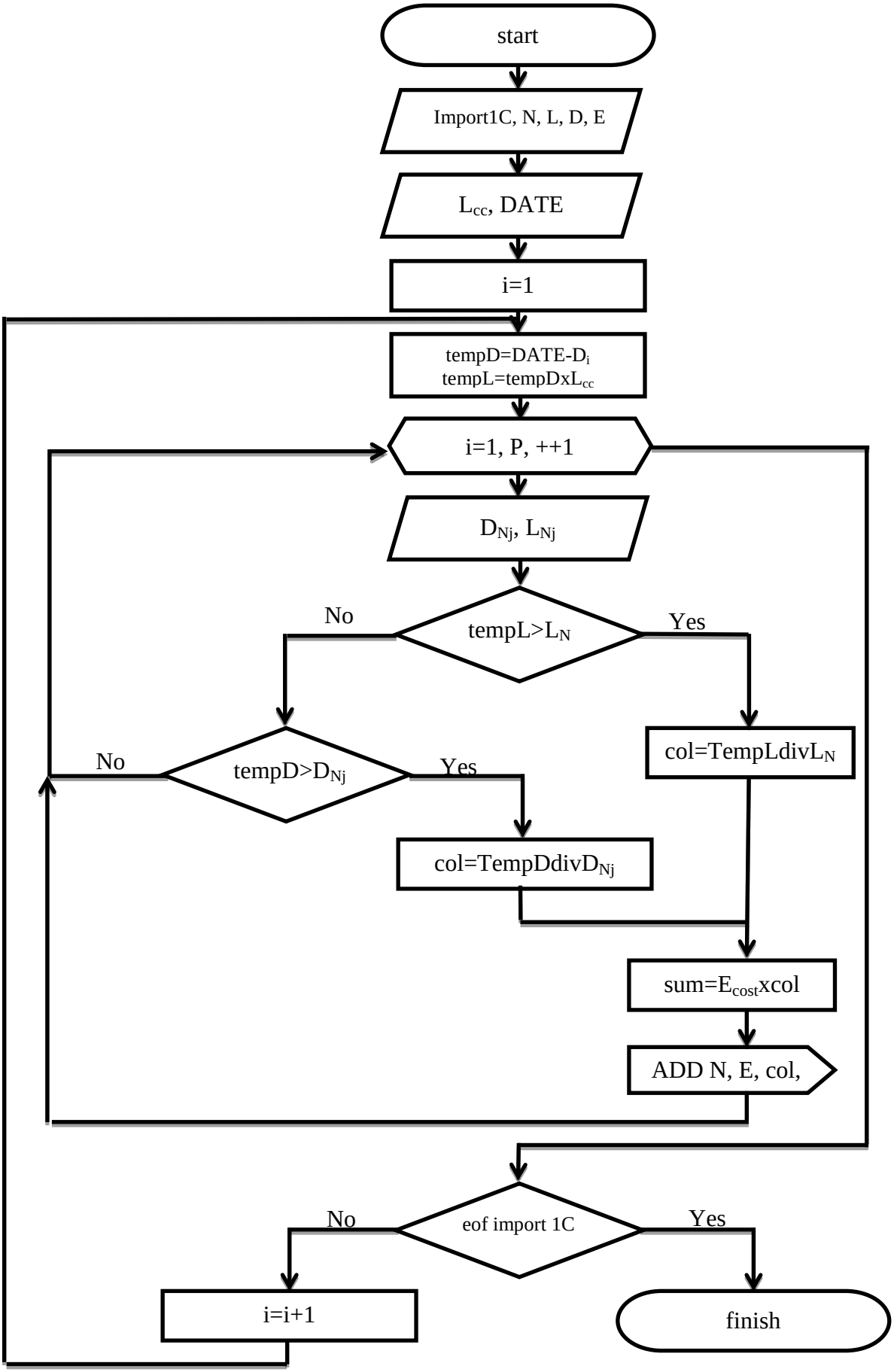


Рис. 6. Алгоритм работы программы для планирования расхода запасных частей

……

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренный метод нечеткого многокритериального анализа, построенный на основе нейронных сетей, основан на нечетком логическом выводе, который использует базу лингвистических правил, позволяет проводить прогнозирование отказов элементов автомобиля. Структура лингвистических множеств терма позволяет учесть особенности статистических данных. Полученная система позволит с достаточной точностью прогнозировать нужное количество запасных частей.

Использование программы позволит планировать проведение работ по техническому обслуживанию подвижного состава и своевременно заказывать необходимые комплектующие деталей или материалов. Возможно расширение возможностей программы путем добавления других деталей, например, тормозные колодки, шины и аккумуляторы, а также другие детали, средний ресурс которых может быть определен.

ЛИТЕРАТУРА

[1] N.Y. Govorushchenko, V.V. Baranov, "Metodika planirovanija rashoda zapasnyh chastej" ["Method of planning spare parts consumption"], Avtomobil'nyj transport - Road transport, no. 7, pp. 19 - 24, 1970.

[2] E.S. Kuznecov, V.P. Voronov, A.P. Boldin Tehnicheskaja jekspluatacija avtomobilej [Technical maintenance of vehicles]. Textbook for High Schools, edition 3, Moscow: Transport Publ., 1991.

[3] A.P. Kravchenko, E.A. Veritelnik, Statisticheskij analiz nadezhnosti avtomobilej - tjagachej MERCEDES - BENZ 1844 ACTROS LS [Statistical analysis of the reliability of cars, trucks MERSEDES - BENZ 1844 ACTROS LS], in Proceedings of the 7th International scientific conference "Problems quality and operation of motor vehicles" : May 16-18, 2012, Penza, Russia. Penza: PGUAS Publ., 2012. Pp. 188-192.

[4] C. Osovsky, "Nejronnye seti dlja obrabotki informacii" ["Neural networks for information processing"]. Moscow: Finances and Statistics Publ., 2002.

[5] Кравченко А.П. Исследования нарушений работоспособности автомобилей-тягачей VOLVO FH 1242 в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации / А.П. Кравченко, Е.А Верительник // Вісник СевНТУ, випуск 142, серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2013. – С. 100-103.

[6] Кравченко О.П. Статистичні дослідження несправностей автомобілів-тягачів Mercedes - Benz в гарантійний і післягарантійний періоди експлуатації / О.П. Кравченко, Є.А. Верітельник // Одинадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механиків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД. – 2013. – С. 112-113.

……

Контакты:

Проф., д-р техн. наук Александр Петрович Кравченко, асп. Евгений Анатолиевич Верительник, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, 91034, Украина, г. Луганск, кв. Молодежный 20а, ВНУ им. В. Даля, e-mail: avtoap@urk.net

МОДЕЛЬ ВЫБОРА ЛАКОКРАСОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ДОРОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Филь Наталья

Model selection of paintwork materials for metal road designs: *The multicriterion mo del of choice of pa intwork mat erials i s w orked o ut f or me tallic t ravelling c onstructions, t hat al lows t o ac cept scientifically-reasonable decisions on many criteria depending on the degree of vagueness of information.*

Key words: *metallic travelling constructions; paintwork materials; analytic hierarchy process*

ВЪВЕДЕНИЕ

Согласно статистическим данным за год на автодорогах Украины произошло 3317 дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с участием автомобильного транспорта, в которых 189 человек погибли и 1925 получили травмы.

Из них по вине водителей автомобильного транспорта за указанный период произошло 2016 ДТП, в которых 55 человек погибли, а 916 получили травмы различной степени тяжести.

За аналогичный период 2012 года на автодорогах Украины по вине водителей автомобильного транспорта было допущено 1989 ДТП, в которых 75 человек погибли и 781 получили травмы. То есть, уровень аварийности на автомобильном транспорте 2013 год по сравнению с 2012 годом по указанным абсолютным показателям составляет +1,4 % ; -26,7 % и +17,3 % соответственно.

Анализ ДТП за 12 месяцев 2013 по видам транспортных средств показал следующее:

- на пассажирском транспорте уровень аварийности по сравнению с аналогичным периодом 2012 следующий: на +3,5% увеличилось количество ДТП, на 23,4% уменьшилось количество погибших и на 24% увеличилось количество травмированных лиц;

- на грузовом автомобильном транспорте, перевозивший опасный груз, уровень аварийности по сравнению с аналогичным периодом 2012 следующий: 5% уменьшилось количество ДТП, не изменилась количество погибших и на 84% увеличилось количество травмированных;

- на легковых автомобилях - такси уровень аварийности по сравнению с аналогичным периодом 2012 следующий: на 55% уменьшилось количество ДТП, на 62,5% уменьшилось количество погибших лиц, на 41,7% уменьшилось количество травмированных лиц.

Техническое состояние дорожных ограждений является важным фактором безопасности дорожного движения на автомагистралях различного значения. Прочность стальной конструкции в результате многолетней эксплуатации в условиях агрессивной коррозионной среды может значительно уменьшиться за счет коррозионного разрушения составляющих ее элементов [1].

Среди многообразия средств и способов зашиты металлов от коррозии значительная роль принадлежит лакокрасочным материалам (ЛКМ).

Эффективность защиты изделия ЛКМ оценивается сроком службы, в течение кото- рого лакокрасочное покрытие сохраняет заданный комплекс своих свойств: декоративный вид, противокоррозионные свойства, износостойкость, стойкость к химическим реагентам, противообрастающие свойства и пр. Поэтому решающим фактором при выборе той или иной системы покрытия является ее способность защищать окрашенный объект в конкретных условиях эксплуатации

в течение требуемого эксплуатационного периода. При этом следует учитывать, что совокупные затраты на восстановление (ремонт) покрытия часто превышают затраты на его первичное нанесение, а качество восстановленных покрытий заведомо ниже первоначальных.

Эксплуатационные свойства лакокрасочного покрытия зависят от свойств используе- мых ЛКМ, которые гарантирует предприятие-изготовитель, качества подготовки поверхно- сти изделия перед окрашиванием и качества самого процесса окрашивания. При этом сле- дует всегда иметь в виду, что подготовка поверхности, как правило, является наиболее доро- гостоящей стадией и ее доля в суммарных расходах на окраску может достигать 70% и более.

В конечном счете, экономически целесообразно получать долговечные покрытия, используя высококачественные ЛКМ, современные оборудование и методы подготовки поверхности и нанесения материалов. Относительные эксплуатационные расходы при этом будут меньше за счет менее частого перекрашивания, увеличения продолжительности эксплуатации покрытия и самого изделия.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Поэтому долговечность металлической дорожных конструкции будет зависеть от правильно выбранной лакокрасочных материалов (ЛКМ).

Цель — повысить научную обоснованность выбора ЛКМ по многим критериям в условиях неопределенности за счет применения метода анализа иерархи (МАИ).

Для достижения этой цели необходимо выполнить ряд этапов:

1) построить иерархию проблемы и обосновать критерии выбора ЛКМ для металлических дорожных конструкций;

2) построить множество матриц парных сравнений альтернатив для разных уровней иерархии;

3) нормализовать вектор приоритетов, для определения относительной силы, «ценности» каждого отдельного критерия или альтернативы;

4) определить отношение согласованности для множества матриц парных сравнений с целью приемлемости экспертных оценок;

5) выполнить этапы 2-4 для всех уровней иерархии;

6) вычисление обобщенных весов ЛКМ и выбор наилучшего варианта.

Как известно, метод анализа иерархий является систематической процедурой для иерархического представления элементов, определяющих суть любой проблемы. Метод состоит в декомпозиции проблемы на более простые составляющие части и дальнейшей обработке последовательности суждений на основе парных сравнений. В соответствии с МАИ, для реализации метода необходимо осуществить следующие этапы.

Этап 1. Иерархия строится с вершины – цели, через промежуточные уровни (критерии, по которым производится сравнение вариантов) к нижнему уровню (который является перечислением альтернатив) [2]. Для нашей проблемы иерархия будет выглядеть следующим образом (рисунок).

Для выбора ЛКМ для металлических дорожных конструкций обоснованы следующие критерии: время сохранения декоративного вида, противокоррозионные свойства;износостойкость;стойкость к химическим реагентам;противообрастающие свойства; стоимость.

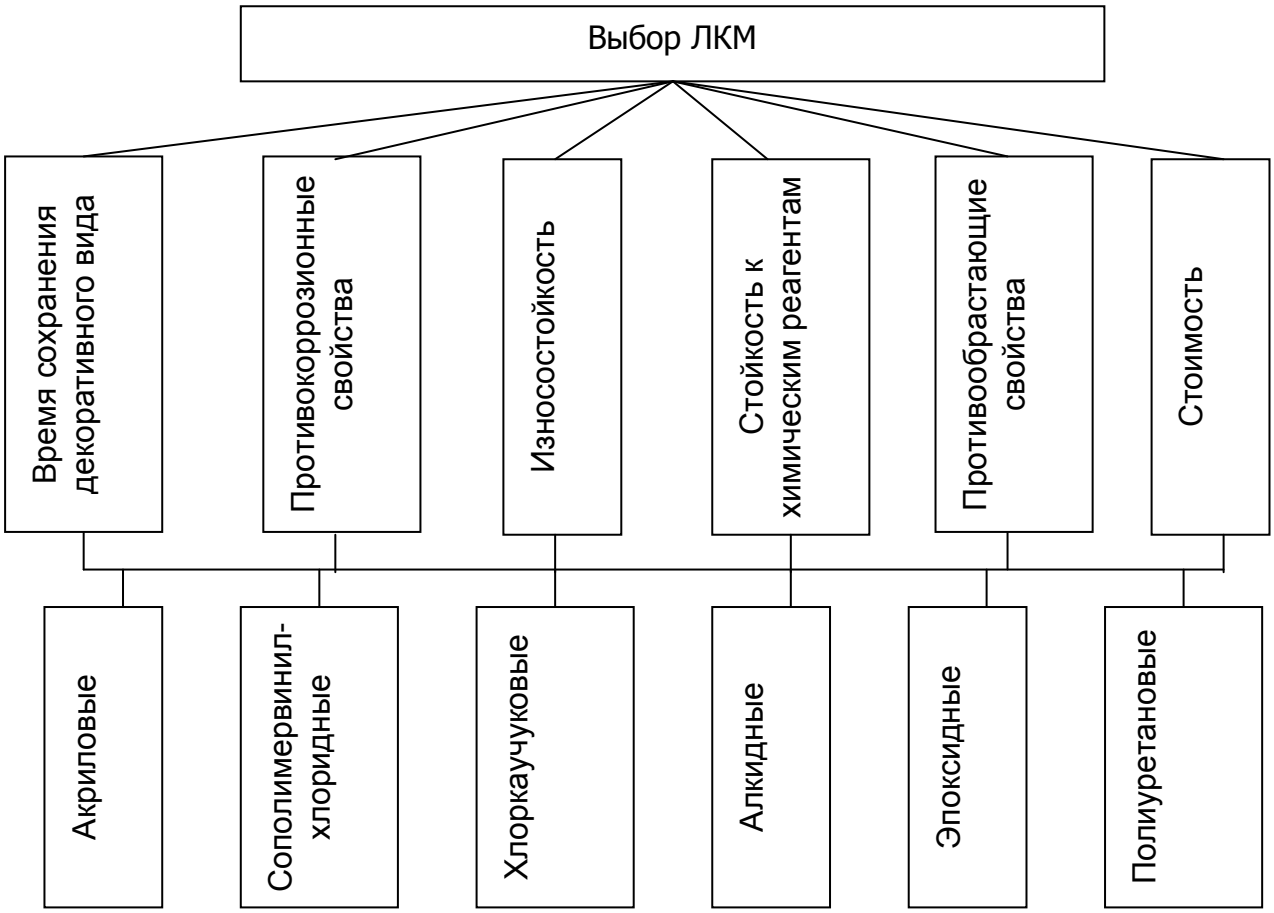


Рисунок 1 – Многокритериальная модель выбора ЛКМ

В качестве альтернатив были выбраны следующие варианты ЛКМ: акриловые, сополимервинилхлоридные, хлоркаучуковые, алкидные, эпоксидные, полиуретановые

Этап 2. На следующем этапе необходимо построить множество матриц парных сравнений для каждого из нижних уровней — по одной матрице для каждого элемента, примыкающего сверху уровня. Таким образом, получаем квадратную обратносимметричную т.е. $a_{ji} = \frac{1}{a_{ijj}}$ матрицу суждений. На данном этапе для получения каждой матрицы требуется $\frac{n(n-1)}{2}$ суждений (*n* — количество частных критериев).

Так как, $w_1, w_2, w_3, \ldots, w_n$ неизвестны заранее, то попарные сравнения элементов производятся с использованием субъективных суждений, численно оцениваемых по шкале, приведенной в таблице 1 [3].

Таблица 1. Шкала сравнений

1	Одинаковая значимость
3	Некоторое преобладание значимости
5	Существенное преобладание значимости
7	Очевидная значимость
9	Абсолютная значимость
2, 4, 6, 8	Промежуточные значения между соседними значениями шкалы

Пусть $A_1, A_2, A_3, \ldots, A_n$ — множество альтернатив ЛКМ из n элементов, $w_1, w_2, w_3, \ldots, w_n$ — соответственно их веса, или интенсивности. Сравнение весов можно представить в виде матрицы.

$$\begin{pmatrix} \frac{w_1}{w_1} & \frac{w_1}{w_2} & \frac{w_1}{w_3} & \ldots & \frac{w_1}{w_n} \\ \frac{w_2}{w_1} & \frac{w_2}{w_2} & \frac{w_2}{w_3} & \ldots & \frac{w_2}{w_n} \\ \frac{w_3}{w_1} & \frac{w_3}{w_2} & \frac{w_3}{w_3} & \ldots & \frac{w_3}{w_n} \\ . & & & & \\ \frac{w_n}{w_1} & \frac{w_n}{w_2} & \frac{w_n}{w_3} & \ldots & \frac{w_n}{w_n} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \ldots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \ldots & a_{2n} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & \ldots & a_{3n} \\ . & & & & \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \ldots & a_{nn} \end{pmatrix} \quad (1)$$

Далее строится матрица парных сравнений для частных критериев, представленная в табл.2.

Таблица 2. Матрица парных сравнений критериев

	Время сохранения декоративного вида	Противокоррозионные свойства	Износостойкость	Стойкость к химическим реагентам	Противообрастающие свойства	Стоимость
Время сохранения декоративного вида	1	1/5	1/3	1/3	1/3	1/2
Противокоррозионные свойства	5	1	2	2	2	3
Износостойкость	3	1/2	1	1	1	2
Стойкость к химическим реагентам	3	1/2	1	1	1	2
Противообрастающие свойства	3	1/2	1	1	1	2
Стоимость	2	1/3	1/2	1/2	1/2	1

Аналогично строятся матрицы попарных сравнений альтернатив по всем частным критериям.

Этап 3. Вычисляются компоненты собственного вектора как средние геометрические по строке. Компонента собственного вектора i-й строки матрицы A_{nn} вычисляется по формуле

$$b_i = \sqrt[n]{a_{i1} \times a_{i2} \times a_{i3} \times \ldots \times a_{in}} . \quad (2)$$

Компоненты собственного вектора нормируются, что дает вектор весов альтернатив. Для этого вычисляется сумма компонент вектора $\sum_{i=1}^{n} b_i$. Затем каждый элемент $b_1, b_2, \ldots, b_n$ делится на найденную сумму. Таким образом, получаем нормализованный вектор.

$$\overline{X} = \overline{\left(\frac{b_1}{\sum_{i=1}^{n} b_i}, \frac{b_2}{\sum_{i=1}^{n} b_i}, \ldots, \frac{b_n}{\sum_{i=1}^{n} b_i} \right)} = \overline{(x_1, x_2, x_3, \ldots, x_n)} \qquad (3)$$

Этап 4. После проведения всех парных сравнений и получения данных по собственному значению и собственному вектору можно определить согласованность. Для этого, используя отклонение максимального собственного числа от размерности матрицы λ_{max}, строим величину, называемую индексом согласованности $\text{ИС} = (\lambda_{max} - n)/(n - 1)$, где n — число сравниваемых элементов. Затем сравниваем ее с соответствующим индексом, полученным для матрицы, построенной случайным образом, и получаем отношение согласованности ОС=ИС/СС. Случайные согласованности для матриц разного порядка выбираются из табл. 3.

Таблица 3 – Значения средней случайной согласованности для случайных обратно симметричных матриц разного порядка [2]

Размер матрицы *n×n*	3	4	5	6	7	8	9	10
Средняя случайная согласованность	0,58	0,90	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49

Приемлемым является ОС не более 10%. В некоторых случаях можно допустить 20%, но не более. Иначе необходимо произвести переоценку соответствующей матрицы. Для таблицы парных сравнений критериев ОС=0,2619%.

Этап 5. Этапы 2,3 и 4 проводятся для всех уровней и групп в иерархии.

Этап 6. Проводится вычисление обобщенного веса варианта ЛКМ путем последовательного взвешивания векторов весов нижележащего уровня (вариантов ЛКМ) компонентами вектора весов вышележащего уровня (частных критериев). Результаты расчетов представлены в виде табл. 4.

Таблица 4. Результаты расчета обобщенных весов ЛКМ

Веса / ЛКМ	0,057	0,323	0,175	0,175	0,175	0,096	Обобщенные веса
Акриловые	0,04	0,03	0,03	0,03	0,18	0,05	0,0588
Сополимервинилхлоридные	0,26	0,12	0,12	0,12	0,21	0,37	0,1679
Хлоркаучуковые	0,12	0,26	0,11	0,11	0,07	0,15	0,156
Алкидные	0,25	0,16	0,19	0,18	0,32	0,11	0,1972
Эпоксидные	0,24	0,14	0,18	0,19	0,15	0,13	0,1624
Полиуретановые	0,09	0,29	0,37	0,37	0,07	0,19	**0,2588**

На основании полученных обобщенных весов ЛКМ, выбран вариант, имеющий максимальную величину — Полиуретановые ЛКМ.

Применение выбранных ЛКМ позволит увеличить срок службы дорожных конструкций, в том числе за счет повышения стойкости к коррозии, а также сократить затраты на эксплуатацию дорожных конструкций: ремонт, закупку лакокрасочных материалов, услуг по их нанесению.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана многокритериальная модель выбора ЛКМ для металлический дорожных конструкций, которая позволяет принимать научно-обоснованные решения по многим критериям в зависимости от степени неопределенности информации.

Таким образом, в статье получил дальнейшее развитие метод анализа иерархий за счет распространения его на новую предметную область — выбор ЛКМ для металличемких дорожных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Общие рекомендации по выбору лакокрасочных материалов [Электронный ресурс] – [Режим доступа : http://www.gammalkm.spb.ru/pablic /Applicat_Paints-oct-2007.pdf].

[2] Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий. — М.: Радио и связь, 1993. — 320с.

За контакти:

PhD, Филь Наталья, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, г. Харьков, ул. Петровского, 25, тел.: +7(068)617-76-94, e-mail: fnu@hotmail.ru

УДК 656.073

ФОРМИРОВАНИЕ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ГРУЗОВОГО ТЕРМИНАЛА С СИСТЕМОЙ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЯ

Наталья Юрьевна Шраменко

Аннотация. *Предложена автоматизированная система для выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминала с системой поддержки принятия решения.*

Ключевые слова: *автоматизированная система, грузовой терминал, ресурсосберегающая технология, модель*

FORMING RESOURCE-SAVING TECHNOLOGY CARGO TERMINAL WITH A DECISION SUPPORT SYSTEM

Natalya Shramenko

Abstract. *We propose an automated system for the selection of resource-saving technologies cargo terminal with a decision support system*

Keywords: *automated system, cargo terminal, resource-saving technology, the model*

ВВЕДЕНИЕ

Современный транспортный рынок (техническое развитие, конкуренция, рыночные отношения) требует новых стандартов организации транспортного обслуживания с учетом интересов как производителей транспортных услуг, так и потребителей. С одной стороны, необходимо решать логистические задачи: оптимизировать транспортный процесс, находя внутренние резервы и уменьшая общие затраты. С другой, - создать условия относительно удовлетворения требований потребителей. Необходимо также учитывать, что на практике для каждой отдельной среды присущи свои уникальные условия, которые влияют на характер функционирования всей системы. Учитывая это, предлагается объединение научного подхода и практической актуальности.

Наиболее перспективным направлением в решении проблемы повышения эффективности функционирования терминальных систем при мелкопартионных перевозках грузов является развитие технологий, которые бы объединяли преимущества геоинформационных систем, математического программирования и эвристики.

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ

Предложенный в [1] способ организации и управления транспортно-складскими комплексами предусматривает применение модели логистической системы транспортно-складского комплекса. Недостатком является то, что этот способ не предусматривает экономии ресурсов разных типов, а рассматриваемые технологические процессы не в полной мере характеризуют работу терминального комплекса.

Автором в [2] предложен способ организации обслуживания грузовладельцев на терминале путем ускоренной обработки тарно-штучных грузов, где вариант технологии обработки грузов на терминале выбирается исходя из требований и финансовых возможностей потребителей. Преимуществом такого подхода является учет интересов грузовладельцев при формировании технологии функционирования терминала. Однако при оптимизации считается, что время выполнения

технологических операций с грузами на терминале нормируется, а не определяется с учетом экономии его ресурсов при взаимосогласованности условий обслуживания с грузовладельцами.

Большинство исследователей среди приоритетных направлений усовершенствования процесса доставки мелкопартионных грузов автомобильным транспортом выделяют прежде всего следующие [3-5]:

– разработка общей методологии и моделей функционирования средних систем, без которых нет законченной теории процесса систем нижнего уровня;

– разработка ресурсосберегающих технологий работы подсистем процесса доставки;

– разработка концепции применения автоматизированных систем как инструмента решения системных и частных задач транспортного рынка на основе использования принципов логистики и маркетинга.

Существующие системы выбора рациональной технологии обработки грузов на терминале не учитывают интересы грузовладельцев относительно обслуживания и не предусматривают возможность корректирования существующей технологии при переменном спросе на доставку грузов для экономии транспортно-складских ресурсов.

ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

Целью исследования является выбор ресурсосберегающей технологии грузового терминала с помощью автоматизированной системы с системой поддержки принятия решения для повышения эффективности использования производственных ресурсов грузового терминала.

Задачами, поставленными в основу исследования, являются:

– разработка модели выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминального комплекса, учитывающей интересы грузовладельцев и перевозчиков**;**

– разработка технических и технологических рекомендаций для создания автоматизированной системы выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминала с системой поддержки принятия решения, что позволит достичь экономии людских и транспортно-складских ресурсов за счет уменьшения их непроизводительного простоя.

СИСТЕМА ВЫБОРА РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ГРУЗОВОГО ТЕРМИНАЛА

В проведенных исследованиях [6, 7] предложена математическая формализация процесса формирования рациональной технологии функционирования терминальной системы с учетом интересов всех субъектов в условиях ресурсосбережения, что обуславливает необходимость разработки атоматизованной системы функционирования грузового терминального комплекса.

Автоматизированная система грузового терминального комплекса содержит автоматизированные рабочие места (АРМ) диспетчера логистического центра грузового терминала (ДЛЦТ) и операторов терминала (ОТ), которые соединены между собой средствами связи. Предлагается в автоматизированную систему дополнительно ввести блок моделирования и блок поддержки принятия решения, установленные на каждом АРМ ДЛЦТ, которые предназначены для выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминала при осуществлении обработки грузопотока и взаимосогласованности действий операторов отдельных зон терминала с использованием данных, которые поступают и заносятся в базу данных блока входящей информации АРМ ДЛЦТ. При этом проводится формирование множества технологий *W* обработки грузопотока на терминале,

вычисляются затраты и общее время выполнения операций по каждой из технологий из множества *W* и выбирается наиболее приемлемая по критерию, который предусматривает минимизацию затрат, связанных с функционированием терминала, учитывающих затраты на содержание и эксплуатацию трудовых и транспортно-складских ресурсов:

$$C = \sum_{i=1}^{k} C_{\text{зп}} \cdot N_i^{\text{пер}} + \sum_{j=1}^{n} (C_{\text{ам}} + C_{\text{то}} + C_{\text{ш}} + C_{\text{нв}}) \cdot N_j^{\text{ПРМ}} + \sum_{j=1}^{n} C_{\text{топ}} \cdot t_{\text{раб}} \cdot N_j +$$
$$+ \frac{Q_j^2 \cdot C_{\text{а}} \cdot (1+\nu^2)}{2 \cdot W_{\text{сум}} \cdot (T_{\text{н}} \cdot W_{\text{сум}} - Q)} + \sum_{j=1}^{n} C_{\text{пр}} \cdot (N_j - N_{\text{норм}}) \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{пер}}) + C_{\text{хр}} \cdot t_{\text{об}} + \quad (1)$$
$$+ \sum_{j=1}^{n} C_{\text{штр}} \cdot (N_{\text{норм}} - N_j) \cdot W_i \cdot T_{\text{н}} + N_i \cdot C_{\text{зп}} + \frac{p \cdot Q_j}{q_i} \cdot t_{\text{то}} \cdot C_{\text{то}} \rightarrow \min ,$$

при ограничении

$$t_{\text{об}} < t_{\text{дог}} , \quad (2)$$

где $C_{\text{зп}}$ – заработная плата персонала *i*-ой квалификации с учетом начислений, грн/сут;

$N_i^{\text{пер}}$ – количество персонала *i*-ої квалификации, чел;

$C_{\text{ам}}$ – амортизационные отчисления на полное восстановление машин и сменного рабочего оборудования, грн/сут;

$C_{\text{то}}$ – стоимость технического обслуживания и текущего ремонта, грн/сут;

$C_{\text{шн}}$ – стоимость ремонта и полного восстановления шин (при наличии), грн/сут;

$C_{\text{нв}}$ – накладные расходы, грн/сут;

$N_j^{\text{ПРМ}}$ – количество погрузочно-разгрузочных механизмов *j*-го типа, од.

$C_{\text{топ}}$ – затраты на энергоносители, топливо, смазочные материалы ПРМ, грн/ч.;

$t_{\text{раб}}$ – время работы ПРМ, ч.

$C_{\text{а}}$ – стоимость 1 ч. простоя автомобиля, грн/ч.;

Q_j – объем груза, поступающего на терминальный комплекс, т/сут;

ν – коэффициент вариации случайной величины Q_j;

$W_{\text{сум}}$ – общая производительность всех ПРМ при соответствующем входящем потоке Q_j, т/ч.;

$T_{\text{н}}$ – время работы погрузочно-разгрузочного фронта, ч/сут.;

$C_{\text{пр}}$- стоимость 1 ч. простоя системы, грн/ч.;

$t_{\text{см}}$ – продолжительность рабочей смены на терминале, ч.;

$t_{\text{об}}$ – время на полную обработку груза на терминале, ч.

$C_{\text{хр}}$ – стоимость хранения груза, грн/ч.;

$C_{\text{штр}}$ – штраф за каждую не обслуженную тонну груза в результате недостатка складских ресурсов, грн/т.

N_i – количество работника таможенной службы в зоне таможенного контроля, чел.;

$C_{\text{зп}}$ – заработная плата работника таможенной службы, грн/сут.;

p- вероятность прохождения грузом Q_j таможенного контроля;

$C_{\text{то}}$ – стоимость нахождения груза в зоне таможенного оформления, грн/ч;

q_i – размер партии, т;

$t_{\text{то}}$ – время на прохождение таможенного осмотра одной партией груза, ч;

$t_{\text{дог}}$ – договорное время обработки груза на терминале, ч.

Автоматизированная система для выбора ресурсосберегающей технологии

грузового терминала с системой поддержки принятия решения (рис. 1) работает следующим образом. Операторы зон терминала 1,2,…*f* вначале смены реально оценивают ситуацию на складе на текущий момент времени, учитывая резервы складских площадей и механизмов, и через устройства ввода начальной информации АРМ ОТ (1) отправляют информацию на АРМ ДЛЦТ в блок ввода и обработки информации (5), на который также поступает информация от смежных информационных систем (2), через сеть Интернет заявки грузовладельцев (характеристика грузопотока, количество клиентов, объемы партий отправки, время подачи транспортного средства) на определенный период (3), параметры моделирования и ограничения с помощью интерфейса пользователя АРМ ДЛЦТ (4). Информация о количественном составе мелкотоннажных автомобилей, транспортно-складских механизмов и имеющегося персонала, которые оснащены радиочастотными метками для дистанционного считывания, фиксируется устройствами считывания, размещенными в местах пересечения границ отдельных зон терминала, передается на АРМ ДЛЦТ в блок (5). Информация о времени выполнения отдельных технологических операций на терминале передается с помощью проводного или беспроводного соединения с использованием устройств измерения и контроля времени выполнения технологических операций, которые размещаются в контрольных точках зон их выполнения. Накопленная информация из блока (5) поступает на входы блока моделирования (6), где проводится несколько экспериментов (для которых отличается количество транспортно-складских и трудовых ресурсов, время выполнения технологических операций) по формированию ресурсосберегающей технологии обработки грузопотока на терминале на определенный период и вычисляются затраты и общее время выполнения операций по каждой из технологий из множества *W*. Варианты моделирования поступают в блок поддержки принятия решения (7), где выполняется выбор оптимального варианта технологии функционирования терминала на основе критерия, который предусматривает минимизацию затрат, связанных с обработкой грузопотока на терминале, учитывающих затраты на содержание и эксплуатацию трудовых и транспортно-складских ресурсов. Если на любом этапе блоком поддержки принятия решения (7) не удается найти оптимальное решение задачи, или задачу решить невозможно, ДЛЦТ осуществляет корректировку параметров моделирования (4), после чего проводятся эксперименты до тех пор, пока не будет наилучшим образом для определенного периода удовлетворено условие блока поддержки принятия решения, и ДЛЦТ получает рекомендации с возможностью формирования аналитических отчетов (8). По результатам принятого ДЛЦТ окончательного решения относительно оптимального варианта ресурсосберегающей технологии обработки грузопотока на терминале для определенного периода через сеть Интернет согласовываются действия с операторами всех зон терминала (9) и присылается информация на АРМ ОТ (1) относительно технологических параметров, оптимального количества персонала и транспортно-складских механизмов на определенный период для заданного объема заявок грузовладельцев.

Применение предложенной автоматизированной системы для выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминала с системой поддержки принятия решения позволяет повысить эффективность использования производственных ресурсов грузового терминала, что достигается за счет: сокращения непроизводительных простоев персонала и погрузочно-разгрузочных механизмов, сокращения простоя транспортных средств под грузовыми операциями, определения оптимального количества трудовых и транспортно-складских ресурсов разных типов в зонах терминала, сокращения времени продвижения грузопотока в цепи поставки в результате синхронизации логистических потоков.

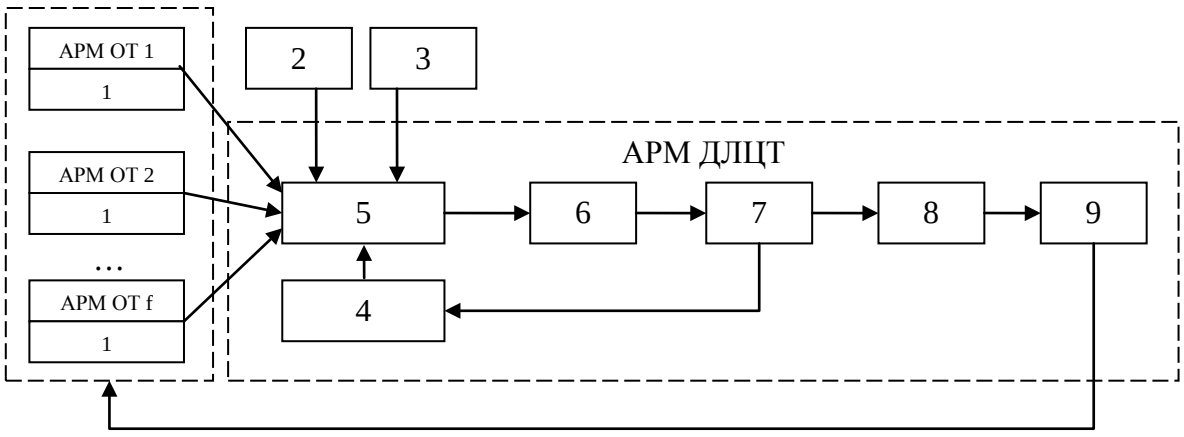


Рис.1. Структурная схема автоматизированной системы для выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминала с системой поддержки принятия решения: 1- устройства ввода начальной информации АРМ ОТ; 2 – смежные информационные системы; 3 - грузовладельцы; 4 - интерфейс пользователя АРМ ДЛЦТ; 5 - блок ввода и обработки информации АРМ ДЛЦТ; 6 - блока моделирования; 7 - блок поддержки принятия решения; 8 - формирования аналитических отчетов в АРМ ДЛЦТ; 9 – согласование действий ДЛЦТ с операторами всех зон терминала

Предложенная автоматизированная система управления процессом обработки грузопотока на терминале предусматривает возможность модернизировать сбор и обработку информации, будучи автоматизированной, повысить точность измеряемых параметров и их статистическую достоверность, усовершенствовать качество получаемой информации; позволяет автоматизировать процесс выбора ресурсосберегающей технологии обработки грузопотока на терминале, осуществить оперативное планирование и корректирование существующей технологии при переменном спросе на обработку грузов для экономии транспортно-складских и трудовых ресурсов, исключить «человеческий фактор» при принятии решения, уменьшить время принятие управленческих решений при организации процесса обработки грузов на терминале. Данная система расширяет информационные возможности АРМ ОТ и АРМ ДЛЦТ: позволяет осуществлять выбор ресурсосберегающей технологии грузового терминала с учетом имеющихся резервов и технического оснащения с обеспечением минимальных затрат терминала и с учетом интересов грузовладельцев и перевозчиков; предусматривает возможность принятия управленческих решений при возникновении непредусмотренной ситуации путем внесения коррективов при формировании технологии; обуславливает повышение качества обслуживания грузовладельцев.

ВЫВОДЫ

Предложена модель, предусматривающая минимизацию затрат, связанных с функционированием терминала, и позволяющая осуществлять выбор ресурсосберегающей технологии грузового терминала с учетом имеющихся резервов и технического оснащения терминала, а также с учетом интересов грузовладельцев и перевозчиков.

Разработаны рекомендации для создания автоматизированной системы выбора ресурсосберегающей технологии грузового терминала, которая содержит автоматизированные рабочие места диспетчера логистического центра терминала,

операторов терминала, которые соединены между собой средствами связи. Система отличается тем, что имеет блок моделирования и блок поддержки принятия решения, установленные на каждом автоматизированном рабочем месте диспетчера логистического центра грузового терминала, предназначенные для выбора ресурсосберегающей технологии обработки грузопотока на терминале и согласованности действий операторов отдельных зон терминала.

Предложенная автоматизированная система повышает эффективность использования транспортных средств, трудовых и транспортно-складских ресурсов за счет уменьшения их непроизводительного простоя; обеспечивает согласованность действий субъектов терминальной системы. Для получения информации о количественном составе мелкотоннажных автомобилей, транспортно-складских механизмов и имеющегося персонала предлагается использовать радиочастотные метки для дистанционного считывания, информация с которых фиксируется устройствами считывания, размещенными в местах пересечения границ отдельных зон терминала. Для определения времени выполнения отдельных технологических операций на терминале в системе предложено использовать устройства измерения и контроля времени выполнения технологических операций, которые размещаются в контрольных точках зон выполнения этих операций, с использованием проводного или беспроводного соединения.

ЛИТЕРАТУРА

1.Нечаев Г.И. Основы организации работы и управления транспортно-складскими комплексами/ Г.И. Нечаев - Луганск: ВУГУ, 1998. - 226 с.

2.Самойленко А.С. Усовершенствование технологии ускоренной переработки тарно-штучних грузов на терминалах в условиях рынка транспортных услуг: Автореф. дис. канд. техн. наук: Спец. 05.22.01 - транспортные системы. Харьк. нац. автомоб.-дорожн. ун-т - Х., 2009. - 22 с.

3.Миротин Л.Б. Логистика, технология, проектирование складов, транспортных узлов и терминалов/ Л.Б. Миротин, А.В. Клубень, В.А. Демин - М.: Феникс, 2009. - 416с.

4.Ларин О.Н. Методология организации и функционирования транспортных систем регионов: монография/ О.Н. Ларин - Челябинск: Изд-Во Юургу, 2007. - 205 с.

5.Шраменко Н.Ю. Теоретико-методологічні основы эффективного функционирования терминальных систем при доставке дрібнопартіонних грузов: монография/ Н.Ю. Шраменко - Харьков: ХНАДУ, 2010. - 156 с.

6.Шраменко Н.Ю. Формализация процесса функционирования грузового терминала// Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: материалы междун. науч.-практ. конф. - Пермь, 2012. -том 2 - С. 242-247.

7.Шраменко Н. Ю. Методологический подход к формализации процесса функционирования терминальных систем в условиях ресурсосбережения / Н.Ю. Шраменко/ Вестник ПНИПУ «Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности» - Пермь: 2013. - № 1. - С. 186-194.

R E F E R E N C E S

1. Nechaev G.I. Osnovy organizacii raboty i upravlenija transportno-skladskimi kompleksami/ G.I. Nechaev - Lugansk: VUGU, 1998. - 226 p.

2. Samoylenko A.S. Technology improvement for the accelerated processing of the piece goods at the terminals in conditions of the transportation services market: Avtoref. dis. kand. tehn. nauk: spec. 05.22.01 - transportnye sistemy. Har'k. nac. avtomob.-dorozhn. un-t - H., 2009. – 22 p.

3. Mirotin L.B. Logistika, tehnologija, proektirovanie skladov, transportnyh uzlov i terminalov/ L.B. Mirotin, A.V. Kluben', V.A. Demin - M.: Feniks, 2009. – 416 p.

4. Larin O.N. Metodologija organizacii i funkcionirovanija transportnyh sistem regionov: monografija/ O.N. Larin - Cheljabinsk: Izd-Vo Juurgu, 2007. - 205 p.
5. Shramenko N.Ju. Teoretiko-metodologichni osnovy jeffektivnogo funkcionirovanija terminal'nyh sistem pri dostavke dribnopartionnih gruzov: monografija/ N.Ju. Shramenko - Har'kov: HNADU, 2010. - 156 p.
6. Shramenko N.Ju. Formalization of the process operation of the cargo terminal // Modernizacija i nauchnye issledovanija v transportnom komplekse: materialy mezhdun. nauch.-prakt. konf. - Perm', 2012. -tom 2 - P. 242-247.
7. Shramenko N. Ju. Methodological approaches to characterize of terminal systems operation in the conditions of resources saving / N.Ju. Shramenko/ Vestnik PNIPU «Ohrana okruzhajushhej sredy, transport, bezopasnost' zhiznedejatel'nosti» - Perm': 2013. - № 1. - P. 186-194.

The contact information

Shramenko Natalya Y.
Kharkov National Automobile and Highway University
E-mail: nshramenko@gmail.com
Department of Transportation
street. Petrovsky, 25, Kharkov, 61002
Contact tel.: (38)-057-707-37-20; mobile (+38) 067-785-71-89
Ph.D., Associate Professor, Laureate of Ukrainian President's Prize
The field of scientific interests: Improving the efficiency of terminal systems.

УДК 629.331

КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУКТУРНЫХ СВОЙСТВ ОБЪЕКТОВ ДЛЯ ИНФОРМАЦИОННОЙ ПОДГОТОВКИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА

Ю.В. Дудукалов

В статье изложен системно-функциональный подход к разработке классификации структурных свойств объектов для подготовки информационного обеспечения процессов технического обслуживания и ремонта средств транспорта при использовании CALS-технологий.

CLASSIFICATION OF STRUCTURAL PROPERTIES OF OBJECTS FOR INFORMATION PREPARATION OF MAINTENANCE AND REPAIR OF AUTOMOBILES

Yu.V. Dudukalov

In article systemic-functional approach to development of classification of structural properties of objects for preparation of information support of processes of maintenance and repair of automobiles when using CALS technologies is stated.

Введение

Решению проблем повышения надежности работы средств автомобильного транспорта (САТ) способствует информатизация их технического обслуживания и ремонта (ТОиР) на базе принципов CALS-технологий, обеспечивающих непрерывную информационную поддержку жизненного цикла продукта. Системный анализ, устанавливающий полное множество классифицируемых структурных свойств, создает условия для максимально эффективного использования преимуществ информационных технологий.

При системной информатизации бизнес-процессов на предприятиях ТОиР речь должна идти не просто о технологических электронных каталогах и мультимедийных средствах, а о создании единого информационного компьютеризированного пространства для подразделений по подготовке и управлению производством и производственными процессами на основе внедрения комплексных автоматизированных систем. Для этого в рамках системного подхода необходимо выявить и классифицировать структурные свойства объектов ТОиР, которые закономерно устанавливают соответствующую структуру технологической системы (ТС) и алгоритмы её функционирования. Современной инфраструктуре транспортного комплекса соответствует интеллектуально-интегрированный уровень управления подразделениями и отдельными частями, в том числе интеллектуализированных ТС ТОиР, что определяет актуальность и востребованность дальнейших исследований по совершенствованию их информационного обеспечения.

Анализ последних публикаций

Несмотря на наличие большого количества работ, посвященных описанию и системному моделированию технических объектов различного назначения [1,2 и др.], до настоящего времени, на наш взгляд, не созданы наиболее общие их модели, использование которых позволит определить направления их изучения с единых методологических позиций в соответствии с принципами системно-процессного

подхода. Также не выработаны единые классификационные признаки для множества свойств технических объектов, занимающих разнообразное положение в иерархии техносферы, в том числе для САТ, подлежащих ТОиР [3,4].

Целью исследования является обоснование классификационных признаков на основе системно-процессного моделирования технических объектов и разработка классификаций структурных свойств для САТ применительно к проведению работ в ТС ТОиР с учетом требований CALS-технологий.

Материалы и результаты исследования

Вопросы обоснования классификационных признаков для структурных свойств ТС ТОиР рассматриваются на базе моделирования технических объектов и отношений с учётом последовательного развёртывания информации.

Как было показано нами в работе [4], в качестве базовой модели может использоваться универсальный моделирующий блок, в котором можно выделить преобразующую ТС ТОиР и преобразуемую САТ взаимодействующие системы, которые также взаимодействуют с внешней средой. Моделирующий блок является общей системно-процессной моделью ТС ТОиР, отражающей преобразующие функции ТС и происходящие преобразования при изменении технического состояния САТ в ходе ТОиР (рис. 1).

Для произвольной системы $S_{tm}^{(kk)}$, где $kk \in \{xx, yy, vv, ww\}$, в начальный x и конечный y моменты времени tm, $m \in \{x, y\}$. Рассматриваются системы ТС ТОиР и САТ состояние которых соответствует индексу (kk), а также S_p – внешняя среда.

Тройной горизонтальной стрелкой для САТ и двойной ломаной для ТС обозначено целевое преобразование по осуществлению ТОиР в ТС. Двойными вертикальными показаны взаимодействия между ТС ТОиР и САТ, причем в момент времени tx – это идентификация объекта, а в ty – контроль качества выполнения работ по ТОиР. Верхней дугой показано вынужденное преобразование, возникающее вследствие изменения ресурса преобразующей системы ТС ТОиР при ее воздействии на преобразуемую систему САТ. Одинарные отрезки отражает взаимодействие систем (подсистем) со средой S_p, а нижняя дуга - преобразование внешней среды S_p при взаимодействиях систем.

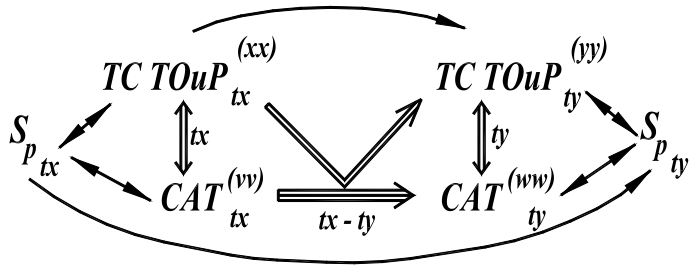


Рисунок 1 – Моделирующий блок для процессов ТОиР

Модель (рис. 1) получена путем подстановки каждой преобразующей функции ТС ТОиР на САТ с учетом их расположения во взаимодействии в среде. Эта модель отражает общую структуру взаимодействующих систем (подсистем) на протяжении двух фаз: начальной (индексы подсистем *xx* и *vv*) и конечной (индексы подсистем *yy* и *ww*). Модель далее может конкретизироваться на основе используемых при решении задач анализа и синтеза ТС ТОиР объектных и классификационных

иерархий. Для технических объектов САТ важным является приведение в требуемое состояние *(ww),* что достигается за счёт определённых действий.

При определении условий, устанавливающих готовность технических объектов выполнять свои функции, необходимо принимать во внимание, что они являются искусственными материальными образованиями с конечным ресурсом, предназначенными для цикличного функционирования. Первое из указанных обстоятельств требует выполнения подготовительных работы (функций), связанных с созданием и подготовкой к функционированию ТС и проведения ТОиР. Второе - обуславливает необходимость выполнения завершающих цикловых функций.

Представление системы может быть использовано как основа методических средств, применяемых для информатизации развивающихся ТС ТОиР. Функции, принципы действия, процессы, структуры и параметры являются внутренними атрибутами системы, которые должны соответствовать внешним атрибутам. Предлагаемое описание системы в рамках системно-процессного подхода получается достаточно информативным [4], и может включать в общей сложности для объектов техносферы 21 иерархический уровень:

уровень *У1* - поверхности, сочетания поверхностей деталей;

уровень *У2* - деталь, детали (звенья) механизмов и машин;

уровень *У3* - кинематические пары, узлы;

уровень *У4* - кинематические группы, блоки;

уровень *У5* - механизмы, агрегаты;

уровень *У6* - системы механизмов, агрегатов;

уровень *У7* - машины, аппараты;

уровень *У8* - системы машины, системы аппаратных средств;

уровни *У9-У21* - интегральные одно- и многомерные системы машин, технические системы различного уровня, техносфера Земли и метатехносфера.

В настоящее время реальные технические объекты в существующей конструкторско-технологической практике для ТОиР могут сформировать структурно различимые иерархические уровни только с *У1* по *У8*. Совокупность существенных атрибутов технических объектов включает:

1) сфера применения, область эксплуатации;

2) предназначение, конкретные потребительские свойства;

3) выполняемые функции, функциональные возможности;

4) кластеры физических и химических эффектов (принципы действия);

5) процессы функционирования (эксплуатации, изнашивания, технического обслуживания, ремонта и восстановления);

6) структура, структурирование технического объекта;

7) параметры, диапазоны их изменения.

Множество квалификационных признаков, как совокупность существенных атрибутов, определяется для технических объектов, рассматриваемых как сложные системы в реальном, семиотическом и мыслительном пространствах. Все атрибуты технических объектов имеют область допустимых значений, которая устанавливается соответственно параметрическими, структурными, функциональными и другими видами ограничений. Свойства реализуются при целевых преобразованиях в процессе эксплуатации.

Следует отметить, что в реально действующих технических системах, таких как САТ, протекают не только целевые, подготовительные и информационно-управляющие процессы, но также и «негативные», вызывающие отклонения от первоначального состояния, снижающие эффективность функционирования. Это процессы разрушения системы и её элементов, старения, нарушения и искажения функций, отставания от времени и т.д. Классификация структурных свойств технической системы, обусловленная возникающими отклонениями и дефектами,

может быть отнесена к её существенным атрибутам (табл. 1) и к различным иерархическим уровням (табл. 2).

Часть указанных табл. 1 атрибутов (сфера применения и предназначение технических объектов) является внешней по отношению к рассматриваемой технической системе САТ, и относится к надсистеме.

Таблица 1- Классификация отклонений и дефектов базовых атрибутов технических объектов

Существенные атрибуты технических объектов	**Процесс, обуславливающий отклонения и дефекты**	**Природа отклонения или дефекта**	**Процесс устранения отклонений и дефектов**
1	2	3	4
1. Сфера применения	Моральное старение, моральный износ	Не удовлетворяется новый спрос или возрастает конкуренция	Инновационное развитие, НИР, синтез нового объекта
2. Предназначение	Возникают новые задачи для объектов, выходящие за область первоначального назначения	Ограниченность возможностей применения объекта	Модернизация, совмещение модернизации с ТОиР (капитальный ремонт)
3. Функции	Функциональный отказ технического объекта	Нарушение функциональных возможностей, снижение эффективности	Процесс восстановления функции в ходе ТОиР (капитальный ремонт)
4. Кластеры физических и химических эффектов (принципы действия)	Нарушены условия реализации принципа действия при конструировании или в процессе эксплуатации	Не реализуется рабочий процесс из-за нарушения условий	Процесс восстановления функции в ходе ТОиР (капитальный ремонт)
5. Процессы функционирования	Функциональный отказ, нарушение условий реализации процесса	Не осуществляется функциональный процесс	Процесс восстановления функционального процесса
6. Структура	Поломки отдельных элементов	Убыль элементов структуры, нарушение структуры	Процесс восстановления структуры, запасные детали
7. Параметр	Процессы изнашивания и разрушения, параметрический отказ	Превышение пределов допустимого отклонения	Восстановить параметр в допустимых пределах (ТОиР)

Таблица 2 – Классификация структурных свойств процессов ТОиР на иерархических уровнях технического объекта

Уро-вень	**Объекты, подвергающиеся процессам**	**Процессы, создающие дефект**	**Последствия (дефект/ нарушение исходного состояния)**	**Процессы устранения дефекта и нарушения исходного состояния**
1	2	3	4	5
У1	Поверхность или другие элементы детали	Износ и разрушение поверхности	Изменение параметров и целостности	Технологические методы восстановления поверхностей
У2	Деталь (звено) механизма или машины	Различные виды износа и разрушения поверхностей детали, перегрузки	Изменение параметров и целостности детали	Технологии восстановления поверхностей детали, изготовление или приобретение новой детали
У3	Кинематические пары, узлы	Различные виды износа и разрушения деталей в сопряжениях и перегрузки	Потеря работоспособного состояния кинематической пары, узла	Восстановление деталей кинематической пары, использование запасных деталей
У4	Кинематические группы, блоки	Различные виды износа и разрушения кинематических пар, входящих в группы, перегрузки	Потеря работоспособного состояния кинематической группы, блока	Восстановление деталей кинематической пары, использование запасных деталей, «узловой ремонт»
У5	Агрегат, механизм, приспособление	Различные виды износа и разрушения кинематических групп, входящих в группы, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния агрегата	Восстановление деталей агрегата, использование запасных деталей
У6	Системы механизмов, агрегатов	Различные виды износа и разрушения агрегатов и механизмов, входящих в систему, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Моральный износ агрегатов. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния агрегатов	Восстановление деталей агрегата, использование запасных деталей, «агрегатный ремонт»

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5
У7	Машина и аппараты	Различные виды износа и разрушения системы агрегатов и механизмов, входящих в машину, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Моральный износ машины. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния машины.	Инновации, НИР и другие фазовые циклы по новой машине. Замена отдельных подсистем машины, модернизация,
У8	Системы машин	Различные виды износа и разрушения машин и аппаратов, входящих в систему машин, перегрузки. Ошибки эксплуатации.	Моральный износ машины. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния машины.	Инновации, НИР и другие фазовые циклы по новой системе машин. Замена отдельных машин, модернизация системы.
У9-У21	Интегральные одно- и многомерные системы машин, технические системы различного уровня, техносфера Земли и метатехносфера	Развитие, прогресс, старение. Различные виды износа и разрушения машин и аппаратов, входящих в данные уровни. Конфликт между искусственными процессами и Природой. Глобальные нарушения в естественных процессах Земли и Метатехносфере.	Моральный износ машины. Функциональный отказ, потеря работоспособного состояния машины. Угроза глобальных катаклизмов. Техногенные катастрофы.	Инновации, НИР и другие фазовые циклы. Утилизация. Управление научно-техническим прогрессом. Социальный прогресс и развитие человеческого общества.

Функции, принципы действия, процессы, структуры и параметры являются внутренними атрибутами системы и её подсистем, которые должны соответствовать внешним атрибутам. Этим отражается главное свойство системы – её целостность и обусловливается согласованность системы с надсистемой и подсистемами при проведении ТОиР.

На сегодняшний день САТ, используемые в транспортном комплексе соответствуют уровню *У7*, а выше иерархического уровня *У8* объекты техносферы обычно не рассматриваются и их детализация затруднена. Возникновение новых глобальных искусственных технических образований (Большой европейский коллайдер, распределенные технические средства электронных информационных ресурсов, мобильной связи и др.) наглядно демонстрируют актуальность проблем ТОиР с увеличением сложности технических объектов и числа иерархических уровней.

Классификация ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР по предлагаемой схеме для существенных атрибутов показана в табл. 3. Она может быть исходной для проектирования предприятий ТОиР на заданный уровень специализации.

Таблица 3 - Классификация ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР

Существенные атрибуты	**Классификационная характеристика работ в ТС ТОиР**			
1	2	3	4	5
Применяемые работы	Разборочно-моечные	Дефектовочно-восстановитель-ные	Комплектовочно-сборочные	Регулировочно- обкаточные
Назначение	Прием в ремонт, подготовительные работы	Определение годности, восстановительные технологические операции	Комплектация, узловая и общая сборка	Обкатка, контроль и подготовка к эксплуатации
Функции	Разборка до нужного уровня и мойка	Выявить и устранить дефекты во всей структуре	Подготовить сборочные комплекты и собрать	Регулировка, обкатка, контроль качества
Эффекты, основное воздействие	Механические, эффекты и воздействия, обеспечивающие снятие загрязнений и других последствий эксплуатации	Методы неразрушающего контроля, методы выявления скрытых дефектов, измерительные процедуры, механическая обработка и процессы нанесения покрытий, вплоть до «самолечения» дефектов	Комплектация и сборка с обеспечением точности сопряжений методами полной, неполной, групповой взаимозаменяемости и подгонки	Методы «холодной» и «горячей» обкатки. Регулировочные и контрольные действия
Процессы	Поточные и единичные	Поточные и единичные	Поточные и единичные	Поточные и единичные

Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5
Структуры (наличие обр. связей необходимо для контроля качества)	Линейные	Линейные и линейные с обратными связями	Линейные	Линейные и линейные с обратными связями
Параметры	Механические	Механические и энергетически е, простые информацион ные модели (конструкторск ие, технологическ ие документы)	Механические и простые информацион ные модели (конструкторск ие, технологическ ие документы)	Механически е и простые информацио нные модели (руководства по эксплуатации)
Уровень технизации	Разборка вручную, мойка вручную и механизирова нная	С ручным управлением, механизирова нное, автоматизиров анное оборудование и с ЧПУ	Ручные и механизирова нные операции	Вручную, попытки механизации

Классификационная характеристика работ выполняется по основной функции, но предполагает сложную многофункциональную структуру, содержащую также вспомогательные и подготовительные функции.

Затраты на поддержку жизненного цикла САТ складываются из затрат, начиная с этапов проектирования до утилизации, что соответствует принципам CALS-технологий. Причем, с учетом длительного срока эксплуатации этих машин (более 10-15 лет), затраты после производственных этапов жизненного цикла, которые связаны с обеспечением работоспособного состояния в ходе ТОиР, значительно превышают первоначальные затраты при изготовлении.

Следует также отметить различные уровни технизации ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР, и наличие этапа подготовки конструкторско-технологической информации. Эти функции целесообразно выполнять, используя автоматизированные средства (ИС, АСУ, САПР, САПР ТП и т.д.), причем на автоматизированных рабочих местах как в первичном производстве, так и в ремонтно-обслуживающем, должна поддерживаться возможность использования единой информационной базы данных.

Выводы

Таким образом, для обеспечения единого информационного пространства без информационных разрывов в соответствии с принципами CALS-технологий структурные свойства технических систем САТ и ТС ТОиР должны быть описаны при помощи системных моделей, что обеспечивает рассмотрение полного множества

квалификационных признаков по существенным атрибутам и иерархическим уровням.

Наиболее полным образованием является производственный процесс ремонтно-обслуживающего предприятия, как совокупность всех функций, которые обеспечивают достижение цели функционирования, а его составной частью является технологический процесс ТОиР, объединяющий функции, при реализации которых выполняется непосредственно целевая работа. Классификация ремонтно-восстановительных работ в ТС ТОиР отражает структурные свойства САТ, и, следовательно, такое представление системы целесообразно использовать как методическую основу для подготовки средств, применяемых для информатизации развивающихся ТС ТОиР в транспортном комплексе.

Список используемых источников

1. Колесников Л.А. Основы теории системного подхода / Лев Александрович Колесников. – К.: Наукова думка, 1988. – 176 с.

2. Клир Дж. Системология. Автоматизация решения системных задач / Джордж Клир; [пер. с анг. Зуева М.А. под ред. Горлиима А.И.]. – М.: Радио и связь, 1990. – 544 с.

3. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). Ч.1 / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: – РИО ХГАДТУ, 1998. – 255 с.

4. Системно-процессное моделирование технических систем в CALS-технологиях / Тернюк Н.Э., Дудукалов Ю.В., Федченко В.В., Гладкая Н.Н.// Сборник научных трудов «Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии», Вып. 49 - Харьков, 2011 - с. 124 – 133.

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЗАКОНА ЗА УПРАВЛЕНИЕ НА ПОЛУРЕМАРКЕ ОТ АВТОВЛАК

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ПОЛУПРИЦЕПОМ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

TO DEFINITION OF THE LAW OF STEERING BY THE SEMI-TRAILER OF THE SADDLE ROAD TRAIN

Сахно Владимир, Поляков Виктор, Босенко Владимир, Гуменюк Павел

To definition of the law of steering by the semi-trailer of the saddle road train*: In article approach to determination of parameters of the law of management by an operated axis of the semi-trailer of the saddle road train is offered. Object of research – a control system of the semi-trailer of the saddle road train. The work purpose – development of the law of management by the semi-trailer of the saddle road train for improvement of its maneuverability. Improvement of maneuverable properties of road trains is reached at the expense of a choice of the corresponding control system by wheels (axes) of hook-on links. Results of article can be introduced in control systems of semi-trailers of road trains.*

Keywords*: the lorry convoy, the car-tractor, the trailer.*

Опыт эксплуатации автопоездов, в том числе специализированных, показывает их преимущества перед автомобилем: повышенную более чем в два раза производительность; меньшую на 25...30% себестоимость перевозок; на треть меньше расход топлива на тонну перевезенного груза и другое. Одной из проблем эксплуатации автопоездов является их худшая маневренность, что особенно остро проявляется при движении в ограниченном пространстве. Для решения указанной проблемы в прицепных звеньях автопоездов применяют системы управления, которые обеспечивают улучшение показателей маневренности.

Управление поворотом колес полуприцепа уменьшает угол складывания автопоезда, практически не влияя на радиус его поворота. Вместе с тем угол складывания автопоезда более чувствительный к изменению углов поворота колес (осей) прицепных звеньев, чем радиусу поворота автопоезда. Наиболее существенно отличия (не только количественные, но и качественные) наблюдаются при повороте управляемых колес (осей) прицепных звеньев в сторону, противоположную направлению поворота управляемых колес тягача. В этом случае область реализации круговых движений резко сужается, что необходимо учитывать при разработке систем управления прицепными звеньями автопоездов (особенно трехзвенных).

Иногда закон управления, пригодный с точки зрения одного эксплуатационного качества (например, маневренности), становится малопригодным или вообще неприемлемым с точки зрения другого качества (например, устойчивости). Тем более это справедливо для автопоездов с управляемыми прицепными звеньями, привод управления которыми может осуществляться как на колеса (оси) полуприцепа, так и на колеса (оси) прицепа с помощью специальных устройств и механизмов. Совокупность этих устройств и механизмов получила общее название - система управления поворотом [1]. Чем более совершенная система управления поворотом, тем меньшее отклонение траекторий прицепных звеньев от траектории тягача, тем выше безопасность движения, экономичность и производительность автопоездов.

Работа системы управления поворотом осей (колес) полуприцепа и прицепа основана на изменении углов складывания при прохождении закруглений дорог. Углом складывания автопоезда принято называть угол, который образуется между продольными осями смежных звеньев автопоезда в процессе криволинейного

движения. Уравнение работы любой системы управления поворотом может быть представлено в виде [2].

$$\Delta\alpha = u \times \Delta\gamma, \quad (1)$$

где $\Delta\alpha$ - изменение угла складывания;

$\Delta\gamma$ - соответствующее изменение приведенного угла поворота управляемых колес полуприцепа (прицепа);

u - угловое передаточное отношение привода управления.

Для управления прицепными звеньями применяются приводы с разными типами управляющих связей: прямой, обратной, комбинированной (двойной). Отличие между типами управляющих связей заключается в реализуемой функциональной зависимости параметров, которые характеризуют кинематику движения автопоезда [2-4].

По характеру работы системы управления поворотом разделяют на автоматические, когда поворот колес (осей) прицепных звеньев осуществляется без участия человека-оператора в зависимости от некоторого задающего параметра; ручные, когда поворот управляемых колес (осей) прицепных звеньев осуществляется оператором, находящимся в кабине прицепного звена; комбинированные, которые объединяют первые две системы. При этом используется механический, гидравлический, электрический приводы.

Из рассмотренных систем управления наибольшее распространение получили системы автоматического управления непосредственного действия. При этом поворот управляемых колес (осей) полуприцепа (прицепа) осуществляется за счет их кинематической связи с задающими элементами (опорно-сцепным устройством, рамой тягача или полуприцепа) при взаимном повороте звеньев автопоезда. Усилие, необходимое для взаимного поворота звеньев автопоезда и обеспечение поворота управляемых колес (осей) полуприцепа (прицепа), создается за счет реакций боковых сил на колесах автомобиля-тягача и передается механическими (тросовыми или рычажными) или гидравлическими (гидростатическими) системами к управляемым колесам (осям) прицепного звена (рис. 1).

Несмотря на сравнительную простоту конструкции рассмотренных систем управления, они имеют ряд недостатков. Во-первых, для своего функционирования механические системы используют силы сцепления управляемых колес тягача с полотном дороги и потому при неблагоприятных дорожных условиях (грязные мокрые дороги) передаточное отношение системы управления поворотом полуприцепа должно быть переменным, чего не могут обеспечить системы непосредственного действия. Исключением, в некоторой мере, может стать двойной привод управления, для реализации которого необходима шарнирная связь между рамой полуприцепа и его тележкой. Тогда поворот управляемых колес (осей) полуприцепа будет определяться в зависимости от первого (между продольными осями тягача и полуприцепа) и второго (между продольными осями полуприцепа и его тележки) углов складывания автопоезда.

Двойной привод управления существенно улучшает показатели маневренности длиннобазных автопоездов. Однако и эти конструктивные решения не могут полностью решить проблему улучшения маневренности автопоездов, поскольку передаточное число привода управления является функцией, по крайней мере, двух переменных - радиуса поворота автопоезда и скорости его движения. Этого не могут обеспечить механическая и гидростатическая системы непосредственного действия, которые лишь уменьшают смещение траектории прицепных звеньев относительно траектории тягача. Для преодоления этого препятствия необходим другой уровень системы управления поворотом прицепного звена автопоезда [2]. Это может быть

реализовано системами управления косвенного действия: электрическими, электромеханическими и электрогидравлическими [5, 6].

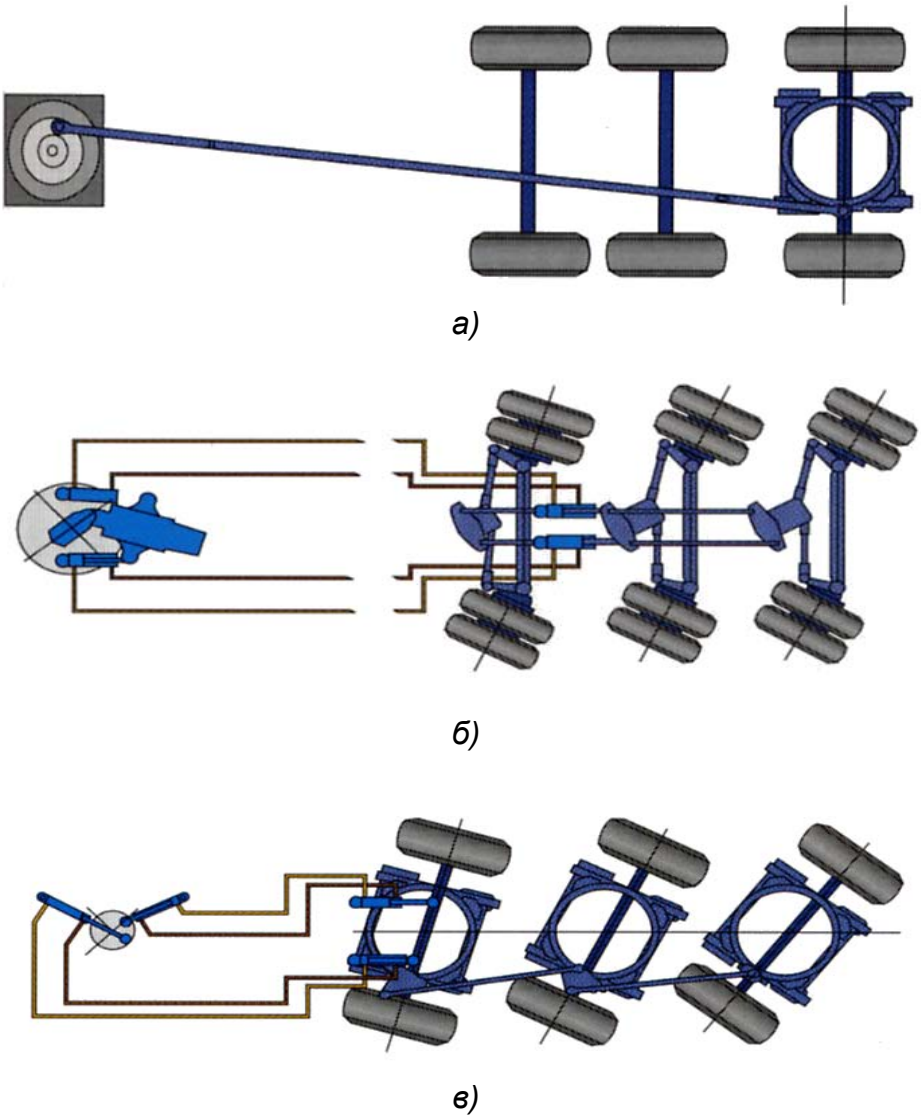


Рис. 1. Схема прямого привода управления колесами (осями) полуприцепа компании *Krone*:
а) - механический на заднюю ось полуприцепа,
б) - гидростатический на колеса полуприцепа,
в) - гидростатический на оси полуприцепа

В соответствии с требованиями времени появились разработки систем управления с бортовой электронно-вычислительной машиной, которая на основании большого количества входных параметров о состоянии движения автомобиля-тягача и прицепных звеньев, осуществляет управление поворотом колес (осей) прицепных звеньев. Учитывая сложность и высокую стоимость изготовления, такие системы нашли применение лишь на автомобильных поездах-тяжеловозах общей массой 100000 кг и больше [6].

Современные темпы развития электроники и микропроцессорной техники позволяют утверждать о перспективах разработки автоматизированных систем управления. Целью данной работы является разработка закона управления управляемыми колесами (осью) прицепного звена, при котором отклонения

траекторий между звеньями автопоезда будет минимальным или допустимым, исходя из нормативов маневренности.

Проведенными ранее исследованиями [2, 4, 6] установлено, что заданные показатели маневренности обеспечиваются приводами управления на заднюю ось полуприцепа. Для определения угла поворота колес задней оси полуприцепа рассмотрено стационарное движение автопоезда, при котором все его точки описывают в горизонтальной плоскости круги определенных радиусов. Это обеспечивается в том случае, когда [7]

$$u - \omega \cdot c = 0, \tag{2}$$

где u – боковая скорость центра масс автомобиля-тягача;

ω - угловая скорость автомобиля-тягача;

c - расстояние от центра масс автомобиля-тягача до точки сцепки с полуприцепом.

Значения величин u, ω при круговом движении автопоезда есть решениями трансцендентных и алгебраических уравнений, получить которые в общем случае невозможно. Это возможно лишь в линейном приближении. Естественно надеяться, что закон управления, полученный на основе линеаризованных соотношений, лучше работает на участках линейности кривых $\omega = \omega(\theta)$, $u = u(\theta)$ и хуже – на участках нелинейности.

Будем считать, что автопоезд в составе двухосного автомобиля-тягача и одноосного полуприцепа с управляемой осью двигается с постоянной скоростью V таким образом, что в каждый момент времени $u = const$, $\varphi = const$, $\omega = const$. Такое движение называется стационарным. В роботах [6-8] показано, что траекториями точек автомобиля есть круги конечного или бесконечного радиусов. Уравнения таких движений можно получить из исходной системы уравнений, приведенной в работе [8], в предположении, что $\dot{\omega} = 0$, $\dot{\varphi} = 0$ и $\dot{u} = 0$.

Предположим также, что за все время движения значения величин u, ω, θ, φ остаются малыми настолько, что после разложения соответствующих функций в ряды Тейлора в области значений $u = 0$, $\omega = 0$, $\theta = 0$, $\varphi = 0$ членами выше первого порядка можно пренебречь. Такие уравнения будем называть уравнениями стационарного движения в линейном приближении. При условии, что продольные силы на осях автомобиля-тягача и полуприцепа $X_1 = X_2 = X_3 = 0$, записано

$$\begin{cases} -(mL_1 + m_1 b_1)v\omega + L_1(Y_1 + Y_2) = 0; \\ -mcv\omega + (a + c)Y_1 + (c - b)Y_2 = 0; \\ -m_1 d_1 v\omega + L_1 Y_3 = 0, \end{cases} \tag{3}$$

где m, m_1 - соответственно массы автомобиля-тягача и полуприцепа;

a, b - расстояния от центра масс автомобиля-тягача до передней и задней оси соответственно;

b_1, d - расстояния от центра масс полуприцепа до точки сцепки и задней оси соответственно;

L_1 - база полуприцепа;

Y_1, Y_2, Y_3 - боковые реакции на колесах автомобиля-тягача и полуприцепа.

Поскольку первое уравнение системы (3) содержит лишь параметры двухосного автомобиля, оно справедливо и для *(n+1)*-осного автомобиля и автопоезда.

Преимуществами системы (3) есть то, что относительно Y_1 и Y_2 первые два уравнения решаются независимо от третьего, а последнее решается независимо от первых двух. Отсюда следует, в частности, что в линейном приближении величины ω и u не зависят от боковой силы на колесах оси полуприцепа и угла складывания автопоезда.

Выразим боковые реакции на колесах автопоезда в виде:

$$Y_i = k_i \delta_i,$$

где k_i - коэффициент сопротивления уводу колес i-ой оси автомобиля-тягача и полуприцепа;

δ_i - угол увода колес i-ой оси автомобиля-тягача и полуприцепа.

Запишем систему уравнений (3) в виде [9]

$$\begin{aligned}
&L_1(k_1+k_3)\frac{u}{v}+[(mL_1+m_1b_1)v+(k_1a-k_2b)\frac{L_1}{v}]\omega = k_1L_1\theta;\\
&[k_1(a+c)+k_2(c-b)]\frac{u}{b}+[mcv+\frac{k_1a^2+k_2b^2+c(k_1a-k_2b)}{v}]\omega =\\
&=k(a+c)-k(c-b);\\
&k_3\frac{u}{v}+[m_1b_1v-k_3(L_1+c)\frac{L_1}{v}]\omega+k_3L_1\varphi=-k_3L_1\theta.
\end{aligned} \tag{4}$$

В системе (4) первые два уравнения не связанны с третьим уравнением, т.е. относительно неизвестных она разделяется на две независимых подсистемы (двумерную и одномерную) [10], из которых определяются значения переменных u, ω и φ. Из первых двух уравнений получено:

$$\begin{aligned}
&u=\frac{v}{\mu}ku\theta;\\
&\omega=\frac{1}{\mu}kkLlv\theta;\\
&-\frac{u\omega}{v}\left(\frac{L_1+c}{v}-\frac{m_1d_1}{k_3L}v\right)=-\varphi\frac{1}{\mu}\left[k_1(u_1+k_2u_3l)\theta\right],
\end{aligned} \tag{5}$$

где

$$\begin{aligned}
&u_1=k_2L_1bl-\left[maL_1+m_1b_1(a+c)v^2\right];\\
&u_3=k_1L_1al+\left[mbL_1-m_1b_1(c-b)v^2\right];\\
&\mu=k_1k_2L_1l^2-\left[m_1b_1c(k_1+k_2)+(mL_1+m_1b_1)(k_1a-k_2b)\right]v^2
\end{aligned} \tag{6}$$

Угол поворота колес полуприцепа определяется принятым законом управления. После решения уравнения (2) относительно θ с учетом (5) получим

$$\varphi = h\theta\,, \tag{7}$$

где передаточное число h является функцией геометрических, инерционных и эксплуатационных параметров автопоезда:

$$h = -\frac{k_1}{k_2} - \frac{k_2 L_1 l(c-b) + \left[maL_1 + m_1 b_1 (a+c)\right]v^2}{k_1 L_1 l(a+c) + \left[mbL_1 - m_1 b_1 (c-b)\right]v^2} \tag{8}$$

На рис. 2 представлен закон изменения величины *h* для автопоезда в составе двухосного автомобиля-тягача *Scania* и одноосного полуприцепа *Krone* базой 8,2 м.

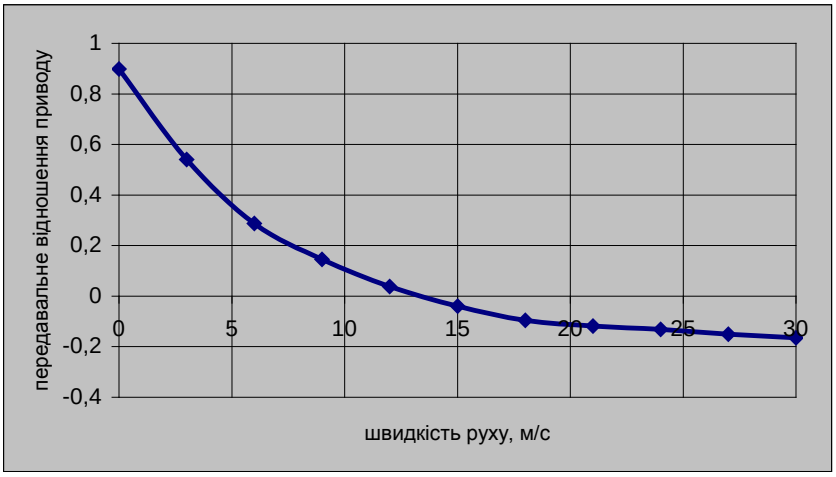


Рис. 2. Зависимость передаточного числа привода управления колесами полуприцепа от скорости движения автопоезда

Из приведенного графика следует, что при скорости 13,8 м/с передаточное число привода управления уменьшается до нуля, а при дальнейшем увеличении скорости вообще становится отрицательным, т.е. задние управляемые колеса поворачиваются в ту же сторону, как и передние. При этом кривизна траектории движения автопоезда уменьшается и критическая скорость криволинейного движения увеличивается.

Эффективность предложенного закона управления определяется тем, что вписываемость в поворот автопоезда с управляемой осью полуприцепа по заданному закону управления лучше, чем автопоезда с прямым приводом управления на ось полуприцепа (рис. 3): на графике верхняя кривая соответствует автопоезду с прямым приводом управления на ось полуприцепа, нижняя кривая - автопоезду с приводом управления, который реализует предложенный закон управления. Эту эффективность можно оценить относительной разностью в процентах значений радиуса поворота автопоезда с прямым приводом управления на управляемую ось полуприцепа (h=const) и с приводом, который реализует предложенный закон управления ($h \neq$ const):

$$\delta R = \frac{R\Big|_{h=const} - R\Big|_{h\neq const}}{R\Big|_{h=const}} 100 \tag{9}$$

При изменении θ величина δR колеблется от 25% до 35%, уменьшая в среднем радиус поворота на 30%, что очень важно для обеспечения необходимых показателей

маневренности автопоезда с полуприцепом большой базы.

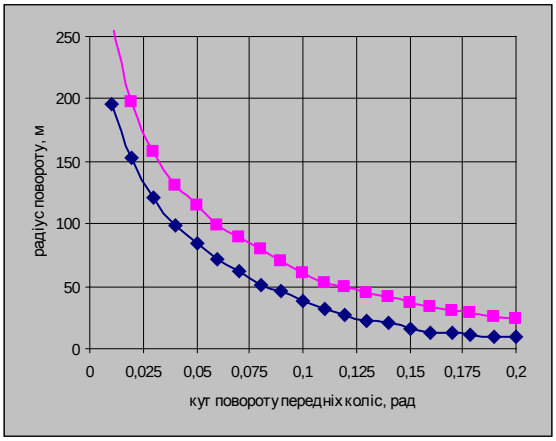


Рис. 3. Зависимость радиуса поворота автопоезда с прямым приводом управления и приводом управления по предложенному закону управления поворотом оси полуприцепа

Вывод. Предложен закон управления колесами (осью) полуприцепа, эффективность которого определяется тем, что вписываемость в поворот автопоезда с управлением по этому закону лучше, чем автопоезда с прямым приводом управления осью полуприцепа: уменьшается в среднем радиус поворота на 30%, что очень важно для обеспечения необходимых показателей маневренности автопоезда с длиннобазным полуприцепом, особенно при его эксплуатации в стесненных городских условиях.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин – М. Транспорт, 1986. – 137 с.

[2] Курочкин А.С. Исследование маневренности и устойчивости автомобильного поезда с длиннобазным многоосным полуприцепом: Дис. канд. техн. наук. – Киев, 1978. – 161 с.

[3] Ермилов С.С., Колпаков А.П. Результаты исследований автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа//Автомобильная промышленность.-1964.-№ 9. - С.28-32.

[4] Колпаков А.П. К вопросу расчета привода управления колесами полуприцепа // Автомобильная промышленность. -1966. - № 11. С. 23-26.

[5] Динамика длиннобазных автопоездов / М.С.Высоцкий, А.В.Жуков, Г.В.Мартыненко и др. – Минск: Наука и техника, 1987. – 199 с.

[6] Сахно В.П. Обоснование систем управления специализированных автотранспортных средств для перевозки строительных конструкций. Дис. соиск. уч. степ. д.т.н. – Киев, 1991. – 480 с.

[7] Энглезі О.А. Вибір та обґрунтування типу приводу керування напівпричепом триланкового сідельно-причіпного автопоїзда // Вісник Національного транспортного університету.– К., НТУ, 2007.- Вип. 15. – С. 149-154.

[8] Сахно В.П. До вибору закону управління задньою керованою віссю напівпричепа автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Сахно, М.М.Горбаха, В.М.Придюк, В.П.Онищук // Автошляховик України. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2010. Окремий випуск №13. С.72-75.

[9] Тарнопольская Т.И. Пути повышения устойчивости и маневренности многозвенных автопоездов. Автореф. дис. канд.техн.наук. – К., 1992. - 24 с.

[10] Лобас Л.Г. Механика неголономных систем с качением / Лобас Л.Г.: Отв. ред.

Ковалев А.М.: НАН Украины, Ин-т механики. – Киев: Наукова думка, 2000. – 270 с.

Контакты:
Сахно Владимир, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина), ул. Суворова,1; тел. +38 (044) 280 42 52.

Поляков Виктор, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина), ул. Суворова,1; тел. +38 (044) 280 59 93; e-mail: poljakov_2006@ukr.net.

Босенко Владимир, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина).

Гуменюк Павел, Национальный транспортный университет, г. Киев (Украина).

ОПТИМИЗИРАНЕ НА БИОГОРИВА ЗА ДИЗЕЛОВИ ДВИГАТЕЛИ

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА БИОТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ

OPTIMIZATION OF THE BIOFUELS FOR DIESEL ENGINES

В.Ф. Калинин, В.А. Марков, С.А. Нагорнов, А.Н. Зазуля

***Optimization of the biofuels for diesel engines**: The analyses of physicochemical properties of diesel fuel and biofuel of various compositions is presented. The methodology of multicomponent mixed biofuel composition optimization for agricultural machinery diesel engines is proposed. The optimal composition of diesiel fuel, rapseed oil and petrol A I-80 mixture providing the best combination of fuel efficiency and burnt gases toxicity measures is introduced.*

***Key words:** diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, gasoline, multicomponent biofuel mixture*.

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы в связи с обостряющимся энергетическим кризисом и нарастающим дефицитом нефтяных энергоносителей повышенный интерес проявляется к топливам, получаемым из возобновляемых энергетических ресурсов растительного происхождения, сырьевые запасы которых практически неограничены. Применительно к дизельным двигателям транспортного и сельскохозяйственного назначения перспективными считаются биотоплива, производимые из растительных масел [1,2]. Для условий европейской части России наиболее перспективными представляются топлива на основе рапсового масла. Рапс отличается сравнительно неплохой урожайностью и с агрономической точки зрения он является желательной культурой для улучшения севооборота. Использование биотоплив на базе рапсового масла позволит заменить нефтяные моторные топлива альтернативными и существенно улучшить показатели токсичности отработавших газов. Вместе с тем, биотоплива имеют физико-химические свойства, отличающиеся от свойств нефтяного дизельного топлива [3]. При переводе двигателей, изначально адаптированных к работе на дизельном топливе, на биотоплива возникает ряд проблем, связанных с организацией рабочих процессов, в первую очередь – процессов топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания. При этом возможно нарушение исходных регулировок двигателя, ухудшение ряда эксплуатационных показателей дизельных двигателей, увеличение износа деталей двигателей и уменьшение ресурса их работы. Поэтому необходима адаптация двигателей к работе на этом виде топлива. Одним из эффективных путей адаптации двигателей к работе на биотопливах является применение смесевых биотоплив.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Наибольшего приближения свойств биотоплив к свойствам нефтяного дизельного топлива можно достичь путем использования многокомпонентных биотоплив. Многокомпонентные биотоплива при 20 ^{o}C имели плотность от 805 до 825 кг/м^3 и вязкость от 2,1 до 3,6 мм^2/с, что вполне укладывается в допустимый диапазон изменения плотности и вязкости нефтяного дизельного топлива. При оптимизации состава этих топлив удается обеспечить наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизелей. При этом необходимо учитывать реальное распределение режимов их работы в условиях эксплуатации. В процессе эксплуатации дизельные двигатели могут работать на различных режимах, каждый из которых характеризуется частотой вращения

коленчатого вала и нагрузкой на двигатель. Проведено определение основных показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), работающего на нефтяном дизельном топливе и многокомпонентных биотопливах. Интегральные на режимах тринадцатирежимного испытательного цикла *ECE R49* удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NOx}, монооксида углерода e_{CO} и легких несгоревших углеводородов e_{CHx} определены по общепринятой методике с использованием экспериментальных данных. Оценка эксплуатационного расхода топлива проведена по среднему на режимах этого цикла удельному эффективному расходу топлива. Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплотворную способность, топливная экономичность дизеля при его работе на этих топливах оценивалась не удельным эффективным расходом топлива g_e, а эффективным КПД двигателя η_e. Причем, для интегральной оценки работы дизеля на режимах тринадцатирежимного цикла использован условный эффективный КПД.

Результаты расчетов интегральных показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов подтверждают возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его переводе с дизельного топлива на многокомпонентные биотоплива. Так, при переводе дизеля с нефтяного топлива на биотопливо на режимах тринадцатирежимного цикла удельный массовый выброс оксидов азота e_{NOx} снизился с 6,630 до 6,154 г/(кВт·ч), т.е. на 7,2 %. При этом изменения выброса монооксида углерода e_{CO}, не превысили 3-4%. Максимальная дымность отработавших газов (на режиме максимального крутящего момента при n=1600 мин$^{-1}$) снизилась на 27,5 %. Эффективный КПД оказался слабо зависимым от вида применяемого топлива.

Распределение режимов дизеля, установленного на трактор или зерноуборочный комбайн, зависит от характеристики поля и урожайности сельскохозяйственных культур, технологических приемов пахоты или уборки, конструктивных особенностей сельхозмашины и стиля ее вождения. Определяющее влияние на распределение режимов оказывает характер выполняемых работ. Для сельскохозяйственных машин наиболее характерны транспортные операции и основные технологические режимы. При выполнении транспортных работ (движение сельскохозяйственных машин к месту работы) дизель эксплуатируется в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала, а доля режимов с полной подачей топлива (режимы внешней скоростной характеристики) составляет лишь 2-3%. Ряд технологических операций также происходит при работе двигателя в достаточно широком диапазоне скоростных режимов. Например, выгрузка зерна в процессе движения комбайна Дон-1500, оснащенного дизелем типа СМД-31 (6 ЧН 12/14), проводится на режимах с частотами вращения коленчатого вала n=1300-2100 мин$^{-1}$ при средней частоте вращения n=1600-1700 мин$^{-1}$. При этом средняя эксплуатационная мощность дизеля составляет 80-90% от его полной мощности. При выполнении основных технологических операций (прямое комбайнирование, пахота и др.) дизель типа СМД-31 комбайна Дон-1500 работает, в основном, на режимах с большой частотой вращения (вблизи предельной регуляторной характеристики) со средней загрузкой 70-80% от максимальной. При этом доля режимов предельной регуляторной характеристики и близких к ним режимов с максимальной частотой вращения вала двигателя в этом технологическом процессе составляет около 50 %.

При оценке токсичности отработавших газов дизелей используются и другие испытательные циклы, в той или иной степени отражающие реальные режимы работы в условиях эксплуатации. В Германии разработан пятирежимный испытательный цикл применительно к двигателям сельскохозяйственной техники. Основным режимом этого цикла (31 % времени работы) является режим с

номинальной частотой вращения и высокой нагрузкой (около 85 % от полной нагрузки). Исследуется и режим холостого хода при частоте вращения коленчатого вала n=0,4 $n_{ном}$ (12 % времени работы). Этот цикл не узаконен, но в ряде случаев он используется для оценки токсичности дизелей сельскохозяйственных тракторов. В Европе дизели грузовых автомобилей грузоподъемностью более 3,5 т (для автобусов с числом посадочных мест свыше 9) до 2000 г. испытываются в стендовых условиях на установившихся режимах, соответствующих режимам тринадцатирежимного цикла *ECE R49*. Этот испытательный цикл включает 13 установившихся режимов: три режима холостого хода с минимальной частотой вращения коленчатого вала n=0,25-0,3 $n_{ном}$ (всего 25 % времени работы), пять нагрузочных режимов (10, 25, 50, 75, 100 % нагрузки) при номинальной частоте вращения $n_{ном}$ и пять нагрузочных режимов (10, 25, 50, 75, 100 % нагрузки) при частоте вращения n_{Mmax}=0,6-0,7 $n_{ном}$, соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя. Доля номинального режима составляет 10 % от общего времени работы. При испытаниях в конце каждого из режимов определяются средние значения концентраций NO_x, CO, CH_x в отработавших газах и эффективная мощность дизеля N_e. При оценке интегральной токсичности отработавших газов двигателя на режимах цикла *ECE R49* на каждом режиме определяются концентрации в отработавших газах токсичных компонентов (C_{NOx}, C_{CO}, C_{CHx}) и рассчитываются их часовые массовые выбросы (E_{NOx}, E_{CO}, E_{CHx}). Полученные значения вредных выбросов суммируют за весь цикл по каждому компоненту (с учетом коэффициентов K_i, отражающих долю времени каждого режима) и затем делением на условную среднюю мощность дизеля за испытательный цикл $\Sigma(N_{ei} \cdot K_i)$ определяют удельные выбросы вредных веществ. Полученные значения удельных выбросов токсичных компонентов, отнесенные к единице вырабатываемой мощности (e_{NOx}, e_{CO}, e_{CHx}, $e_{ТЧ}$), сравниваются с предельно допустимыми нормами (табл. 1).

Таблица 1. Нормы токсичных выбросов с отработавшими газами дизелей серийных автомобилей полной массой более 3,5 т

Нормативный документ	Год введения		Нормы выбросов, г/(кВт·ч)			
	в Европе	в России	CO	CH_x	NO_x	ТЧ
ОСТ 37.001.234-81	-	1982	9,5	3,4	18,35	-
Правила ЕЭК ООН *R 49*	1989	1995	14,0	3,5	18,0	-
Правила ЕЭК ООН *R 49-01*	1991	1996	11,2	2,4	14,4	-
Правила *R 49-02A* (*EURO-1*)	1993	1999	4,5	1,1	8,0	0,36
Правила *R 49-02B* (*EURO-2*)	1997	2006	4,0	1,1	7,0	0,15
EURO-3	2000	2008	2,0	0,6	4,5	0,10
EURO-4	2005	2010	1,5	0,5	3,5	0,08
EURO-5	2008	2012	1,0	0,5	2,0	0,05

Примечание: «-» – параметр не нормируется

Проведенный анализ испытательных циклов, используемых для оценки токсичности отработавших газов дизелей различного назначения, и реальных распределений их режимов работы в условиях эксплуатации показал, что указанные испытательные циклы недостаточно точно отражают реальные эксплуатационные условия. Это необходимо учитывать при оценке токсичности отработавших газов дизелей сельскохозяйственных машин в этих условиях.

Для оценки токсичности отработавших газов дизелей сельскохозяйственных машин больше подходит восьмирежимный испытательный цикл стандарта *ISO* 8178-4 для двигателей внедорожных транспортных средств, но этот испытательный цикл недостаточно точно отражает реальное распределение режимов работы дизелей сельскохозяйственных машин, выполняющих основные технологические операции. Кроме того, не проведена оптимизация состава многокомпонентных смесевых биотоплив с использованием обобщенного критерия, интегрально характеризующего показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов исследуемого дизеля. Это не позволяет однозначно определить наилучший состав многокомпонентного смесевого биотоплива. Поэтому необходима разработка методики оптимизации состава многокомпонентных смесевых биотоплив для дизелей сельскохозяйственных машин.

Серьезной проблемой, возникающей при оптимизации состава многокомпонентных смесевых биотоплив, является практическое отсутствие стандартизованных испытательных циклов для дизелей сельскохозяйственных машин, выполняющих основные технологические операции. Поэтому при разработке методики оптимизации необходимо не только определить вид целевой функции (критерия оптимизации), но и предложить испытательный цикл, адекватно отражающий реальное распределение режимов работы двигателей в реальных условиях эксплуатации.

Как отмечено выше, имеет место несоответствие между реальным распределением режимов работы дизелей сельхозмашин, выполняющих основные технологические операции (пахота, уборка урожая и др.), и распределением долей времени работы двигателя на каждом режиме тринадцатирежимного испытательного цикла *ECE R49* для автомобильных дизелей в стендовых условиях. Для оценки токсичности отработавших газов дизелей сельхозмашин в большей степени подходит испытательный цикл стандарта *ISO 81 78-4* для дизельных двигателей внедорожных транспортных средств, но следует отметить некоторое несоответствие и этого испытательного цикла с режимами работы сельхозмашин. Так, в соответствии со стандартом *ISO 8178-4* время работы двигателя на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения составляет 15%, а при выполнении сельхозмашиной основных технологических операций время работы двигателя на этом режиме близко к нулю. Суммарная доля режимов испытательного цикла *ISO 8178-4* при номинальной частоте вращения равна 45%, а, в частности, доля режимов, близких к режимам с номинальной частотой вращения, для дизеля типа СМД-31 комбайна Дон-1500 в технологическом процессе уборки кукурузы составляет 51 %.

Таким образом, различные нагрузочные режимы при номинальной частоте вращения коленчатого вала и близкие к ним скоростные режимы являются преобладающими режимами работы сельскохозяйственных машин, выполняющих основные технологические операции. Необходимо учитывать, что наибольший расход отработавших газов, содержащих вредные вещества, также характерен для этих режимов. В связи с этим предлагается оценку токсичности отработавших газов дизелей сельскохозяйственных машин проводить с учетом выбросов вредных веществ на указанных режимах. С учетом распределения нагрузочных режимов при номинальной частоте вращения для этих двигателей предлагается 4-хрежимный испытательный цикл. Он включает четыре нагрузочных режима при номинальной частоте вращения, соответствующих нагрузкам 100%, 75%, 50% и 25%. Весовые коэффициенты этих режимов (доля времени работы на каждом режиме) равны соответственно 10%, 40%, 40% и 10%. Преимуществом применения этого испытательного цикла для оценки токсичности отработавших газов дизелей сельхозмашин является возможность использования экспериментальных данных,

получених на режимах тринадцатирежимного испытательного цикла *ECE R49* для автомобильных дизелей. Следует отметить также сравнительно небольшой объем вычислений при определении интегральных показателей токсичности отработавших газов на режимах этого цикла в связи с тем, что число исследуемых режимов минимально (всего четыре режима).

Для проведения оптимизации состава многокомпонентных биотоплив разработана методика, базирующаяся на составлении обобщенного комплексного критерии оптимизации. Эта методика предусматривает формирование обобщенного критерия оптимальности J_o в виде суммы частных критериев, характеризующих основные показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. В качестве частного критерия оптимальности, характеризующего топливную экономичность, предложено отношение эффективного КПД дизеля, работающего на дизельном топливе ($\eta_{e\ дт}$), к эффективному КПД дизеля, работающего на рассматриваемом смесевом биотопливе ($\eta_{e\ i}$). В качестве частных критериев, отражающих показатели токсичности отработавших газов, выбраны отношения концентраций оксидов азота, монооксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газов дизеля, работающего на исследуемом смесевом биотопливе (соответственно $C_{NOx\ i}$, $C_{CO\ i}$, $C_{CHx\ i}$), к соответствующим концентрациям дизеля, работающего на нефтяном дизельном топливе (соответственно $C_{NOx\ дт}$, $C_{CO\ дт}$, $C_{CHx\ дт}$). При таком подходе к оптимизации состава смесевого биотоплива выражение для обобщенного критерия оптимальности J_o принимает вид:

$$J_o = a_{\eta_e} J_{\eta_e} + a_{NO_x} J_{NO_x} + a_{CO} J_{CO} + a_{CH_x} J_{CH_x} =$$

$$= a_{\eta_e} \frac{\eta_{e\,дт}}{\eta_{e\,i}} + a_{NO_x} \frac{C_{NO_x\,i}}{C_{NO_x\,дт}} + a_{CO} \frac{C_{CO\,i}}{C_{CO\,дт}} + a_{CH_x} \frac{C_{CH_x\,i}}{C_{CH_x\,дт}}. \qquad (1)$$

Коэффициенты $a_{\eta e}$, a_{NOx}, a_{CO}, a_{CHx}, входящие в выражение (1), являются весовыми коэффициентами частных критериев оптимальности. При этом весовой коэффициент $a_{\eta e}$, относящийся к эффективному КПД двигателя, принят равным единице, а весовые коэффициенты a_{NOx}, a_{CO}, a_{CHx}, характеризующие выброс нормируемых токсичных компонентов, определялись в виде отношений действительной эмиссии токсичных компонентов отработавших газов дизеля, работающего на дизельном топливе (e_{NOx}, e_{CO}, e_{CHx}), к предельным величинам эмиссии, определяемым нормами на токсичность ОГ ($e_{NOx\ пр}$, $e_{CO\ пр}$, $e_{CHx\ пр}$). При расчетных исследованиях весовые коэффициенты a_{NOx}, a_{CO}, a_{CHx} определялись при ограничениях на эти выбросы, накладываемых нормами *EURO*-4. С использованием принятых допущений получены следующие значения весовых коэффициентов частных критериев оптимальности:

$$a_{\eta_e} = 1{,}0 \qquad a_{NO_x} = e_{NO_x} / e_{NO_x\,пр} = 6{,}630/3{,}5 = 1{,}89;$$

$$a_{CO} = e_{CO} / e_{CO\,пр} = 2{,}210/1{,}5 = 1{,}47;$$

$$a_{CH_x} = e_{CH_x} / e_{CH_x\,пр} = 0{,}580/0{,}5 = 1{,}16. \qquad (2)$$

Эти значения весовых коэффициентов приняты постоянными для всех исследуемых видов топлива и для всех исследуемых режимов работы.

По представленной методике оптимизации состава смесевого биотоплива следует отметить, что на режиме максимальной мощности дизель, работающий на дизельном топливе, имеет дымность K_x=14,5 % по шкале Хартриджа, тогда, как допустимая дымность на этом режиме составляет K_x=48,3 % по шкале Хартриджа.

При работе дизеля на этом режиме на исследуемых смесевых биотопливах дымность отработавших газов еще ниже. В связи с этим выражение (1) для обобщенного критерия оптимальности J_o не содержит слагаемого, характеризующего дымность отработавших газов.

Сравнение токсичности отработавших газов и топливной экономичности дизеля, работающего на исследуемых топливах, проведено с использованием относительного обобщенного критерия оптимальности $J_{o\,отн}$, представляющего собой отношение критерия J_o, полученного для данного смесевого топлива, к значению этого критерия $J_{o\,дт}$, соответствующему работе на ДТ, т.е.

$$J_{o\,отн} = J_o / J_{o\,дт}. \qquad (3)$$

При анализе результатов исследований кроме относительного обобщенного критерия оптимальности $J_{o\ отн}$ введен показатель $J_{NOx\ отн}$. Он представляет собой отношение удельного массового выброса наиболее значимого токсичного компонента ОГ оксидов азота $e_{NOx\ i}$ дизеля, работающего на исследуемом биотопливе, к удельному массовому выбросу оксидов азота $e_{NOx\ дт}$ дизеля при его работе на дизельном топливе, т.е.

$$J_{NOx\,отн} = e_{NOx\,i} / e_{NOx\,дт}. \qquad (4)$$

Для проведения оптимизационных расчетов по дизелю Д-245.12С по выражениям (1-4) и экспериментальным данным получены результаты, приведенные в табл. 2.

Таблица 2. Интегральные показатели дизеля Д-245.12С, работающего на нефтяном топливе и многокомпонентных биотопливах на режимах четырехрежимного цикла

Показатели дизеля	Топливо			
	ДТ	Смесь 85% ДТ + 5% РМ + 10% АИ-80	Смесь 80% ДТ + 10% РМ + 10% АИ-80	Смесь 70% ДТ + 20% РМ + 10% АИ-80
Условные показатели топливной экономичности дизеля на режимах 4-режимного цикла:				
- эффективный расход топлива $g_{e\ усл}$, г/(кВт·ч)	266,35	268,41	275,71	273,24
- эффективный КПД $\eta_{e\ усл}$	0,318	0,316	0,311	0,317
Интегральные удельные выбросы токсичных компонентов на режимах 4-режимного цикла, г/(кВт·ч):				
- оксиды азота e_{NOx}	6,344	5,860	5,544	5,781
- монооксид углерода e_{CO}	1,845	1,976	2,140	2,212
- несгоревшие углеводороды e_{CHx}	0,575	0,600	0,810	0,640
Обобщенный критерий оптимальности J_o	5,52	5,54	6,01	5,77
Относительный обобщенный критерий оптимальности $J_{o\,отн}$	1,000	1,004	1,089	1,045
Относительный частный критерий оптимальности по выбросам оксидов азота $J_{NOx\,отн}$	1,000	0,924	0,874	0,911

Полученные данные свидетельствуют о том, что перевод дизеля Д-245.12С с нефтяного дизельного топлива на многокомпонентные биотоплива с добавкой бензина АИ-80 позволил заметно снизить выброс с ОГ оксидов азота. Так, при работе дизеля на режимах предложенного четырехрежимного испытательного цикла и переходе с нефтяного дизельного топлива на смесь 80 % ДТ, 10 % РМ и 10 % бензина АИ-80 достигнуто максимальное снижение выброса с ОГ оксидов азота – с 6,344 до 5,544 г/(кВт·ч), т.е. на 12,6 %. Но при этом увеличивается эмиссия

монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x. Максимальное увеличение выброса с ОГ монооксида углерода – с 1,845 до 2,212 г/(кВт·ч), т.е. на 19,9 % – отмечено при переводе дизеля на смесь 70 % ДТ + 20 % РМ + 10 % АИ-80. Максимальный рост выброса с ОГ несгоревших углеводородов – с 0,575 до 0,810 г/(кВт·ч), т.е. на 40,9 % – отмечен при переводе дизеля на смесь 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % АИ-80. При этом отмечено и максимальное снижение эффективного КПД дизеля – с 0,318 до 0,311, т.е. на 2,2 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложен относительный обобщенный критерий оптимальности $J_{о\ отн}$: его наименьшее значение ($J_{о\ отн}$=1,000) соответствует работе дизеля Д-245.12С на нефтяном ДТ, а наибольшее значение ($J_{о\ отн}$=1,089) – работе на смеси 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % АИ-80. Установлено, что наилучшее сочетание параметров топливной экономичности и токсичности ОГ обеспечивает смесь 85% ДТ, 5% РМ и 10% АИ-80. При работе дизеля на этой смеси обобщенный критерий оптимальности $J_{о\ отн}$ имеет наименьшее значение ($J_{о\ отн}$=1,004) по сравнению с другими многокомпонентными биотопливами. В этом случае выброс оксидов азота снижается на 7,6 %. Проведенные исследования подтвердили эффективность разработанной методики оптимизации состава многокомпонентных смесевых биотоплив для дизельных двигателей сельскохозяйственных машин и эффективность использования этих топлив в отечественных дизелях.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Нагорнов С.А., Получение биодизельного топлива: современные тенденции, проблемы и пути их решения, Вопросы современной науки и практики, Университет им. В.И. Вернадского, 2009, № 10, стр. 55-60.

[2] Зазуля А.Н., Нагорнов С.А., Получение биодизельного топлива из растительных масел, Достижения науки и техники АПК, 2009, № 12, стр. 58-60.

[3] Романцова С.В., Нагорнов С.А., Эфирная композиция для улучшения свойств дизельного топлива, Наука в центральной России, 2013, № 2, стр. 35-43.

Контакт:

Калинин Вячеслав Федорович, Тамбовский государственный технический университет, первый проректор, д.т.н., профессор г. Тамбов, Ул. Советская, 106.
тел.: 8(4752)63-20-00; e-mail: kalinin@tstu.ru

УДК 621.436.038

СИСТЕМА ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

THERMAL CONTROL SYSTEM OF FUEL IN DIESEL ENGINES

д.т.н., профессор, Калинин В.Ф., д.т.н., профессор, Ткачев А.Г.,
к.т.н., доцент Щегольков А.В.

Abstract: *The article describes the thermal control system of fuel in diesel engines. the main elements of the thermal control system includes modules Peltier thermo electric and thermal bat tery bas ed on na no-modified par affin. i n t he c ase of nan o m odikatsii paraffin acquires improved thermal characteristics.*

Современный дизельный двигатель является сложной системой, в которой все элементы взаимосвязаны и влияют на его надежность и эффективность работы.

Одним из параметров влияющим на эффективность работы дизельного двигателя является температура топлива. Колебательный характер загрузки двигателя и переменные условия окружающей среды влияют на температурные режимы в топливной системе [1,2].

С целью поддержания рационального температурного режима топлива разработана система терморегулирования топлива [3,4], отличительной особенностью, которой является использование термоохладителей (элементов Пельтье) совмещенной с термоаккумулятором (на основе углеродного наноматериала [5]).

К характеристикам термоохладителей относится сила тока I (А), напряжение U (В), электрическая мощность, потребляемая модулем, W (Вт), холодопроизводительность Qc (Вт), а также тепловая мощность, выделяющаяся на горячей поверхности модуля Qh=Qc+W (Вт). Важным показателем работы термоэлектрического элемента является холодильный коэффициент:

$$J=Qc/W \qquad (1)$$

Термоаккумуляторы рациональнее проектировать на основе органических материалов с фазовым переходом. К таким материалам, которые могут быть эффективны в температурном диапазоне системы терморегулирования, относится жидкий парафин ($C_{12}H_{26}$ – $C_{18}H_{38}$). Улучшить теплофизические параметры природных жидких парафинов можно путем модифицирования их молекулярной структуры углеродным наноматериалом серии Таунит.

Как показали эксперименты, температура фазового перехода и температурный интервал затвердевания парафинов изменяются в следующих пределах: температура фазового перехода от 210 до 250 кДж/кг; температура от –10 °С до 30 °С (таблица 1 и 2). Диапазон температур достаточно широк, поэтому каждый из парафинов представляет интерес в связи с возможностью получения комбинированного состава для термоаккумулятора. Улучшение температуропроводности и теплопроводности наномодифицированных парафинов составляет от 10 до 30%. Это позволяет обеспечить более эффективный заряд и разряд термоаккумуляторов в системе терморегулирования.

Таблица 1 – Характеристики природных жидких парафинов

Парафин	Температура фазового перехода, °С	Теплота фазового перехода, кДж/кг
$C_{12}H_{26}$	– 10	210
$C_{14}H_{30}$	6	229
$C_{16}H_{34}$	17	232
$C_{18}H_{38}$	28	245

Таблица 2 – Характеристики наномодифицированных жидких парафинов (в качестве наномодификатора использован УНМ-МД)

Парафин	Температура фазового перехода, °С	Теплота фазового перехода, кДж/кг
$C_{12}H_{26}$ (н)	– 5	220
$C_{14}H_{30}$ (н)	3	235
$C_{16}H_{34}$ (н)	20	242
$C_{18}H_{38}$ (н)	30	250

На рисунке 1 представлен общий вид устройства терморегулирования с термоэлементами Пельтье и термоаккумулятором.

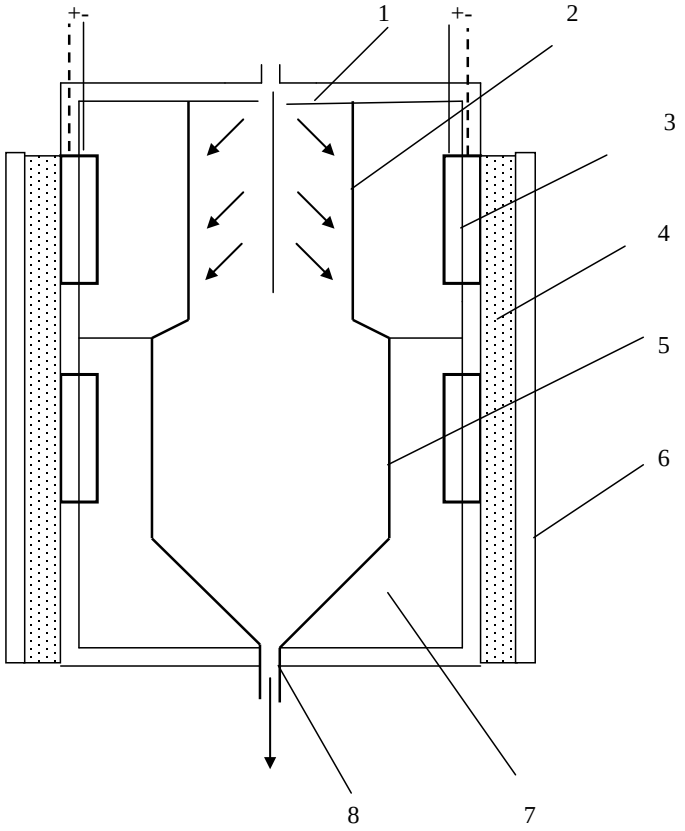


Рисунок 1 – Устройство терморегулирования с термоэлементами Пельтье и термоаккумулятором

1– разделитель потока топлива; 2– 1-я секция охлаждения; 3– элемент Пельтье (термоохладитель); 4– тепловая трубка; 5 – 2-я секция охлаждения; 6 – устройство отвода тепла в систему охлаждения ДВС; 7– термоаккумулирующий материал (на основе углеродного наноматериала и жидкого парафина); 8– выходной патрубок.

Экспериментальные зависимости параметров устройства терморегулирования представлены на рисунках (2 и 3).

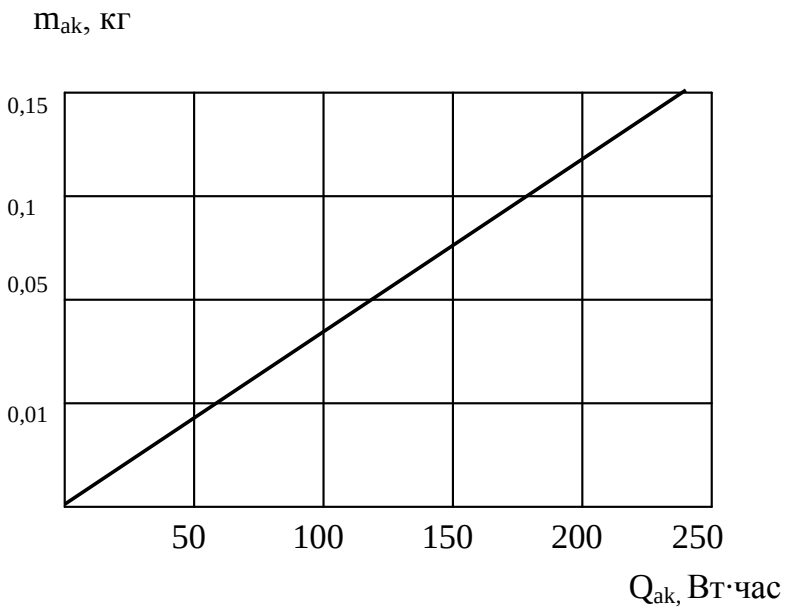


Рисунок 2– Зависимость аккумулируемой теплоты от массы термоаккумулирующего материала

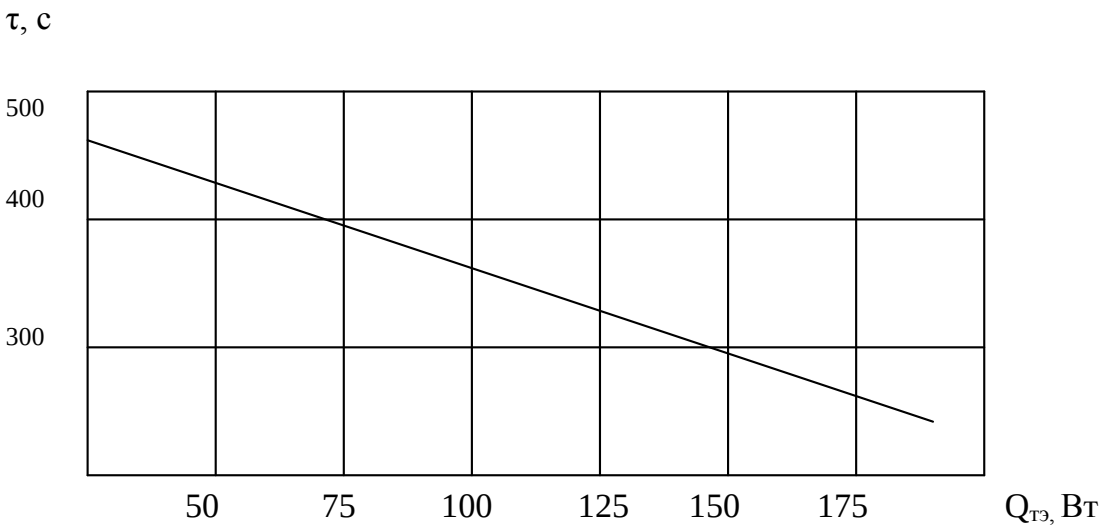


Рисунок 3 – Зависимость времени зарядки термоаккумулирующего материала (0,1 кг) от мощности термоэлементов

Таким образом, разработанное устройство для терморегулирования топлива позволяет эффективно поддерживать температурный режим топлива за счет использования термоаккумуляторов на основе наномодифированных жидких парафинов. В тоже время разработанная конструкции устройства

терморегулирования топлива эффективно подходит, как для уже существующих типов дизельных двигателей, так и для проектируемых на основе новых технологий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей: М.: Легион-Автодата, 2001. 80 с.

2. Голубков Л.Н., Савастенко А.А., Эммиль М.В. Топливные насосы распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Москва. "Легион", 1998. 112 с.

3. Калинин В.Ф., Щегольков А.В. Повышение энергоэкологической эффективности дизельных двигателей путём терморегулирования топлива и моторного масла. XV «Транспорт, екология – устойчиво развитие» Ековарна 21-23 Май 2009, С 431-440.

4. Пат. 2466333 Российская Федерация, МПКF 24 H 7/00, B 82 B 1/00. Электротеплоаккумулирующий нагреватель/ Калинин В.Ф., Щегольков А.В. ; заявитель и патентообладатель Тамб. гос. техн. ун-т. – №2011118301/06 ; заявл. 05.05.2011 ; опубл. 10.11.2012, Бюл. №24. – 8 с.

5. Рухов, А.В. К вопросу о механизмах формирования каталитических систем для синтеза углеродных нанотрубок методом химического осаждения из газовой фазы/ А.В. Рухов, Е.А. Буракова, О.Н. Марадудина// Альтернативная энергетика и экология. – 2013. – №1(1). – С. 27–31.

За контакти:

ФГБОУ ВПО Тамбовский государственный технический университет
Адрес: 392000, г. Тамбов, ул.Советская, д.106
Телефон: (4752) 63-00-00
tort12t@mail.ru

АЛТЕРНАТИВНИ КИНЕМАТИЧНИ СХЕМИ ЗА ПЕТ СТЕПЕННИ ПЛАНЕТНИ АВТОМАТИЧНИ ПРЕДАВАТЕЛНИ КУТИИ

инж. Станислав Милев

Alternative kinematic shcemes for five steps planetary automatic transmissions: *In this paper are described the perspectives of researching the planetary based automatic transmissions, some of their problems, and are presents two novel kinematic schemes invented by the author, which have some advantages and ofcourse disadvantages compared to the present ones.*

Key words: *automatic transmissions, planetary gears, planetary based transmission, Simpson gearset, Ravigneaux gearset, Lepelletier gearset, Wilson gear set, Willis principle, kinematic analysis, wet clutch, band brake, gear ratio, friction elements.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Автоматичните трансмисии навлизат все повече във всички видове автомобили. Има статистически изследвания [1] които показват, че техния брой се увеличава във всички континенти и държави през последните 40 години – във всички водещи нации, държави и континенти, които са и обект на изследването. Има държави като САЩ например, в които 90 % от леките автомобили са с автоматични трансмисии.

Автоматичните трансмисии са планетни, вални с цилиндрични зъбни предавки и вариаторни. Съвременната наука, учените, инженерите и конструкторите в областта на автомобилостроенето са ясно ориентирани да залагат на планетните предавателни кутии, когато става дума за автоматични трансмисии. Техния дял е най – голям и има ясно изразена тенденция той да се увеличава.

Това налага задълбоченото им изучаване и работа по усъвършенстването им. Последното е перспективно предвид факта, че и за вбъдеще произвежданите автоматични трансмисии ще са преобладаващо такива и предвид това, че науката в областта работи над това.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Автоматичните планетни предавателни кутии са разработени на основата на така наречените групови планетни предавки известни като механизъм на Simpson, механизъм на Ravigneaux, механизъм на Lepelletier и механизъм на Wilson. Механизмът на Wilson се използва много рядко, а механизмът на Lepelletier се използва за предавателни кутии с повече от пет степени (шест и повече) и представлява фактически един обикновен планетен ред свързан с механизъм на Ravigneaux. Това доказва и затвърждава факта, че механизмите на Simpson и Ravigneaux (и частните им случаи) са в основата на почти всички планетни автомобилни трансмисии. Това предполага с приоритет да се разработват кинематични схеми на основата на тези групови планетни предавки.

Планетните предавателни кутии с повече степени (шест до девет ; девет е най – модерната, в серийно производство от 2014 г.) са значително по – малко на брой от дяла на планетните предавателни кутии като цяло. Това се дължи на факта, че те са по – скъпи и се интегрират в по – скъпи автомобили с по – мощни двигатели от по – висок клас (Mercedess, BMW, Audi, Jaguar, Range Rover и т.н.) т.е. те не са толкова масови. По – голяма част от дяла на планетните предавателни кутии се държи от четири и пет степенните. Те са най – масовите и най – разпространени. Това е така пак поради факта, че те се интегрират в по – малолитражни автомобили от нисък и среден клас – по – масовите и по – достъпни автомобили. Тази тенденция ще се запази и за в бъдеще – има данни за това – като пет степенните ще нарастват като брой за сметка на четири степенните, т.е. постепенно ще ги изместват поради

редица фактори и екологични норми налагани на автомобилопроизводителите от законодателите.

От дотук казаното могат да се направят следните изводи:

- Планетните предавателни кутии все повече навлизат и изместват конвенционалните ръчни предавателни кутии ;
- От планетните предавателни кутии най – разпространени са четири и пет степенните, като в бъдеще пет степенните постепенно ще изместват четири степенните ;
- Планетните предавателни кутии се разработват почти и само на основата на груповите планетни предавки известни като механизъм на Simpson и механизъм на Ravigneaux ;

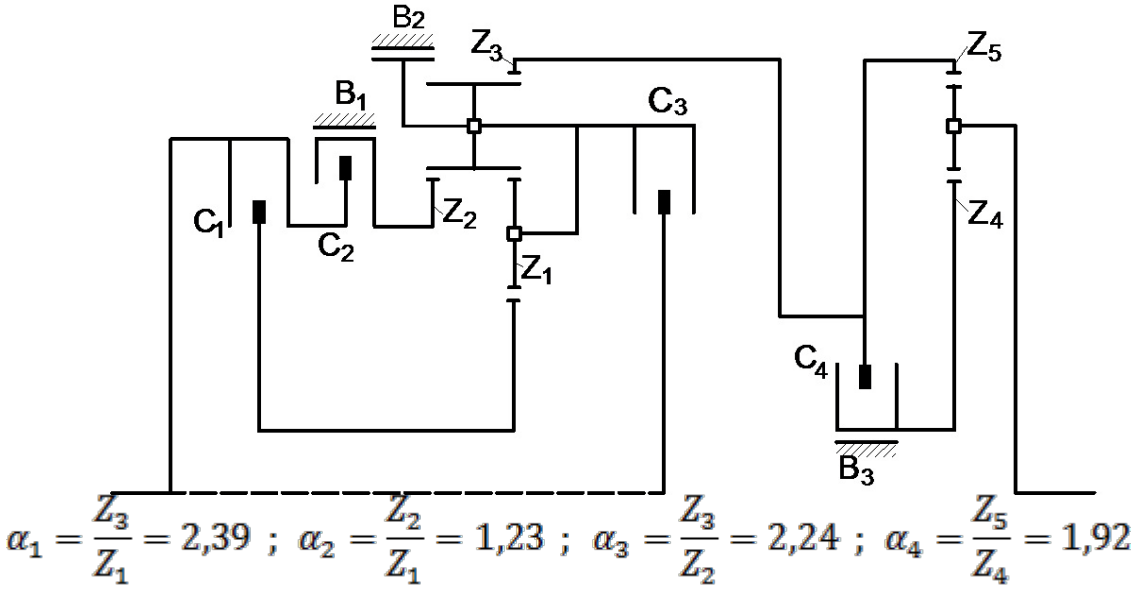
Въз основа на тези изводи може да се формулира следната задача:

- Да се помисли върху разработването на алтернативни кинематични схеми за пет степенни автомобилни планетни трансмисии, които да превъзхождат досега разработените.

С оглед на горе написаното са разработени две кинематични схеми за пет степенни планетни предавателни трансмисии – едната на основата на механизма на Ravigneaux, а другата на основата на механизма на Simpson.

Кинематичната схема на основата на механизма на Ravigneaux е представена на фиг. 1. Кинематиката ѝ представлява механизъм на Ravigneaux и един допълнително добавен обикновен планетен ред с параметър $\alpha_4 = Z_5/Z_4 = 1{,}92$, който работи или като съединител (с предавателно число единица) или като редукторна предавка от типа i_{3h}^{1} с предавателно число $1 + 1/\alpha_4$ – в зависимост от включените фрикционни елементи и това коя предавка трябва да се получи. При всички предавки се получават последователно свързани планетни редове.

В таблица 1 пък са показани включените фрикционни елементи за получаването на всяка предавка и точната стойност на предавателното число, което се получава.



$$\alpha_1 = \frac{Z_3}{Z_1} = 2{,}39 \;;\; \alpha_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = 1{,}23 \;;\; \alpha_3 = \frac{Z_3}{Z_2} = 2{,}24 \;;\; \alpha_4 = \frac{Z_5}{Z_4} = 1{,}92$$

Фиг.1. Кинематична схема на планетна предавателна кутия на основата на механизма на Ravigneaux.

Таблица 1

пр.	C_1	C_2	C_3	C_4	B_1	B_2	B_3	$i =$
I	X					X	X	$\alpha_1.(1+1/\alpha_4)=3{,}64$
II	X			X		X		$\alpha_1=2{,}39$
III	X			X	X			$(1+\alpha_2)/(1+1/\alpha_3)=1{,}54$
IV	X	X		X				1,00 (директна)
V			X	X	X			$1/(1+1/\alpha_3)=0{,}69$
R		X				X	X	$-\alpha_3.(1+1/\alpha_4)=-3{,}41$

На първа предавка е активиран съединителят C_1 и спирачките B_2 и B_3. Работят втория планетен ред от състава на механизъма на Ravigneaux и допълнителният планетен ред, който в случая се използва за увеличаване на предавателното число. Мощностния поток от двигателя се предава на малкото колело от механизма на Ravigneaux, а водилото му се блокира от спирачката B_2. Изход е короната на Ravigneaux при което се получава предавка от типа i_{13}^h , но предавателното число е равно на α_1, а не на $-\alpha_1$. Това е така тъй като в състава на механизма на Ravigneaux работи само планетния ред с параметър α_1 при който слънчевото колело е зацепено с короната посредством два реда сателити т.е. има едно външно зацепване повече което обръща поската на въртене още веднъж и така посоката на въртене на входящото и на изходящото звено се запазва същата. Голямото слънчево колело на Ravigneaux се върти свободно и не участва в предаването на силовия поток. Допълнителния планетен ред работи като редуктор от типа i_{3h}^1 (активирана е спирачката B_3) с предавателно число $1+1/\alpha_4$ при което се получават два последователно свързани планетни реда единия с предавателно число $i_{13}^h=\alpha_1$, а другия $i_{3h}^1=1+1/\alpha_4$ при което крайното предавателно число за първа предавка става $i_1=\alpha_1.(1+1/\alpha_4)=3{,}64$.

На втора предавка са активирани съединители C_1, C_4 и спирачката B_2. За получаване на предавателното число участва само втория планетен ред от състава на механизма на Ravigneaux. Допълнителния планетен ред се блокира чрез съединителя C_4. Чрез него ъгловата скорост на изходящия вал на Ravigneaux се предава и на слънчевото колело с брой зъби Z_4 – така това слънчево колело се върти със същата ъглова скорост като короната на същия планетен ред, а така целия планетен ред се върти като едно цяло с предавателно число единица – не оказва влияние върху цялостното предавателно число на трансмисията. Както вече беше споменато за получаването на предавателното число на втора предавка работи само втория планетен ред на Ravigneaux – както при първа предавка. Така се получава предавателно число $i_2=\alpha_1$.

На трета предавка пак са активирани съединители C_1, C_4, но активираната спирачка е B_1. Допълнителния планетен ред отново е блокиран чрез съединителя C_4, както при втора предавка и се върти като едно цяло с предавателно число единица. Цялостното предавателно число на трансмисията се получава в състава на механизма на Ravigneaux. Мощностния поток пак се предава на малкото му слънчево колело чрез съединитля C_1, но този път не се блокира водилото, а голямото слънчево колело – чрез спирачката B_1. Тук е необходимо да се разгледа и

третия планетен ред в състава на механизма на Ravigneaux - $Z_2 - Z_1$ с параметър $\alpha_2 = Z_2/Z_1 = 1{,}23$. При него голямото слънчево колело (което в случая е блокирано) играе ролята на фиктивна корона т.е. пак имаме планетен ред (епициклична предавка), но без вътрешно зацепване. За по – лесен кинематичен анализ на предавателното число, което се получава могат да се разглеждат кои да са два планетни реда от влизащите в състава на механизма на Ravigneaux, тъй като съществува взаимна зависимост между техните параметри ($\alpha_1 = \alpha_2.\alpha_3$) и предавателното число би могло да се изрази само чрез два от тях. По – удобно е да се анализират тези редове, при които има звено с ъглова скорост, равна на нула:

ПР$_1$ ПР$_2$

$\omega_{сл} = 0(B_1)$; $\omega_{сл} = \omega'(C_1)$;

$\omega_к = \omega''$; $\omega_к = 0(B_1)$;

$\omega_в = \frac{\omega''}{1+1/\alpha_1}$ $\omega_к = \frac{\omega'}{1+\alpha_2}$.

Водилото е общо за двата планетни реда и получените изрази за ъгловата му скорост може да се приравнят:

$$\frac{\omega'}{1+\alpha_2} = \frac{\omega''}{1+1/\alpha_1} = \omega_в\ ;\ i_{II} = \frac{\omega'}{\omega''} = \frac{1+\alpha_2}{1+1/\alpha_1}$$

Получава се предавателно число $i_3 = (1+\alpha_2).\frac{1}{(1+1/\alpha_3)}$ или $i_3 = (1+\alpha_2)/(1+1/\alpha_3) = 1{,}54$.

На четвърта предавка са активирани съединили C_1, C_2 и C_4. Това е така за да се улесни автоматиката при превключване от трета на четвърта или от четвърта на трета предавка – кинематиката е направена така, че да е максимално практична (същия ефект може да се постигне и с активиране на съединители C_1, C_3 и C_4 или с C_2, C_3 и C_4, но така се затруднява автоматиката). Съединителят C_4 блокира допълнителният планетен ред като при втора и трета предавка – всичките му звена се въртят с една и съща ъглова скорост (тази на изхода на Ravigneaux) и предавателното му число е единица. Съединителите C_1 и C_2 пък блокират механизма на Ravigneaux и така и неговите звена се въртят с еднаква ъглова скорост и съответно и неговото предавателно число е единица. Четвърта предавка се получава директна – всички звена в трансмисисията се въртят като едно цяло с входящата в трансмисията ъглова скорост (на коляновия вал на ДВГ).

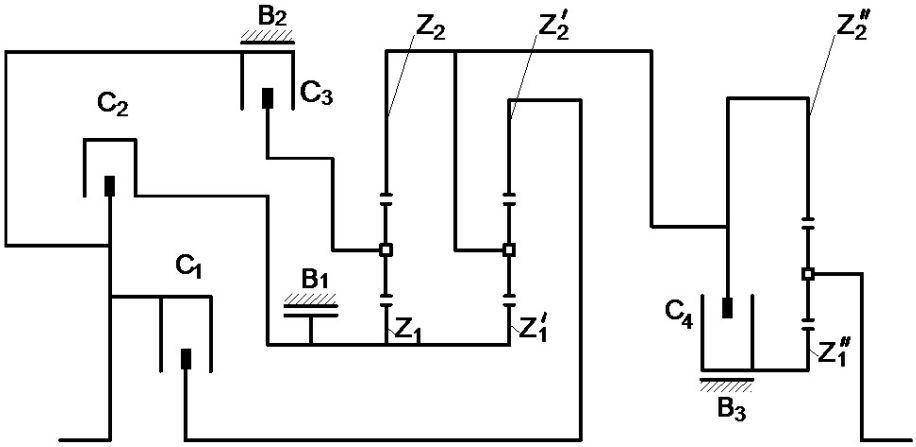
На пета предавка са активирани съединители C_3, C_4 и спирачката B_1. Допълнителният планетен ред отново е блокиран със съединителя C_4 – предавателно число единица. Предавателното число се получава само в състава на Ravigneaux. Мощностният поток се предава чрез съединителя C_3 на водилото, а спирачката B_1 блокира голямото слънчево колело с брой зъби Z_2. За получаването на предавателното число работи само първия планетен ред на Ravigneaux ($Z_3 - Z_2$) с параметър $\alpha_3 = Z_3/Z_2 = 2{,}24$. Получава се предавка от типа i^1_{h3} с предавателно число $i_5 = 1/(1+1/\alpha_3) = 0{,}69$. Малкото слънчево колело на Ravigneaux се върти свободно и не участва в образуването на предавателното число.

За получаване на задна скорост се активира само съединителя C_2, но са активирани спирачките B_2 и B_3. Използва се първия планетен ред на Ravigneaux ($Z_3 - Z_2$) с параметър $\alpha_3 = Z_3/Z_2 = 2{,}24$ (не се използва втория планетен ред на Ravigneaux – $Z_3 - Z_1$ с параметър α_1, защото при него слънчевото колело е зацепено с короната посредством два реда сателити (едно външно зацепване повече) и посоката на изходящия вал не се обръща – това слънчево колело се върти свободно и не участва в образуването на предавателното число). Получава се предавка от типа i^h_{13} с предавателно число $i^h_{13} = -\alpha_3$. Допълнителният планетен ред се използва за да се увеличи това предавателно число и то да стане по –

подходящо и почти равно на това на първа предавка. В допълнителния планетен ред се получава предавка от типа i_{3h}^{1} с предавателно число $i_{3h}^{1} = 1 + 1/\alpha_4$. Тъй като планетните редове са свързани последователно крайното предавателно число за задна скорост се получава $i_R = -\alpha_3.(1 + 1/\alpha_4) = -3{,}41$.

Кинематичната схема на основата на механизма на Simpson е представена на фиг. 2. Кинематиката ѝ представлява механизъм на Simpson и един допълнително добавен обикновен планетен ред, който работи или като съединител (с предавателно число единица) или като редукторна предавка от типа i_{3h}^{1} с предавателно число $1 + 1/\alpha$ – в зависимост от включените фрикционни елементи и това коя предавка трябва да се получи. Типично за механизма на Simpson всички зъбни колела са абсолютно еднакви (с еднакъв брой зъби и размери) т.е. са унифицирани, което е едно от най – сериозните му предимства. Така всички планетни редове в трансмисията имат еднакъв параметър равен на α и е по – лесно и евтино да се произведат. При всички предавки се получават последователно свързани планетни редове без първа и втора. При тях и двата планетни реда в състава на механизма на Simpson работят паралелно.

В таблица 2 пък са показани включените фрикционни елементи за получаването на всяка предавка и точната стойност на предавателното число, което се получава.



$$\alpha_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \alpha_2 = \frac{Z_2'}{Z_1'} = \alpha_3 = \frac{Z_2''}{Z_1''} = \alpha = 2{,}0$$

Фиг. 2. Кинематична схема на планетна предавателна кутия на основата на механизма на Simpson.

Таблица 2

пр.	C_1	C_2	C_3	C_4	B_1	B_2	B_3	$i =$
I	X					X	X	$(2 + 1/\alpha).(1 + 1/\alpha) = 3{,}75$
II	X			X		X		$2 + 1/\alpha = 2{,}5$
III	X			X	X			$1 + 1/\alpha = 1{,}5$
IV	X	X		X				1,00 (директна)
V			X	X	X			$1/(1 + 1/\alpha) = 0{,}67$
R		X				X	X	$-\alpha.(1 + 1/\alpha) = -3$

На първа предавка е активиран съединителят C_1 и спирачките B_2 и B_3. За получаване на общото предавателно число работят всички планетни редове в

трансмисията, като двата планетни реда в състава на Simpson работят като паралелно свързани, а целият механизъм като цяло е последователно свързан с допълнителния планетен ред, който в случая се използва за увеличаване на предавателното число на Simpson. Мощностния поток от двигателя се предава на короната на втория планетен ред на механизма на Simpson (типично за конструкцията на тази групова планетна предавка), а водилото на първия му планетен ред се блокира от спирачката $\mathrm{B_2}$. Изход е водилото на втория планетен ред в състава на механизма, което е свързано с короната на първия планетен ред като зъбен блок (двете звена са един детайл). С блокирането на водилото на първия планетен ред се принуждават слънчевите колела (които също са на един вал и са като зъбен блок) да се въртят в обратна посока по отношение на изходящия вал. Така благодарение на първия планенте ред и това, че слънчевите колела на Simpson са един детайл – във втория планетен ред всички звена са активни и имат различна ъглова скорост (двата планетни реда работят при паралелно свързване и втория става диференциален механизъм). Обратното въртене на слънчевото колело на втория планетен ред предизвиква намаляване на ъгловата скорост на водилото му в сравнение със случая, когато то е неподвижно (трета предавка) и предавателното число се увеличава.

За този случай е валидно:

ПР$_1$ ПР$_2$

$\omega_{к} = \omega''$; $\omega_{сл} = -\alpha.\omega''$;

$\omega_{В} = 0(\mathrm{B_2})$; $\omega_{В} = \omega''$;

$\omega_{сл} = -\alpha.\omega''$ $\omega_{к} = \omega'(\mathrm{C_1})$.

След прилагането на правилото на Вилис за ПР$_2$:

$$\frac{\omega_{сл}^{(в)}}{\omega_{к}^{(в)}} = \frac{-\alpha.\omega'' - \omega''}{\omega' - \omega''} = -\alpha\,;\; i_I = \frac{\omega'}{\omega''} = 2 + \frac{1}{\alpha}$$

Предавателното число на Simpson става $2 + 1/\alpha$. Тъй като то не е достатъчно голямо за предавателно число на първа предавака за пет степенна автомобилна трансмисия то се увеличава чрез допълнителния планетен ред. Той работи като редукторна предавка от типа i_{3h}^{1} (активирана е спирачката $\mathrm{B_3}$) с предавателно число $1 + 1/\alpha$ – последователно свързан със Simpson. Крайното предавателно число за първа предавка става $i_1 = (2 + 1/\alpha).(1 + 1/\alpha) = 3{,}75$.

На втора предавка са активирани съединители $\mathrm{C_1}$, $\mathrm{C_4}$ и спирачката $\mathrm{B_2}$. Допълнителният планетен ред се блокира чрез съединителя $\mathrm{C_4}$ и всичките му звена се въртят с еднаква ъглова скорост (цялата предавка се върти като едно цяло). Предавателното число е единица и съответно не участва в образуването на общото предавателно число на трансмисията за втора предавка. Механизмът на Simpson работи по същия начин както при първа предавка и съответно крайното предавателно число което се получава за втора предавка е $i_2 = 2 + 1/\alpha$.

На трета предавка пак са активирани съединители $\mathrm{C_1}$, $\mathrm{C_4}$, но активираната спирачка е $\mathrm{B_1}$. Допълнителният планетен ред отново е блокиран чрез съединителя $\mathrm{C_4}$, както при втора предавка и се върти като едно цяло с предавателно число единица. Цялостното предавателно число на трансмисията отново се получава само в състава на механизма на Simpson (като при втора предавка). Мощностният поток се предава пак на короната на втория планетен ред на Simpson чрез съединителя $\mathrm{C_1}$. Спирачката $\mathrm{B_1}$ блокира слънчевите колела. Водилото на първия планетен ред се върти свободно и същия не участва в образуването на предавателното число. Предавателното число на Simpson се формира само във втория планетен ред, който работи като предавка от типа i_{3h}^{1} (вход корона ($\mathrm{C_1}$) изход водило с блокирано слънчево колело ($\mathrm{B_1}$)) с предавателно число $i_3 = 1 + 1/\alpha = 1{,}5$.

На четвърта предавка са активирани съединители C_1, C_2 и C_4. Това е така за да се улесни автоматиката при превключване от трета на четвърта или от четвърта на трета предавка. Механизмът на Simpson се блокира чрез C_1 и C_2. Допълнителният планетен ред се блокира чрез съединителя C_4. Всички планетни предавки се въртят като едно цяло и предавателното число на трансмисията е единица – директна предавка.

Петата – ускоряваща предавка (Overdrive) се получава чрез активиране на съединителите C_3 и C_4 и спирачката B_1. Допълнителният планетен ред е блокиран от съединителя C_4 и не участва в образуването на предавателното число. Цялостното предавателно число отново се образува в състава на Simpson. Входът е водилото на първия планетен ред – активиран е съединителя C_3, а изход е короната му (в зъбен блок с водилото на втория планетен ред). Слънчевите колела се блокират чрез спирачката B_1. Короната на втория планетен ред се върти свободно и той не участва във формирането на общото предавателно число. То се получава от първия планетен ред, който в случая работи като мултипликатор от типа i_{h3}^1 (вход водило (C_3), изход корона и блокирано слънчево колело (B_1)). Крайното предавателно число за пета предавка се получава $i_5 = 1/(1+1/\alpha) = 0{,}67$.

За получаване на задна скорост се активира само съединителя C_2, но са активирани спирачките B_2 и B_3. Използва се първия планетен ред на Simpson, тъй като при втория водилото е изходящо звено и няма как да се блокира. Разчита се на това, че изхода на първия планетен ред е един детайл с изхода на целия механизъм и така движението се извежда към допълнителния планетен ред. Получава се предавка от типа i_{13}^h с предавателно число $i_{13}^h = -\alpha$. Допълнителния планетен ред се използва за да се увеличи това предавателно число и то да стане по – подходящо и почти равно на това на първа предавка. В допълнителния планетен ред се получава предавка от типа i_{3h}^1 с предавателно число $i_{3h}^1 = 1 + 1/\alpha$. Крайното предавателно число за задна скорост се получава $i_R = -\alpha.(1+1/\alpha) = -3$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Тези кинематични схеми превъзхождат досега разработените със следните си предимства:

- По – малко фрикционни елементи от произвежданите трансмисии. И двете схеми използват по 7 фрикционни елемента (4 съединителя и 3 спирачки). За пример пет степенната трансмисия на фирмата ZF – 5HP18, която е много разпространена, получава петте си предавателни числа чрез десет фрикционни елемента. Пет степенната трансмисия на Daimler (Mercedess) пък използва девет фрикционни елемента.
- По – малко предавки от някои трансмисии. За пример Пет степенната трансмисия на Daimler (Mercedess) за получаване на предавателните числа използва четири предавки (четири планетни реда) – предложените кинематични схеми използват по три. Пет степенната предавателната кутия на Ford – MCAT също използва четири планетни реда (един механизъм на Ravigneaux и един механизъм на Simpson).

- По – опростена автоматика – по – малкото фрикционни елементи изискват по – опростена автоматика, която е по – надеждна, по – лесно обслужваема и по – надеждна.
- По – компактна конструкция. По – малкото фрикционни елементи намаляват габаритите и теглото на трансмисията.
- По – подходящи предавателни числа. Предавателните числа, които се предлагат от представените кинематични схеми отговарят в по – висша степен на закона за изменение на предавателните числа [2]. Стъпката им е по – подходяща и разликата в предавателните числа на първа и на задна скорост е почти никаква. За пример пет степенната предавателна кутия W5A 030 на Daimler има предавателно число на първа предавка $i_1 = 3{,}871$ и предавателно число на задна скорост $i_R = 5{,}586$. Предавателните числа на представените с този доклад кинематични схеми могат и да се прецизират с промяна на параметрите на планетните редове.
- По – високо КПД дължащо се на по – малките загуби в резултат на по – малкото фрикционни елементи (във всеки фрикционен елемент има загуби) и също така поради това, че се използват само три планетни реда – в пет степенните предавателни кутии с четири планетни реда (които не са рядко срещани) мощностния поток минава през по – голям брой зъбни зацепвания, което неминуемо намалява КПД-то.

Недостатъци:

- По – сложна конструкция. И двете схеми използват кинематика с проходни валове, които са по – сложни за изработка и съответно себестойността по производството им ще е по – висока.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Гигов Б., „Автоматични трансмисии“ Ту – София 2007

[2] Петков Б., „Теория на автомобила, трактора и кара“ Техника 1979

[3] Erjavec J., “Today’s technician: automatic transmissions and transaxles – fifth edition” Cengage learning 2010.

[4] Litvin F., Fuentes A., “Gear Geometry and Applied Theory Second Edition” Cambridge University 2011

За контакти:

инж. Станислав Милев, докторант към катедра Транспортна техника и технологии на Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0889867600, e-mail: stanislav.milev@tu-varna.bg

ВЛИЯНИЕ НА РЕЖИМИТЕ НА ЕКСПЛОАТАЦИЯ ВЪРХУ ИЗБОРА НА ПРЕДАВАТЕЛНИ МЕХАНИЗМИ

Найден Спасов

***Abstract*:: *Effect of operating mode on the choice of gears* -**One of the most important tasks in practice is to predict and select the appropriate mode of operation. This task requires labor-intensive and energy-intensive model tests. Therefore, constantly is looking for different methods for evaluating and selecting gears, motor - gear and etc. This work proposes a methodology for evaluation and selection of appropriate mechanisms for drives in the field of machine manufacturing. An attempt for a conservative estimate of the spectrum of load transmission mechanisms is made by selecting the appropriate operating mode under certain loads.
Keywords: gears, loading capacity, operation mode, coefficients, exploitation conditions.

ВЪВЕДЕНИЕ

Редукторите и двигател - редукторите се използват в много механизми. Проектирането на ново оборудване или модернизацията на старото е неизбежно, което изисква конструкторите да изберат определени предавателни механизми.

Възприето е влиянието на товарните режими върху експлоатационните параметри на предавателните механизми да се определи посредством експериментални изследвания на различни представители на типореда от предавателни механизми с различно предавателно число. Една от важните за практиката задачи е прогнозирането и избора на подходящи режими на експлоатация.

Тази задача изисква трудоемки и енергоемки моделни изпитвания. Ето защо, непрекъснато се търсят различни методики за оценяване и избор на предавателни механизми, мотор – редуктори и др.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Прави се опит за консервативна оценка на спектъра на натоварване на предавателните механизми чрез избора на подходящи експлоатационни режими при определени натоварвания (Фиг.1).

За избора на предавателни механизми влияят по-долу описаните фактори:

- Моментното натоварване на изходния вал Tc, [Nm] ;
- Честотата на въртене на изходящия вал, n2, [об/мин] ;
- Условията на експлоатация;
- Мощност на двигателя, P2, Kw ;
- Конструктивното изпълнение ;
- Режима на работа;



Фиг. 1. Общ вид на предавателните механизми

Честотата на въртене на изходящия вал се определя от предавателното число: $i = \frac{n_1}{n_2}$, (1)

Където n_1 - честотата на въртене на входящия вал на предавателния механизъм; n_2 - честотата на въртене на изходящия вал на предавателния механизъм.

Момент на натоварване /моментното съпротивление/ на изходящия вал на предавателни механизми се определя за съответния механизъм, от технологичния процес и се изчислява по известните методики.

Необходимата мощност на двигателя, с отчитане на КПД на редуктора може да бъде определена със следните зависимости:

$P_1 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta}$, където: P_1[Kw] – мощност на двигателя; (2)

$T_2\ [H \cdot м]$ – момент на изходящия вал на предавателния механизъм;

n_2 [$^{об}/_{мин}$] – честота на въртене на изходящия вал;

η – КПД на предавателния механизъм.

При избора на предавателни механизми по номинален момент (Тред.ном.), следва да се отчете примерно 20% намаляване на номиналният момент вследствие възможно спадане на напрежението с 10%.

$T_{ред.ном} = \frac{T_c}{0,81}$. (3)

Режими на експлоатация – посочени са по-горе в стандарт:

- Л – лек режим, ПР% до 16;
- С – среден режим, ПР% до 25;
- Т – тежък режим, ПР % до 40;
- МТ – много тежък режим, ПР% >63

ПР% - продължителност на включване на електродвигателя, определена за 10 минути работа, като отношение на временната работа на двигателя към сумарното време на цикъла с отчитане на паузата, в продължение на която двигателя се охлажда.

Понастоящем за оценка на натоварването на предавателните механизми се използват статистически типове режими „ П, Т, СР, СН, Л и ОЛ “ по БДС 1708 - 89; за електродвигателя – режим S1 – S10 – по IEC. Компромисно решение, е отчитането на два фактора, и се явява използването на коефициента за условията на експлоатация – FS - широко разпространено в другите държави.

За определяне режимите на работа по FS е необходимо да се знае:

- Характера на натоварването:
  - “А” - спокойна безударна работа, приведения инерционен момент на ротора на двигателя е по-голям от инерционния момент на бързоходния вал на спирачката;
  - “В” - натоварване с умерени удари – приведения инерционен момент не превишава повече от 3 пъти инерционния момент на ротора;
  - “С” - ударно натоварване – приведения инерционен момент повече от 3 пъти превишава инерционния момент на двигателя. Характера на натоварването въздейства преди всичко в пусковия период / при спиране на задвижването - последния случай “С” се препоръчва да се използва устройство за плавно пускане за намаляване на ударното натоварване на предавката при което се повишава надеждността и дълготрайността на задвижването като цяло.
- Продължителност на работа на предавката в режим;
- Честота на включване в час.

За избор на коефициент на условията на експлоатация FS се използва таблица 2, а за установяване на взаимовръзката на режима на експлоатация към държавния норматив – таблица 1.

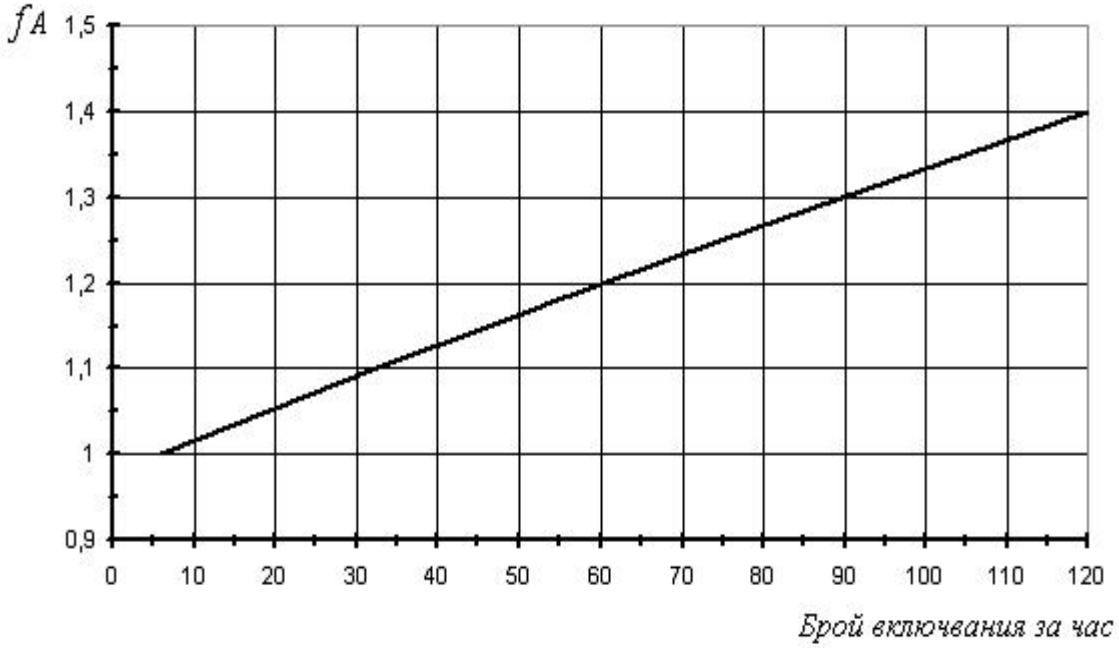
Ако е невъзможно да се изчисли коефициента на условията на експлоатация FS от данните поместени в таблица 2, то може да се определи като произведение на два коефициента:

$FS = f_B \cdot f_A$, където: f_B – коефициенти, от който зависи характера на натоварването;

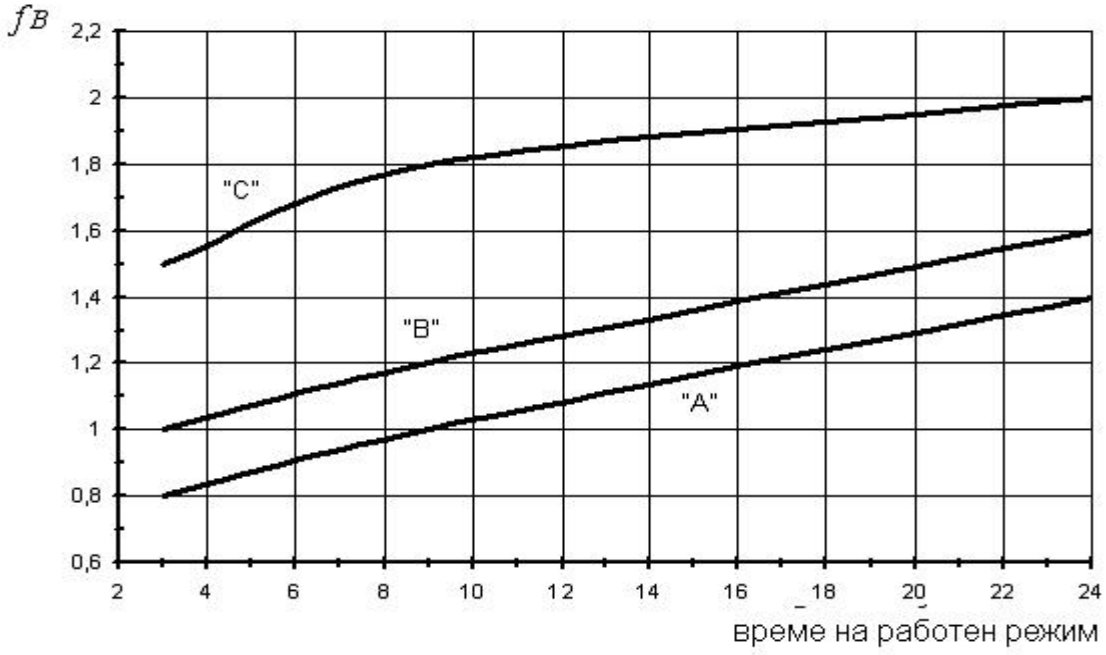
f_A – коефициент, от който зависи честотата на включване в час.

Стойностите на коефициентите f_B и f_A могат да се определят, като се използва по долу показаната графика (Фиг.2).

При избора на предавателен механизъм с по – голям коефициент на експлоатация FS от следваща позиция от типореда, се гледат под внимание предните изчисления.



Фиг. 2. Характеристика на коефициента f_A, зависещ от броя на включванията за час.



Фиг. 2. Характеристика на коефициента f_B, зависещ от характера на натоварването.

Таблица 1

Режим на експлоатация по БДС 1708 - 89	***«П» – постоянен***	***«Л» – тежък***	***«СР» – среден, равновероятен***	***«СН» – среден, нормален***	***«Л» – лек***	***«ОЛ» – особено лек***
Режим на работа по ГОСТ 25835	6М	5М	4М	3М	2М	1М
Режими по стандарта за изпитване на пр.механизми	«МТ» ПВ63-100%	«Т» ПВ40-63%	«С» ПВ25-40%	«С» ПВ25-40%	«Л» ПВ16-25%	«Л» ПВ<16%
FS	2,8 – 3,0	2,4 – 2,6	1,8 – 2,0	1,8 – 2,0	1,4 – 1,6	1,1 – 1,3

Таблица 2

Режим на натоварване и работно време в режим	***«А»*** ***Равномерен режим на работа*** $I_P > I_{np}$			***«В»*** ***Режим на работа с умерени удари*** $I_{no}/I_p \le 3$			***«С»*** ***Режим на работа със силни удари*** $I_{no}/I_p > 3$		
Честота на включване в час	3…4	8…10	10…24	3…4	8…10	10…24	3…4	8…10	10…24
6	0,8	1,0	1,4	1,0	1,2	1,6	1,5	1,8	2,0
60	1,0	1,2	1,7	1,2	1,4	1,9	1,8	2,2	2,4
120	1,1	1,4	2,0	1,4	1,7	2,2	2,1	2,5	2,8

Където в таблицата:

I_{np} – Инерционен момент от допълнителното натоварване, приведен към бързоходния вал:

$$I_{np} = \frac{I_{нагр}}{i^2}, [kg \cdot м^2]; \quad (4)$$

I_P – инерционен момент на ротора на двигателя, $[kg \cdot м^2]$.

Характера на натоварването може да се приеме на базата на следните примери или да се вземе от конкретните условия на работа на определен механизъм:

- Агрегати, работещи в равномерен режим на работа „А“

Бъркалка за чисти течности, захранващо устройство за пещи, генератори, центробежни помпи, ленти с равномерно разпределени товари, шнекови или лентови транспортери за леки материали, вентилатори, сборни конвейри, малки бъркалки, подемници с малка товароспособност, подемни плаформи, чистещи машини, контролни машини.

- Агрегати, работещи в режим с умерени удари „B“

Бъркалки за течности и твърди материали, лентови транспортьори, сградни лебедки, канализационни шнекове, вакумни филтри, кранове, подаващи устройства в дървообработващите машини, подемници, балансиращи машини, резбонарезни стругове, лентови транспортьори за тежки материали, плъзгащи се врати, лентови транспортьори, опаковъчни машини, бетонобъркачки, фрези машини, огъващи машини, зъбни помпи, стругове, вибратори, циментови мелници, повдигачи, въртящи се маси и др.

- Агрегати, работещи в режим със силни удари „C“

Лебедки и подемници за тежки товари, екструдери, гумени каландри, тухлени преси, рендета, топкови мелници, смесители за тежки материали, ножици, преси, центрофуги, шлифовъчни машини, мелници за камъни, верижна драга, пробивни машини, ексцентрични преси, огъващи машини, въртящи се маси, барабани, вибратори, стругове, фрезови машини, циментови мелници и др.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведеното изследване за влиянието на режимите на експлоатация върху избора на предавателни механизми се констатира, че:

1. Режимите на експлоатация се оказват пряко свързани със степента на натоварване при различните работни машини, което има отношение при избора на предавателни механизми;
2. Реалната оценка на натоварването на предавателните механизми се поставя след изпитвания по зададени статистически типове режими;
3. Коефициента на условията на експлоатация е обвързан и зависим от характера на коефициентите f_A, зависещ от броя на включванията за час и от f_B - зависещ от характера на натоварването.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Спасов Н. „Възможности за усъвършенстване на стендове за изпитване на механични предавателни механизми“, Конференция “Образование, Наука, Бизнес” - Двигатели на развитието Варна 2`2011 г., Списание “Известия” на съюза на учените – Варна, ISSN 1310-5833, Стр.53 .

[2] БДС 17108-89. Предавки зъбни цилиндрични еволвентни с външно зацепване. Якостно изчисляване на зъбите

[3] Дивизиев В. Й. и др. Подемно-транспортни машини и системи. С., Техника,1993.

[4] Иванов А. С., Муркин С. В. Конструирование современных мотор-

редукторов: Электронное учебное пособие. М.: МГТУ им. И. Э. Баумана, 2012. 147 с, http://wwwcdl.bmstu.ru/ rk3/Motor.html

[5] ISO 6336. Calculations for life and strength of Gears.

[6] ГОСТ21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

ЗА КОНТАКТИ:

инж. Найден Спасов, катедра „Технология на машиностроенето и металорежещи машини ” на Технически Университет Варна, гр. Варна, ул. „Студентска” №1, 9010, тел.: 052-383 502, e-mail: **inflames@abv.bg, naiden.spasov@tu-varna.bg**

МЕТОДИ ЗА СТИМУЛИРАНЕ И ВНЕДРЯВАНЕ НА ИНТЕЛИГЕНТНИТЕ ТРАНСПОРТНИ СИСТЕМИ В УПРАВЛЕНИЕТО НА ТРАНСПОРТА

Александрина Банкова

Stimulation and deployment of Intelligent Transport Systems in transport management: *This paper examined the Intelligent Transport Systems in road transport sector as a means to improve environmental performance, efficiency, including energy efficiency. Based on this survey gruirani methods for improving the quality of transport.*

Key words: *intelligent transport systems, quality, methods of transport.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Един от основните фактори в икономиката на всяка държава е транспортът на хора и товари. Въпреки сериозното присъствие в съвременния свят на воден, въздушен и железопътен транспорт, все още голям дял в превоза на хора и товари има автомобилният транспорт.

Поради тази причина в към настоящия момент се забелязват и първите странични ефекти от развитието му: увеличаване на задръстванията, броя на инцидентите на пътя и на вредното влияние върху околната среда. Тези проблеми могат да бъдат решени по два основни начина: изграждане на нова инфраструктура, внедряване на нови технологии за оптимизация на трафика.

Интелигентните транспортни системи (ИТС) са високоразвити приложения, които имат за цел да предоставят новаторски услуги, за различните видове транспорт и управление на тяхното движение, както и да осигурят информация на потребителите. Внедряването им, както и осигуряване на непрекъснатост на услугите на територията на целия Европейски съюз, ще допринесе за по-безопасно, по-координирано и „по-интелигентно“ използване на транспортните мрежи.

Добри практики в Европа

Повечето градове са в ранен период на разбиране и реализиране на пълния потенциал на ИТС, затова и се наблюдават значителни разминавания между начина, по който напредват. Един от примерите за сериозно постижение в областта на ИТС и усъвършенстване на транспорта е град Стокхолм, който е внедрил няколко водещи световни практики в областта на интелигентния транспорт. Градът е добре известен с таксата си за влизане в центъра на града, която доведе до 25-процентно намаление на използването на автомобили и до 14 процента по-малко вредни емисии от пътния трафик. Като част от този транспортен план беше увеличен делът на автобусните услуги, бяха осигурени повече паркинги за частни автомобили в близост до спирки на градския транспорт и беше въведена интегрирана билетна система, която свърза основните типове транспорт.

Типично приложение на интелигентните транспортни системи е софтуер за симулация на движението, за контрол в реално време и за комуникация.

През пролетта на 2012 г. финландската столица Хелзинки въведе в експлоатация интелигентна система за контрол на достъп на превозни средства в централната част на града. Авторизирането на достъп за избрани групи превозни средства се доказа като ефективен метод за намаляване на ненужния обем на трафика в центъра на града [1].

Прилагайки тази технология, в Хелзинки (домакин на Европейският ИТС конгрес през 2014 година) се стремят да превърнат центъра на града в гостоприемно място за колоездачи и пешеходци, да повишат пътната безопасност и да намалят

емисиите на вредни вещества. Nedap е холандската компания разработила технологията, позволяваща селективен контрол на достъпа на превозни средства, а инсталирането на системата е изпълнено от финландската компания Visy. По-късно тази година Хелзинки ще вземат решение дали да бъде разширена зоната с ограничен достъп в центъра на града.

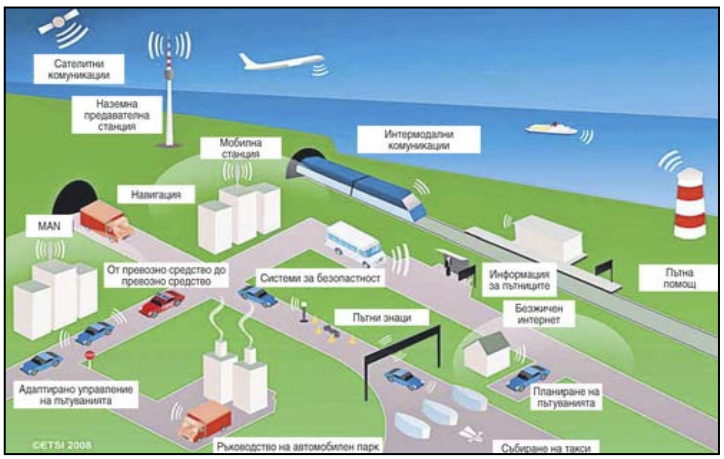
За да се подобрят жизнените условия и да се повиши икономическата жизненост, градът се е нуждаел от намаляване на обема на моторни превозни средства в централната си част, както и от регулиране на обема на трафика, вземайки предвид динамичните аспекти на градския трафик. Жители, търговци на дребно, доставчици, таксита и службите за спешна помощ се нуждаят от достъп до центъра на Хелзинки по различно време и поради широк кръг от причини.

Добра практика в България

През август миналата година приключи строежът на лайфстайл център от открит тип - "Странд Бургас". Той е снабден с интелигентна паркинг система, която помага на посетителите бързо и лесно да намерят свободно място за автомобилите си. Освен че ще отвежда шофьорите до най-близкото свободно паркомясто - проблем, с който се е сблъсквал всеки посетител на търговски център, тя също ще им показва къде са паркирали автомобила си, когато са готови да напуснат обекта. Така на посетителите се спестява допълнителното лутане и излишният стрес.
Внесена от българската фирма UBR, системата е комбинация от големи осветителни тела, обозначаващи дали мястото, върху което са поставени, е свободно, и многобройни LED монитори, които насочват колите до незаети локации.
Мрежа от инфрачервени камери, оборудвани с модерна технология за разчитане на регистрационни номера, наблюдава всяко превозно средство, влязло в паркинга. С тяхна помощ, при напускане на лайфстайл центъра, хората могат да въведат номера на колата си на специално поставени за целта съоръжения и системата ще им покаже къде са спрели и как да стигнат до автомобила си.
Освен че намалява стреса от шофиране, системата ограничава изхвърлянето на вредни газове в атмосферата, тъй като шофьорите няма да обикалят безкрайно в търсене на място за паркиране. В резултат на това се намалява консумацията на гориво и се засилва цялостната екосъобразност на обекта [1].

1. Подобряване качеството и управлението на транспорта чрез ИТС

Интелигентните транспортни системи (Intelligent Transportation Systems, ITS) са съвременен подход за наблюдение, управление и като цяло подпомагане на функционирането на транспортната система и в частност автомобилния транспорт. Тези системи използват информационните и комуникационните технологии за да събират и обработват данни за транспорта, подпомагат процеса по взимане на решения и оценката ефектите от различни транспортни проекти и помагат на всички участници в движението [2]. Събираната пътна информация се използва за предварително оптимизиране на различни по характер транспортни операции от държавния и частния сектор (фиг. 1).

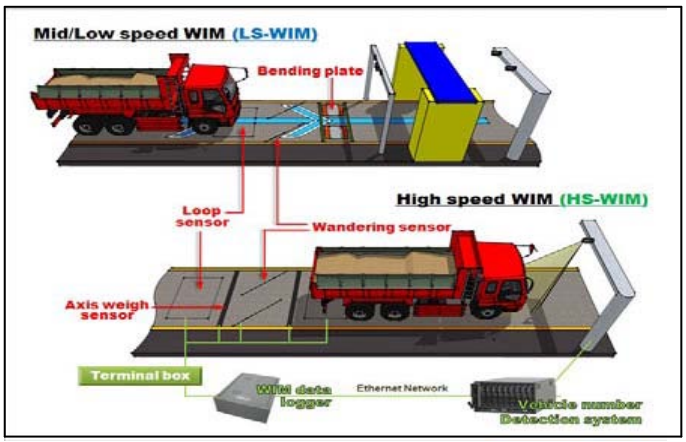


Фиг. 1. Съвременни интелигентни транспортни системи

Интегрирането на различни системи за финансови разплащания, като пътни такси, билети за градския транспорт, ползване на паркинги ще направи тези операции бързи, лесни и предпочитани от населението. Информационните табла на ключови места в градовете и наличието на мобилни услуги, информиращи за пътните условия и местата за паркиране ще намали и оптимизира трафика в близост до важните градски обекти (фиг. 2). Централизираното управление на светофарите в зависимост от натоварването е още един широко прилаган начин за подобрение на движението.



Фиг. 2. ГИС система в помощ преди и по време на пътуване



Фиг. 3. Пътни сензори за наблюдение на пътния поток

2. Измерваните параметрите на автомобилния поток са:

2.1. Използвана лента;

2.2. Посока на движение;

2.3. Скорост на движение;

2.4. Вид на транспортното средство;

2.5. Тегло на транспортното средство;

2.6. Час на преминаване;

Допълнителните данни могат да бъдат: температура и влажност на пътната настилка , температура, влажност и сила на вятъра, наличие на замърсяване по платното, задимяване и пожар в тунели и гаражи, установяване на пътни нарушения.

На база измерените параметри се изчисляват следните показатели: брой преминали автомобили за даден период, средна скорост на потока за даден период, атмосферно и звуково замърсяване.

3. Видове сензори

Съществува голямо разнообразие на сензори, използващи различни физични принципи за регистриране на преминаващите автомобили и техните характеристики. Сензорите се групират в 2 основни групи: монтирани на пътя и монтирани в превозното средство (GPS, RFID, транспондери). Сензорите монтирани на пътя биват активни и пасивни.

3.1. Според използваната технология активните сензори са:

3.1.1. Микровълнови;

3.1.2. Лазерни;

3.1.3. Ултразвукови;

3.2. Пасивните сензори са:

3.2.1. Инфрачервени;

3.2.2. Индуктивни кръгове;

3.2.3. Магнитни;

3.2.4. Акустични;

3.2.5. Пиезо и пневматични;

Поради различната точност на измерване на параметрите на автомобилния поток, някой сензори използват 2 или 3 технологии за точно измерване на множество параметри [3].

Индуктивните кръгове, магнитните, пиезо и пневматичните сензори се монтират под или на пътната настилка, което налага временното спиране на движението. Последните два типа сензори разчитат на физически контакт, поради което се износват бързо и се използват по-често на пунктове. Другите видове сензори се монтират над или отстрани на платното.

Най-широко използваните сензори са индуктивните кръгове, те са много точни и се монтират по двойки в лента. Използват се като еталон за точност. Все по-често се монтират видеокамери на магистрали, кръстовища, тунели и мостове. Напредъка в обработката на изображения позволява освен стандартните параметри да се регистрират и пътни нарушения, опасни ситуации и идентифициране на автомобили по регистрационния им номер, а видео образа е от голяма полза за властите и операторите в контролните центрове. Микровълновите сензори монтирани отстрани на платното и големият им обхват, достигащ до 12 ленти, ги правят ефикасни за магистрали и кръстовища. Разпознаването на вида на транспортното средство става по два начина. Лазерните и ултразвуковите сензори сканират профила на преминаващото транспортно средство във височина, а пиезо и пневматичните сензори определят броя на осите и теглото му. Инфрачервените, магнитните и акустичните се използват основно за броене или за регистриране на спрял автомобил.

4. Методи за повишаване на качеството на транспорта

Методите за подобряване на качеството на транспортните услуги могат да се групират в 5 групи:

4.1. Методи за ограничаване или стимулиране използването на даден вид транспортни средства.

4.2. Методи за понижаване на вредното влияние върху околната среда.

4.3. Методи предотвратяващи появата на проблеми в бъдеще.

4.4. Методи включват обновяване, разширяване и изграждане на нова пътна инфраструктура.

4.5. Методи за управление на транспортните потоци. Изграждането на системи за интегрирано наблюдение и управление (Интелигентни Транспортни Системи) ще предостави подробна и актуална информация нужна за прилагането на други методи. Тази информация може да се използва и от всички организации и лица разчитащи на автомобилния транспорт.

От всичко казано до тук можем да обобщим следното: ИТС обединяват телекомуникационни, електронни и информационни технологии с транспортното инженерство с цел планиране, проектиране, експлоатация, поддръжка и управление на транспортни системи. Внедряването на информационните и комуникационните технологии в сектора на автомобилния транспорт и неговите интерфейси с останалите видове транспорт ще има значителен принос за подобряване на екологичните показатели, на ефективността, включително и на енергийната ефективност, безопасността и сигурността на автомобилния транспорт, включително превоза на опасни товари, обществената сигурност и мобилността на пътници и товари.

Най-важните цели, които трябва да постигне Министерството на транспорта, информационните технологии и съобщенията, в сферата на своите компетенции и задължения, са както следва:

- координираното и последователно внедряване и използване на интелигентни транспортни системи в Република България;
- сътрудничеството с държавите-членки на Европейския съюз по приоритетни области;
- създаването на съвет по ИТС, като консултативен орган към министъра на транспорта, информационните технологии и съобщенията, който да изготви национален план за внедряване на ИТС в Република България.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Внедряване на ИТС в периода 2011 – 2020 г. ще доведе до:

- 30% намаление на броя загиналите в Европа;
- 30% намаление на броя на сериозно ранените в Европа;
- 15% намаляване на пътните задръствания;
- 20% повишаване на енергийната ефективност;
- 50% увеличаване на възможността за получаване на информация в реално време за трафика и от пътуващите;

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Интелигентните транспортни системи могат да решат проблемите с паркирането и задръстванията.

[2]. Лаков, В. Система за видео наблюдение и измерване на параметри на автомобилен поток, дипломна работа ТУ-София, 2006.

[3]. Диамандиева Е. Интелигинтните транспортни системи път към интелигентната мобилност.

[4]. Стратегия за развитие на транспортната система на Република България до 2020г., Министерство на транспорта, информационните технологии и съобщенията, 2010.

[5]. Зелена книга – към нова култура градска мобилност, Комисия на европейските общности, 2007.

[6]. Европейска Комисия, Евростат, http://epp.eurostat.ec.europa.eu

[7]. www.transportlearning.net

[8]. Строителство ГРАДЪТ. Интелигентни транспортни системи за безопасни пътища, 15 - 21 октомври 2012 г. Транспортно – комуникационна инфраструктура, градска мобилност.

За контакти:
Гл.ас. д – р инж. Александрина Банкова, Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, 0896/ 666131, e-mail: ina_janakiewa@abv.bg

ПРЕДОТВРАТЯВАНЕ И МИНИМИЗИРАНЕ НА ОТПАДЪЦИ ОТ ОПАКОВКИ КАТО ЧАСТ ОТ ИНТЕГРИРАНА СИСТЕМА

Александрина Банкова

Prevention and monimizirane of packaging waste as part of an integrated system: *In this paper analyzed intelligent transport systems as the primary means of improving road safety, supporting efficiency in the use of existing infrastructure and help reduce environmental pollution . Formulates the main methods to improve the quality of transport uslugi.Sistematizirani road are the types of sensors used for collecting real-time information about the parameters of traffic flows .*

Key words: *ekoligiya, waste packaging recycling.*

ВЪВЕДЕНИЕ

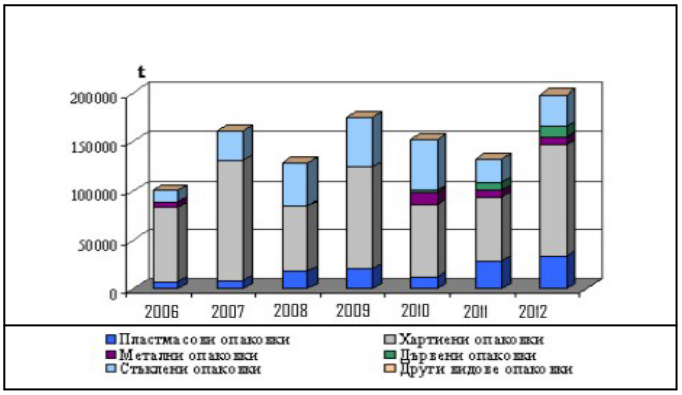
Понастоящем битовите отпадъци (в т.ч. и - отпадъците от опаковки) са най-добрият индикатор, с който разполагаме за охарактеризиране на общото развитие на образуването и третирането на отпадъци в страната. Отпадъци от опаковки са само около 5 % от общия обем на образуваните отпадъци, но поради комплексният им характер и разпределението им между различни източници, екологосъобразното управление на тези отпадъци е сложна дейност. Те съдържат много материали, рециклирането на които е от полза за опазването на околната среда. Въпреки ограниченият им дял от общия обем на образуваните отпадъци, политическото внимание към отпадъците от опаковки е много голямо.

По данни на Изпълнителната агенция по околната среда, средногодишно, в България се генерират около 15,197 млн. тона отпадъци [1]. За 2010 г. те са 15, 241 млн. тона и са с 2, 430 млн.тона по-малко в сравнение с 2009 г.(Фиг. 1), като презпоследните 3 години се забелязва тенденция на намаляване на количеството образувани в страната отпадъци. [2]. То се дължи на причини, свързани главно с прекратяване на дейността на големи промишлени предприятия, като основни източници на отпадъци, както и с доизграждане и оптимизиране на системите за разделно събиране на отпадъци и повишаване на количествата, предадени за рециклиране в изпълнение на целите на Национална програма за управление на отпадъците. Въпреки, тези положителни стъпки, от всички страни членки на ЕС, България се оказва с най-висок дял на депонираните битови отпадъци, спрямо събраните такива, докато дългосрочните цели на ЕС са ориентирани към избягване образуването на отпадъци, и превръщане на съвременното общество в „рециклиращо общество“[3]. Тази цел, насърчава преди всичко, предотвратяване образуването на отпадъци, следвано от повторна употреба, рециклиране и оползотворяване, а депонирането им, представлява последната възможност.

ИЗЛОЖЕНИЕ

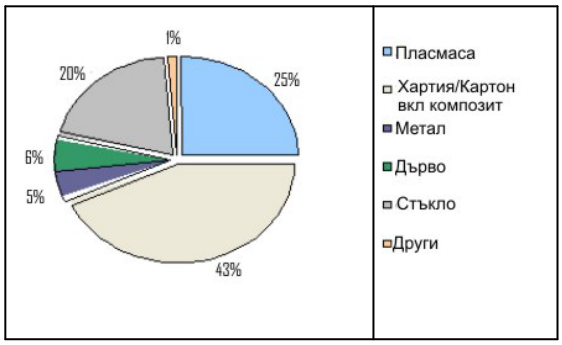
1. Тенденции, очертаващи се на пазара на опаковките в България

От фиг. 1 се вижда, че през периода 2006 -2012 г. потреблението на пластмасови опаковки в България се запазва относително постоянно. Нараства използването на хартиени и картонени опаковки. Като цяло, това е полезна тенденция, защото тази категория отпадъчен материал има предимства в екологичен аспект и се рециклира по-ефективно.Хартията и картонът са единствените материали, които отговарят на европейски стандарт, определящ вторичните суровини. Поради това са и сред най-рециклираните опаковъчни материали в ЕС, със степен на рециклиране 67% [4].

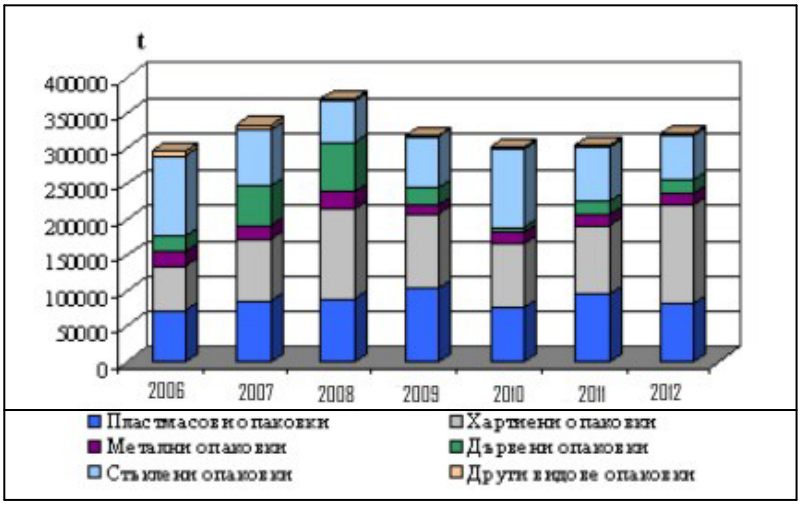


Фиг.1. Рециклирани отпадъци от опаковки, t, 2006 – 2012 г.

През 2012 г. в България са образувани 321 197 t отпадъци от опаковки, разпределени по видове, показани на следващата графика.

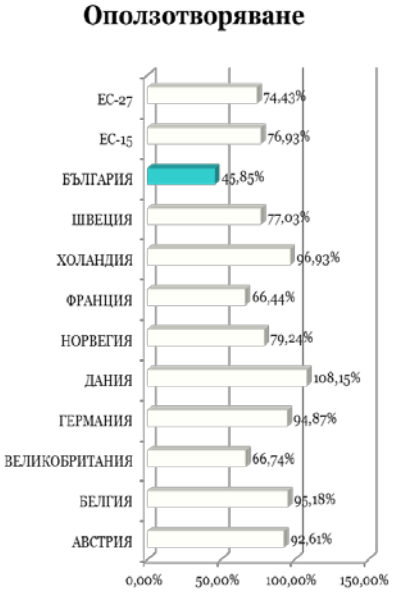


Фиг. 2. Структура на образуваните през 2012 г. отпадъци от опаковки по вид на материала, % [4]



Фиг.3. Генерирани отпадъци от опаковки, t, 2006 – 2012 г.

Отпадъци от опаковки в тонове и проценти за 2009 г.							
Държава	Общо количество генерирани	Общо количество оползотворени	% на оползотворяване	С оползотворяване на	% на оползотворяване на	Общо количество рециклирани	% на рециклиране
АВСТРИЯ	1 163 931	1 077 883	92,61%	84 891	7,29%	778 788	66,91%
БЕЛГИЯ	1 642 275	1 563 141	95,18%	30 295	1,84%	1 298 691	79,08%
ВЕЛИКОБРИТАНИЯ	10 786 827	7 199 103	66,74%			6 662 316	61,76%
ГЕРМАНИЯ	15 052 100	14 279 552	94,87%	1 669 120	11,09%	11 058 240	73,47%
ДАНИЯ	693 950	750 484	108,15%			582 952	84,00%
НОРВЕГИЯ	705 215	558 830	79,24%	23 152	3,28%	374 501	53,10%
ФРАНЦИЯ	12 277 691	8 157 541	66,44%	173 000	1,41%	6 924 754	56,40%
ХОЛАНДИЯ	2 528 500	2 450 990	96,93%	337 000	13,33%	1 893 000	74,87%
ШВЕЦИЯ	1 420 278	1 094 004	77,03%	257 596	18,14%	836 408	58,89%
БЪЛГАРИЯ	303 883	139 341	45,85%			139 341	45,85%
ЕС-15	68 338 662	52 572 295	76,93%			44 001 329	64,39%
ЕС-27	76 632 310	57 036 256	74,43%			47 757 435	62,32%



Фиг. 4. Оползотворяване на отпадъци от опаковки по Държави [5]

За решаване на проблемите, свързани с рециклирането и постигането на поставените цели, могат да се приложат някои добри практики на държави, постигнали значителни успехи в тази посока.

1. Адекватно законодателство, насърчаващо обществото да се ориентира към рециклиране и към циклична употреба на продуктите. Важно е да се открият най-ефективните стимули за предотвратяване генерирането на отпадъци, както от фирмите, така и от гражданите (данъчни облекчения и др. икономическимеханизми, включително финансова подкрепа).

2. Да се усъвършенства системата за разделно събиране, като се отстранят слабите звена във веригата и се използва чужд опит, вече доказал своята ефективност (да се адаптира и въведе японският опит при разделяне на отпадъците).

2.1. Да се контролира работата на системата и санкциионира при нарушения.

2.2. Да се затвори кръгът на пътя на отпадъка чрез тясно сътрудничество между големи, средни и малки предприятия, организации за управление на отпадъците и местни власти.

2.3. Да се предлагат цялостни решения и инвестиране в иновации, не само по отношение на технологичните процеси на рециклиране, но и по цялата верига и фокусиране върху създаването на добавена стойност. Така например, използване на съвременни високотехнологични системи за сортиране на отпадъците, позволяващи бързо обработване на голямо количество различни фракции от смесения поток с оптимално отделяне на полезните материали и контролиране на замърсяванията. Това е важно за икономическата ефективност на процесите, за икономията на някои енергоносители, съдържащи се в отпадъците, както и за намаляване на емисиите, съпътстващи процесите.

3. Целите на „рециклиращото общество”, не биха могли да бъдат постигнати, без адекватна информация и образование. Бизнесът, от своя страна, да демонстрира своята ангажираност към опазването и възстановяването на околната среда и да мотивира потребителите, които вече ценят екологичните дейности. Компаниите, трябва да показват пред обществото, какво правят и защо то е полезно,

като разясняват, как потребителите стават участници в устойчивото развитие, ползвайки техните продукти и услуги или правейки еко-бизнес заедно с тях.
Методите за предотвратяване (премахване или избягване на определени отпадъци) и минимизиране на отпадъците (намаляване на теглото/обема на опаковките), съдействат за намаляване на общото количество образувани отпадъци. Изборът на конкретен метод се нуждае от структуриран подход - от екологична гледна точка продуктът, опаковката, веригата на доставяне и нуждите на потребителя, образуват едно неделимо цяло. Затова предотвратяването на отпадъци не трябва да се разглежда само като количествено и качествено намаляване на опаковъчните материали, а по-скоро като част от целия процес на производство, дистрибуция, продажбата на потребителя и последващото изхвърляне. Подценената опаковка – напр. твърде малка опаковка, не може да осигури адекватна защита на продукта и може да има сериозно неблагоприятно въздействие върху околната среда. С други думи, по-малки опаковки не означават задължително по-екологично производство.

2. Мерките необходими за усъвършенстване на съществуващата система за рециклиране и оползотворяване на отпадъци от опаковки обхващат четери основни стъпки:

2.1.Увеличаване на количествата рециклирани и оползотворени отпадъци.

2.2. Доразвиване на системите за разделно събиране, с цел оползотворяване и рециклиране на отпадъци.

2.3. Създаване на стабилни, дългосрочни пазари за получените материали при рециклирането на отпадъци.

2.4. Информационни кампании за потенциалните възможности и ползи от оползотворяването и рециклирането на отпадъците.



От всичко, казано дотук, могат да се направят някои изводи:

Рециклиращата система в България започва да работи, но бавно и засега без видими резултати. Основно се развива разделното събиране на хартия, пластмаса, стъкло и метал, а останалото количество специфични отпадъци отива в депата за съхранение на отпадъци.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

През последните години, се забелязва по-сериозен ръст в количеството, изхвърлян в цветните контейнери отпадък от домакинствата, като се увеличава с 10-12% на месец. Този процент би нараснал, ако контейнерите се заключват и се осъществява по-строг контрол при тяхното извозване.

Нараства делът на рециклираните отпадъци от опаковки, като са постигнати заложените цели за рециклиране на отпадъци от опаковки, т. е са постигнати общите цели по рециклиране на отпадъци от опаковки, и общите цели за оползотворяване или изгаряне в инсталации с оползотворяване на енергия.

Постигнати са заложените цели за намаляване на процента отпадъци, събирани от организациите директно от пунктове за вторични суровини, като за 2012 г. той е под 20%.

Добра тенденция, в развитието на инфраструктурата за управление на отпадъци, е и изграждането на 23 регионални системи за управление на отпадъци, които включват и компостиращи инсталации и обхващат повече от 5 млн. жители.

Считам, че през следващите няколко години, положителните тенденции ще се запазят и ще бъдат постигнати поставените от ЕС цели.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Закон за управление на отпадъците, обн. ДВ. бр.53 от 13 Юли 2012г

[2]. Национален доклад по опазване на околната среда, 2010 г.

[3]. Националната програма за управление на дейностите по отпадъците за периода 2009 – 2013 г.

[4]. http://www.nsi.bg/ORPDOCS/Ecology_3.1.xls

[5]. Желева Т. Проект на Нов Закон за управление на отпадъците. МОСВ 28 март, 2012г.

[6]. Ненова А. Рециклирането на отпадъци от фирмите в България – проблеми и перспективи. РУ, 2012, том 51, серия 1.2

[7]. http://www.moew.government.bg

[8]. www.kaminata.net/retsiklirane-na-otpadatsi-ot-opakovki-t55425.htm

[9]. http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/

[10]. http://www.eea.europa.eu/themes/waste

[11]. http://eea.government.bg/bg/nsmos/waste/index.html

За контакти:

Гл.ас. д – р инж. Александрина Банкова, Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, 0896/ 666131, e-mail: ina_janakiewa@abv.bg

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО-СТАТИСТИЧЕСКО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОПТИМАЛНИТЕ РЕЖИМИ НА РАБОТА ПРИ ПОВЪРХНОСТНО ГАЗОПЛАЗМЕНО АЗОТИРАНЕ НА ОБРАЗЦИ ОТ TI – 6AL – 4V

Татяна Мечкарова

Summary: *This paper has been viewed the possibility of a gas nitriding plasma torch with PTN50 of titanium alloy Ti-6Al-4V.*

The aim is good exploitation qualities of this material combined with plasma nitriding to provide optimal performance at low cost. Examine the possibility of providing the same or improved performance compared with other methods of surface treatment strength.

The characteristic feature of the plasma surface treatment is the use of the quick-heating sources, such as the surface of the workpiece is heated at a rate of about 10^3 to 10^4 degrees per second. That is why the processes taking place in this rapid heating is different in comparison to the classic heating methods.

Key words: *gas nitriding plasma torch, plasma, titanium alloy, concentrated heat source*

ВЪВЕДЕНИЕ

В настоящата разработка е разгледана възможността за газоплазмено азотиране с плазмотрон PTN50 на титанова сплав Ti–6Al–4V [1,2].

Стремежът е добрите експлоатационни качества на този материал, съчетани с плазменото азотиране за да се осигурят оптимални експлоатационни показатели при ниска себестойност. Разглежда се възможността за осигуряване на еднакви или подобрени експлоатационни показатели, сравнени с другите методи на повърхностна якостна обработка.

Характерната особеност при плазмената повърхностна обработка е използване на бързонагряващи източници, като повърхността на обработваното изделие се нагрява със скорост от порядъка на 10^3 до 10^4 градуса за секунда. Ето защо и процесите протичащи при това бързо нагряване са различни, в сравнение с използваните класически методи на нагряване [2].

ИЗЛОЖЕНИЕ

Целта е да се определят оптималните режими на работа по експериментален път при повърхностно газоплазмено азотиране с плазмотрон PTN50 и да се установи зависимостта им върху някои от параметрите на закалената зона (максимална дълбочина на закаляване, максимална повърхностна твърдост, разпределение на твърдостта в дълбочина) като се оптимизират режимните параметри по експериментален път и се използват методите на планиране на експеримента и математическата статистика.

Задачите са:

-избор на определящите фактори, които оказват най-силно влияние върху изменението на микротвърдостта по дълбочина на уякчената зона върху образци от Ti–6Al–4V при процеса на повърхностно газоплазмено азотиране;

-определяне на изходния параметър (отклика) и начина за измерването му;

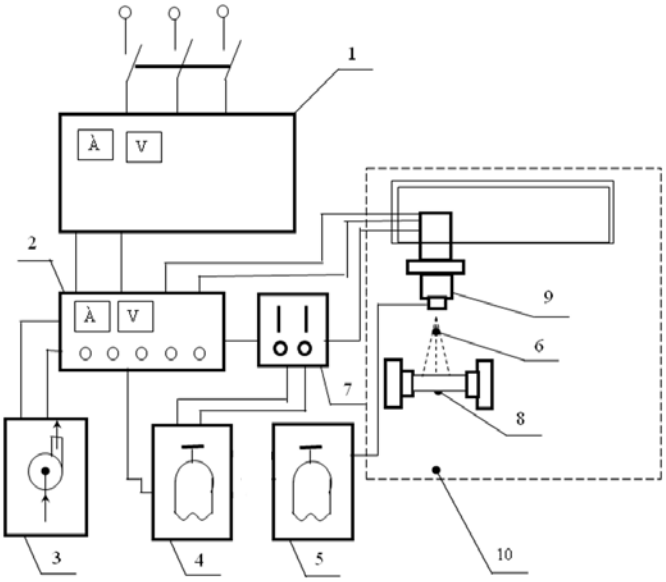
-планиране на експерименталното изследване, статистическа обработка на получените данни и съставяне на регресионен модел;

- оптимизиране параметрите на модела;

- графичен анализ на регресионния модел;

Обект на изследване е: повърхностно газоплазмено азотиране на титанови сплави.

Апаратурата за повърхностно газоплазмено азотиране е представена на фиг.1.



Фиг.1. Схема на апаратурата за плазмено газово азотиране[78]

1 – източник на ток; 2 – управление; 3 – охлаждаща система; 4 –газова станция с плазмообразуващи газове Ar+N_2; 5 – бутилка с газ азот; 6 – плазмена струя; 7 –смесител и регулатор на плазмообразуващите газове; 8 – термодвойки; 9- плазмотрон, 10 - камера.

Резултатите от опитите се пресмятат избраните оценки на коефициентите на модела и се съставя регресионното уравнение:

$$Y(X_1,X_2,X_3,X_4)=b_0+b_1*X_1+b_2*X_2+b_3*X_3+b_4*X_4+b_{12}*X_1*X_2+b_{13}*X_1*X_3+b_{14}*X_1*X_4+b_{23}*X_2*X_3+b_{34}*X_3*X_4+b_{11}*X_1*X_1+b_{22}*X_2^2+b_{33}*X_3^2+b_{44}*X_4^2; \quad (1)$$

Един от най-икономичните по броя на опитите планове са предложени от Рехтшафнер. Той спада към така наречените несиметрични, почти или напълно наситени планове.

Планът е от втори ред и представлява извадка от редовете на пълния факторен експеримент 3к.

За целта изменяме четири технологични фактора и оценяваме влиянието им върху параметрите на закалената зона, тъй като те непосредствено влияят върху качеството на повърхностно обработения слой метал.

Входни фактори.

Поведението на изследвания процес (обект) зависи обикновено от много променливи величини. Понякога изследователят не е в състояние да посочи всички променливи, оказващи въздействие на обекта. Затова се отделят най-важните, които се изменят и контролират по време на експеримента, а останалите се приемат за постоянни или въобще не се контролират.

Табл.1. Стойности и интервали на вариране на факторите при повърхностно газоплазмено азотиране.

ФАКТОРИ		Интервали на вариране		
		Долно ниво	Средно ниво	Горно ниво
		–1	0	+1
Z_1	Мощност на източника *P*, kW	10	20	30
Z_2	Време на азотиране *τ*, s	10	20	30
Z_3	Разстояние “дюза-метал” *l*, mm	80	100	120
Z_4	Разход на газ Q, l/min	2	4	6

В качество на изходен параметър (У) в настоящото изследване е определяне на микротвърдоста на повърхността и в дълбочина на образци от Ti-6Al-4V след повърхностно газоплазмено азотиране.

Експериментите са проведени на базата на приетия ОЦКП при избраните фактори и нива на вариране. Избираме план на експеримента – план на Рехтшафнер за четири фактора с тридесет и един опита и оценяваме влиянието им върху микротвърдостта на обработваните метали. Матрицата на избрания план е дадена в табл.2.

Повърхностно газоплазмено азотирани са 35 образеца: 31 образеца съгласно избрания план и 4 образеца за проверка повторяемостта на резултатите. Качеството на образците след повърхностно газоплазмено азотиране е оценено количествено с бална оценка от (0 до 1).

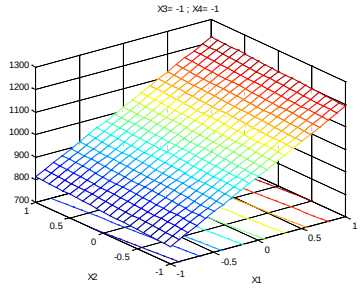
Табл.2. Матрицата на избрания план при повърхностно газоплазмено азотиране

№	X_1	X_2	X_3	X_4	X_1X_2	X_1X_3	X_1X_4	X_2X_3	X_2X_4	X_3X_4	X_1^2	X_2^2	X_3^2	X_4^2	Y1	Y2	Y3	$\overline{Y}$	Si²	$\hat{Y}$	$(\overline{Y}-\hat{Y})^2$	Разлика%
1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	486	450,9	540	492,3	1342,98	495,4281	9,78500961	9,69
2	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	801	687,25	890	792,75	6885,291667	795,8711	9,74126521	12,27
3	-1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	441	315,92	490	415,64	5372,205867	412,5171	9,75250441	17,89
4	+1	+1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	936	839,77	1040	938,59	6685,362867	935,4601	9,79627401	10,81
5	-1	-1	+1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	495	708,17	550	584,39	8164,910867	587,5159	9,77125081	5,88
6	+1	-1	+1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	810	726,99	900	812,33	4991,4578	815,4589	9,79001521	10,79
7	-1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	450	790,69	500	580,23	22563,37247	577,1049	9,76625001	13,83
8	+1	+1	+1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	945	1097,01	1050	1030,67	4037,9978	1027,548	9,74750841	1,88
9	-1	-1	-1	+1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	540	701,91	600	613,97	4466,7218	610,8479	9,74750841	2,28
10	+1	-1	-1	+1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	882	603,76	980	821,92	25397,55947	818,7909	9,79126681	19,23
11	-1	+1	-1	+1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	486	585,93	540	537,31	1667,9522	540,4369	9,77750361	0,5
12	+1	+1	-1	+1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	918	965,25	1020	967,75	1737,125	970,8799	9,79627401	5,4
13	-1	-1	+1	+1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	549	741,68	610	633,56	6465,133867	630,4357	9,76125049	3,72
14	+1	-1	+1	+1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	630	977	700	769	22448,66667	765,8787	9,74251369	8,97
15	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	495	843,2	550	629,4	23359,38667	632,5247	9,76375009	12,62
16	+1	+1	+1	+1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	927	1005,02	1030	987,34	1924,457867	990,4677	9,78250729	4,32
17	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	450	253,75	500	401,25	11294,79167	401,2549	2,401E-05	24,61
18	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	774	1544,92	860	1059,64	118981,0059	1059,641	8,1E-07	18,84
19	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	468	810,83	520	599,61	22757,61087	599,6089	1,21E-06	13,28
20	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	648	855,87	720	741,29	7428,2882	741,2869	9,61E-06	2,87
21	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	432	1171,83	480	694,61	114253,4642	694,6101	1E-08	30,9
22	0	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	828	670,87	920	806,29	10579,95487	806,2857	1,849E-05	14,1
23	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	540	993,84	600	711,28	40520,0768	711,2781	3,61E-06	15,64
24	0	0	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	720	848,86	800	789,62	2821,355467	789,6177	5,29E-06	1,31
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	450	637,42	500	529,14	6278,945867	529,1407	4,9E-07	5,51
26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	450	637,42	500	529,14	6278,945867	529,1407	4,9E-07	5,51
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	450	637,42	500	529,14	6278,945867	529,1407	4,9E-07	5,51
28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	450	637,42	500	529,14	6278,945867	529,1407	4,9E-07	5,51
29	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	630	257,42	700	529,14	37732,54587	529,1407	4,9E-07	32,29
30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	450	637,42	500	529,14	6278,945867	529,1407	4,9E-07	5,51
31	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	450	637,42	500	529,14	6278,945867	529,1407	4,9E-07	5,51

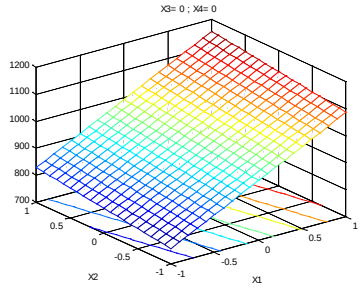
С помощта на програмата:”Mathcad 2001” се обработват данните от плана и се изчислява регресионното уравнение отразяващи изменението на микротвърдостта на съответните образци във функция на технологичните фактори при повърхностно газоплазмено азотиране.

В края на разработката са представени диаграми с изолинии, които отразяват изменението на твърдостта (У) във функция на мощността на източника (x_1); времето на азотиране (x_2); разстоянието “дюза-метал” (x_3); разход на газ (x_4), където: x_1, x_2, x_3 и x_4 - са безразмерни променливи.

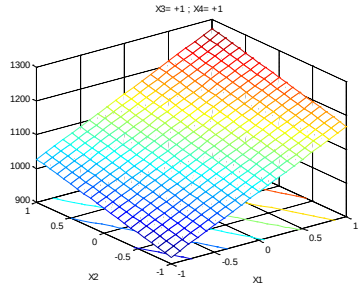
Обработката на статистическите данни, чрез програмен продукт “MATLAB 6.5” позволява построяването на изолинии показващи изменението на твърдостта HV0,05 на образци от сплав Ti-6Al-4V при повърхностно газоплазмено азотиране. От фиг.2.1 до фиг.2.18 са показани същите диаграми, в които x_1,x_2,x_3 и x_4 са представени като размерни променливи, т.е. с действителните им стойности.



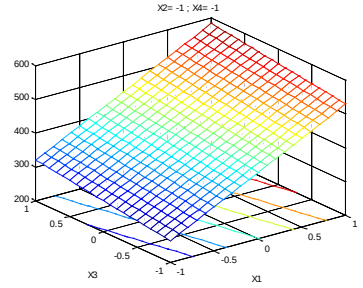
Фиг.2.1.*HV0,05 = (P, τ)* при *l*= 80 mm; Q=2 l/min



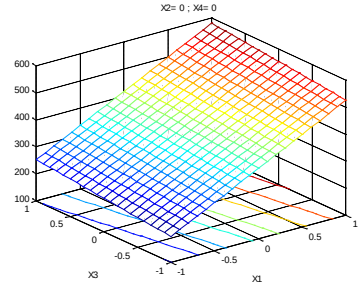
Фиг.2.2.*HV0,05 = (P, τ)* при *l*= 100 mm; Q=4 l/min



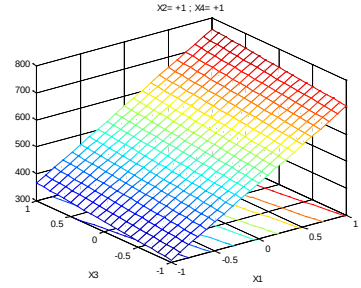
Фиг.2.3.*HV0,05 = (P, τ)* при *l*= 120 mm; Q=6 l/min



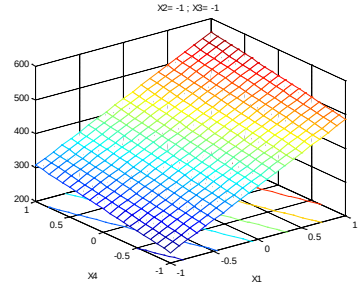
Фиг.2.4.*HV0,05 = (P, l)* при *τ*= 10 s; Q=2 l/min



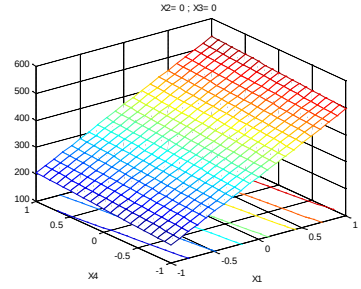
Фиг.2.5.*HV0,05 = (P, l)* при *τ= 20 s*; Q=4 l/min



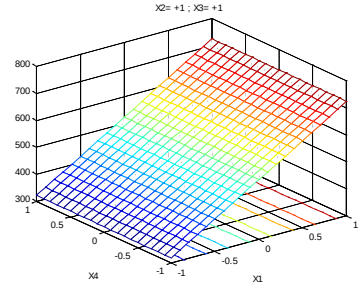
Фиг.2.6.*HV0,05 = (P, l)* при *τ= 30 s*; Q=6 l/min



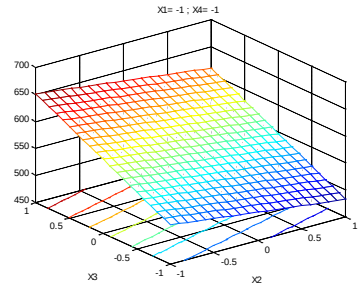
Фиг.2.7.*HV0,05 = (P, Q)* при *τ*= 10 s; *l*= 120 mm;



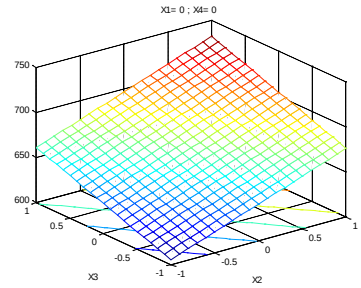
Фиг.2.8.*HV0,05 = (P, Q)* при *τ*= 20 s; *l*= 120 mm;



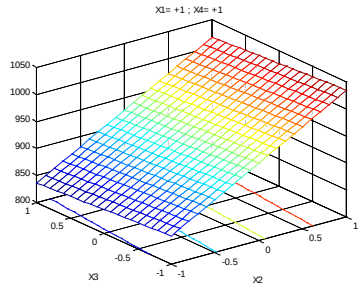
Фиг.2.9.*HV0,05 = (P, Q)* при *τ*= 30 s; *l*= 120 mm;



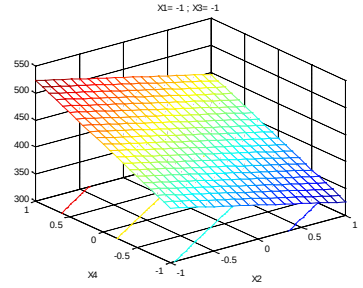
Фиг.2.10.*HV0,05 = (τ, l)* при *P*= 10 kW; Q=2 l/min



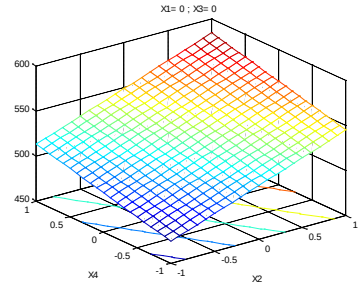
Фиг.2.11.*HV0,05 = (τ, l)* при *P*= 20 kW; Q=4 l/min



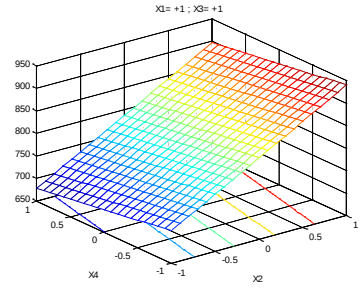
Фиг..12.*HV0,05 = (τ, l)* при *P*= 30 kW; Q=6 l/min



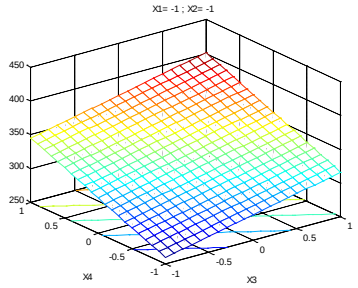
Фиг.2.13.*HV0,05 = (τ, Q)* при *P*= 10 kW; l=80 mm



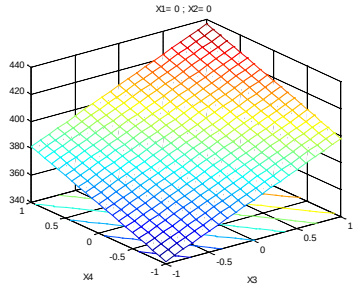
Фиг.2.14.*HV0,05 = (τ, Q)* при *P*= 20 kW; l=100 mm



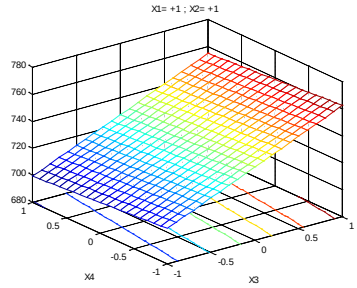
Фиг.2.15.*HV0,05 = (τ, Q)* при *P*= 30 kW; l=120 mm



Фиг.*2.16.HV0,05 = (I, Q) при P= 10 kW; τ=10 s*



Фиг.*2.17.HV0,05 = (I, Q) при P= 20 kW; τ=20 s*



Фиг.*2.18.HV0,05 = (I, Q) при P= 30 kW; τ=30 s*

Фиг.2.1÷2.18. Зависимости между микротвърдостта след повърхностно газоплазмено азотиране *HV0,05* и технологичните параметри мощността на източника (x_1); времето на азотиране (x_2); разстоянието "дюза-метал" (x_3); разход на газ (x_4)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ЧАСТ

Материалът, за който се провежда изследването е титанова сплав Ti-6Al-4V с диаметър на образеца: d=35mm и дебелина: δ=3mm.

В табл.3 е показан химичния състав на материала, а в табл.4 са показани основните свойства на изследваните азотирани образци от Ti-6Al-4V [1].

Табл.3. Химичен състав на Ti – 6Al – 4V

Характеристика на Ti – 6Al – 4V	
Алуминий - Al	5,5-6,76%
Въглерод - C	max.0,08%
Азот - N	max.0,05%
Желязо - Fe	max. 0,25%
Кислород - O	max.0,2%
Водород - H	max.0,013%
Титан - Ti	min.90%
Ванадий - V	от 3,5 до 4,5%
Други примеси	0,40%

Табл.4. Основни свойства на Ti-6Al-4V

Елемент/сплав	Ti-6Al-4V
Основни характеристики	
Плътност, g/cm^3	4,4
Топлинни характеристики	
Точка на топене, °C	1650
Топлопроводимост, W/m.K	7
Топлинно разширение, 1/K	9,0
Спец. топлоемкост, J/kg.K	530

Що се отнася до вида на материала, избран за експерименталната работа, може да се каже, че титановите сплави притежават уникална комбинация от добри механични свойства, ниска плътност, добра корозиоустойчивост, обработваемост, заваряемост, и биосъвместимост но относително ниска якост. Това ги прави

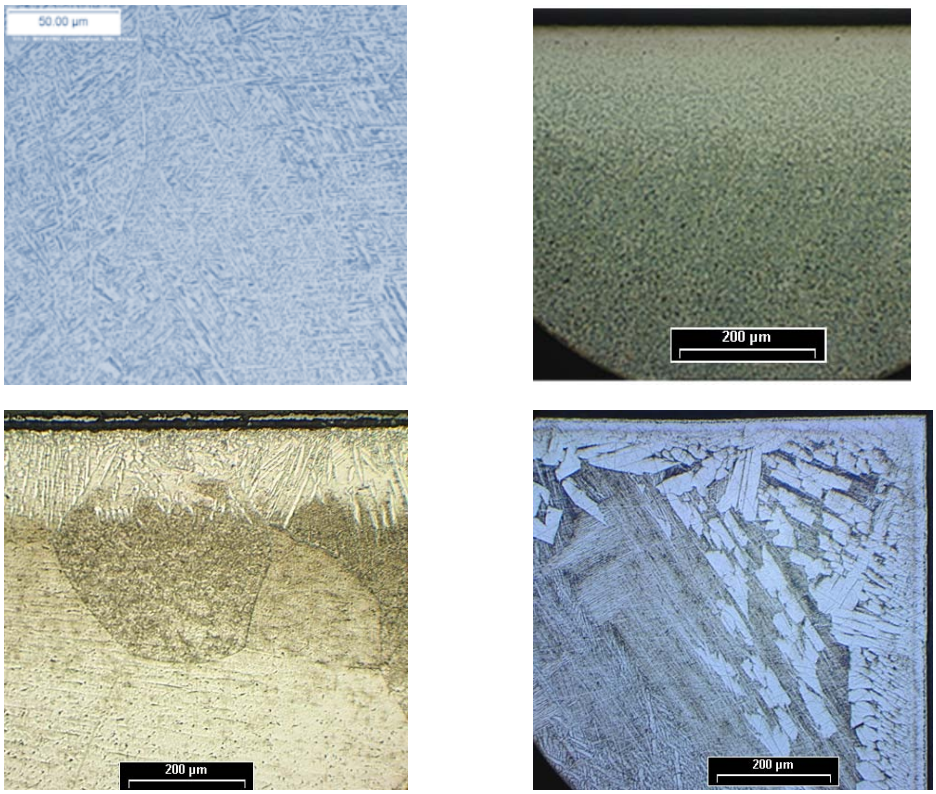
привлекателни за приложение в биомедицината и инженерството. Високите конструктивни свойства на титановите сплави ги прави предпочитан материал в самолетостроенето и изработката на различни отговорни детайли и конструкции. В традиционните сфери като химическата и силовата индустрия, използването на титановите сплави като корозиоустойчив материал става все по – широко. Добре усвоена сфера на приложение е биомедицината, където те се използват за изработване на различни импланти, така че считаме този избор за естествен и правилен.

За да се проследи по-точно изменението на структурата в дълбочина при различни образци обработени чрез плазмено газово азотиране с индиректен плазмотрон се извършва на металографски микроскоп тип “НЕОФОТ-2”.

АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Микроструктурата на азотираната сплав Ti-6Al-4V е показана на фиг.3. Микроструктурата показва трите зони формирани по време на азотирането: смесен от различни фази слой, дифузионната зона и основата. При повечето от образците има ясна граница между смесения слой и дифузионната зона.

Смесения слой покрива цялата повърхност на образеца. Той е твърд, тънък и крехък. Дебелината му за азотирани проби, за време от 20 и 30s варира от 2 до 10μm. С удължаване на времето и увеличаване на мощността се увеличава дебелината му. Под азотирания слой е дифузионната зона. С увеличаване на мощността от 18kW на 35kW и времето от 15 на 20s, дебелината на азотирания слой нараства.



Фиг.3. Микроструктура на Ti-6Al-4V след плазмено газово азотиране при 25kW за 10, 20 и 30s

Анализа на Ti-6Al-4V след плазмено азотиране при мощност 18kW, 25kW и 35kW за време 10s, 20s и 30s показва разлика за тази сплав. Микроструктурата е хомогенна за проби плазмено азотирани при 18kW и нехомогенна за проби азотирани при 25kW и 35kW.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На базата на разработения математичен модел факторите се подреждат по значимост така:

а) Анализирайки получените резултати при избраните граници на изменение на факторите се вижда, че най силно влияещ фактор върху твърдостта *HV0,05* на сплавта Ti-6Al-4V след повърхностно газоплазмено азотиране е мощността на източника. Това се обяснява с промяната на количеството топлинна енергия, подавана на повърхността на образеца в условията на обработката. Освен това, мощност на източника влияе и върху стабилността на дъгата, горяща в процеса на повърхностно газоплазмено азотиране;

б) следващи по важност фактори за твърдостта *HV0,05* след повърхностното газоплазмено азотиране са времето на азотиране, разстоянието "дюза-метал" *l* и разхода на газ (N_2) при повърхностно газоплазмено азотиране, които еднозначно влияят на твърдостта.

2. Времето на въздействие влияе върху микротвърдостта на повърхностните слоеве при азотиране, като при мощност 25 kW и време 10s е - 580HV0.05, а за 30s въздействие е в рамките на 780HV0.05. Получените стойности за повърхностната твърдост вероятно се дължат на новоформираните фази - α-Ti(N) и TiO2.

ЛИТЕРАТУРА

[1] ASM HAND BOOK, Alloy phase diagrams, Vol.3, 1995, 512 p.
[2] БДС EN 23878:2000, Твърди сплави. Определяне на твърдост по Vickers (ISO 3878:1983), с.6.
[3] БДС EN ISO 6507-1:2006, Метали. Изпитване на твърдост по Vickers. Част 1: Метод за изпитване (ISO 6507-1:2005), с.27.

За контакти:

ас. инж. Татяна Мечкарова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска" №1, тел.: 0895653284, e-mail: tatqna13@abv.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОПТИМАЛНИТЕ РЕЖИМИ НА РАБОТА ВЪРХУ ГРАПАВОСТТА НА ПОВЪРХНИНАТА

Татяна Мечкарова

Summary: *The workpiece surface after plasma nitriding are not perfectly smooth. As these are disposed in a certain order or random projections and depressions with a certain height and form a relatively small step, known under the name of roughness.*

Roughness on the workpiece surface strongly influence their functional purpose. Therefore developed and validated standards that govern parameters for assessing roughness numerical values and identification of requirements for roughness. In accordance with the entered standards are developed methods and tools to control the roughness of the surface.

Key words: *gas nitriding plasma torch, plasma, titanium alloy, roughness.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Повърхнините на детайлите след плазменото азотиране не са идеално гладки. По тях са разположени в определен ред или произволно издатини и падини с определена височина и форма и сравнително малка стъпка, известни под наименованието грапавини.

Грапавините по повърхнините на детайлите оказват силно влияние върху функционалното им предназначение. По тази причина са разработени и утвърдени стандарти, които регламентират параметрите за оценка на грапавостта, числените им стойности и означаването на изискванията към грапавостта. В съответствие с въведените стандарти са разработени методи и средства за контрол на грапавостта на повърхнините.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Целта на методиката е да се направят експериментални изследвания на плазмено газово азотирани образци от Ti-6Al-4V, чрез оптимизиране на основните параметри на режима и изследване влиянието им върху качеството на азотираната повърхност.

Плазмено газовото азотиране е процес, при който метала в зоната на обработка се нагрява до високи температури от мощен дъгов разряд, който е локализиран на малка повърхност и слоя метал се насища с азотни атоми под действието на високоскоростния газов поток. Азотът в плазменото азотиране се подава във форма на смес от аргон и азот. Азотните атоми са много по-малки от тези на титана, което дава възможност лесно да проникнат в материала и да образуват твърд разтвор. Концентрацията на азота на повърхността е висока. Повърхностният слой се формира и азотните атоми преминават дифузионно в структурата. По този начин се повишава повърхностната твърдост на титана.

Качеството на повърхнината се определя от правилно избрания режим на плазмено газово азотиране. Параметри на режима за ПГА са следните:

- Сила на тока, I=500 A;
- Максимална ел.мощност P=25kW;
- Разход на плазмообразуващ газ (Ar/N_2), Q_{Ar}=30 l/min; Q_{N2}=6 l/min;
- Скорост на въвеждане на плазмообразуващия газ Vпг=100m/s;
- Разстояние между плазмотрона и изделието, l=80; 100mm; 120mm;
- Време на плазмено въздействие, т=10s; т=20s; т=30s;
- Охлаждаща среда: вода с налягане p=6 bar.

Азотираните образци се закрепват в тричелюстен патронник, а плазмотрона се закрепва вертикално над тях на дистанция от 80 до 120mm. Процеса на азотиране се извършва в защитна камера.

Експериментите са проведени на базата на приетия ОЦКП при избраните фактори и нива на вариране. Избираме план на експеримента – план на Рехтшафнер за четири фактора с тридесет и един опита и оценяваме влиянието им върху грапавостта на обработваните метали. Матрицата на избрания план е дадена в таблица 1.

Табл.1. Матрицата на избрания план при повърхностно газоплазмено азотиране

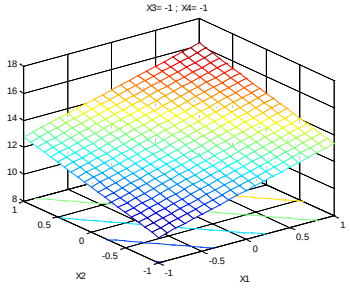
№	X_1	X_2	X_3	X_4	X_1X_2	X_1X_3	X_1X_4	X_2X_3	X_2X_4	X_3X_4	X_1^2	X_2^2	X_3^2	X_4^2	Y1	Y2	Y3	$\overline{Y}$	Si²	$\hat{Y}$	$(\overline{Y}-\hat{Y})^2$	Разлика%
1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8,53	9,198	9,48	9,07	0,157976	9,073215	1,03362E-05	4,48
2	+1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	13,5	9,66	15	12,72	5,0568	12,72462	2,13721E-05	17,88
3	-1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	12,2	10,822	13,52	12,17	1,213202667	12,17292	8,50889E-06	11,07
4	+1	+1	-1	-1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	15,3	13,878	16,98	15,38	1,608536	15,37683	1,00806E-05	10,43
5	-1	-1	+1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	5,76	10,73	6,4	7,63	4,873266667	7,630833	6,93889E-07	16,13
6	+1	-1	+1	-1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	6,62	11,846	7,36	8,61	5,326130667	8,614741	2,24771E-05	14,57
7	-1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	5,57	12,839	6,19	8,2	10,82402067	8,198035	3,86123E-06	24,49
8	+1	+1	+1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	7,38	10,61	8,2	8,73	1,879266667	8,734443	1,97402E-05	6,12
9	-1	-1	-1	+1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	1	1	8,55	8,53	9,5	8,86	0,204866667	8,862787	7,76737E-06	7,19
10	+1	-1	-1	+1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	12,9	9,594	14,34	12,28	3,950024	12,2817	2,87302E-06	16,76
11	-1	+1	-1	+1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	1	1	11,7	10,37	13	11,69	1,152866667	11,69499	2,48901E-05	11,16
12	+1	+1	-1	+1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	1	1	14,4	13,61	16	14,67	0,988466667	14,6664	1,29816E-05	9,09
13	-1	-1	+1	+1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	5,85	11,8	6,5	8,05	7,101666667	8,052905	8,43903E-06	19,28
14	+1	-1	+1	+1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	6,8	12,036	7,56	8,8	5,331104	8,804313	1,8602E-05	14,13
15	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	5,56	13,308	6,18	8,35	12,354536	8,352607	6,79645E-06	26,01
16	+1	+1	+1	+1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	7,47	10,21	8,3	8,66	1,316066667	8,656515	1,21452E-05	4,12
17	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	8,21	5,022	9,12	7,45	3,086216	7,448457	2,38085E-06	22,44
18	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	0	8,55	16,15	9,5	11,4	11,43166667	11,40377	1,42355E-05	16,69
19	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	6,44	7,906	7,16	7,17	0,356290667	7,170163	2,6569E-08	0,14
20	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	0	8,91	11,55	9,9	10,12	1,1858	10,12207	4,27249E-06	2,19
21	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	8,03	26,162	8,92	14,37	69,65824267	14,36725	7,57901E-06	37,91
22	0	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	0	10,9	-2,317	12,13	6,91	42,81399267	6,914983	2,48303E-05	75,42
23	0	0	0	-2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	10,9	14,164	12,14	12,41	1,783890667	12,40529	2,21558E-05	2,14
24	0	0	0	+2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	10,9	13,275	12,15	12,12	0,91305	12,11694	9,38197E-06	0,27
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10,9	13,496	12,16	12,2	1,086250667	12,19846	2,36237E-06	0,32
26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	13,477	12,17	12,2	1,062212667	12,19846	2,36237E-06	0,23
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	13,458	12,18	12,2	1,038536	12,19846	2,36237E-06	0,15
28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	13,439	12,19	12,2	1,015220667	12,19846	2,36237E-06	0,07
29	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	13,42	12,2	12,2	0,992266667	12,19846	2,36237E-06	0,01
30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	13,401	12,21	12,2	0,969674	12,19846	2,36237E-06	0,09
31	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	13,382	12,22	12,2	0,947442667	12,19846	2,36237E-06	0,18

С помощта на програмата:”Mathcad 2001” се обработват данните от плана и се изчислява регресионното уравнение отразяващо изменението на максималната грапавост на съответните образци във функция на технологичните фактори при повърхностно газоплазмено азотиране.

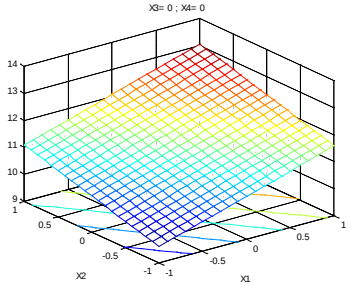
$$Y(X_1,X_2,X_3,X_4)=b_0+b_1*X_1+b_2*X_2+b_3*X_3+b_4*X_4+b_{12}*X_1*X_2+b_{13}*X_1*X_3+b_{14}*X_1*X_4+b_{23}*X_2*X_3+b_{34}*X_3*X_4+b_{11}*X_1*X_1+b_{22}*X_2^2+b_{33}*X_3^2+b_{44}*X_4^2; \quad (1)$$

Проверката за адекватност на модела се осъществява по критерия на Фишер и след направените изчисления моделът се оказа адекватен и може да се използва за предсказване.

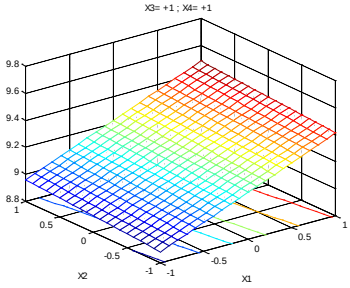
Обработката на статистическите данни, чрез програмен продукт “MATLAB 6.5” позволява построяването на изолинии показващи изменението на максималната грапавост (Rz) на образци от сплав Ti-6Al-4V при повърхностно газоплазмено азотиране. На фиг.1.1÷фиг.1.18, са показани диаграми с изолинии, в които x_1,x_2,x_3 и x_4 са представени като размерни променливи, т.е. с действителните им стойности.



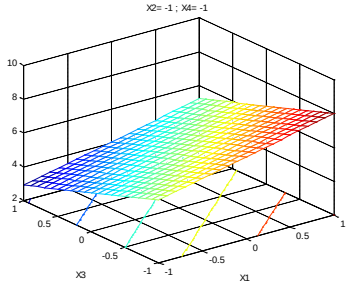
Фиг. 1.1. *Rz = (P, τ)* при *l*= 80 mm; Q=2 l/min



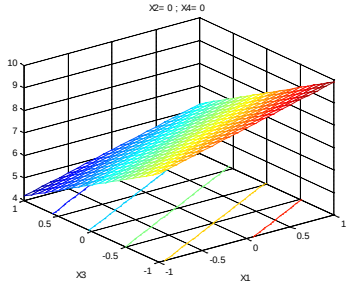
Фиг. 1.2. *Rz = (P, τ)* при *l*= 100 mm; Q=4 l/min



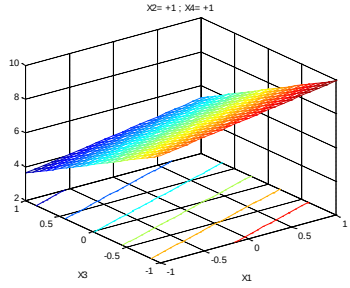
Фиг. 1.3. *Rz = (P, τ)* при *l*= 120 mm; Q=6 l/min



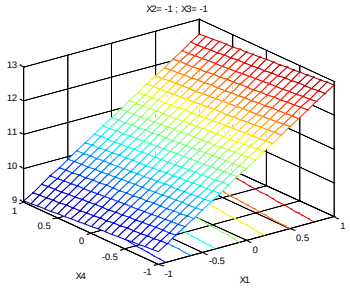
Фиг. 1.4. *Rz = (P, l)* при *τ*= 10 s; Q=2 l/min



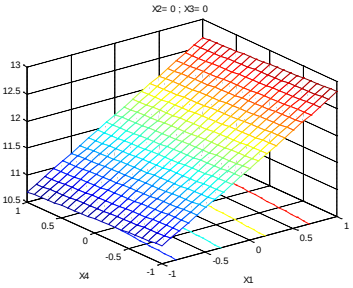
Фиг. 1.5. *Rz = (P, l)* при *τ= 20 s*; Q=4 l/min



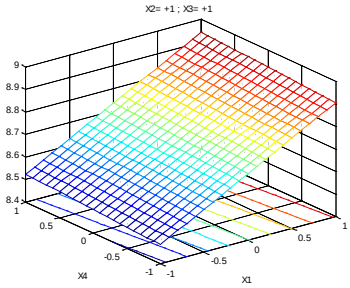
Фиг. 1.6. *Rz = (P, l)* при *τ= 30 s*; Q=6 l/min



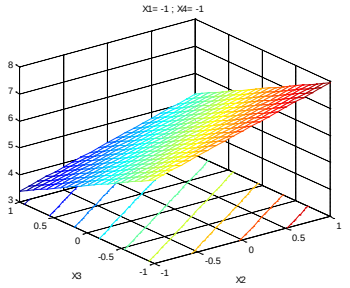
Фиг. 1.7. *Rz = (P, Q)* при *τ*= 10 s; *l*= 120 mm;



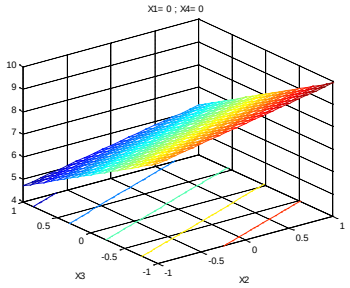
Фиг. 1.8. *Rz = (P, Q)* при *τ*= 20 s; *l*= 120 mm;



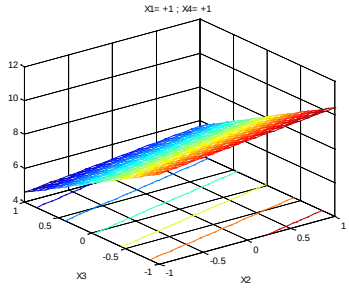
Фиг. 1.9. *Rz = (P, Q)* при *τ*= 30 s; *l*= 120 mm;



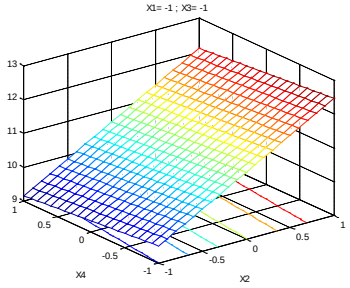
Фиг. 1.10. *Rz = (τ, l)* при *P*= 10 kW; Q=2 l/min



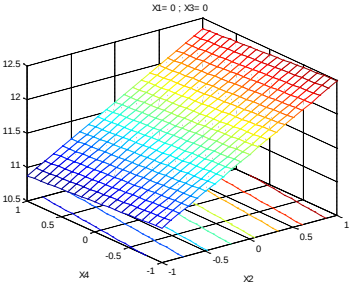
Фиг. 1.11. *Rz = (τ, l)* при *P*= 20 kW; Q=4 l/min



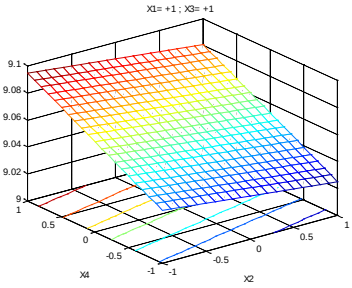
Фиг. 1.12. *Rz = (τ, l)* при *P*= 30 kW; Q=6 l/min



Фиг. 1.13. *Rz = (τ, Q)*

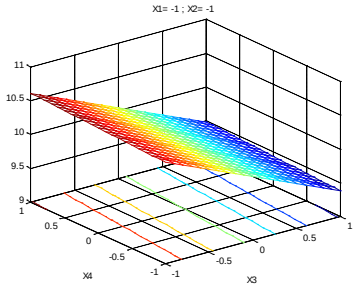


Фиг. 1.14. *Rz = (τ, Q)*



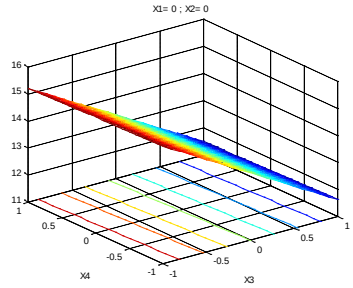
Фиг. 1.15. *Rz = (τ, Q)*

при *P*= 10 kW; l=80 mm



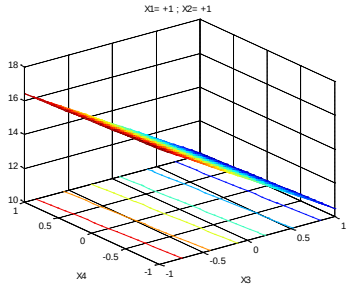
Фиг. 1.16. Rz = (l, Q) при P= 10 kW; т=10 s

при *P*= 20 kW; l=100 mm



Фиг. 1.17. Rz = (l, Q) при P= 20 kW; т=20 s

при *P*= 30 kW; l=120 mm



Фиг. 1.18. Rz = (l, Q) при P= 30 kW; т=30 s

Фиг.1.1 ÷ 1.18. Зависимости между максималната грапавост на повърхнината *Rz* и технологичните параметри мощността на източника (x_1); времето на азотиране (x_2); разстоянието "дюза-метал" (x_3); разход на газ (x_4)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ЧАСТ

В световната практика са разпространени две системи за оценка на грапавостта- система на средната линия на профила (система М) и система на обвиващата линия на профила (система Е).

Чрез филтрирането на първичния профил се пресмята средната линия, която изобразява вълнообразността. Отклонението на действителната повърхнина от средната линия отговаря на грапавостта.

В съответствие със стандарта, за този вид повърхностна обработка и дебелина на образците, се предписва грапавост от порядъка на Ra= 0,5-2,0μm. За тази грапавост избираме базова дължина на повърхнината равна на 0,25mm.

Експерименталните изходни образци са измерени с установката показана на фиг.2, в две съседни сечения след плазмено азотиране, за да се обхване целия изследван участък.

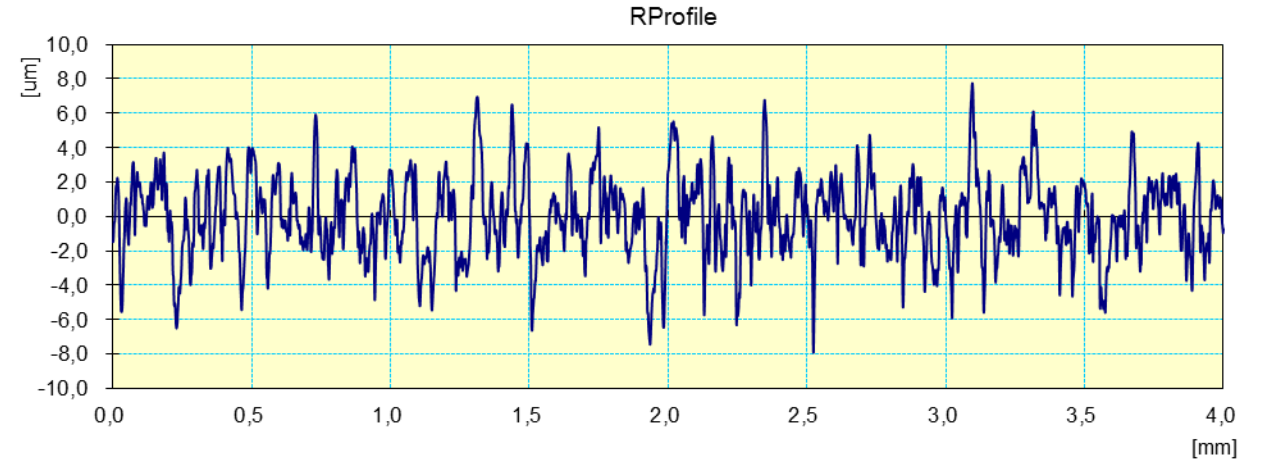


Фиг. 2. Установка за измерване на грапавост Mitutoyo Surftest SJ301

Получените параметри измерени с контактния профиломер на фирмата Mitutoyo Surftest SJ 301 са представени в табл.2, а профилограмата на повърхнината на плазмено азотираните образци на фиг.3.

Табл.2. Параметри на грапавостта

Стандарти ISO	Еталон	l=80mm				l=100mm				l=120mm			
Параметри		Изходен	30s	20s	10s	Изходен	30s	20s	10s	Изходен	30s	20s	10s
Ra	2.94	0.33	1.84	1.66	1.62	0.44	1.69	1.44	1.34	0.61	1.05	1.00	0.98
Rz	9.50	2.67	13.52	8.92	9.48	3.23	9.74	9.12	7.16	3.22	6.19	6.13	6.40
Rq	3.28	0.43	2.34	2.01	2.04	0.55	2.10	1.83	1.62	0.75	1.32	1.26	1.24
Rt	9.63	4.44	15.67	10.03	11.73	4.75	13.15	13.55	9.83	4.31	9.41	7.05	9.01
Rp	4.76	1.57	6.70	4.28	5.03	1.76	4.21	4.75	3.31	1.50	2.89	3.00	2.66
Rv	4.74	1.10	6.82	4.64	4.45	1.47	5.54	4.37	3.85	1.73	3.29	3.13	3.75
RSm	102	157	79	55	55	345	53	79	54	26	59	43	59
RS	102	32	31	26	26	65	28	23	24	13	20	22	24
RPc	98.1/cm	63.7/cm	126.9/cm	182.0/cm	181.8/cm	29.0/cm	190.1/cm	126.7/cm	185.3/cm	378.5/cm	169.8/cm	233.7/cm	170.8/cm
Rmr(c)	19.0%	0.4%	0.7%	2.7%	0.6%	0.1%	2.4%	0.6%	1.8%	1.6%	1.4%	1.3%	3.6%
R3z	9.41	L-P	9.55	6.18	6.07	1.83	5.81	5.16	4.34	1.56	L-P	4.01	4.24
Rδc	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
RHSC	92.5/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm	L-P/cm
Rmr	100%	100%	99.9%	100%	100%	100%	99.7%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
RΔa	0.18	0.06	0.33	0.33	0.32	0.04	0.32	0.30	0.26	0.23	0.24	0.25	0.26
RSk	0.01	0.36	-0.01	-0.01	0.24	-0.17	-0.17	0.17	-0.05	-0.29	-0.08	0.01	-0.29
RKu	1.51	4.15	3.28	2.41	2.88	2.97	2.77	3.51	2.39	2.53	2.74	2.77	3.24
RΔq	0.21	0.09	0.43	0.44	0.43	0.06	0.45	0.42	0.35	0.29	0.32	0.33	0.36
RLo	0.817mm	0.803mm	0.865mm	0.271mm	0.270mm	2.503mm	0.271mm	0.269mm	0.264mm	0.100mm	0.262mm	0.262mm	0.264mm
RPpi	249.1/E	161.9/E	322.3/E	462.2/E	461.8/E	73.68/E	482.9/E	321.9/E	470.8/E	961.4/E	431.3/E	593.7/E	433.8/E
Rz1max	9.61	4.44	15.67	9.92	10.36	4.64	13.15	10.49	9.24	3.91	9.41	7.05	9.01



Фиг.3 Профилограма на азотирана повърхност при l=80mm; 30s;

На базата на проведения експеримент се вижда, че най голяма стойност на осреднената височина на грапавините (Rz) се получава при l=80mm и време на въздействие 30s с максимална стойност в порядъка на 13,52µm, а най -малка стойност 6,13µm, за l=120mm и време на въздействие 20s.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В оптималната точка се получава максимална грапавост след повърхностно газоплазмено азотиране *Rz*= 18,48µm и тя има следните кодирани и натурални координати:

- мощност на източника *P* – x_1 = -0,0044 (Z_1 = 19,9562 kW);
- време на азотиране *τ* – x_2 = -0,0344 (Z_2 = 19,6557 s);

- разстояние “дюза-метал” *l* – x_3 = -0,0000 (Z_3 = 99,9992 mm);
- разход на газ (N_2) – Q x_4 = 0,0004 (Z_4 = 4,0007 l/min);

2.По значимост факторите се подреждат така:

а) Анализирайки получените резултати при избраните граници на изменение на факторите се вижда, че най силно влияещ фактор върху максималната грапавост на повърхнината Rz, след повърхностно газоплазмено азотиране е мощността на източника. Това се обяснява с промяната на количеството топлинна енергия, подавана на повърхността на образеца в условията на обработката. Освен това, мощност на източника влияе и върху стабилността на дъгата, горяща в процеса на повърхностно газоплазмено азотиране;

б) следващ по важност фактор за Rz, е разстоянието “дюза-метал” *l*, като в областта на оптимума неговата значимост е около 90% от тази на мощността на източника, P.

в) следващи по важност фактори за Rz след повърхностното газоплазмено азотиране са времето на азотиране, и разхода на газ (N_2) при повърхностно газоплазмено азотиране, които еднозначно влияят на максималната грапавост.

ЛИТЕРАТУРА

[1] БДС 12341:1974, Метрология. Уреди за измерване грапавостта на повърхнините по профилния метод. Контактни уреди за непрекъснато преобразуване на профила. Профилография., с.8

[2] БДС 7445:1979, Основни норми за взаимозаменяемост. Допуски на формата и разположението на повърхнините. Основни термини и определения., с.120.

[3] БДС ISO 4287-2:1995, Грапавост на повърхнините. Терминология. Част 1: Повърхнина и нейните параметри., с.20

[4] БДС ISO 4287-2:1995, Грапавост на повърхнините. Терминология. Част 2: Измерване на параметрите на грапавостта на повърхнините., с.6

За контакти:

ас. инж. Татяна Мечкарова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0895653284, e-mail: tatqna13@abv.bg

ВЪЗМОЖНОСТИ ЗА ПОВИШАВАНЕ ЕРГОНОМИЧНОСТТА НА ВИЗУАЛНИТЕ ВЪЗПРИЯТИЯ ЧРЕЗ ИЗПОЛЗВАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКИ СРЕДСТВА ЗА ОБУЧЕНИЕТО ПО ИНЖЕНЕРНА ГРАФИКА

Зоя Цонева, Анелия Стоянова

Opportunities for increased ergonomics visual experiences by using technical resources for training classes in engineering graphics:

In order to improve the quality of education is important to support spatial thinking of students.

It is recommended that the presentation of the tasks to be carried out by a multimedia presentation that will save teachers time spent in explanation of spatial situation at solving problems in applied geometry and reduce the difficulties faced by students in an imaginary space Imaging tasks.

Saves time allocated by teachers for drawing tasks on the blackboard. Illustrated and diversify the learning process.

Key words: *applied geometry, engineering graphics, ergonomics.*

ВЪВЕДЕНИЕ

В съвременният свят е трудно да се намери област от дейността на хората в която не се използват компютри и различни технически средства.

Приложението на технически средства в учебният процес на висшите учебни заведения и по-специално в часовете по „приложна геометрия и инженерна графика“, не е прищявка, а необходимост. По своята същност те са средства за развитие на абстрактно-логическо мислене при студентите, спомагат за увеличаване на точността и широтата във възприемането на действителността.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Уменията за изработване на конструкторска документация са от съществено значение за качествената графична работа на бъдещите инженери.

Курсът на обучение по „приложна геометрия и инженерна графика“ още в първата година от обучението на студентите цели да развие обемно-пространственото им мислене. Голяма част от тях изпитват затруднения с осмислянето на някои от фундаменталните концепции при изграждането на ортогоналните проекции. Проблем е да разберат и осмислят пространствените връзки. Липсата на опит и целенасочено наблюдение на обекти със съставна форма, както и въображение с техническа насоченост е когнитивният процес, който трябва да се развие у обучаваните.

Чрез включване в процеса на обучение на триизмерни графични обекти, студентите имат възможност да визуализира и осмислят по-добре видовете сложни пространствени взаимовръзки, да развият наблюдателността си и насочат вниманието си към съществуващите проблеми в областта на инженерната графика.

Приложението на техническите средства в учебния процес осъществяван във висшите учебни заведения при съвременните условия, не е прищявка, а напълно закономерен процес. Съвременните средства за масова информация увеличиха широтата на възприеманата действителност. По своята същност те са средства за предаване на предварително обработен, в научно и методическо отношение учебен материал за активна самостоятелна работа, изграждане и развитие на абстрактно-логическо мислене.

Създаването на този вид нагледност неизбежно е свързана с известна формализация която позволява да се разположи учебния материал така, както е най-целесъобразно от гледна точка на учебния процес. Този факт притеснява някои от преподавателите от по-старото поколение, които считат, че опростяването и формализацията са недопустими при преподаването, където главна задача е да се

предоставят на студентите почти всички необходими знания, съществуващи по темата за формиране на бъдещите им творчески търсения.

В тези на пръв поглед правилни разсъждения, нерядко се стига да подмяна на понятията, опростяването се отъждествява с опростенчество, а формализацията с формализъм. Очевидно е, че това не е едно и също.

Опростяването е такова изменение на изложението на учебния материал, което предприемат преподавателите с цел облекчаване на студента при възприемането на сложни въпроси. Опростяването способства за осмислянето на това което е главното и най-сложното в разглеждания учебен материал. Позволява разграничаване на главното от второстепенното. Спомага за избягване на „наводнението“ от информация, водещо до апатия към учебния материал от страна на студентите, поради невъзможност от възприемане на огромното количество информация.

Формализацията пък от своя страна е разновидност на абстрактно логическото мислене, без която не може да се развива нито една наука.

Съвременното мултимедийно обучение се осъществява главно по два канала – зрителен и слухов. Етимологията на термина мултимедия произлиза от латинското multum - много и media – средства. Информацията се представя като съвкупност от зрителни и слухови въздействия, под формата на текст, звук и графика.

В зависимост от сетивата които използват с преобладаваща честота, хората се делят на три групи: със зрителна, слухова и кинестатична модалност.

Разбира се всеки човек притежава качества и от трите типа модалност, но във всеки индивид съществува преобладаваща такава.

Хората с преобладаваща зрителна модалност са най-често срещани, защото зрението е сетиво което предоставя най-много и най-бързо информация. Процентно тези хора са около 60%, а според някои източници и до 70-80%.

Хората с преобладаваща слухова модалност са около 20%, но за съжаление по този канал информацията се набавя и осмисля много по-бавно, а хората от този тип не могат да поддържат темпото на зрителната енергичност.

При кинестетиците, тактилността е водещо сетиво, но реално те се разделят на различни категории, приписват им се също вкуса и мириса. Тази модалност е с най-нисък процент представители. Тактилността, обонянието и вкуса предоставят най-малко информация, като е невъзможна тя да се придобие непосредствено [1].

Когато информацията е представена за възприемане чрез зрението, индивидът започва да обработва тази информация във визуалния канал, а ако информацията е представена за възприемане чрез слуха, той обработва информацията в слуховия канал. Всяка от тези системи има различни функции в съхраняването на характеристиките на процеса на информационна преработка и запомнянето на обектите. Ключовите фази на процеса на учене – организиране, трансформиране, съхраняване, възстановяване – се запазват и възстановяват по-лесно, когато обучаемият приема информацията едновременно вербално и визуално.

Основната хипотеза, залегнала в модела на мултимедийното учене е, че хората учат по-задълбочено, ако информацията е представена от думи и картини, отколкото само от думи. Това твърдение може да бъде наречено основен принцип на мултимедията, и е в основата на интереса към мултимедийното учене.

Първият принцип на когнитивната теория за мултимедийното учене е свързан с това, че визуалната и вербална информация се преработват в отделни канали, но единият тип може да бъде трансформиран чрез взаимодействие между каналите.

Според втория принцип всеки канал има лимитиран капацитет.

Третият постулира, че индивидът е включен активно в процеса на конструиране на знания.

Ученето се осъществява, когато обучаемият установи връзка между съответните части на вербалния и визуалния модел с помощта на своите налични знания, от което следва, че интегрира тези два модела в кратковременната памет.

Паметта запазва не само възприетата информация, но и това, които човек си е мислил. Най–важното от всички качества, обуславящи продуктивността на паметта, е нейната готовност, умението бързо да извлича от запаса на запомнените знания именно онова, което е нужно в дадения момент, т.е. нейната услужливост.

Мултимедийната информация може да има и отрицателен ефект за ученето, ако единият от каналите е претоварен. Това може да доведе до “ефект на редундантност” (свръхинформираност) при едновременно представяне на текст и видео. Въпреки това изследванията сочат, че обучаемите предпочитат визуалната информация, което им помага по-добре да разберат текста [2].

С оглед повишаване качеството на учебния процес по „приложна геометрия и инженерна графика“ е важно подпомагането на пространственото мислене на студентите. Ако представянето на поставените задачи се осъществява чрез мултимедийна презентация, ще се съкрати времето за визуализиране и осмисляне на поставените задачи, ще се спести времето отделяно за начертаване на задачите на черната дъска, ще се разнообрази учебният процес, и в никакъв случай няма да се спести индивидуалната работа на всеки студент с учебните ръководства.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Въпреки относително консервативния характер на дисциплината „приложна геометрия и инженерна графика“, поради обвързаността с макар и незадължителното но препоръчителното спазване на международните стандарти, компютъризираното ни вече общество внася наложителна промяна на модела на обучение на съвременните студенти по дисциплината.

Основна и централна фигура в обучението е преподавателя, а целият арсенал от технически средства, колкото сложни и съвършени да са, те са просто инструментариум, с който преподавателя си служи за по-пълно реализиране на поставените цели и задачи.

Въпросът какви и колко нагледни и технически средства ще използва преподавателят, къде и как ще ги включи в учебния процес, има творчески характер, като се съобрази с фактори като:

1. Особеност на преподавания материал;
2. Предварителната подготовка на студентите;
3. Наличие на визуално обемно-пространствено мислене у студентите;
4. Наличие на минал опит и др.

Ето защо един от основните проблем, който стои пред дизайнерите на образователна мултимедия е как да бъдат използвани думите и картините по начин, който да доведе до оптимизиране на ученето.

Благодарности: Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са извършени по проект НП26 в рамките на присъщата на ТУ-Варна научноизследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет.

ЛИТЕРАТУРА

[1] http://bg.wikipedia.org/wiki/НЛП_модлности - 23.04.2014 г.

[2] Йовкова Благовесна, Теоретични и практически проблеми в обучението на деца с увреден слух с помощта на образователна мултимедия // Списание на Софийския Университет за електронно обучение, 2010/1, http://journal.e-center.uni-sofia.bg/f/downloads/2010/Broi%201/B.Jovkova.pdf от 23.04.2014 г.

За контакти:
Гл. ас. д-р инж. Зоя Цонева, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0894612359, e-mail: zoya_tsoneva@abv.bg

Гл. ас. д-р инж. Анелия Стоянова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0899904946, e-mail: tatuna10@abv.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ ПРОЦЕСИТЕ НА ПОВЪРХНОСТНО ЯКОСТНО УЯКЧАВАНЕ НА СТОМАНА 45 ЧРЕЗ ИЗПОЛЗВАНЕ НА КОНЦЕНТРИРАНИ ИЗТОЧНИЦИ НА ТОПЛИНА

Анелия Стоянова, Зоя Цонева, Татяна Мечкарова

Summary: *In recent years started to make the use of new, quick-heating sources of heat, such as lasers, electron beam, plasma, and induction heating.*

In this study, the possibility is for the plasma surface treatment of one of the most commonly used in the art of iron - carbon alloys, namely steel 45. Aim is best performance of this material combined with the plasma surface treatment to ensure optimum performance at low cost. Consider the possibility of providing the same or improved performance compared to other methods of surface treatment strength.

Key words: *iron - carbon alloys, plasma, steel, concentrated heat source*

ВЪВЕДЕНИЕ

В последните години започнаха да се прилагат повсеместно нови, бързонагряващи се източници на топлина, като лазери, електронен лъч, плазма и индукционно нагряване.

В настоящата разработка е разгледана възможността за плазмена повърхностна обработка на една от най-често използваните в практиката желязо-въглеродни сплави, а именно стомана 45 (С45 по БДС EN ISO 14556) [1,2].

Стремежът е добрите експлоатационни качества на този материал, съчетани с плазмената повърхностна обработка да осигурят оптимални експлоатационни показатели при ниска себестойност. Разглежда се възможността за осигуряване на еднакви или подобрени експлоатационни показатели, сравнени с другите методи на повърхностна якостна обработка.

Характерната особеност при плазмената повърхностна обработка е използване на бързонагряващи източници, като повърхността на обработваното изделие се нагрява със скорост от порядъка на 10^3 до 10^4 градуса за секунда. Ето защо и процесите протичащи при това бързо нагряване са различни, в сравнение с използваните класически методи на нагряване [2].

ИЗЛОЖЕНИЕ

Правени са опити за уякчаване на въглеродни стомани с различно съдържание на въглерод. Резултатите при уякчаването (закаляването) на въглеродни стомани показват, че зоната на термично влияние на металите се състои от два слоя. Първият слой представлява бяла неразяждаща се ивица. Според някои изследвания една от причините за образуването на този слой е високотемпературното насищане на повърхнината с азот от въздуха. Твърдостта на този слой е значително по-висока от тази на изходния материал. Структурата на този слой е мартензитна [2,4,5].

Вторият слой е с преходна твърдост. Тя е значително по-ниска от твърдостта на първия слой, но надвишава тази на изходния материал. Структурата на слоя е съставена от ферит и мартензит.

Мартензитът се е образувал на мястото на бившите перлитни зърна. Такава структура е характерна за подевтектоидните стомани при непълна закалка [6].

В процесът на изследванията е установено, че въглеродното съдържание не влияе на широчината на зоната на термично въздействие. При еднакви режими, зоната е еднаква за образци от различни стомани.

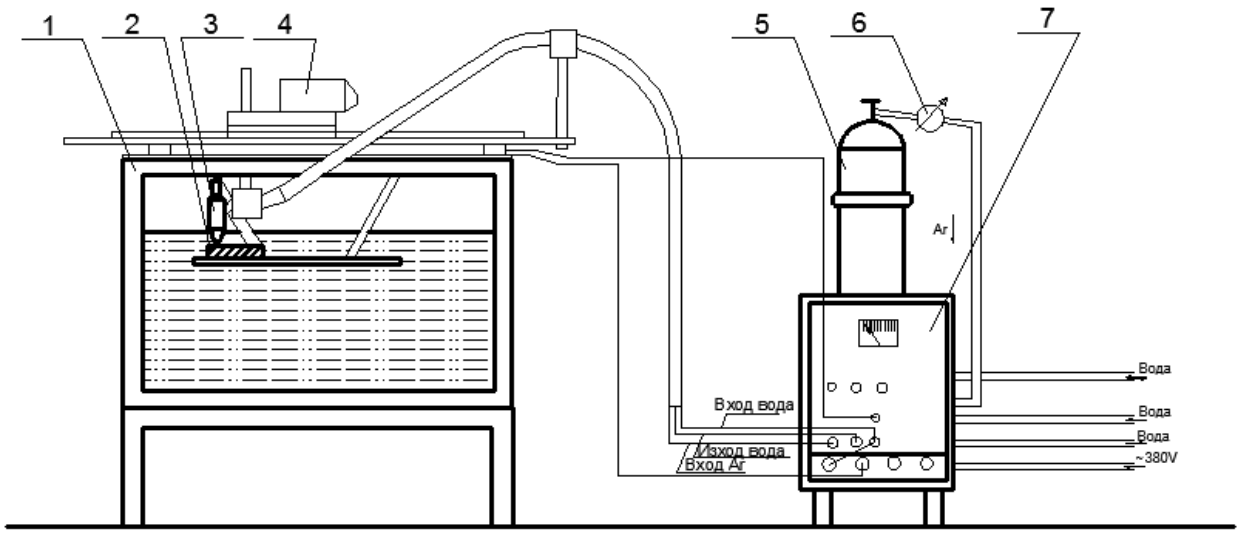
Значителното повишаване на твърдостта в зоната на въздействие при увеличаване на въглеродното съдържание се обяснява с наличието на значителни

термични и структурни напрежения в стоманата, обусловени от големите скорости на нагряване и охлаждане. Термичните напрежения предизвикват приблизително еднакво уякчаване при всички стомани, структурните напрежения нарастват с увеличаването на въглеродното съдържание. Затова структурните напрежения в условията на бързо нагряване достигащи до големите стойности, могат да се считат за главна причина за уякчаването на стоманите. При извършени рентгенографски изследвания е установено, че измененията на структурата в зоната на топлинно въздействие са подобни на измененията, получени при закаляване или пластична деформация. Обикновено този участък представлява силно раздробена субструктура с големи деформации и висока плътност на дислокациите.

От направените изследвания следва, че с повърхностната плазмена обработка FeC-те сплави ще се уякчат. За сплавите, при които се извършва полиморфно превръщане, уякчаването е за сметка на фиксирането на високотемпературна неравновесна структура, като основен двигател на това превръщане са структурните напрежения. При материали, които имат полиморфни модификации, уякчаването е от по-малка степен и се дължи на термичните напрежения, получени при нагряването.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ЧАСТ

Термичната обработка се извършва под слой от вода, като за целта се използва установка, показана на фиг.1.



Фиг.1. Схема на апаратура за повърхностна обработка на металите под слой от вода
1- вана с вода; 2 - образец; 3- аргоно-дъгова (ВИГ) горелка;
4 - движител тип "Буго"; 5 - бутилка със защитен газ- Ar;
6 - редуцир-вентил с ротаметър; 7 - токоизточник с команден блок

Захранването и управлението на дъгата се осъществява от заваръчен токоизточник с тиристорен изправител, управляван по фазов и импулсивен метод. Волт-амперната характеристика на източника е падаща с максимален заваръчен ток 230А и захранващо напрежение 280V.

Експеримента беше проведен в два варианта: със и без допълнително охлаждане.

За провеждане на експеримента са изготвени образци, от средновъглеродна конструкционна качествена стомана стомана 45 (С45 по БДС EN ISO 14556) с размери: 20x30x100mm [3] и [4]. По литературни данни [3, 5 и 6] стомана спада към групата на среднолегираните, които имат висока якост и повърхностна твърдост, и

по-малка жилавост. Характерно приложение за тези стомани е за изработване на детайли работещи без ударни натоварвания след закаляване и отвръщане: колянови и разпределителни валове, зъбни колела и др.[5].

Изборът и вида на използвания материал е определен от следните съображения:

- да е достъпен и широко използван за детайли, изработени по утвърдени промишлени технологии;
- да е възможно уякчаването му след плазмено повърхностно нагряване;
- да е възможна оптимизация на технологичните параметри на експериментиращите технологии за конкретния материал.

В таблици 1 и 2, са показани съответно, химичния състав и механичните характеристики на стоманата [5], [6].

Табл.1. Химичен състав на материала

Химичен елемент	C	Mn	Ni	Si	S	P	Cr	Cu
C45	0,42-0,50	0,5-0,8	до 0,3	0,17-0,37	до 0,3	до 0,3	до 0,25	до 0,3

Табл.2. Механични характеристики на материала

Якост на опън, Rm, MPa	Граница на провлачане, Re, MPa	Относително удължение, A,%	Якост на удар, KCV, kJ/m^2	Относително свиване, Z,%
598	353	16	490	40

Закаляемостта на стоманата се определя по формула (1):

$$\text{Секв} = \text{C},\% + \frac{Mn}{6},\% + \frac{Cr+Mo+V}{5},\% + \frac{Ni+Cu}{15},\%\ [\%] \qquad (1)$$

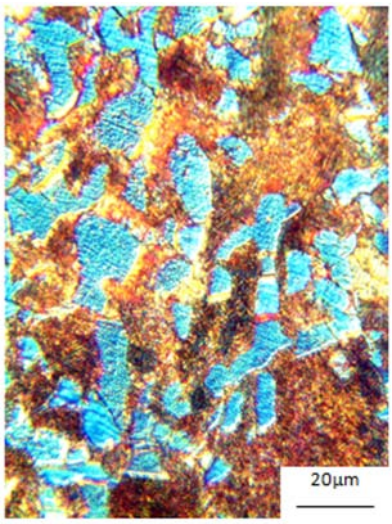
След заместване на стойностите на химичните елементи във формула (1), за изследваната стомана C45, Секв. се получава 0,55 ÷ 0,68%.

От представените по-горе стойности се наблюдава, че въглеродния еквивалент на стоманата е 0,60÷0,70% и е в границ ите между закаляващите се и незакаляващите се стомани, което показва, че стоманата притежава добра заваряемост при прилагане на високотемпературните методи на повърхностна обработка. Вероятността от появата на студени пукнатини в зоната на термично влияние след тази обработка е голяма [5].

Измерванията на повърхностната твърдост и микротвърдост по дълбочина на пробата в настоящото изследване са извършени по метода на Викерс, съгласно БДС EN 23878:2000 и БДС EN ISO 6507-1:2006 [7, 8].

Измерването на макро и микротвърдостта се извършва на “НЕОФОТ-2” с използване на приставка за микротвърдост HANEMANN съгласно БДС 2531-70. За измерването на твърдостта пробата се закрепва неподвижно върху масичката на микроскопа посредством (винта за грубо фокусиране) пружина пластина. Натоварването се осъществява чрез индентор (диамантена пирамида) посредством винта за грубо фокусиране със сила за макротвърдостта се използва 5kg (HV5), а за микротвърдостта 50g (HV0.05). За отчитане на макро и микротвърдостта по Викерс HV се измерва диагонала на отпечатъка.

Направените проучвания [8] за твърдостта на изходните проби показват, че стомана марка С45, има твърдост по Викерс 170÷207HV0.05. На фигура 2 е представена структурата, която е основно от ферит и перлит.



Фиг.2. Микроструктура на напречните сечения на С45 с увеличение х500

При плазмена термообработка на сухо твърдостта на уякчения слой се повишава до 420÷500HV0.05. Структурата е основно от троостит.

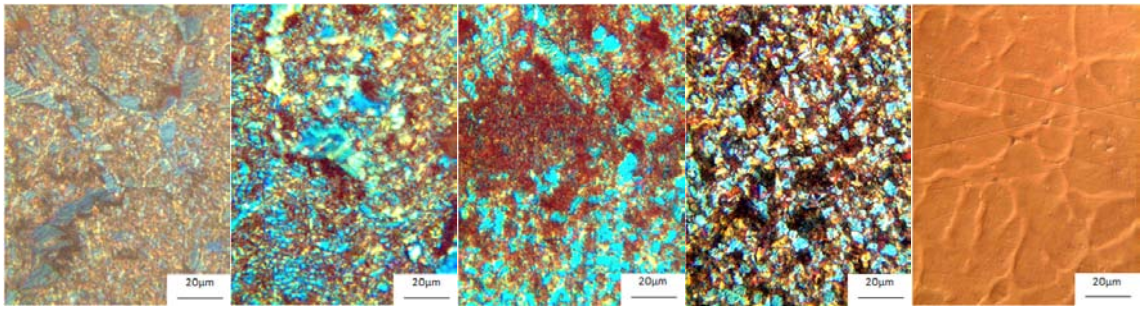
При плазмената термообработка под вода твърдостта се повишава още повече, поради по-високата скорост на охлаждане и достига до 600÷620HV0.05, като уякчената зона се състои от три сектора – едроиглест мартензит, мартензит плюс бейнит и сорбит.

При термообработка под вода с допълнително охлаждане твърдостта достига още по-високи стойности и е от порядъка на 800÷850HV0.05.

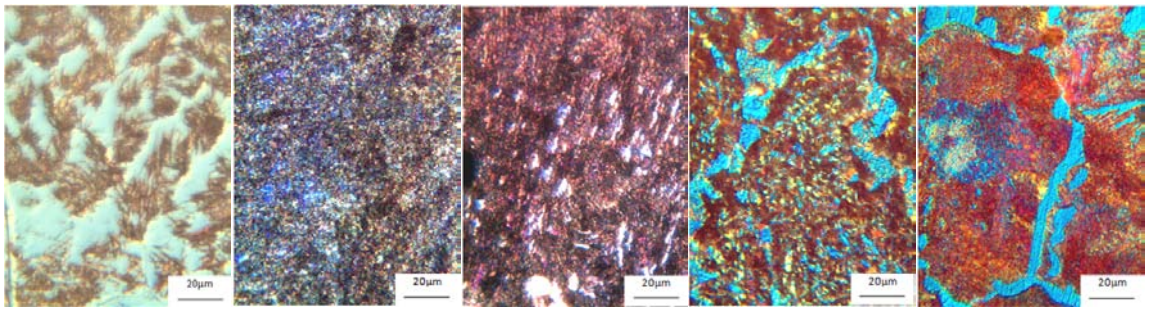
По-високата твърдост при термообработка под вода с допълнително охлаждане в сравнение с режима без допълнително охлаждане се обяснява с факта, че в първия случай се отделя и изплува по-голяма част от парогазовия мехур (80-95%), с което скоростта на охлаждане се увеличава и се фиксират по неравновесни структури.

Уякчения слой се състои от 4 зони - едроиглест мартензит, мартензит плюс бейнит, фин мартензит и сорбит.

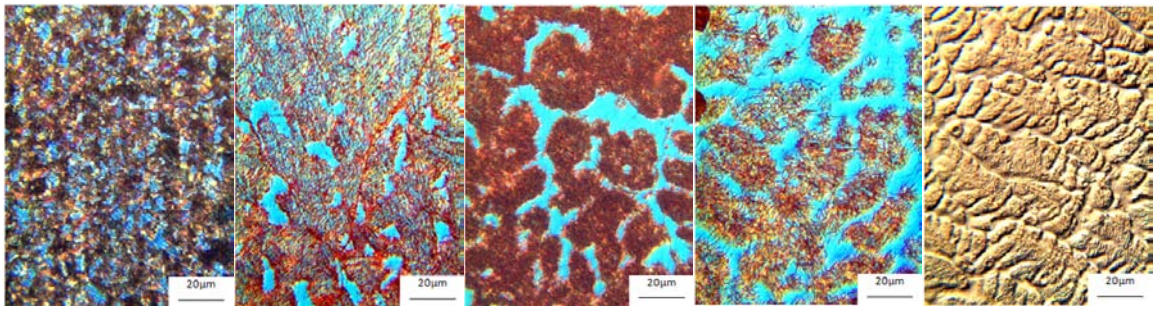
На фиг.3. са показани снимки на структурите след плазмена термообработка на сухо, под вода и под вода с допълнително охлаждане.



а) б) в) г) д)



е) ж) з) и) к)



л) м) н) о) п)

Фиг.3. Структури след плазмена повърхностна термообработка с увеличение x500

За получаване на резултатите от проведените експерименти за термообработка на сухо, под слой от вода със и без допълнително охлаждане, бяха изработени микрошлифове и измерена макро- и микротвърдостта по дължина, ширина и дълбочина на обработения термоуякчен слой, представени в табл. 3, 4 и 5, а графично представяне на резултатите на фиг. 4 и 5.

Табл.3. Резултати от измерената макротвърдост по дължина

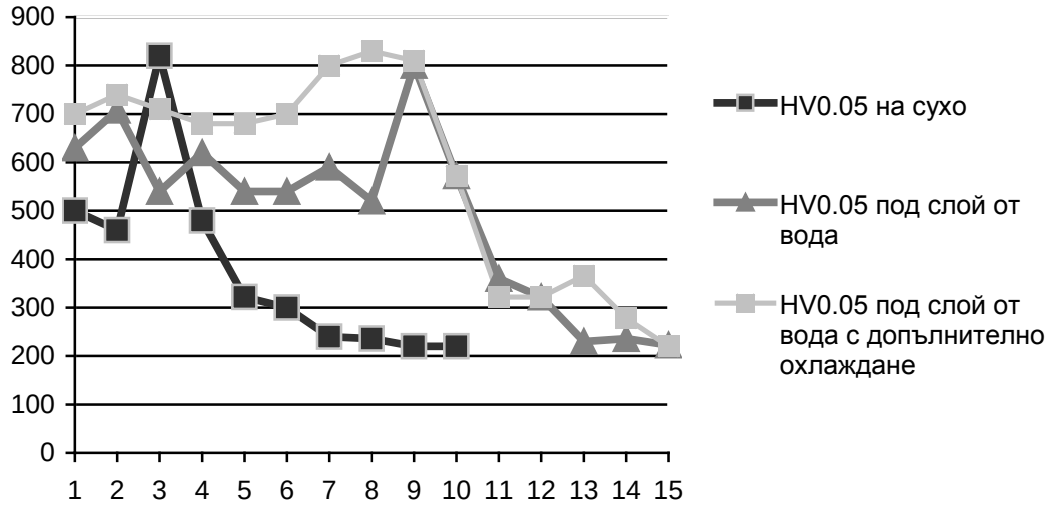
Материали		Стомана 45
HV5	-преди плазмена повърхностна обработка	198
HV5	-при обработка на сухо	500-520
HV5	-при плазмена обработка под слой от вода	590-620
HV5	-при плазмена обработка под слой от вода с допълнително охлаждане	680-710

Резултати от измерване на твърдостта по дълбочина на уякчената зона на образци от стомана 45 след плазмена повърхностна обработка проведена на сухо, под слой от вода и под слой от вода с допълнително охлаждане, са представени в таблица 4.

Табл.4. Резултати от измерената микротвърдост по дълбочина на уякчената зона

№ на измерването	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
HV0.05 на сухо	500	460	820	480	322	300	240	236	220	220	-	-	-	-	-
HV0.05 под слой от вода	630	708	540	620	540	540	590	520	800	572	360	322	230	236	223
HV0.05 под слой от вода с допълнително охлаждане	700	740	710	680	680	700	800	830	810	572	322	322	366	278	220

На фиг.4, е представено разпределението на твърдостта по дълбочина на уякчената зона след плазмена повърхностна обработка.



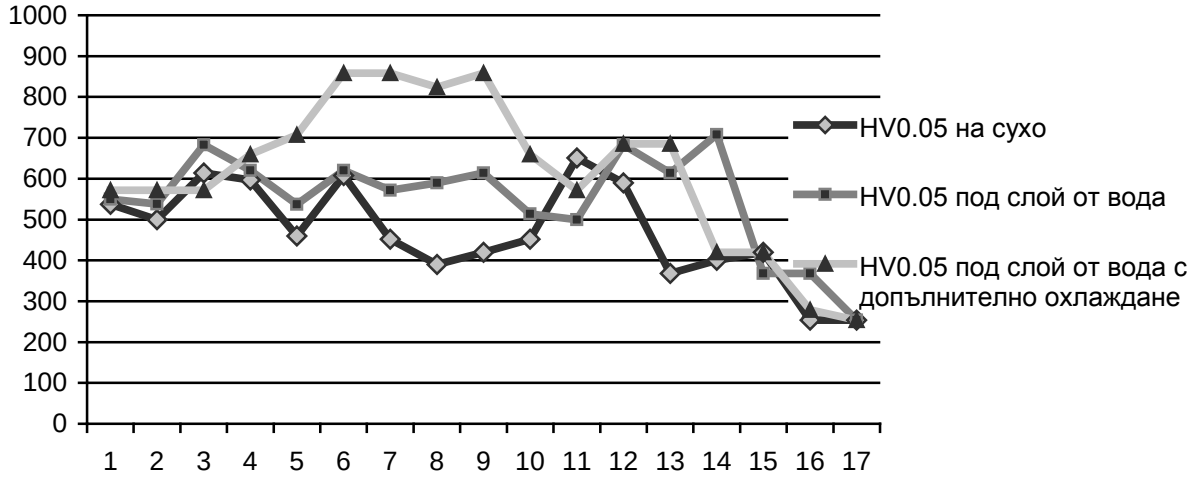
Фиг.4. Разпределение на твърдостта по дълбочина на уякчената зона на образци от стомана 45 след плазмена повърхностна обработка проведена на сухо, под слой от вода и под слой от вода с допълнително охлаждане

Резултати от измерване на твърдостта по ширина на уякчената зона на образци от стомана 45 след плазмена повърхностна обработка проведена на сухо, под слой от вода и под слой от вода с допълнително охлаждане са представени в таблица 5.

Табл.5. Резултати от измерената микротвърдост по ширина на уякчената зона

№ на измерването	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
HV0.05 на сухо	537	500	614	597	460	608	452	390	420	452	651	590	368	400	420	254	254
HV0.05 под слой от вода	550	538	683	620	537	620	572	590	614	514	500	683	614	708	368	368	254
HV0.05 под слой от вода с допълнително охлаждане	572	572	572	659	707	858	858	824	858	659	572	685	685	420	420	279	254

На фиг.5 е представено разпределението на твърдостта по ширина на уякчената зона на образци от стомана 45 след плазмена повърхностна обработка.



Фиг.5. Разпределение на твърдостта по ширина на уякчената зона на образци от С45 след плазмена повърхностна обработка проведена на сухо, под слой от вода и под слой от вода с допълнително охлаждане

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От поставения критерий за оценка на получените слоеве може да се направи извода, че повърхностната плазмена обработка под слой от вода (със и без допълнително охлаждане) притежава следните преимущества пред тази, проведена на сухо:
- повишена твърдост на обработваемата повърхност при еднакви други условия;
- по-голяма дълбочина на уякчената зона;
- по-малка зона на термично влияние.

Благодарности: Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са извършени по проект НП26 в рамките на присъщата на ТУ-Варна научноизследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Акулов А.И., Асиновская Г.А., Баженов В.В., Сварка в машиностроении., Том 2, Москва, “Машиностроение”, 1978. -462с.
[2] Алешин Н.П., Чернышев Г.Г. и др., Сварка, резка, контроль., Справочник, Том 1, Москва, “Машиностроение” 2004., 71÷72с.
[3] Анциферов В. Н., Гревнов Л.М., Перельман О.М., Металловедение и термическая обработка металлов, 1996, №3, с.14-16.
[4] ASM HAND BOOK, Alloy phase diagrams, Vol.3, 1995, 512 p.
[5] Бучков, Д. Т., Термична обработка на металите, Техника, София, 1980 г., 258с.
[6] Арзамасова Б. Н.; Соловьевой Т. В., Справочник по конструкционным материалам, МГТУ, Москва, 2005. 9с.
[7] БДС EN 23878:2000, Твърди сплави. Определяне на твърдост по Vickers (ISO 3878:1983), с.6.
[8] БДС EN ISO 6507-1:2006, Метали. Изпитване на твърдост по Vickers. Част 1: Метод за изпитване (ISO 6507-1:2005), с.27.

За контакти:

Ас. д-р инж. Анелия Стоянова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0899904946, e-mail: tatuna10@abv.bg

Гл. ас. д-р инж. Зоя Цонева, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0894612359, e-mail: zoya_tsoneva@abv.bg

Ас. инж. Татяна Мечкарова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0895653284, e-mail: tatqna13@abv.bg

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО-СТАТИСТИЧЕСКО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОПТИМАЛНИТЕ РЕЖИМИ ЗА РАБОТА ПОД ВОДА И НА СУХО ПРИ ПОВЪРХНОСТНА ПЛАЗМЕНА ТЕРМООБРАБОТКА

Анелия Стоянова, Зоя Цонева, Татяна Мечкарова

Summary: *Efficient use of resources on the basis of the development of scientific and technical progress requires widespread deployment of new technologies for the processing of metals - plasma, cathode, detonation, etc., which allow to increase the lifetime of the plant and reduce the cost of materials and energy production.*

Recent years in developed countries technical investigations into the use of low temperature plasma chemistry, metallurgy, mechanical engineering and many other industries. Use and allows significantly intensify the existing technological processes and the creation of entirely new materials, technologies and equipment in production.

Key words: *Experimental and statistical surveys, plasma, optimum mode, underwater, heat*

ВЪВЕДЕНИЕ

Ефективното използване на ресурсите на базата на развитието на научно-техническия прогрес изисква широко внедряване на нови технологии за обработка на металите - плазмени, електроннолъчеви, детонационни и други, които позволяват да се повиши срокът на експлоатация на машините и да се намали разхода на материали и енергия в производството.

Последните години в технически развитите страни се провеждат изследвания за приложението на нискотемпературната плазма в химията, металургията, машиностроенето и редица други отрасли на промишлеността. Използването и позволява значително интензифициране на съществуващите технологически процеси и създаването на съвършено нови материали, технологии и апаратури в производството.

Един от новите високопроизводителни методи за получаване на качествена повърхност е плазменото повърхностно обработване на металите. Той е един от най-ефективните методи за повърхностна обработка в съвременните металообработващи предприятия. За разлика от другите методи на повърхностна обработка, при този процес се използва електрическа дъга и получаващата се в нея плазма е с температура, която достига десетки хиляди градуса. При тази температура могат да се обработват не само конструкционни стомани, но практически всички метали. Това води до по-добро качество на обработваните заготовки и по-висока производителност в сравнение с другите методи на повърхностна обработка.

В настоящия материал е разгледана възможността за плазмена повърхностна обработка (ПО) под слой от флуид на стомана 45 (С45 по БДС EN ISO 14556) [1].

ИЗЛОЖЕНИЕ

На базата на направеното проучване е експериментирана и разработена нова лабораторна технология за термообработка под слой от флуид. Проведени са експерименти за уякчаване на С45, в суха среда под слой от флуид, и под слой от флуид с допълнително охлаждаща струя.

Целта е да се установят технологичните възможности на метода за повърхностна плазмена обработка, като се използват методите на планиране на експеримента и математическата статистика за оптимизиране режимните параметри по експериментален път и създаване на нови методи и средства, обезпечаващи повишаването на качеството и производителността на процеса.

Анализът на литературните данни показва, че в настоящия момент няма достатъчно данни за построяването на аналитичен модел поради наличието на нелинейни зависимости между компонентите на изследваната система. Това налага използването на статистико-експериментален подход за разкриване на реалните реакции на изследваната система чрез насочени и точно определени предварително планирани въздействия. Всичко това включва следните основни етапи:

- избор на достатъчно значими, оценяващо резултативни технологични фактори (независими променливи величини) с ясна физична интерпретация и определящи поведението (реакцията, отклика) на изследвания обект и процес и областта на тяхното изменение;
- определяне на изходен параметър (отклик);
- избор на методики за изследване, изпитване и създаване на критерии за оценка на факторите влияещи на процеса и качеството на повърхнината;
- избор на планиране на експерименталното изследване;
- избор на схема на експеримента, експериментална уредба и схема на измерванията и регистрацията им;
- провеждане на експерименталните изследвания;
- статистическа обработка на получените данни и съставяне на регресионен модел;
- оптимизиране параметрите на модела;
- графичен анализ на регресионния модел.

Процесите на плазмена повърхностна обработка на металите се нуждаят от допълнителни изследвания, които да уточнят технологичните им възможности [2, 3, 4, 5, 10, 12, 15]. Това може да се осъществи по експериментален път като се използват методите за планиране на експеримента и математическата статистика [6, 7, 8, 9, 11, 12, 13, 14], със заложен нормален закон на разпределение.

Под планиране на експеримента се разбира процедура за избор на броя и условията за провеждане на опитите, необходими и достатъчни за решаване на поставената задача и изискваната точност. Основните предимства на активния експеримент са [15]:

- минимизация на общия брой опити;
- избор на ясни логически обосновани процедури, изпълнявани последователно от експериментатора при провеждане на изследванията;
- използване на математически апарат формализиращ много от действията на експериментатора;
- едновременно вариране на всички променливи и оптимално използване на факторното пространство;
- организиране на експеримента по такъв начин, че да се изпълняват много от изходните предпоставки на регресионния анализ.
- получаване на математически модели, имащи в някакъв смисъл по-добри свойства, в сравнение с моделите, построени въз основа на пасивния експеримент;
- рандомиране условията на опитите, т.е. превръщане на много неконтролируеми фактори в случайни величини;
- оценка на елемента на неопределеност, свързан с експеримента, който дава възможност да се съпоставят резултатите, получени от други изследователи.

Избор на плана за експериментиране [8]:

Във връзка с това трябва да се очаква, че функцията на отклика ще бъде не линейна за изучаваната област на междуфакторното пространство и се решава да се строи квадратичен модел. За по–удобно се работи с така наречените нормирани

(безразмерни) фактори. Преминаване от размерен в безразмерен вид на факторите може да стане по формулата[10]:

$$X = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i} \quad (1)$$

където: X_{i0} - основно ниво ΔX_i - интервал на вариране

При избора на конкретен план за експериментиране се налага компромис в изискванията за: точност на математическото описание на процеса; простота на обработка на експерименталните данни; минимален брой експерименти. Разглежда се план на експеримента за построяване на модел от II ред, и представлява извадка от редовете на пълния факторен експеримент 3^K, който има вида [15]:

$$Y = \beta_0 + \sum_{1\le i\le k}\beta_i X_i + \sum_{1\le i\le j\le k}\beta_{ij} X_i X_j + \sum_{1\le i\le k}\beta_{ii} X_i^{\,2} \quad (2)$$

където: Y - е истинската стойност на отклика;

$\beta_i, \beta_{ij}, \beta_{ii}$ - истинска стойност на коефициентите;

к – броят на факторите

Броят на членовете на този модел е:

$$C_{k+2}^{k} = \frac{(k+2)!}{2!} = \frac{(k+1)(k+2)}{2} \quad (3)$$

затова броят на опитите за построяването не трябва да бъде по малко от:

$$N \ge \frac{(k+1)(k+2)}{2} \quad (4)$$

Освен това е необходимо всеки фактор да се изменя на не по-малко от три нива. Резултатите от опитите се пресмятат по избраните оценки на коефициентите на модела и се съставя регресионното уравнение [6]:

$$FF(X1, X2, X3) := B_0 + B_1\cdot X1 + B_2\cdot X2 + B_3\cdot X3 + B_4\cdot X1\cdot X2 + B_5\cdot X1\cdot X3 + B_6\cdot X2\cdot X3 + B_7\cdot X1^2 + B_8\cdot X2^2 + B_9\cdot X3^2 \quad (5)$$

Един от критериите за оптималност на плановете може да бъде броят на опитите в тях. В по–голяма част от случаите експериментаторите се стремят броят на опитите да бъде колкото може по–малък. Един от най-икономичните по броя на опитите планове са предложени от Хартли, Рехтшафнер. Оказва се, че може да се поставят планове, броят на опитите който е или равен на броя на коефициентите в модела или малко по-голям [1].

Структурата на информационната матрица и матрицата на грешките за планове е анализирана подробно. Оказва се, че в информационната матрица може да се появят различни от нула нечетни моменти. В резултат на това такива планове се оказват несиметрични.

Избор на фактори [1,13,15]:

Поведението на изследвания процес (обект) зависи обикновено от много променливи величини. Понякога изследователят не е в състояние да посочи всички променливи, оказващи въздействие на обекта. Затова се отделят най-важните, които

се изменят и контролират по време на експеримента, а останалите се приемат за постоянни или въобще не се контролират.

При избора на факторите се опазват следните най-общи изисквания: факторите да са контролируеми; да са независими; да са съвместими.

Осигуряването на горните изисквания е свързано с определяне на диапазон, в който ще бъдат варирани факторите. Най-широко разпространено в практиката е т.н. кубично-факторно пространство, при което за всеки фактор се задава долна и горна граница на изменение.

За целта изменяме три технологични фактора и оценяваме влиянието им върху микротвърдостта на обработваните метали.

Факторите се изменят на три нива. Нивото на изменение на факторите и техния физически смисъл е показан в табл.1 [14,15].

Табл.1. Нивото на изменение на факторите

Фактори	Сила на тока A	Разстояние до детайла mm	Скорост на горелката m/h
Основно ниво [x_{io}]	110	7	14,4
Интервал на изменение [Δx_i]	10	2	5,00
Горно ниво [$x_i = +1$]	120	9	19,4
Долно ниво [$x_i = -1$]	100	5	9,40

Резултатите от измерената микротвърдост при проведените експерименти и режимите на работа са дадени в табл.2, където:

$У_1$ - измерена микротвърдост на образеца от С45 при плазмена обработка на сухо;

$У_2$ - измерена микротвърдост на образеца от С45 при плазмена обработка под слой от вода;

$У_3$ -измерена микротвърдост на образеца от С45 при плазмена обработка под слой от вода с допълнително охлаждане;

По данните от табл.2 [13] и по програма, се съставят регресионните уравнения, отразяващи изменението на микротвърдостта на съответните образци във функция на технологичните фактори при термообработка на сухо, под вода и под вода с допълнително охлаждане.

Табл.2. Матрицата на избрания план при плазмено повърхностно обработване

№	X_1	Z_1 A	X_2	Z_2 m/h	X_3	Z_3 mm	X_1X_2	X_1X_3	X_2X_3	X_1^2	X_2^2	X_3^2	$У_1$	$У_2$	$У_3$
1	-1	100	-1	9,4	-1	5	+1	+1	+1	+1	+1	+1	312	572	602
2	-1	100	+1	19,4	+1	9	-1	-1	+1	+1	+1	+1	260	440	560
3	+1	120	-1	9,4	+1	9	-1	+1	-1	+1	+1	+1	452	591	650
4	+1	120	+1	19,4	-1	5	+1	-1	-1	+1	+1	+1	374	623	620
5	-1	100	-1	9,4	+1	9	+1	-1	-1	+1	+1	+1	254	684	710
6	+1	120	-1	9,4	-1	5	-1	-1	+1	+1	+1	+1	474	710	824
7	-1	100	+1	19,4	-1	5	-1	+1	-1	+1	+1	+1	340	650	670
8	+1	120	0	14,4	0	7	0	0	0	+1	0	0	450	662	856
9	0	110	+1	19,4	0	7	0	0	0	0	+1	0	431	724	824
10	0	110	0	14,4	+1	9	0	0	0	0	0	+1	523	640	830
11	0	110	0	14,4	0	7	0	0	0	0	0	0	537	600	800

Резултати от машинната обработка на регресионните уравнения.

Заместваики стойностите им в уравнение (5), получаваме уравнението на регресия във вида:

За Y1:

$Y(X1,X2,X3)=486.943176+25.975775*X1+25.971528*X2+16.669297*X3-17.00*X1*X2+57.50*X1*X3-24.00*X2*X3-31.721636*X1*X1-6.436340*X2*X2-27.831591*X3*X3;$

За Y2:

$Y(X1,X2,X3)=582.993722-14.885561*X1+16.176646*X2+43.029937*X3+18.75*X1*X2+17.25*X1*X3-35.50*X2*X3+31.040282*X1*X1+12.650976*X2*X2-2.201925*X3*X3;$

За Y3:

$Y(X1,X2,X3)=685.015605+17.434049*X1+2.395889*X2+53.867089*X3+10.50*X1*X2+46.50*X1*X3-14.50*X2*X3+33.546194*X1*X1+16.925091*X2*X2-15.609835*X3*X3;$

По направените изчисления и критерия на Фишер (F – критерий) определяме, че моделът е адекватен.

Графичен анализ на регресионния модел в областта на оптимума.

В края на разработката са представени диаграми с изолинии, които отразяват изменението на микротвърдостта (У) във функция на работния ток (x_1), разстоянието от изделието до електрода (x_2) и при постоянна скорост на движение на горелката (x_3), т.е.

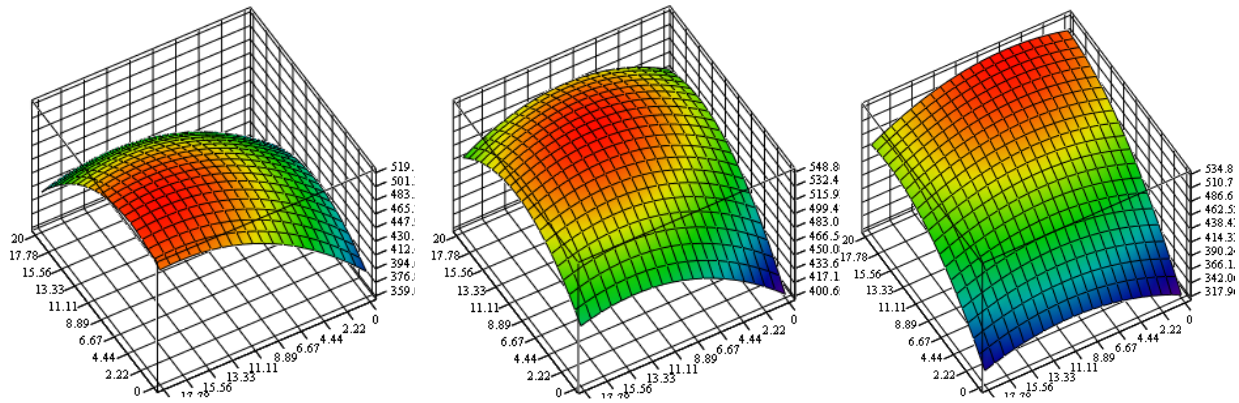
Обработката на статистическите данни, чрез програмен продукт “MATLAB 6.5” позволява построяването на изолинии за опитните образци.

$У= f(x_1, x_2)\ x_3 = const$

където: x_1, x_2 и x_3 - са безразмерни променливи

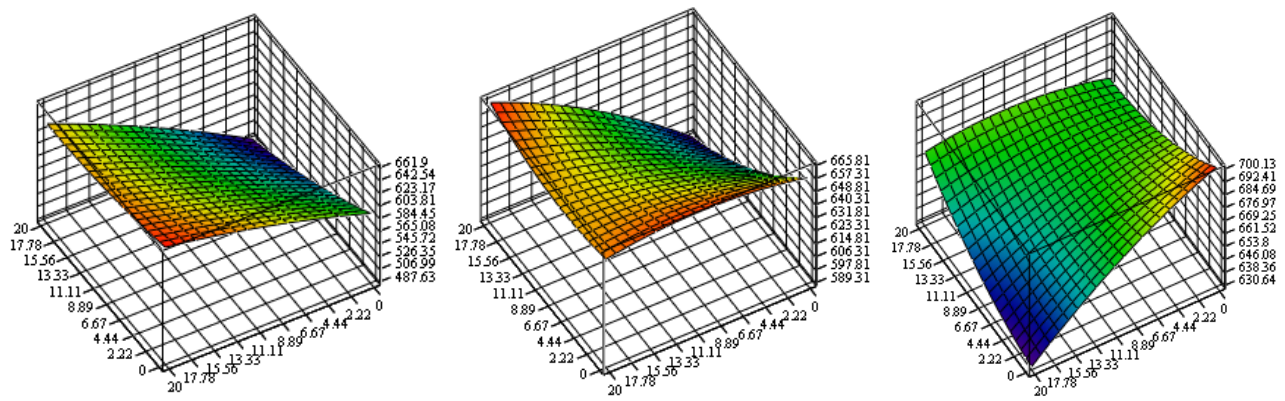
От фиг.1 до фиг.3 са показани същите диаграми, в които x_1, x_2 и x_3 са представени като размерни променливи, т.е. с действителните им стойности.

Диаграми с изолинии показващи изменението на микротвърдостта HV0.05 на образци от С45 при плазмена повърхностна обработка под слой от вода във функция на: Ip - работния ток и L – разстояние от дюзата на горелката до образеца при постоянна скорост на движение на горелката Vr = const



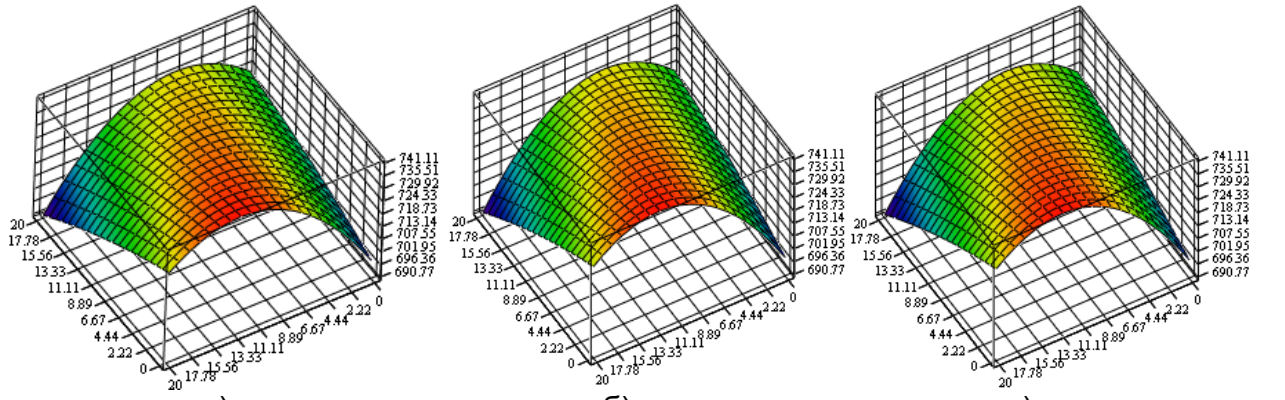
а) б) в)

Фиг.1. Изолинии показващи изменението на микротвърдостта HV0.05=f(Ip; L); Vr=9,4m/h: а) в суха среда; б)под слой от флуид; в)под слой от флуид с допълнително охлаждаща струя



а) б) в)

Фиг.2. Изолинии показващи изменението на микротвърдостта HV0.05=f(Ip; L); Vr=14,4 m/h: а) в суха среда; б)под слой от флуид; в)под слой от флуид с допълнително охлаждаща струя



а) б) в)

Фиг.3. Изолинии показващи изменението на микротвърдостта HV0.05=f(Ip; L); Vr=19,4 m/h: а) в суха среда; б) под слой от флуид; в) под слой от флуид с допълнително охлаждаща струя

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Постигнатите в изследването резултати дават основание да се обобщи, че:

1. Анализирайки получените резултати при избраните граници на изменението на факторите се вижда, че най-силно влияещ фактор върху микротвърдостта на С45 е скоростта на движение на горелката. Това се обяснява с промяната на количеството топлинна енергия, подавана на повърхността на образеца в условията на обработката. Освен това, скоростта на преместване на горелката влияе и върху стабилността на дъгата, горяща под вода. Дълбочината на уякчения слой от С45 под вода е по-голяма с 1,4 - 1,6 mm, отколкото на сухо, което се дължи на допълнителното свиване на дъгата от хидростатичното налягане на водата.

2. Извършения анализ показва, че оптималния режим на повърхностна плазмена обработка на образци от С45 под слой от вода е:

- Скорост на горелката - 9,4 m/h
- Работен ток - 90- 100 А
- Разстояние от дюза до образец - 4,5-5-6,5 mm
- Разход на аргон - 5 l/min

При увеличаване скоростта на горелката от 9,5 m/h до 14,4 m/h оптималния режим е както следва:

- Скорост на горелката - 14,4 m/h
- Работен ток - 100 - 110 A
- Разстояние от дюза до образец - 4 - 4,5 mm
- Разход на аргон - 5 l/min

Благодарности: Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са извършени по проект НП26 в рамките на присъщата на ТУ-Варна научноизследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Анциферов В. Н., Гревнов Л.М., Перельман О.М., Металловедение и термическая обработка металлов, 1996, №3, с. 14-16

[2] Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М., Наука, 1976, 280 с

[3] Божанов Е., Вучков И., Статистически решения в производството и научните изследвания, ТЕХНИКА, София, 1979.

[4] Божанов Е.С., Статистически методи за моделиране и оптимизиране на многофакторни обекти, ТЕХНИКА, София, 1973

[5] Вучков И.Н., Експериментални изследвания и идентификация, Техника, София, 1990 г., 320с.

[6] Вучков И. Оптимално планиране на експерименталните изследвания, С., Техника, 1978, 232с.

[7] Вучков, И., Стоянов, С. Математическо моделиране и оптимизация на технологични обекти. С., Техника, 1986, с.341.

[8] Вучков, И., Стоянов, С., Велев К. Ръководство за лабораторни упражнения по математическо моделиране и оптимизация на технологични обекти. С., Техника, 1986

[9] Джонов Цв., Ангелов И., Петров М. Математическо моделиране и оптимизация на механичните характеристики на стоманите. Монография. ВМЕИ-Габрово. 1995. 163с.

[10] Димитров А., Метод на крайните елементи; София, ВТУ Т.Каблешков, 2006.

[11] Иванов Г., Кючукова В. Ръководство за решаване на задачи по математическо оптимизиране. С., "Климент Охридски", 1989

[12] Мадатов Н.М., Векслер М.А. Математическое планирование эксперимента (на примере исследования плазменно-дуговой резки под водой) – Сварочное производство, 1970, № 6

[13] Генов, Д. Моделиране и оптимизация на производствени процеси (практикум). В., ВМЕИ, 1994

[14] Градинаров П., Георгиев, Д. Методика на научните изследвания (записки). В., ОПБ при ВМЕИ-Варна, 1986, 93 с.

[15] Никофоров Н.И., Кректулева Р.А. Математическое моделирование технологического процесса кислородной резки.–Сварочное производство, 1998, № 4

За контакти:

Ас. д-р инж. Анелия Стоянова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска" №1, тел.: 0899904946, e-mail: tatuna10@abv.bg

Гл. ас. д-р инж. Зоя Цонева, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска" №1, тел.: 0894612359, e-mail: zoya_tsoneva@abv.bg

Ас. инж. Татяна Мечкарова, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска" №1, тел.: 0895653284, e-mail: tatqna13@abv.bg

ПРОИЗВОДСТВО НА БИОДИЗЕЛ ОТ ВОДОРАСЛИ

Даниела Тонева, Анна Станева, Детелина Йонова, Розалина Чутуркова

Biodiesel production from algae: *biodiesel production from algae, solutions for algal growing cultures and methods of oil content extracting are described in this report. The chemical process for the biodiesel production is shown. The advantages of cultivated algae and produced from algae biodiesel are presented.*

Key words: *Biodiesel, algae,oil extraction, biodiesel production*

ВЪВЕДЕНИЕ

Нарастване търсенето на петрол, най-вече за сектор транспорт и ограничените залежи в Световен мащаб, добивът на суров петрол при експлоатация на трудно достъпни залежи, са само част от факторите, които формират стратегическите цели на Зелената книга "Към европейска стратегия за сигурност на енергийните доставки" и Бялата книга "Енергия за бъдещето – възобновяеми енергийни източници". Зелената книга на Европейската комисия поставя като основна цел до 2020г. 20% от конвенционалните горива в сектор транспорт, да бъдат заменени с "нови енергийни източници" - биогорива, природна газ, водород или други алтернативни горива, получени по екологично чист начин.

Биогоривата се течни или газообразни горива за двигатели с вътрешно горене, произведени от растителни материали. Те са алтернатива на използваните фосилни (изкопаеми) горива, но за разлика от тях са възстановими ресурси.

Водораслите и в частност микроводораслите се считат за една от най-обещаващите суровини за биогорива. Култивирането им е лесно и бързо, високопродуктивни са кратко време, лесно се обработват и лесно се извлича маслената субстанция от суровината. При земеделието основен производствен фактор е поземленият ресурс, докато при интензивното отглеждане на водорасли не са важни качествата на почвите, т.е. не се създава конкуренция за обработваема земя. Изследователски и демонстрационни програми в световен мащаб развиват технологията за производство на липиди от водорасли, в САЩ например има изградени ферми за култивиране на водорасли в пустините.

Съгласно политиката на ЕС и Общата селскостопанска политика на Общността аквакултурите и марикултурите се разглеждат като селскостопански култури.

Идеята за използване микроводорасли като източник на гориво не е нова, но все повече на нея се гледа сериозно поради ескалиращата цена на петрола и промените в климата, свързани с нарастващото енергопотребление и изгаряне на изкопаеми горива в транспортния и промишления сектор.

Микроводораслите могат да осигурят няколко различни вида възобновяеми биогорива. Те включват метан произведен от анаеробно разлагане на биомаса от водорасли, биодизел, получен от водораслово масло и фотобиологично произведен биоводород. Тази статия се фокусира върху микроводорасли като потенциален източник на биодизел.

Водораслите са високоефективни при трансформирането на светлината, водата и въглерода в биомаса, съдържаща мастни съединения (липиди). Маслата от водорасли имат сходни характеристики с растителните масла и от тях след рафиниране се получава суров био продукт - възобновяемия еквивалент на петрола. Когато от водораслите се получава масло чрез пресоване, то може директно да се изгаря в дизелови двигатели с вътрешно горене. Алтернативно маслата могат да се преработват в различни видове транспортни горива и това може да става в съществуващите петролни рафинерии. Остатъчната водораслова

биомаса, съдържаща протеини, въглехидрати, витамини, пигменти, минерали и др., може да се подложи на ферментация за получаване на етанол или да се преработи в храни, ваксини, минерали, храни за животни, богати на азот торове, пигменти, химически суровини за получаване на пластмаси и лекарства и др.

ИЗЛОЖЕНИЕ

За производство на биогорива от т.н. първа генерация се използват стандартни селскостопански култури. Производството на биоетанол се основава предимно на зърнени култури с високо съдържание на скорбяла – царевица, захарна тръстика и захарно цвекло. Суровини за производство на биодизел са маслодайни култури, главно рапица за България, соя, маслодайна палма и др. За производството на биодизел в Африка и Азия се използва културата ятрофа, приспособена за горещ климат и бедни почви.

Производството на биогорива от втора генерация е на базата на целулоза и хемицелулоза от различни биологични отпадъци с висока калоричност: отпадъци от селското и горско стопанство и специални енергийни култури (многогодишни треви, храсти и дървесни видове с бърз растеж), включително селекционирани хибридни и генетично модифицирани култури и сортове. Те се култивират с предимство на неизползвани, малоценни и негодни за хранителни култури земи и предоставят големи икономически и екологични предимства. Целулозните суровини са много по-изобилни и евтини от зърното, но преработващите технологии са все още недобре развити.

Към трета генерация биогорива се причисляват биодизелът, получен от водорасли [8] и водородната енергия [9].

С все по нарастващия интерес към биодизела, като алтернатива на минералния дизел, много хора считат отглеждането на повече маслодайни култури като решение на проблема с нефтената криза. От една страна, отглеждането на повече маслодайни култури ще намали производството на хранителни (зърнени) култури, необходими за задоволяване на хранителните потребности на човечеството. От друга страна, традиционните маслодайни култури не са най-продуктивните или ефективни източници за производство на растително масло. Микроводораслите превъзхождат от 8 до 25 пъти енергетическия потенциал получен от палмовото масло и от 40 до 120 пъти от рапичното масло, които се явяват типични представители на растителните маслодайни култури.

Таблица. 1. Характеристики на някои видове водорасли, обект на промишлено отглеждане [8]

Микроводорасли	Съдържание на масло (% сухо тегло)
Botryococcus braunii	25–75
Chlorella sp.	28–32
Crypthecodinium cohnii	20
Cylindrotheca sp.	16–37
Dunaliella primolecta	23
Isochrysis sp.	25–33
Monallanthus salina	20
Nannochloris sp.	20–35
Nannochloropsis sp.	31–68
Neochloris oleoabundans	35–54
Nitzschia sp.	45–47
Phaeodactylum tricornutum	20–30
Schizochytrium sp.	50–77
Tetraselmis sueica	15–23

От микроводораслите може да се получи от 30 до 70 т/хектар масло годишно, което сравнено с другите маслодайни растения е значително повече: соя – 0.375 т/хектар годишно, слънчоглед – 0.800 т/хектар годишно,- рапица – 1.000 т/хектар годишно.

1. Системи за производство на водорасли

Водорасловата монокултура расте в открити басейни, цистерни или тръби, наречени биореактори или системи за култивиране на водорасли. Прибирането на реколтата се извършва ежедневно чрез филтриране или центрофугиране на биомасата.

Водата за отглеждане на водораслите може да бъде много по-солена от необходимата за земните растения, с по-голяма киселинност (замърсени води) или да съдържа опасни химикали от отпадни индустриални води, които водораслите могат да очистят. Химикалите могат да се отделят безопасно по време на процеса на растежа, но при тези системи се получава предимно суровина за производство на биогорива, не за храни. Биомасата от водорасли, която не се събира остава за развитие на следващия производствен цикъл през следващия ден.

Съставът на биомасата варира, но може да бъде в съотношение 50:25 масло към протеини с 15% въглехидрати и 10% отпадни материали. Маслената компонента се използва за производство на биогорива и останалата протеинова биомаса се изсушава и се складира под формата на малки топчета. [8]

Системите за производство на водорасли са различни. Те могат да бъдат открити водоеми, полиетиленови торби, пластмасови платна, гумени или стъклени – т.е всичко което пропуска светлината. Системите могат да бъдат големи, средни или малки и да използват слънчева или изкуствена светлина. Обикновено тези системи се наричат фотобиореактори.

Хибридните системи култивират водораслите в съдове, където се контролира растителната средата и след това водораслите растат в открити водоеми. Недостатък при култивирането в открити басейни е рискът от попадане на нежелани организми в хранителната среда (водораслови патогени) или прекомерно изпарение на водата, което води неминуемо до промяна в качествата на средата и оттам евентуално до хранителен стрес на културата.



фигура 1. Лаборатория за изследване на водорасли и биотехнологии в Държавния университет на Аризона [13]



фигура 2. Фотобиореактори-оранжерии[13]

В система, състояща се от прозрачни резервоари, система от тръби или полиетиленови пакети за растеж на водорасли, организмите поглъщат светлината, преминаваща на няколко сантиметра навътре от повърхността на резервоара, в който те консумират въглеродния двуокис и хранителните вещества и по този начин протича процеса фотосинтеза. След като се отдалечат от повърхността в афотична област, фотосинтезата се прекратява. При липса на светлина вътре във водораслите се изграждат дълговерижните белтъци. Съгласно конструкцията на резервоара, отношението на тъмните към светлите участъци е толкова малко, че растежът на водорасли е ограничен.

Този проблем е решен в конструкцията на реакторите, в които се използват прозрачни отделения позволяващи на светлината да проникне дълбоко в течността. Това максимизира площта на повърхността достъпна за фотосинтеза. Тъй като за водораслите все пак е необходимо да прекарат известно време отдалечени от светлината, реакторът е конструиран по такъв начин, че водораслите постоянно да рециркулират от светлата област в тъмната и обратно.

В реактора максимално се използва светлината, което значително увеличава неговата производителност. Обикновено плътността на получаваната култура водорасли е от 10 до 20 пъти по-голяма от отглежданите в полиетиленови пакети и може да бъде още по голяма. Реализира се икономия на пространство, тъй като реакторът може да се разположи вертикално, хоризонтално или под ъгъл в помещение или извън него. Системата може да работи в течение на дълги периоди от време без разрушаване на културата, а удобна система за самопочистване може значително да намали замърсяването. Реакторите представляват закрити, управляеми, обикновено автоматизирани системи, които позволяват да се поддържа много по-лесно хигиена на културата, улеснено е и обслужването. Едновременно могат да се поставят стотици или хиляди реактори. Не е необходимо да се използват скъпоструващи помпени инсталации, необходима е само малка въздушна помпа, тъй като работата на помпата може да окаже разрушително въздействие на много видове водорасли и да ги унищожи. Реакторът стимулира бързия растеж на водораслите.



Фигура 3. Плоски панелни биореактори, използвани в Белгия, Италия и САЩ [9]

За осигуряване на растежа на водорасли от род Nitzschia се използват различни по количествен състав хранителни среди. Пример за постигане на интензивен растеж на водораслите за инсталация 5 000 кв.м. и цистерни 500 (куб.м.):

- CO_2 (масов) 786 кг (кг/ден)
- Въглерод (масов) (кг/ден)
- Азот 81 (кг/ден)
- Фосфор 11 (кг/ден)

В системите се въвеждат и микроелементи като част от хранителната среда:

- Ca 12.125 (кг/ден)
- Cu 0.07 (кг/ден)
- Fe 0.725 (кг/ден)
- Mg 2.875(кг/ден)
- Mn 0.3 (кг/ден)
- Mo 0.00375(кг/ден)
- K 18.375 (кг/ден)
- Mn 0.3625 (кг/ден) и др.

2. Екстракция (извличане) на масло

Методите за екстракция на масло от водорасли варират от пресоване до използване на химикали и звук. Тъй като водораслите се различават значително по своите физически характеристики, се използват различни преси като винтови, експелери или бутални за преработката на различните видове. Механичното смачкване често се използва съвместно с химикали. Екстракцията на масло от водорасли включва:

Пресоване с шнекова преса: Когато водораслите се изсушат, всичкото масло остава вътре в тях. Това масло може да се отдели чрез маслена преса. Много търговски производители на растителни масла използват съчетание на механическо изцеждане и химическа екстракция на маслата с разтворители. Въпреки, че се появяват все по-ефективни процеси, най-простият способ е използването на преса за извличане от 45% до 55% от маслото, съдържащо се във водораслите.

Химически разтворители: Могат да се използват бензин и етер или екстракция с хексан, която широко се използва в хранителната промишленост и е сравнително евтина. Разтворителите имат недостатък свързан с работата с вредни химикали. Излагането на парите или директния контакт с кожата може да причини сериозно поражения. Бензинът е канцерогенен и запалим химикал.

Екстракцията с хексан може да се използва за отделяне на масло или може да се използва заедно с пресоването. След като маслото е извлечено с помощта на преса, останалият шрот може да се смеси с циклохексан за да се извлече остатъчното масло. Маслото се разтваря в циклохексана, след което шрота се филтрира от разтвора. Маслото се извлича от циклохексана чрез дестилация. Тези два процеса (студено пресоване и екстракция с хексан) позволяват сумарно да се извлече повече от 95% от маслото във водораслите.

Ензимната екстракция използва ензими за разграждане на клетъчните стени с вода, която действа като разтворител и прави отделянето на маслото по-лесно.

Експелерната преса изстисква маслото от изсушената биомаса на водораслите. Производителите на храни използват комбинация от механична преса и химични разтворители за екстракция на растително масло.

Осмотичен шок е рязко намаляване на осмотичното налягане, което може да причини разкъсване на клетките в разтвора. След това маслото може да се обере от повърхността.

Ултразвуковата екстракция може да ускори процеса на екстракцията чрез създаване на кавитационни балони в разтвора. Когато тези балони се пукат в близост до стените на клетките, създават шокови вълни които разкъсват клетките и освобождават техните съставни вещества.

3. Химизъм на процеса

Водорасловото масло, използвано за добиване на биодизел се състои от триглицериди (фиг.) - в хода на получаването три молекули мастна киселина се естерифицират с молекула глицерол. При получаването на биодизел триглицеридите взаимодействат с метанол в реакция, известна като трансестерификация или алкохолиза. Трансестерификацията произвежда метилови естери на мастни киселини, които са биодизел и глицерол (фиг.). Реакцията протича поетапно: първо триглицеридите се превръщат в диглицериди, моноглицериди и накрая в глицерол.



Фигура 4. Трансестерификация на масло за биодизел. R 1-3 са въглеводородни радикали[8].

Трансестерификацията изисква 3 мола алкохол за всеки мол триглицерид за производството на 1 мол глицерол и 3 мола метилови естери. Реакцията е равновесна. Индустриалните процеси използват 6 мола метанол за всеки мол триглицерид. Големият излишък от метанол гарантира, че реакцията се задвижва в посока на метиловите естери, т.е. към биодизел. Добивът на метилови естери надвишава 98% на база тегло. Трансестерификацията се катализира от киселини, основи и липазни ензими. Алкално – катализирана трансестерификация е около 4000 пъти по-бързо от киселинно катализирана реакция. Основи като натриев и калиев хидроксид обикновено се използват като търговски катализатори в концентрация от около 1% от теглото на маслото. Алкоксиди като натриев метоксид са дори по-добри катализатори от натриев хидроксид и все повече се използват. Използването на липази предлага важни предимства, но в момента не се прилага поради относително високата цена на катализатора. Алкалнокатализираната трансестерификация се провежда при приблизително 60° C при атмосферно налягане, като метанолът кипи при 65° C и атмосферно налягане. При тези условия реакцията отнема около 90 минути до пълно протичане. [8] По-висока температура може да се използва в комбинация с по-високо налягане, но това оскъпява добива. Метанолът и маслото не се смесват, т.е. реакционната смес съдържа две течни фази. Други алкохоли също могат да бъдат използвани, но метанолът е най-евтиният. За да се предотврати загубата от реакции на осапунване (т.е. образуване на сапун), маслото и алкохолът трябва да са сухи и маслото трябва да съдържа минимум свободни (ненаситени) мастни киселини. Биодизелът се извлича чрез многократно промиване с вода за отстраняване на глицерола и метанола.

Сухо измиване и полиране на биодизела. След последната фаза на отстраняване на глицерина, биодизелът трябва да се неутрализира, измие и изсуши или да се полира химически. Полирането на биодизела включва премахване на излишния метанол, а след това смесване в магнезиево-силикатен адсорбент. Магнезиево-силикатният адсорбент е поляризирано съединение, което привлича към себе си всички нежелани, но все още присъстващи в биодизела елементи. С използването на този метод могат да бъдат отстранени или значително намалени водата, сапуна, солите, глицерина и много други остатъчни елементи. Друга технология, която повишава качеството и чистотата на биодизела, без да се налага

той да се подлага на водно измиване, е използването на йонообменни смоли. Тези решения струват по-скъпо, отколкото простото водно измиване и подсушаване на биодизела, но спестяват средства.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Биодизелът се произвежда при естерификация на растително масло, която се състои в трансформация на молекулите на маслото от водорасли в молекули, подобни на дизеловите въглеводороди – скъп процес, който прави цената на биодизела по-висока от тази на минералния дизел. Обикновено от 1 т масло и 110 кг метанол се произвежда 1 т биодизел и 110 кг глицерин. С характеристики, много близки до минералния дизел, биодизелът може да се използва в съществуващите дизелови моторни превозни средства като 100 % чист биодизел и в смеси с дизел в каквато и да е пропорция. Неговото енергийно съдържание е по-ниско с около 8 %, но има по-висока плътност на горивото и по-добри качества на запалване, поради по-високото цетаново число 56 – 58- по-подходящо за двигателите при почти същата топлина на изгаряне. Чистият биодизел започва да замръзва при -10°C, ако е правен от растителни масла. Биодизелът намалява парниковите емисии с 41 процента в сравнение с дизеловото гориво, главно защото за производството му не е необходима дестилация (за разлика от биоетанола).

От водораслови култури, отглеждани интензивно в биореактори може да се получи добив, при който мазнините в биомасата надхвърлят 100 пъти тези, получени от маслодайни култури, използвани за производство на биогорива (соя, слънчоглед, рапица). Това е възможност за увеличаване шанса за постигане на съответствие с целта на Биогоривната директива. Водораслите използват за жизнената си дейност въглеродния диоксид — главният причинител за парниковия ефект, изискват само слънчево греене и вода, която би могла да бъде и негодна за пиене, и не се конкурират със селскостопанските култури — суровини за хранително-вкусовата промишленост.

Приемущества на производството на биодизел от водорасли са: високата скорост на растеж на водорасловата монокултура и високият добив от единица площ. Полученото от водорасли биогориво не съдържа сяра (в обикновения дизел има 3% сяра) и при изгаряне не отделя канцерогенните сажди. Липсата на сяра в биодизела означава, че не се налага в двигателите използване на скъпи синтетични масла, задържащи корозията. Заради съдържанието на 11% кислород, което спомага за по-пълното му изгаряне, блендовете на биодизела дават по-нисък разход на гориво на двигателите, което го прави конкурентноспособно гориво. Биодизелът не е токсичен и много добре се разлага биологически.

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация, са извършени по проект НП 18 „Създаване на научно- демонстрационна експозиция „Черно море”“ в рамките на присъщата на ТУ-Варна научноизследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Министерство на икономиката и енергетиката, Министерство на транспорта Национална дългосрочна програма за насърчаване на потреблението на биогорива в транспортния сектор 2008-2020 г., София, 2007 г.

[2] Йонова Д., Тонева Д., Станева А., „Производство и потребление на биоетанол в България”, сп. „Устойчиво развитие“, бр.1, юли 2011г., изд. Евро-Експерт ЕООД, Варна, 2011г., стр. 74-76

[3] Иванов, П., Д. Пламенов и С. Колев, 2008. Стратегията за производство на биогорива в Европейския съюз. XIV Научно-техническа конференция с

международно участие „Транспорт, екология – устойчиво развитие”, т. XV, изд. ТУ – Варна: 115-120.

[4] Кирилов, К., Биодизелът в България и Европа, Годишник на Технически университет – Варна, 2007г.

[5] Мая Иванова,. Емил Маринов, Изследване на разхода на гориво при различни селскостопански операции и различно процентно съдържание на биодизелово гориво, Научни трудове на Русенския университет - 2009, том 48 серия

[6] EU Directive 2003/30/EC on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport, European Parliament and the Council of the EU, 2003

[7] EU Strategy for Biofuels (2006) 142), European Commission, 2006 COM (2006) 34 final.

[8] Yusuf Chisti, Research review paper Biodiesel from microalgae, Institute of Technology and Engineering, Massey University, Private Bag 11 222, Palmerston North, New Zealand Available online 13 February 2007

[9] René H. Wijffels, Maria J. Barbosa, An Outlook on Microalgal Biofuels, www.sciencemag.org, August 23, 2010,

[10] Fukuda H, Kondo A, Noda H. Biodiesel fuel production by transesterification of oils. J Biosci Bioeng 2001;92:405–16.

[11] IEA (2005), Biofuel for Transpore –International Perspective, OECD Publication, Paris.

[12] IEA (2006), World Energy Outlook, Chapter 14, The Outlook for Biofuel, OECD Publication, Paris.

[13] http://www.algaeindustrymagazine.com/

За контакти:

доц. Даниела Тонева- Жейнова, ФМНЕ, катедра ЕООС, Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383 291, e-mail: d_toneva@abv.bg

Оптимизиране на резултатите от упражненията по дисциплината "Изпитване на двигатели с вътрешно горене"

доц. д-р Атанас Любенов Илиев

Summary:. *To give a reliable conclusion about an event, it need to be properly studied and measured. The degree of confidence of defining the event is called a measurement accuracy. With the greater precision work, so with more confidence can be argued that the results obtained are reliable and adequate and properly describe a part of the respective phenomenon or process. On the other hand, an excessive increase in the accuracy of results in a reduction of reliability of the results - measured and "noise" of the data, which leads to distortion of the general trend of the results obtained. Therefore, before any measurement is necessary to determine the specific, optimum measurement accuracy and to select appropriate instrumentation*

Key words: optimizing, measurement, accuracy, training.

ВЪВЕДЕНИЕ

Упражненията са неделима част от дисциплината „Изпитване на двигатели с вътрешно горене“ (ИДВГ). С помощта им се доказват или опровергават различни твърдения и постулати, давани в сродните дисциплини, изучавани от студентите от направление „Транспортна техника и технологии“, специализация „ДВГ“ на РУ „Ангел Кънчев“. За да се даде достоверно заключение за дадено събитие, е необходимо то да бъде надлежно изучено и измерено (ако е възможно). Степента на достоверност на определяне на събитието, се нарича *точност на измерването*. С колкото по-голяма точност се работи, с толкова по-голяма увереност може да се твърди, че получените резултати са адекватни и достоверни и правилно описват дадена страна на съответното явление или процес. От друга страна, прекаленото увеличаване на точността води до намаляване на достоверността на получените резултати – измерва се и „шума“ на данните, което води до изкривяване на общата тенденция на получените резултати. Ето защо преди всяко измерване е необходимо да се определи конкретната, оптимална точност на измерване и да се подбере съответната измервателна апаратура.

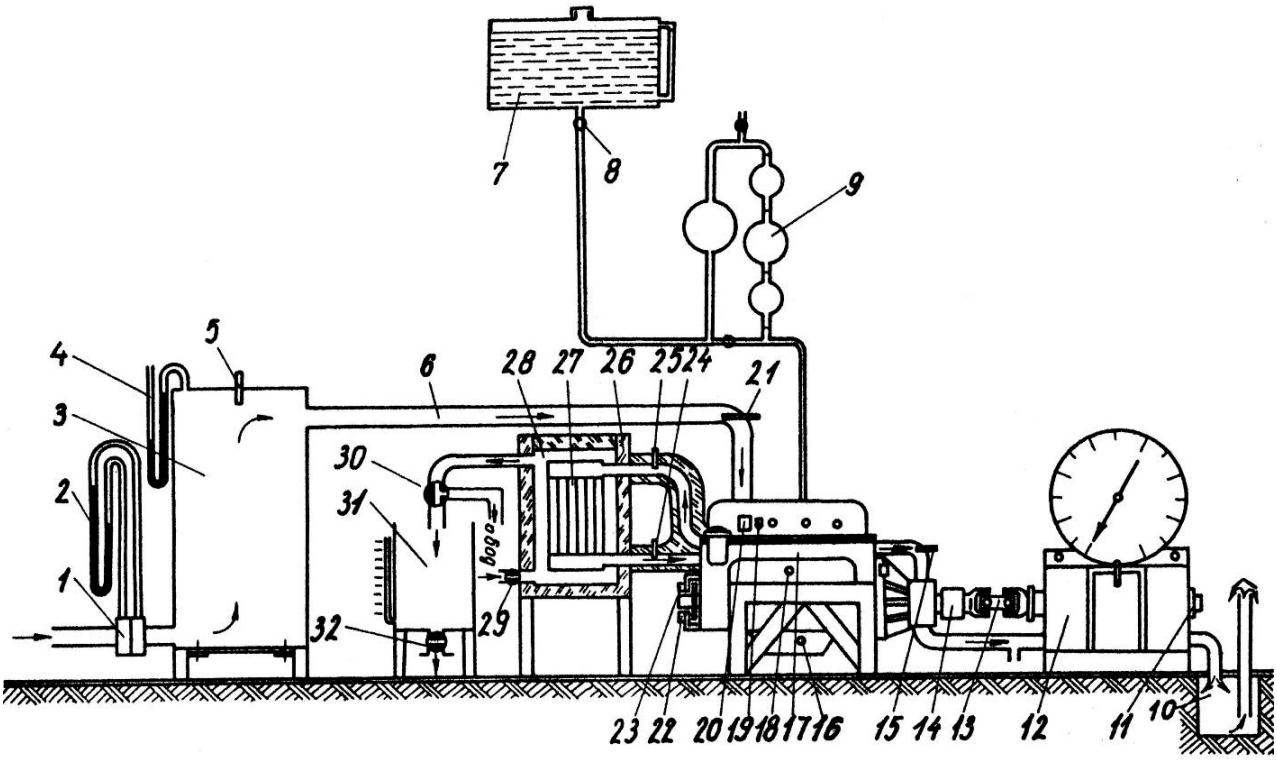
След снемане на опитните резултати е необходимо допълнителното им обработване, с цел премахване на колебанията на стойностите на параметрите около някаква средна стойност. Това се постига с помощта на различни математически методи, като се изхожда от презумпцията, че кривите, описващи съответните процеси, са гладки (нямат точки на прекъсване).

ИЗЛОЖЕНИЕ

Упражненията се изпълняват съгласно методите на стендовите изпитания. Те се провеждат се на специална изпитателна уредба (стенд). Основното им предимство е възможността да се разположи измервателната апаратура в защитено от външни и вътрешни въздействия място. Това е предпоставка за повишаване на точността на измерване на величините. Изследователят се намира в подходящо оборудвано и изолирано от двигателя помещение, защитен от вредните въздействия на двигателя. Недостатък е *емулирането* на нормалната работа на двигателя, което в някои случай може да доведе до увеличаване на грешките при измерванията. Отделните опити се провеждат по строго определена методика и с подробен запис на получените резултати. Точността и видът на измервателната апаратура се подбира в зависимост от поставените задачи.

На фиг. 1 е показана опитната уредба, с помощта на която се провеждат упражненията по дисциплината „Изпитване на ДВГ“. Уредбата е изградена на базата на постояннотоковата електрическа спирачка *MS2812-4 12* към която е монтиран на обща рама изпитвания *ДВГ 17*. Спирачката поглъща *100 kW* мощност в режим на генератор, а отдава *87 kW* в режим на двигател. Максималната и́ честота на въртене е *3000 min*$^{-1}$. Въртящият момент се отчита по циферблатната везна, разположена на

спирачката *12*. Честотата на въртене се измерва с помощта на електронен честотомер *11*. Свързването на ДВГ със спирачката се осъществява с помощта на кардания вал *13*. За охлаждане на ДВГ се използва специален охладител *27* с автоматично поддържане на зададената температура на охлаждащата течност. Измерването на разхода на гориво става с помощта на щихпробера *9* и секундомер с *Δt=0,2 s*. С помощта на нормалната мембрана *1*, ресивера *3* и диференциалния манометър *2* се измерва разходът на въздух. Ресиверът служи за гасене на пулсациите на въздуха. Токсичността на **ОГ** се измерва със съответните газоанализатори, които се присъединяват към *ДВГ* преди измерването.



Фиг. 1. Опитна уредба за изпитване на бензинови двигатели с вътрешно горене

За да се получат адекватни стойности на търсената измервана величина е необходимо да се състави правилен план на експерименталните изследвания. В него е необходимо да се решат няколко задачи:

1. Да се подберат величините и диапазоните на изменението им;
2. Да се определи точността на измервателната апаратура;
3. Да се определи броят на независимите повторения на измерванията (в зависимост от степента на надеждност и относителната грешка - табл. 1);
4. Да се определи вида на разпределение на случайната грешка;
5. Да се определят доверителните интервали на величините;
6. Да се изгладят получените дискретни стойности;
7. Да се определят аналитичните уравнения на изгодните величини.

Измерваните величини са определени в една или друга степен в зависимост от конкретната задача (напр. определяне на зависимостта на параметрите на ДВГ от честотата въртене на коляновия вал (к.в.) (честотна характеристика – външна или частична) – зависимите величини може да бъдат N_e, $G_Г$, G_B, η_v, η_e, α и др, а независимата – n).

Преди всяко изпитване е необходимо да се определи броя на повторенията на измерваната величина (табл. 1). Вижда се, че за да се постигне необходимата точност и достоверност, в някой случай е необходим практически неизпълним брой повторения. За конкретните цели на упражнението се провеждат няколко опита в една и съща точка и на базата на дисперсията на получените резултати се взема

конкретно решение за броя на повторенията (обикновено са достатъчни 4, 5 или 6). В конкретния случай са избрани 5 независими измервания в една точка.

Точността на избраната апаратура трябва да са в съответствие с изискванията на БДС или съответната нормала≤(±1%). Използваните уреди отговарят на това изискване. Преди измерване с даден уред е необходимо да се провери дали деленията на скалата му *K* са нанесени правилно (кратни на максималната абсолютна приведена грешка на уреда $\Delta A_{max} - K=n\ \Delta A_{max}.(n \in N)$). Като пример ще посочим скалата на динамометричната везна, разграфена с *K*=0,1 kgf.m. Диапазонът и□ e 50 kgf.m, класът на точност ± 0,5%. След пресмятания се определя, че скалата е правилно оразмерена (*n*=1) и стойностите на M_e могат де се измерват с точност един знак след десетичната точка.

Таблица 1. Необходим брой на повторенията на опитите (измерванията) [1]

Грешка*Δ*	Надеждност на опита *H*							
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,99	0,999
3,0	1	1	1	1	2	3	4	5
2,0	1	1	1	2	3	4	5	7
1,0	2	2	3	4	5	7	11	17
0,5	3	4	6	9	13	18	31	50
0,4	4	6	8	12	19	31	50	74
0,3	6	9	13	20	32	46	78	127
0,2	13	19	29	43	70	99	171	277
0,1	47	72	169	266	273	387	668	1089
0,05	183	285	431	659	1084	1540	2659	4338
0,01	4543	7090	10732	16436	27161	38416	66358	108307

На базата на многобройни измервани и последващи обработвания на получените данни е установено, че при липса на доминантен фактор (неизправности в системата ДВГ-Измервателна апаратура), разпределението на случайните грешки е по нормалния (Гаусов) закон. Това дава възможност да се приложат различни оптимизационни методи за намаляването им. Един от основните методи за „борба“ със случайната грешка е методът на „рандомизацията“ – провеждане на отделните опити съгласно предварителен план, получен чрез генериране на случайни числа (табл.2).

Таблица 2. Метод на „рандомизацията“ при провеждане на опитите

№	n	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5
1	1400	2000	1800	2600	2000	2800
2	1600	2800	2200	3200	1600	1400
3	1800	1400	1600	2400	2800	2200
4	2000	3200	2400	1400	3200	1800
5	2200	2400	3200	2000	1800	2400
6	2400	1800	2000	3000	2200	3000
7	2600	3000	2600	1600	1400	2600
8	2800	2600	2800	2200	2600	1600
9	3000	1600	1400	2800	3000	3200
10	3200	2200	3000	1800	2400	2000

Задаващият параметър е честотата на въртене *n*. За всяка една от сериите ($n_1 \div n_5$) се генерира случайна поредица и на нейна база се провеждат опитите. Това гарантира, че случайната грешка ще бъде минимизирана и същевременно ще бъде премахната и грешката от хистерезис. Недостатък на указания метод е, че е необходимо ДВГ да бъде „разходен“ на често доста отдалечени режими в съседните точки

от плана на експеримента. След записване на получените резултати от отделните опити, при нанасяне в основната таблица, всеки се нанася на съответното му място (по *n*). Така по редове се получават еднородни данни, макар и получени в различно време.

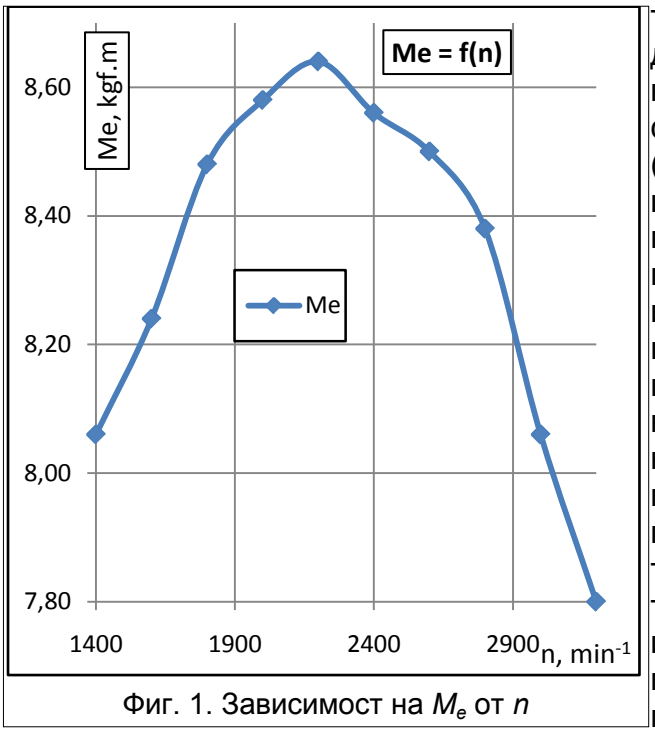
Получените резултати за честотната характеристика на бензинов ДВГ са дадени в табл. 3. При определяне на производни величини (чрез математически изчисления) се допуска да се работи с една значеща цифра в повече (M_{cp}, σ_{Me} и др). В окончателния резултат излишните цифри се премахват съгласно правилата за за кръгляне; точността на получения резултат **не може** да бъде по-голяма от най-неточно измерените данни!

Таблица 3. Честотна характеристика на бензинов ДВГ. Данни за въртящия момент

№	n	Me_1	Me_2	Me_3	Me_4	Me_5	M_{cp}	σ_{Me}	M_{e-}	M_{e+}	Заб.
1	1400	8,1	8,2	7,9	8,1	8,0	8,06	0,051	7,89	8,21	
2	1600	8,3	8,2	8,2	8,3	8,2	8,24	0,024	8,17	8,31	
3	1800	8,5	8,6	8,5	8,5	8,3	8,48	0,049	8,29	8,63	
4	2000	8,6	8,6	8,7	8,5	8,5	8,58	0,037	8,47	8,69	
5	2200	8,7	8,6	8,7	8,5	8,7	8,64	0,040	8,49	8,76	
6	2400	8,6	8,4	8,5	8,6	8,7	8,56	0,051	8,39	8,71	
7	2600	8,4	8,6	8,5	8,6	8,4	8,50	0,045	8,37	8,63	
8	2800	8,3	8,4	8,4	8,4	8,4	8,38	0,020	8,29	8,44	
9	3000	8,0	8,1	8,1	8,2	7,9	8,06	0,051	7,89	8,21	
10	3200	7,8	7,7	7,9	7,7	7,9	7,80	0,045	7,67	7,93	

В табл. 3 M_{cp} е средноаритметичната стойност на момента, измерен в отделните опити; σ_{Me} е средноквадратичното отклонение на средната стойност на M_{cp}; M_{e-} и M_{e+} са съответно долната и горната граници на съответните доверителни интервали $M_{e-}^{+} = M_{cp} \pm 3.\sigma_{Me}$. Вижда се, че получените стойности за момента практически попадат в доверителния интервал и с вероятност 99,7% могат да бъдат приети за истински и с тяхна помощ да се пресметнат останалите параметри на ДВГ.

На фиг. 1 е показана „суровата“ (без никакво изглаждане) крива на зависимостта на *Me* от *n*. Вижда се, че линията е доста „начупена“, на места дори и с прекъсване. Съгласно с теорията, тя би следвало да е гладка и непрекъсната (спрямо първата производна). Видът и идва да подскаже, че някои от точките, макар и получени по толкова сложен метод, не са на местата си. Връщането им на истинските им положения се осъществява с помощта на математическите методи за изглаждане на експерименталните криви – линейно по 3 и 5 и нелинейно по 7 точки. Чрез указаните методи положението на всяка точка зависи и от положението на съседните и, което практически я поставя там, където е действителното и местоположение. Формулите за изглаждане са дадени в [2]. Чрез тях са получени коригираните стойности на момента M_e (табл. 4). Трябва да се отбележи, че изглаждането на данните от експеримента се прави само тогава, когато не



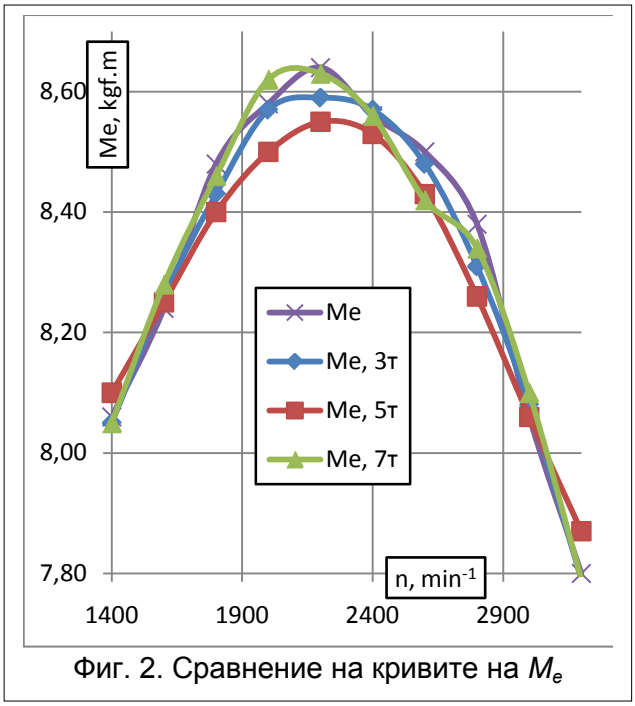
Фиг. 1. Зависимост на M_e от *n*

е поставена задача за измерване на отклоненията на величината от средната и стойност. Когато е необходимо да се определят колебанията на ДВГ на опорите, вибрациите от детонационното горене и др., изглаждането е недопустимо поради изкривяване на получените резултати. В тези и други подобни опити, се прилагат други математически методи за повишаване на точността на измерването.

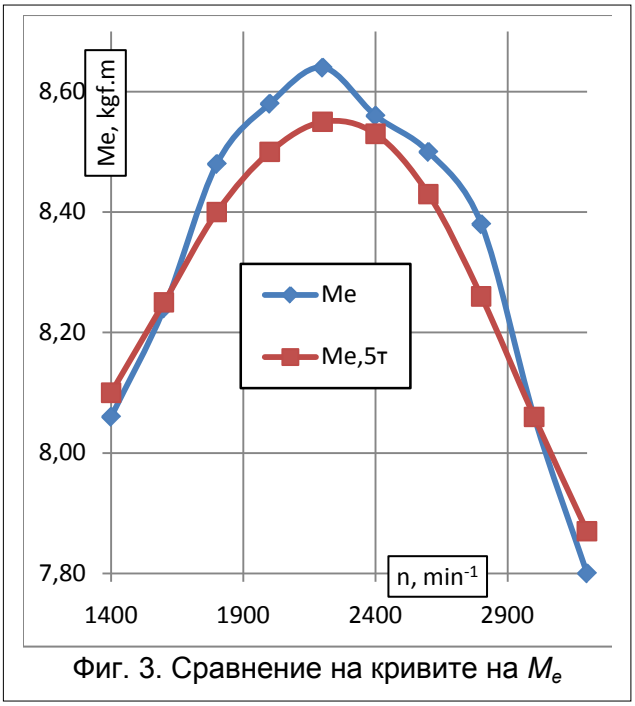
Таблица 4. Коригирани стойности на Me чрез методите за изглаждане на данните

№	n	$M_{ср}$	$M_{ср,3т}$	$M_{ср,5т}$	$M_{ср,7т}$	N_e	$N_{e,3т}$	$N_{e,5т}$	$N_{e,7т}$
1	1400	**8,06**	8,05	8,10	8,05	**11,6**	11,6	11,6	11,6
2	1600	**8,24**	8,26	8,25	8,28	**13,5**	13,6	13,6	13,6
3	1800	**8,48**	8,43	8,40	8,46	**15,7**	15,6	15,5	15,6
4	2000	**8,58**	8,57	8,50	8,62	**17,6**	17,6	17,5	17,7
5	2200	**8,64**	8,59	8,55	8,63	**19,5**	19,4	19,3	19,5
6	2400	**8,56**	8,57	8,53	8,56	**21,1**	21,1	21,0	21,1
7	2600	**8,50**	8,48	8,43	8,42	**22,7**	22,7	22,5	22,5
8	2800	**8,38**	8,31	8,26	8,34	**24,1**	23,9	23,8	24,0
9	3000	**8,06**	8,08	8,06	8,10	**24,8**	24,9	24,8	25,0
10	3200	**7,80**	7,79	7,87	7,79	**25,6**	25,6	25,9	25,6

В таблица 4 са представени и получените стойности за N_e на базата на преките измервания и получените стойности след изглаждане на кривите за M_e по съответния брой точки. За по-добро сравнение на получените резултати за M_e, всичките



Фиг. 2. Сравнение на кривите на M_e



Фиг. 3. Сравнение на кривите на M_e

криви са разположени на една и съща диаграма (фиг. 2). От фиг. 2 се вижда, че най-добро изглаждане се получава по метода на 5$^{-те}$ точки (получената форма на кривата е най-близо до теоретичната). Ето защо, за бъдещи пресмятания ще се използва апроксимацията на M_e по указания метод. Сравнението между действителните и изгладените стойности са показани на фиг. 3. Вижда се, че кривата е гладка, без съответните начупвания и по нея може да се определя ефективната мощност на ДВГ N_e.

Чрез използване на метода на най-малките квадрати (МНК) е определено регресионното уравнение на M_e от n – $M_e=f(n)$, чрез което може да се правят междинни, не участващи в опитите, измервания:

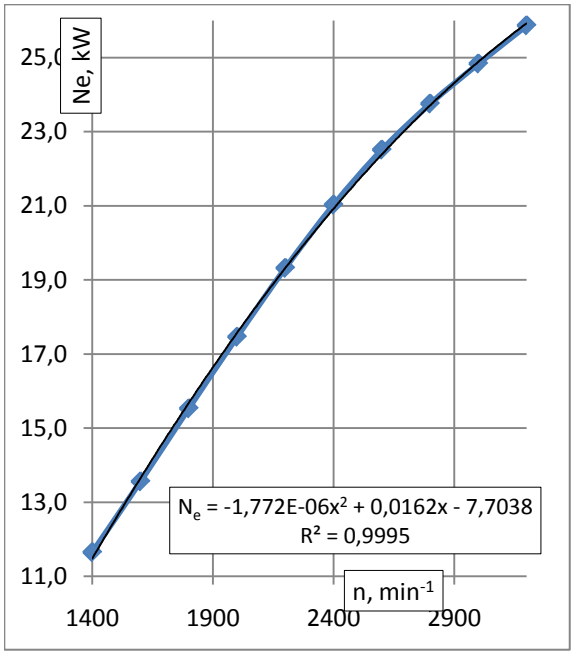
$$Me = -6{,}9413.10^{-7}.n^2 + 3{,}0618.10^{-3}.n + 5{,}154$$

$$\frac{dMe}{dn} = -6{,}9413.10^{-7}.2.n + 3{,}0618.10^{-3} = 0 \qquad (1)$$

$$n_{\max} = 2205\,\min^{-1};\ Me_{\max} = 8{,}531\,kgf.m;\ \frac{d^2Me}{dn^2} = -1{,}3882 < 0 \rightarrow \max$$

След елементарни математически операции се установява, че (1) има максимум при n=2205 min^{-1} и той е M_e=8,531 kgf.m.

След получаване на осреднените данни за измерените параметри (M_e) може да се пристъпи към пресмятане на зависимите величини (напр. *Ne* и др.). **Не бива никога** да се изглаждат данните от непреките измервания, преди да са изгладени резултатите от преките. Не спазването на това предписание води до големи грешки и несъпоставимост с преките измервания. Като пример за определяне на непреки измервания е показано определянето на N_e (фиг. 4). На фиг. е показана и линията на уравнението, получено по метода на МНК и описващо с практически 100% точност изменението на N_e. По така получените формули могат да се правят междинни изчисления с точност, по-добра от точността на преките измервания.



Фиг. 4. Зависимост на N_e от n

Аналогично се постъпва при определяне на останалите параметри, измервани (пресмятани) при провеждане на даденото изследване (G_a, g_e, $G_в$, η_v, η_e, $\eta_м$, α и др.).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Използването на тази методика, макар и усложнена и изискваща сравнително голям брой опити, води до практически отстраняване на случайните и от хистерезис грешки и повишава точността на измерването. Чрез метода на рандомизацията се намаляват драстично случайните грешки. Математическите методи за изглаждане на данните дава възможност точките да се разполагат на действителните им места, което допълнително намалява случайните грешки и увеличава точността на измерване. Получените криви са гладки и онагледяват съответния процес. Уравненията на регресия позволяват много точно отчитане на междинни резултати, за точки, не участващи в плана на провеждания експеримент. И не на последно място – с помощта на указаните методи практически се доказват теоретичните знания.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Веденянин Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытныь данных, Колос, М., 1967.

[2]. Дьяконов В. П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ. Наука, М., 1987

За контакти:

доц. д-р Атанас Илиев, , Русенски Университет, гр.Русе, ул. "Студентска" 8, пк.7017, тел: 082-888-272, e-mail: ailiev@abv.bg; ailiev@uni-ruse.bg.

Изследване на мощностните и икономически показатели на дизелов двигател при работа с биодизелово гориво и рециркулация на отработилите газове

доц. д-р Атанас Илиев, гл. ас. Петър Казаков, проф. д-р Емил Маринов

Summary:. Biofuel improves quality of life. When burning his release less harmful emissions: *CO*, *CH*, particle, dispersed particles. Furthermore, the NOx concentration increases. The reasons for this are the higher O_2 content in the high temperature in the combustion chamber during the burning of biodiesel. Emissions of nitrogen oxides (NO_x) can be reduced by appropriate additives, such as cerium oxide, nanoparticles and inhibitors, as well as optimum balance between conventional and bio-fuel mixture through the exhaust gas recirculation (EGR).

Key words: *emission system for exhaust gas recirculation (EGR), nitrogen oxides, circuit indicators, economic indicators.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Още първата петролна криза 1973-1974 година показва на света, че не може да разчита само на петрола като източник на горива за транспорта. На биогоривата се гледа като на алтернатива на конвенционалните горива. Постоянно нарастващите цени на изкопаемите горива, тяхната изчерпаемост и глобалните цели за намаляване емисиите на парникови газове и опазване на околната среда, поставят биогоривата на позицията горива на бъдещето [1, 2]. Те се получават чрез обработка на биомаса, която се възобновява. Биогоривата могат да заместят директно изкопаемите горива в транспортния сектор и да се интегрират в системата за снабдяване с горива. Необходимостта от използването на нови алтернативни енергийни горива, поставя изискване за изследване на работата на дизелови двигатели с различна организация на процесите на смесообразуване и горене, поради факта, че мнозинството двигатели са конфигурирани за работа с обикновено дизелово гориво. Добавянето на до 4-5% естери в обикновеното дизелово не оказва особено влияние върху основните физикохимични качества на горивото, респ. и върху работата на двигателя. Известно е, че присъствието на естери в горивото оказва неблагоприятно влияние върху гумените елементи в двигателите като уплътнители, горивопроводи и др. като ги разрушава. При работа на двигателят в цилиндрите му постъпва въздух и гориво, а през изпускателната система се изхвърлят продуктите на горенето, състоящи се от въглероден двуокис (CO_2), въглероден окис (*CO*), въглеводороди (*CH*), водни пари, водород (H_2), азот и неговите окиси (*NOx*) и др. Биогоривото подобрява качеството на живот. При изгарянето му се отделят по-малко вредни емисии:CO – 10-30%, *CH* – 30%, сажди – 40%, дисперсни частици – 40%. Наред с това концентрацията на NO_x нараства. Причините за това са по-голямото съдържание на O_2 и по-високата температура в горивната камера при изгаряне на биодизеловото гориво [3]. Емисиите на азотни окиси могат да бъдат намалени чрез подходящи добавки, като например наночастици цериев окис и инхибитори, както и чрез оптимално съотношение между биодизеловото и конвенционалното гориво в сместа и чрез рециркулация на отработилите газове (*РОГ*).

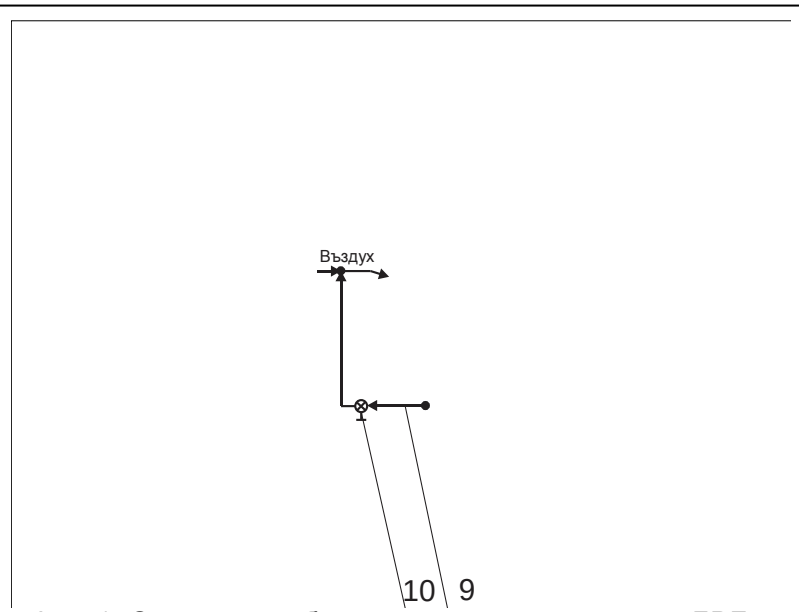
ИЗЛОЖЕНИЕ

Използваните естери могат да бъдат на различна маслена основа като рапично, слънчогледово масло или отпадъчни растителни мазнини.Това е още един фактор оказващ влияние върху процесите протичащи в двигателя.

На фиг. 1 е показана схемата на опитната уредба за изследване работата на дизелов двигател с биодизелово гориво и рециркулация на отработилите газове. Устройството за имитиране на процесите на рециркулация представлява тръба с кран, която създава връзка между пълнителната магистрала на двигателя и изпускателния колектор. Газовете преминават през крана 10, с помощта на който може да

се променя количеството на отработилите газове, пропускани обратно в цилиндрите на ДВГ. Температурата на отработилите газове може да бъде регулирана посредством топлообменник, поставен на тръбата 9. Честотата на въртене на коляновия вал на двигателя се измерва с честотомера 6. Посредством 5-компонентен газоанализатор AutoLogic plus са измерени CO, CO_2, CH, NO_x, O_2 и др. Разходът на гориво се отчита посредством тегловния метод с везна.

В последните години в дизеловите двигатели приложение намират системите за рециркулация на отработилите газове (EGR). Основните им предимства са: понижаване на образуването на NO_x и намаляване на т. нар. „твърда" работа, особено на празен ход, като последица от ограниченото количество кислород, което от своя страна намалява налягането в горивната камера на ДВГ; В резултат на EGR и други методи, използвани в ДВГ, се намалява и разхода на гориво; Същевременно има и недостатъци, съпътстващи процесите на горене. Използването на EGR не означава, че всички екологични и мощностни показатели на ДВГ ще запазят оптималните си стойности. Има диапазони на работа на EGR, в които трябва да се постигне равновесие между двата вида.



Фиг. 1. Опитна уредба за изпитване на дизелов ДВГ с рециркулация на отработилите газове
1 - двигател; 2 - електрическа спирачка; 3 - резервоар за гориво; 4 - везна; 5 - резервоар с вода за охлаждане на двигателя; 6 - честотомер; 7 - газоанализатор; 8 – димомер; 9 – тръбопровод за рециркулация; 10 – кран за рециркулация.

Параметрите на дизеловите двигатели (ДДВГ) се определят чрез съответните опити, проведени по една или друга методика. Най-лесният начин е чрез снемане на определени характеристики – честотни или товарни. Недостатък на тези методи е в тяхната ограниченост – за конкретно натоварване или честота. Ако е необходимо да се определят показателите на ДДВГ в по-широк диапазон от честоти и натоварвания, то експерименталната работа нараства много; не винаги е възможно в реално време и да се проведе. Когато се търсят оптимални стойности на параметрите е необходимо да се получат и уравненията на регресия, описващи хода на дадения експеримент. При отделните, дискретни стойности, на нарастване на входните параметри, е възможно да не се намери истинския екстремум на уравнението на регресия. Това налага да се използват методи, описващи уравнението на отклика е една по-широка и непрекъсваема област, в която в последствие може да се определи минимума или максимума на функцията; освен това е възможно да се определи и комплексното влияние на голям брой входни параметри на показателите на двигателя. Такава възможност предоставя метода на „Планиране на експеримента".

Чрез методите за планиране на експеримента е възможно със сравнително малък брой опити да се определят регресионните уравнения на отклика и по тях да се определят екстремните стойности на входните величини.

При съставяне на плана на експеримента винаги се върви от план от първи ред към план от втори ред и т.н. Условие за преминаване към по-горен ред е адекват-

ността на полученото регресионно уравнение. При *неадекватно* уравнение и анализ, показващ, че факторите и диапазоните им на изменение са избрани правилно и опитите са поставени и извършени със съответната прецизност, точност и повторение, причина е строго нелинейният характер на отклика. Това е и в основата на повишаване на реда на плана на експеримента.

Уравненията от първи ред ($y(x) = a_0 + a_1.x$) не дават възможност да се определи екстремум в зададен диапазон – необходимо условие е уравнението да е непрекъснато и поне два пъти диференцируемо в зададената област. Това е също предпоставка, когато се търси оптимум на получените резултати, да се премине към план от по-висок ред.

От априорни данни и предварително проведени „прострелни“ опити е установено, че повечето от изходните величина на ДДВГ са нелинейни (получените частни уравнения с достатъчна за изследванията точност, се апроксимират с уравнения от втора степен). Това дава основание да се премине към многофакторно планиране от втори ред.

За определянето на уравнението на отклика от втори ред от вида (1)

$$y = \sum_{k=0}^{n} a_k.x_k + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i \neq j}}^{n} a_{ij}.x_i.x_j + \sum_{i=1}^{n} a_{ii}.x_i^2 \ . \qquad (1)$$

е използван методът за планиране на експерименти, в частност, ротатабелен експеримент от втори ред с използването на четири независими параметри (табл. 1) и кодираните и действителните им стойности (табл. 2).

Таблица 1. Фактори и нива на вариране

Фактори: x1 - честота на въртене n, min-1; x2 - натоварване Me, kgf.m; x3 - Рециркулация, оя (%x10); x4 - съдържание на Биогориво, %								
№	Фактор	Размах Δ	ЗТ -α	Нива на Факторите			ЗТ +α	α
				Долно (-1)	Основно (0)	Горно (+1)		
1	x1	150	1200	1250	1500	1650	1800	2
2	x2	1	5	6	7	8	9	2
3	x3	0,75	0	0,75	1,5	2,25	3	2
4	x4	4	0	4	8	12	16	2

Таблица 2. Кодирани и действителни стойности на факторите

Фактори																	
№	x1		x2		x3		x4		№	x1		x2		x3		x4	
	n, min-1		Me, kgf.m		РОГ, %		Био, %			n, min-1		Me, kgf.m		РОГ, %		Био, %	
1	-1	1250	-1	6	-1	0,75	-1	4	17	-α	1200	0	7	0	1,5	0	8
2	1	1650	-1	6	-1	0,75	-1	4	18	α	1800	0	7	0	1,5	0	8
3	-1	1250	1	8	-1	0,75	-1	4	19	0	1500	-α	5	0	1,5	0	8
4	1	1650	1	8	-1	0,75	-1	4	20	0	1500	α	9	0	1,5	0	8
5	-1	1250	-1	6	1	2,25	-1	4	21	0	1500	0	7	-α	0	0	8
6	1	1650	-1	6	1	2,25	-1	4	22	0	1500	0	7	α	3	0	8
7	-1	1250	1	8	1	2,25	-1	4	23	0	1500	0	7	0	1,5	-α	0
8	1	1650	1	8	1	2,25	-1	4	24	0	1500	0	7	0	1,5	α	16
9	-1	1250	-1	6	-1	0,75	1	12	25	0	1500	0	7	0	1,5	0	8
10	1	1650	-1	6	-1	0,75	1	12	26	0	1500	0	7	0	1,5	0	8
11	-1	1250	1	8	-1	0,75	1	12	27	0	1500	0	7	0	1,5	0	8
12	1	1650	1	8	-1	0,75	1	12	28	0	1500	0	7	0	1,5	0	8
13	-1	1250	-1	6	1	2,25	1	12	29	0	1500	0	7	0	1,5	0	8
14	1	1650	-1	6	1	2,25	1	12	30	0	1500	0	7	0	1,5	0	8
15	-1	1250	1	8	1	2,25	1	12	31	0	1500	0	7	0	1,5	0	8

Определянето на отделните членове на регресионните уравнения е направено съгласно методиката, дадена в [4].

Получените след статистическата обработка на резултатите уравнения имат следния вид:

$$g_e = 267{,}3 + 5{,}7.x_1 - 14{,}2.x_2 - 13{,}8.x_4 + 12{,}8.x_2.x_3 + 10{,}4.x_2.x_4 - 8{,}3.x_3.x_4 - 5{,}9.x_2^2 + 13{,}2.x_3^2 + 6{,}1.x_4^2 \quad (2)$$

Тук ще представим само анализа на уравнението за специфичния ефективен разход на гориво g_e. За да се определят оптималните стойности на факторите е необходимо да се реши система от уравнения, включващи частните производни на функцията $g_e(x_1,x_2,x_3,x_4)$ спрямо съответните променливи:

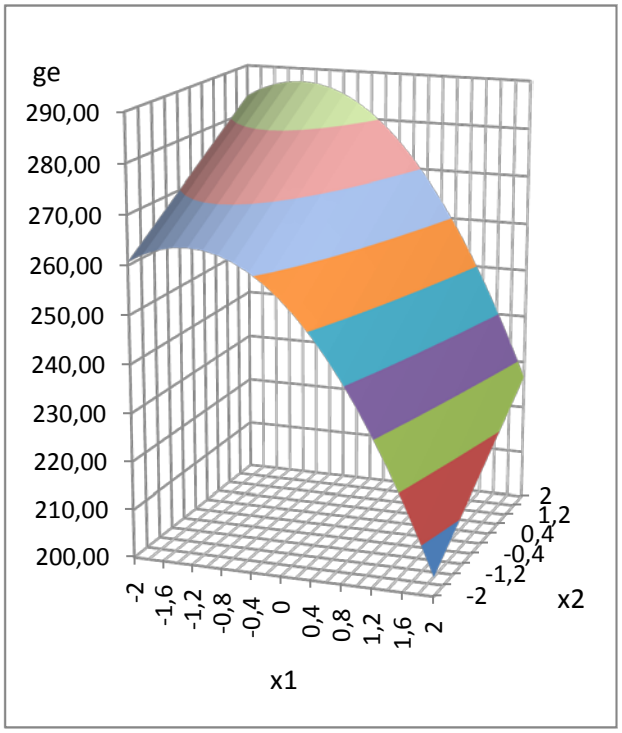
$$\begin{aligned}
&\frac{\partial g_e}{\partial x_1} = 5{,}7 \Rightarrow x1 = -2; \\
&\frac{\partial g_e}{\partial x_2} = -11{,}8.x_2 + 12{,}8.x_3 + 10{,}4.x_4 - 14{,}2 \\
&\frac{\partial g_e}{\partial x_3} = 12{,}8.x_2 + 26{,}4.x_3 - 8{,}3.x_4 + 12{,}8 \\
&\frac{\partial g_e}{\partial x_4} = 10{,}4.x_2 - 8{,}3.x_3 + 12{,}2.x_4 - 14{,}2
\end{aligned} \quad (3)$$

Решението на системата (3) дава следните резултати:

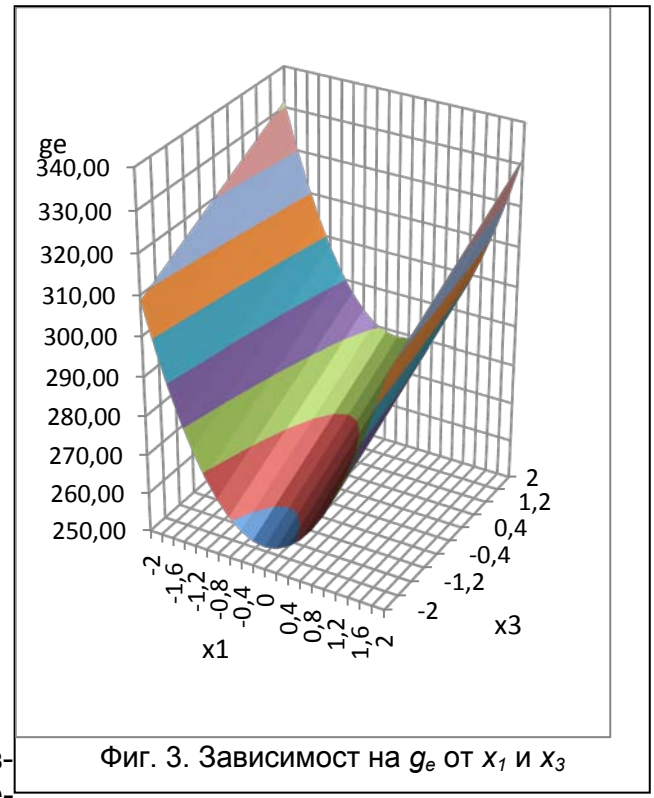
$$x1 = -2,\ x_2 = 0{,}18,\ x_3 = 0{,}29,\ x_4 = 1{,}21 \quad (4)$$

Оптималната стойност на g_e е 246 g/(kW.h) (стойностите на факторите $x_1 \div x_4$ е в кодирани единици).

Регресионното уравнение е 4 факторно, а в тримерното пространство могат да се строят само уравнения, зависещи от два параметъра (фактора) – $z=F(x,y)$. За да се илюстрира хода на повърхнините на получените резултати, е необходимо да се направи съответното полагане на излишните фактори. Може да се избере произволна стойност от диапазона на изменение на съответния фактор и тя да бъде заместена в регресионното уравнение. Най-

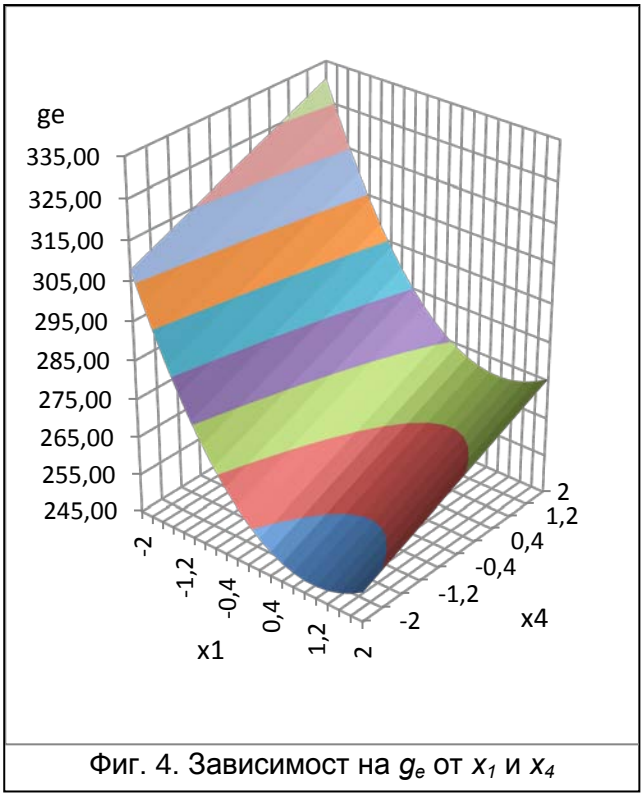


Фиг. 2. Зависимост на g_e от x_1 и x_2

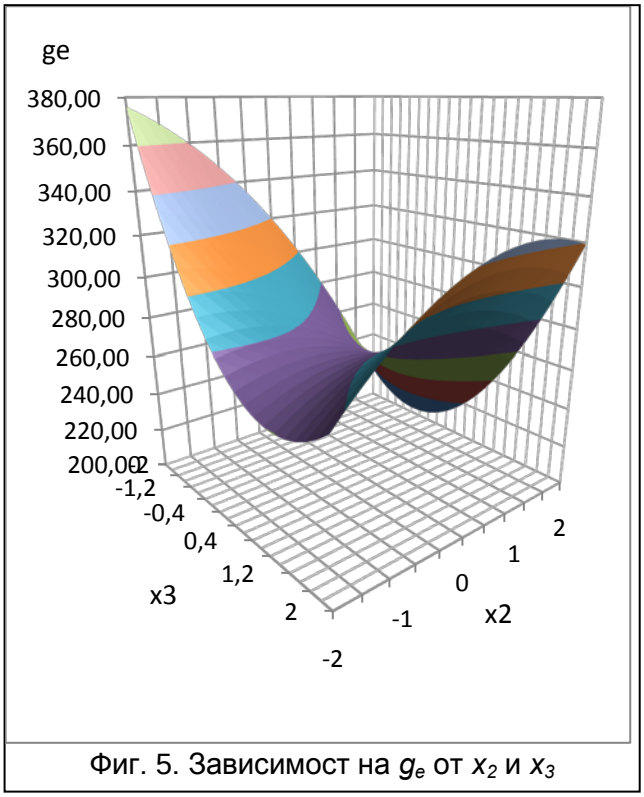


Фиг. 3. Зависимост на g_e от x_1 и x_3

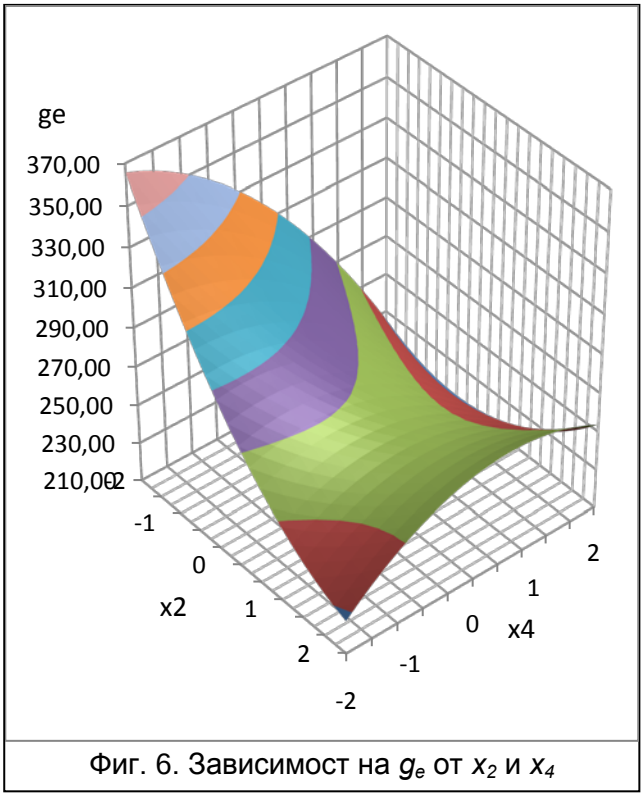
лесно е *излишните* фактори да се приемат на основното си ниво, т.е. в кодирани стойности равни на нула. Така е подходено при създаване на съответните графици (показани са само за g_e, за останалите величини по аналогичен начин) (фиг. 2÷7).



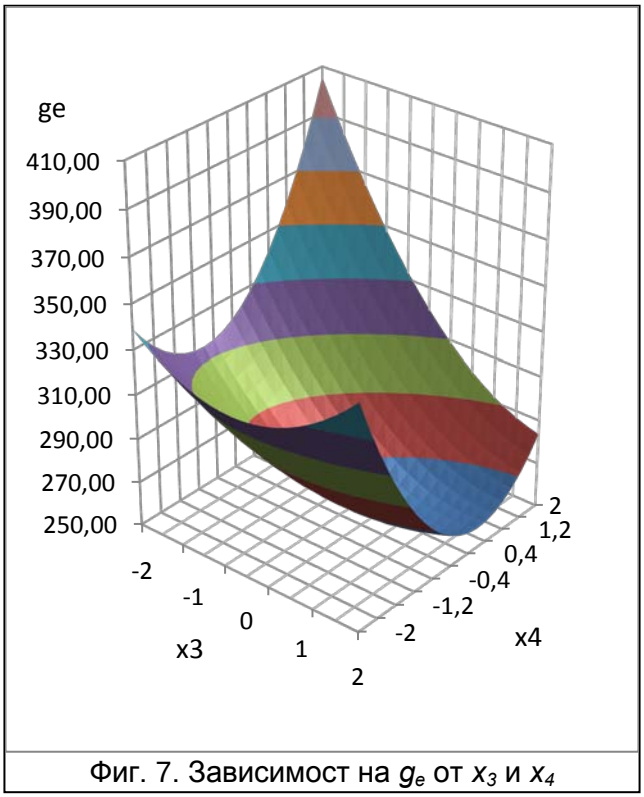
Фиг. 4. Зависимост на g_e от x_1 и x_4



Фиг. 5. Зависимост на g_e от x_2 и x_3



Фиг. 6. Зависимост на g_e от x_2 и x_4



Фиг. 7. Зависимост на g_e от x_3 и x_4

Анализът на получените резултати дават основание за следните изводи:

1. Използването на алтернативни горива увеличава срока на използване на изкопаемите горива, което е особено благоприятно в световен мащаб;

2. Използването на биодизелово гориво увеличава отделянето на NO_x на режимите на работа на ДВГ ≥0,5 от номиналните, поради по-голямото количество O_2 в алтернативното гориво;

3. РОГ в по-голяма си част влошава параметрите на ДВГ;

4. Използването на РОГ на режими ≥0,5 от номиналните, намалява съдържанието на *NOx* в ОГ до 10÷20%;

5. Максималната стойност на РОГ трябва да е по-малка от 10÷15%, за да е ефективна;

6. Използването на РОГ и другите методи за намаляване на вредните вещества в ОГ е особено перспективен метод в борбата за опазване на чиста околната среда.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Опитите показват, че рециркулацията на ОГ е ефективно средство за намаляване на съдържанието на NO_x в режимите на частично натоварване на ДДВГ. Получените експериментални резултати доказват, че за намаляването на NO_x в ДДВГ при някои режими на натоварвания е целесъобразно да се управлява не горивовъздушното отношение α, а степента на рециркулация на ОГ. Този подход води до известно повишаване на специфичния разход и влошаване на параметрите на ДВГ, но печалбата от намаляване на NO_x оправдава това.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Димитров А. Й., Алтернативни горива за ДВГ решения и проблеми, НТС по машиностроене, машини, технологии, материали, бр.1 2007г..

[2] Маринов Е., А. Трендафилов и др. Биогоривото - реално алтернативно гориво за транспорта. MOTAUTO '06, Варна, 2006.

[3] Magín Lapuerta, Octavio Armas, José Rodríguez-Fernández. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. Progress in Energy and Combustion Science, Volume 34, Issue 2, April 2008, Pages 198-223

[4] Спирин Н. А. и др. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента, Екатеринбург, 2003.

[5] Копчев П., Маринов Е., Цветанков Л.Й., Копчев В. Използване на биопродукти като съставка и заместител на стандартно дизелово гориво.”МОТОАУТО ‘02”.

За контакти:

доц. д-р Атанас Илиев, РУ „Ан. Кънчев“, гр.Русе, ул. "Студентска" 8, пк. 7017, тел. 082-888-272, e-mail: ailiev@abv.bg

гл.ас. инж. Петър Казаков,Тракийски унуверситет, Факултет „Техника и технологии” Ямбол 8600, e-mail: peter_yb@abv.bg

проф. д-р Емил Маринов, РУ „Ан. Кънчев“, гр.Русе, ул. "Студентска" 8, пк. 7017, e-mail: emarinov@ru.acad.bg

РЕГЕНЕРИРАНЕ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКА ЕНЕРГИЯ ПРИ ДВИЖЕНИЕ ПО НАКЛОН

Иван Евтимов

The regeneration of electricity during motion on longitudinal inclination: *In the article it is exploring the capability of electricity regeneration when running downhill at a constant speed. The results can be used to determine the energy consumption when driving on certain routes in the country.*

Key words: *Batteries, Electric Vehicles, Regenerative Breaking, Kinetic Energy*

ВЪВЕДЕНИЕ

С включването на електромобилите в общия транспортен поток на страната възниква необходимостта от провеждането на изследвания, свързани с определяне ефективността на регенериране на електрическа енергия при движение по наклон надолу с постоянна скорост. Така в известна степен може да се определи с колко ще се удължи пробега на електромобила с едно зареждане на акумулаторната батерия, при движение по определен маршрут. В тази насока е направено изследването в доклада.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Уравнението на силовия баланс при движение на колесна машина (фиг. 1) надолу по наклон с постоянна скорост има вида

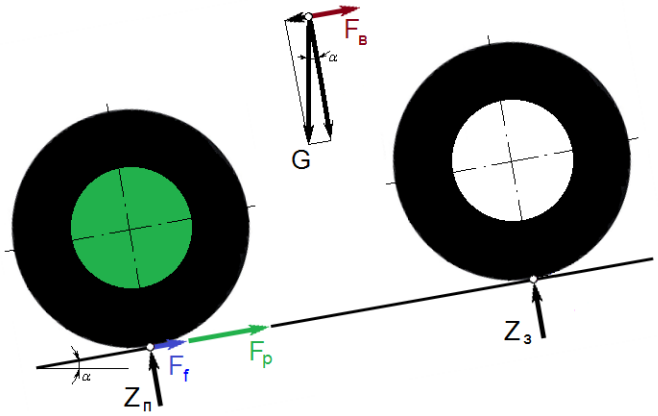
$$F_i = F_f + F_B + F_P , \qquad (1)$$

където F_i е силата от наклона на пътя;

F_f - силата на съпротивление от предвижване;

F_B - силата на съпротивление въздуха;

F_P - спирачната сила, създадена от регенеративното ограничаване скоростта на движението надолу по наклона.



Фиг. 1. Схема на равномерно движение на електромобил по наклон надолу

Уравнение (1) показва, че да се движи колесната машина равномерно надолу по наклон е необходимо спирачна сила F_P, заедно със съпротивителните сили F_f и F_B да неутрализират действието на силата от наклона, която в дадения случай се явява движеща сила.

Ако изразим силите с техните равенства [4], за спирачното закъснение $a_{СП}$, което трябва да се реализира от електродвигателя при равномерно движение по наклон надолу, може да се запише

$$a_{СП} = \frac{g}{\delta_a}\left(\psi + k_B S \frac{V^2}{13G}\right),\ m/s^2 \qquad (2)$$

където g - земното ускорение, m/s^2

δ_a - коефициентът, отчитащ влиянието на въртящите се маси;

ψ - коефициентът на съпротивление на пътя;

k_B - коефициентът на съпротивление на пътя, kNs^2/m^4;

S - челната площ на колесната машина (лицето на проекцията на автомобила в равнината, перпендикулярна на надлъжната му ос), m^2;

V - скоростта на движение на колесната машина, km/h;

G - силата на тежестта на колесната машина, kN

Коефициентът ψ на съпротивление на пътя се определя по зависимостта

$\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha$,

където α е ъгълът на наклона на пътя, *deg*

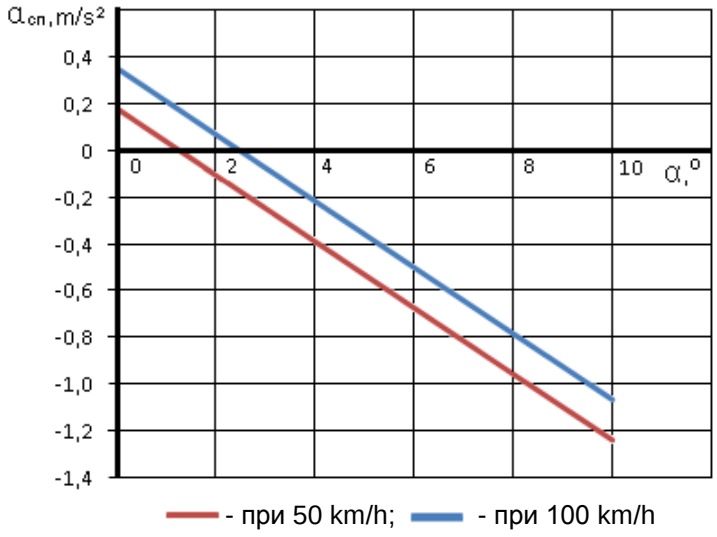
Коефициентът k_B може да се определи по формулата

$$k_B = \frac{\rho c_x}{2}.10^{-3},\ kNs^2/m^4 \qquad (3)$$

където ρ е плътността на въздуха (ρ = 1,22 kg/m^3 при температура на въздуха 20°C);

c_x - коефициентът на обтекаемост.

При сила на тежестта на електромобила G =10 kN, коефициент на съпротивление от предвижване f = 0,015, коефициент на обтекаемост c_x = 0,30, челна площ S = 2,0 m^2 и скорост на движение V = 50 и 100 km/h, за да се движи електромобила равномерно при различни ъгли на наклона е необходимо да се реализират спирачните закъснения $a_{СП}$, както е показано на фиг. 2.



Фиг. 2. Засисимост на спирачното закъснение от големината на ъгъла на наклона

Въз основа на показаното на фиг. 2, могат да се направят следните изводи:

1. Електромобилът би се движил равномерно със скорости на движение от 50 до 100 km/h само под действието на силата на наклона на пътя F_i при надлъжен наклон на пътя приблизително от 1,25 до 2,5°;

2. Съгласно [5], за да бъде ефектифен процесът на регенериране на електрическа енергия е необходимо спирачното закъснение $a_{СП} > 1{,}2\ m/s^2$, което може да се реализира при надлъжни наклони на пътя над 10°.

3. При равномерно движение по наклони от 3,4 до 4,5° спирачното закъснение $a_{СП}$ е около 0,3 m/s^2, при което максималната ефективност на регенерирането на електрическа енергия е 10 % [5].

Във връзка с регенерирането на електрическа енергия при движение по наклон с постоянна скорост са направени експериментални изследвания с електровелосипед, разработен от колектив на катедра „Двигатели и транспортна техника“ при Русенския университет „Ангел Кънчев“ [1, 2]. Експерименталните изследвания са направени на участък от бул. „Христо Ботев” с наклон приблизително 3°.

Резултатите от изследванията са показани в табл. 1.

Таблица 1

Резултати от изследванията, направени по бул. „Христо Ботев

Характеристики	Изкачване на наклона	Изкачване и спускане
Изминато разстояние S, km	0,290	0,580
Разход на енергия, Wh/km	42	18,2
Регенерирана енергия, %	0	13,9
Максимална скорост V_{max}, km/h	18,5	29,7
Средна скорост $V_{ср.}$, km/h	15,8	18,6
Време, min и s	1 min 06 s	1 min 52 s

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При движение с постоянна скорост надолу по път с наклон 3° максимално може да се регенерира до 14 % от вложената енергия за преодоляване на същия наклон.

Линейното закъснение, при което максимално кинетичната енергия на електромобила се преобразува в електрическа енергия, може да се реализира при наклони на пътя над 10°, но максималните наклони, при които се изпълнява пътната мрежа са в границите от 4 до 9°. Това показва, че не може да се очаква някакво увеличаване пробега на електромобила чрез регенериране на електрическа енергия при движение по наклони в междуградската пътна мрежа.

Регенеративното спиране при движение по наклони основно ще облекчи работата на механичната спирачната система на електромобила.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Евтимов Ив., Р. Иванов, Г. Кадикянов. Изследване на регенеративното спиране на електровелосипед. Созопол, сб. доклади от МНК BULTRANS-2012, ISSN 1313-955X, с. 217-221.

[2] Евтимов Ив., Р. Иванов, Н. Вълов. Изследване разхода на енергия на електровелосипед при различни режими на движение. Созопол, сб. доклади от МНК BULTRANS-2012, ISSN 1313-955X, с. 212-216.

[3] Любенов Д., М. Маринов, С. Костадинов П. Стоянов. „Експериментално определяне на спирачното закъснение на велосипед”. Научни трудове на РУ „Ангел Кънчев”, том 50, серия 4, 2011, ISSN 1311-3321, с.148-152.

[4] Любенов С., Б. Ангелов, И. Евтимов. Автомобили и трактори. Експлоатационни свойства. Русе, РУ "А. Кънчев", 2013, ISBN 978-954-712-584-1, стр. 245.

[5] Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi. Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals, Theory, and Design. CRC Press. ISBN 978-1-4200-5398-2, 2010, p. 534.

За контакти:

доц. д-р Иван Евтимов, катедра „Двигатели и транспортна техника”, Русенски университет „Ангел Кънчев”, тел.: 082-888 527, e-mail: ievtimov@uni-ruse.bg

УНИВЕРСАЛНА ТРИТОЧКОВА СТОЙКА ЗА РАБОТНИ ЗЕМЕДЕЛСКИ МАШИНИ

Снежан Божков, Емануел Бадриков, Станислав Станчев

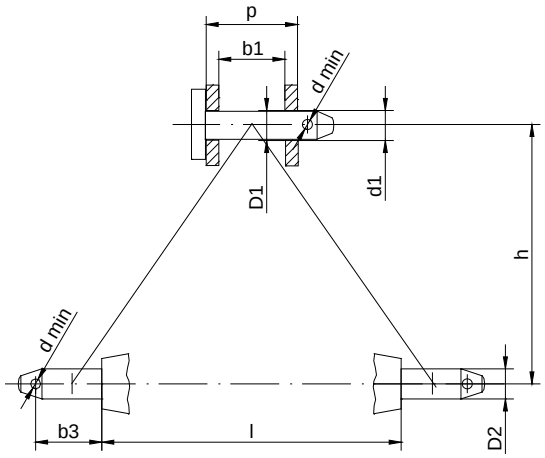
Universal hitch-point triangle for agricultural implement: *In Bulgarian and international standards, in accordance which the hitch attachments for agricultural tractors and implement are made, there are differences that sometimes prevent the formation of tractor/implement combinations.*

The report presents the results of a study on the creation of a universal hitch-point triangle for agricultural implement, that allows their mounting to all types of middle power tractors' linkages. The production of agricultural implement with the universal hitch-point triangle can continue until the full unification of Bulgarian standards for three-point linkages with international and fall out of use of existing farm tractors with attachment dimensions, regulated under the old national standards.

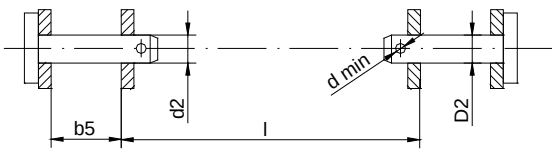
Key words: *implement, hitch-point triangle, hitch attachments, middle power tractor, standard, dimensions.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Триточковата стойка (присъединителният триъгълник) е съставна част от навесните и полунавесните работната земеделски машини, която служи за присъединяването им към окачния (навесния) механизъм на трактора. Конструктивното изпълнение на присъединителните елементи на стойката и техните размери (фиг.1) са стандартизирани, като са съобразени със съответните от триточковите навесни устройства, с които се съоръжават земеделските трактори. Размерите за присъединяване са в тясна връзка с тракторната мощност, която може да бъде използвана непосредствено в производствения процес.



a) Тип "с палци" (pin type)



b) Тип "със скоби" (clevis type)

фиг.1 Размери, отнасящи се до присъединителните елементи на стойката на работната земеделска машина

fig.1 Dimentions related to implement hitch attachments

В действащите у нас национални и международни стандарти за навесни устройства съществуват различия в някои от размерите на присъединителните елементи, което понякога прави невъзможно съставянето на машинно-тракторни агрегати (МТА) с наличната в българското земеделие техника.

Целта на изследването, резултатите от които са представени в настоящата публикация, е разработването на техническо решение на триточкова стойка за земеделски работни машини, което да позволява агрегатирането им към навесни устройства на земеделски трактори, независимо от различията в размерите на присъединителните елементи, с които са изработени.

КОНСТРУКТИВНИ ОСОБЕНОСТИ НА ТРИТОЧКОВИТЕ СТОЙКИ ЗА РАБОТНИ ЗЕМЕДЕЛСКИ МАШИНИ, ИЗРАБОТЕНИ В СЪОТВЕТСТВИЕ С БДС[1] И ISO[2]

В Република България с национални стандарти за земеделските трактори са утвърдени едно предно (БДС 16902-88) и три типа задни триточкови навесни устройства (БДС 15648-83, БДС 16251-85). Присъединителните им размери са обвързани с теглителния клас на трактора, определен в зависимост от реализираната от него номинална теглителна сила (БДС 14806-87). Условното означение на задните навесни устройства за трактори до клас 0,6 и за предназначените за работа в условия на ограничена ширина за преминаване е ТНУ-1Т, за тракторите от теглителни класове 0,6 - 2,0 е ТНУ-2, а от теглителни класове 3 и 4 - ТНУ-3. Навесните устройства от тип ТНУ-2 и ТНУ-3 се изпълняват в два варианта (“Изпълнение А“ и “Изпълнение Б“). Като предни навесни устройства за трактори над теглителен клас 2 се използва тип ТНУ-2 във вариант на “Изпълнение А“. Основни размери на присъединителните елементи на триточковите стойки за работни машини по БДС (фиг.1 а), съобразени с размерите на присъединителните елементи на навесните устройства за тракторите, към които се агрегатират, са представени в табл.1. Означенията на параметрите са уеднаквени с използваните в международния ISO-стандарт за задни навесни устройства (ISO 730:2009).

Таблица 1
Основни размери на присъединителните елементи на триточковите стойки за работни земеделски машини в съответствие със стандартите БДС 16251-85 и БДС 15648-83
Table 1
Main dimensions of the hitch points of implement’s triangle in accordance with national standards BDS 16251-85 and BDS 15648-83

Размерите са в милиметри / Dimensions in millimeters

Наименование на размерите/ Dimensional characteristics	**ТНУ-1Т**	**ТНУ-2**		**ТНУ-3**	
		Изпълнение А	Изпълнение Б	Изпълнение А	Изпълнение Б
Горна точка на присъединяване / Upper hitch attachment					
Диаметър на отвора на стойката / Diameter of hitch pin hole of implement’s triangle, d_1	$19{,}3_{0}^{+0{,}21}$	$25{,}7_{0}^{+0{,}21}$	$22{,}5_{0}^{+0{,}25}$	$32_{0}^{+0{,}25}$	$30{,}5_{0}^{+0{,}25}$
Разстояние между вътрешните повърхнини на съединителните планки на стойката / Width between inner faces of yoke, b_1	44,5 min	52 min	60 min	52 min	82 min
Разстояние между външните повърхнини на съединителните планки на стойката / Width between outer faces of yoke, p	69 max	86 max	95 max	95 max	114 max

[1] Български държавен стандарт
[2] International Organization for Standardization - Международна организация по стандартизация

Диаметър на палеца за присъединяване към горната точка на стойката / Diameter of hitch pin, D_1	$19^{0}_{-0,08}$	$25{,}40^{0}_{-0,13}$	$22^{0}_{-0,21}$	$31{,}75^{0}_{-0,25}$	$29{,}50^{0}_{-0,25}$
Долна точка на присъединяване / Lower hitch attachment					
Диаметър на долните пални на стойката / Diameter of hitch pin of implement's triangle, D_2	$22^{0}_{-0,21}$	$28^{0}_{-0,21}$	$28^{0}_{-0,21}$	$36{,}6^{0}_{-0,2}$	$34{,}50^{0}_{-0,17}$
Диаметър на отвора за щифт на долния палец / Diameter of linch pin hole, d	12 min	12 min	12 min	17 min	14 min
Разстояние от стъпалото на долния палец до оста на отвора за щифт / Linch pin hole distance, b_3	39 min	49 min	45 min	52 min	58 min
Разстояние между стъпалата на палците на оста на навесване / Lower hitch point span, l	400±1,5	825±1,5	662±100	965±1,5	850±100
Други размери / Other dimensions					
Височина на триточковата стойка / Mast height, h	360 (min)	510	460	560	700

В страните от Европейския съюз понастоящем се прилага утвърдената със стандарта ISO 730:2009 система, в съответствие с която задните триточкови навесни устройства за колесни земеделски трактори са класифицирани в 4 категории, всяка от които има два варианта на изпълнение. Размерите на присъединителните елементи на навесните устройства от всяка категория са съобразени с мощността, реализирана чрез основния вал за отвеждане на мощност (ВОМ) при работа на тракторния двигател в номинален режим (табл.2).

Таблица 2
Връзка между категорията задно триточково навесно устройство и мощността на ВОМ в съответствие със стандарта ISO 730:2009
Table 2
Relationship between the category of rear three-point linkage and PTO power in accordance with international standard ISO 730:2009

Категории триточкови навесни устройства по ISO / Three-point linkage categories in accordance with ISO	1N	1	2N / 2	3N / 3	4N / 4
Мощност на ВОМ при номинален режим на двигателя / PTO power at rated rotational frequency of engine, kW	до/up to 35	до/up to 48	30 - 92	60 - 185	110 - 350

Навесните устройства от една и съща категория, означени със и без буквата “N”, се различават единствено по разстоянието между местата за присъединяване на долните надлъжни щанги към работната машина, което е същото като при следващата по-малка категория. Навесните устройства от категориите 1N и 2N са предназначени за тесните колесни земеделски трактори.

Международният стандарт предвижда два варианта на изпълнение на долните точки за присъединяване: с палци / „pin type“ (фиг.1 a) и със скоби / „clevis type“ (фиг.1 b). Основните размери на присъединителните елементи на триточковите стойки за работни земеделски машини по ISO 730:2009, съобразени с размерите на присъединителните елементи на навесните устройства за тракторите, към които се агрегатират, са представени в табл.3.

Таблица 3
Основни размери на присъединителните елементи на триточковите стойки за работни земеделски машини в съответствие със стандарта ISO 730:2009
Table 3
Main dimensions of implement’s hitch-point triangle in accordance with international standard ISO 730:2009

Размерите са в милиметри / Dimensions in millimeters

Наименование на размерите / Dimensional characteristics	**Категории задни навесни устройства / Categories of rear mounted three-point linkages**							
	1N	1	2N	2	3N	3	4N	4
Горна точка на присъединяване / Upper hitch attachment								
Диаметър на отвора на стойката / Diameter of hitch pin hole, d_1	$19{,}3_{0}^{+0{,}2}$		$25{,}7_{0}^{+0{,}2}$		$32{,}5_{0}^{+0{,}25}$		$45{,}2_{0}^{+0{,}3}$	
Разстояние между вътрешните повърхнини на съединителните планки на стойката / Width between inner faces of yoke, b_1	52 min		52 min		52 min		65 min	
Диаметър на палеца за присъединяване към горната точка на стойката / Diameter of hitch pin, D_1	$19_{-0{,}08}^{0}$		$25{,}5_{-0{,}13}^{0}$		$31{,}75_{-0{,}2}^{0}$		$45_{-0{,}8}^{0}$	
Долна точка на присъединяване / Lower hitch attachment								
Диаметър на долните палци на стойката при вариант на изпълнение с палци *(„pin type”)* **или** Диаметър на палеца за присъединяване към долните точки на стойката при вариант на изпълнение със скоби *(„clevis type”)* / Diameter of hitch pin, D_2	$22_{-0{,}2}^{0}$		$28_{-0{,}2}^{0}$		$36{,}6_{-0{,}2}^{0}$		$50{,}8_{-1{,}1}^{0}$	
Разстояние от стъпалото на долния палец до оста на отвора за щифт / Linchpin hole distance, b_3	49 min		49 min		52 min		68 min	
Диаметър на отвора на долната точка за присъединяване на стойката при вариант на изпълнение със скоби (*„clevis type”*) / Diameter of hitch pin hole, d_2	$22{,}4_{0}^{+0{,}25}$		$28{,}7_{0}^{+0{,}3}$		$37{,}4_{0}^{+0{,}35}$		$51_{0}^{+0{,}5}$	
Разстояние между вътрешните повърхнини на съединителните планки на долните точки за присъединяване към стойката при вариант на изпълнение със скоби (*„clevis type”*) / Clevis width, b_5	65_{0}^{+2}		65_{0}^{+2}		$72{,}5_{0}^{+2}$		$96{,}5_{0}^{+2}$	

Разстояние между стъпалата на палците на оста на навесване при вариант на изпълнение с палци (*„pin type”*) **или** Разстояние между вътрешните повърхнини на вътрешните съединителни планки на долните точки за присъединяване към стойката при вариант на изпълнение със скоби *(„clevis type”) /* Lower hitch point span, ***l***	400 ±1,5	683 ±1,5	683 ±1,5	825 ±1,5	825 ±1,5	965 ±1,5	952 ±1,5	1166,5 ±1,5
Други размери / Other dimensions								
Диаметър на отвора за щифт на палците / Diameter of linchpin hole, ***d***								
- за горния палец / for upper hitch pin	12 min		12 min		12 min		17 min	
- за долните палци / for lower hitch pin	12 min		12 min		17 min		17 min	
Височина на триточковата стойка / Mast height, ***h***	360 ±1,5	460 ±1,5	610±1,5		685±1,5		685 ±1,5	1100± 1,5

Като предни се използват триточкови навесни устройства, размерите на присъединителните елементи на които са аналогични с тези на кат.2 и кат.3. Различията Международната организация по стандартизация регламентира в стандарта ISO 8759-1:1998.

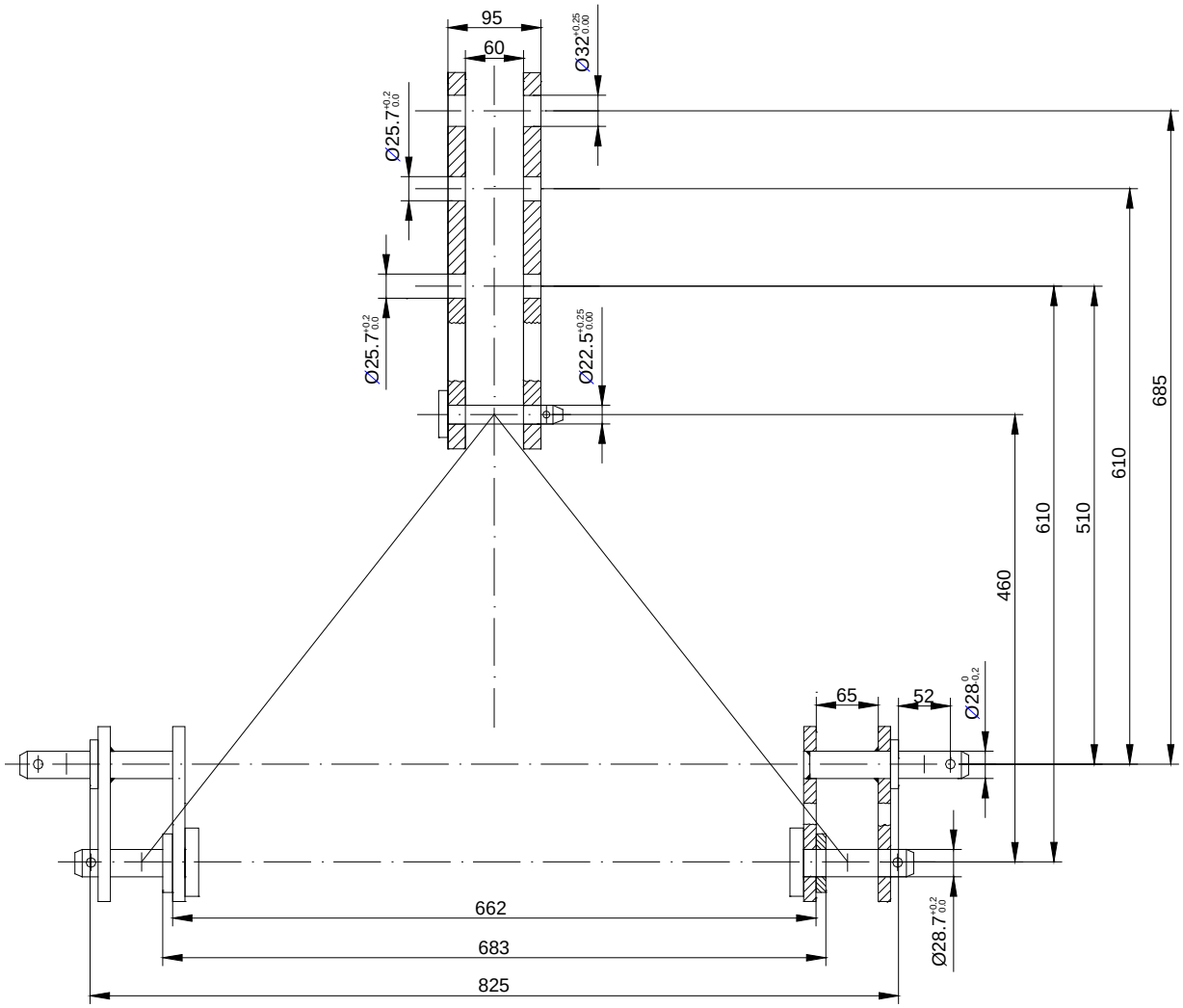
ОПРЕДЕЛЯНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА УНИВЕРСАЛНА ТРИТОЧКОВА СТОЙКА ЗА РАБОТНИ ЗЕМЕДЕЛСКИ МАШИНИ

Макар че са използвани различни класификационни показатели, размерите на присъединителните елементи в някои от стандартите на БДС са идентични с тези от ISO. Това е в резултат или на съответствието му с ISO-стандарт, какъвто е случаят с предното триточково навесно устройство за трактори от теглителни класове 0,6 – 2 (БДС 16902-88), или благодарение на специално разработен вариант, какъвто в БДС 15648-83 е "Изпълнение А" за ТНУ-2 и ТНУ-3. Но между стандартите на ISO и БДС съществуват различия, които пораждат проблеми при агрегатирането на произведени в чужбина работни машини с основната маса от експлоатираните в българското земеделие трактори и обратно. Проблеми в конструктивен план възникват по няколко причини. На първо място, поради липсата на утвърдени с БДС-стандарти аналози за всички типове навесни устройства по ISO. Такъв е случаят с триточковите задни навесни устройства от категориите 2N, 3N, 4 и 4N. Друга причина е наличието на макар и отделни различия в размерите на присъединителните елементи при навесни устройства с идентична приложимост (вж. ТНУ-1Т и 1N). Проблеми се появяват и когато присъединителните елементи на работните земеделски машини са изработени с размери "Изпълнение Б" за ТНУ-2 и ТНУ-3 по БДС 15648-83, а на тракторите, към които предстои да бъдат агрегатирани в съответствие с ISO-стандартите, и обратно.

Анализът на данните от табл.1 и табл.3 показва, че е възможно да се създаде универсална триточкова стойка, която да позволи агрегатирането на навесни и полунавесни работни машини към навесните механизми на трактори със средна мощност, независимо от варианта на изпълнение и стандарта, по който са изработени присъединителните елементи. Общият вид на такава триточкова стойка е представен на фиг.2.

Разработеното техническо решение за универсална триточкова стойка позволява присъединяване на работни земеделски машини към навесни устройства от категории 2 и 2N по ISO и двата варианта на изпълнение на ТНУ-2 по БДС, с които се съоръжават тракторите със средна мощност - най-масово използваните в световното земеделие. Конструктивните подобия на съседните в класификацията за

навесни устройства по ISO категории 2 и 3N дават възможност в границите на застъпване на мощностните диапазони на двете категории (т.е. в интервала 60-92 kW) с помощта на универсалната триточкова стойка да се агрегатират работни машини и към тракторни навесни устройства от категория 3N. С тази си възможност представеното конструктивно решение за триточкова стойка частично решава проблема, възникнал поради липса на утвърдени с национални БДС-стандарти аналози на всички типове навесни устройства, с които съоръжават своите модели водещите производители на земеделски трактори.



фиг.2 Общ вид на универсална триточкова стойка за работни земеделски машини
fig.2 Main view of universal hitch-point triangle for agricultural implement

Особеното в техническото решение за триточкова стойка е конструктивното изпълнение на горната и долните точки за присъединяване. Горната точка се състои от две успоредно разположени планки с отвори, размерите на които са съобразени с изискванията, заложени в стандартите и по БДС, и по ISO. Долните точки за присъединяване представляват комбинация на двата допустими от ISO варианта за изпълнение: със скоби (*“clevis t ype”*) и палци (*“pin t ype”*). Присъединяването на работни машини към тракторни навесни механизми от категории 2 и 3N по ISO и „Изпълнение А“ от тип ТНУ-2 по БДС става с помощта на палците (т.е. по вариант *“pin type”*), а към механизми от категория 2N по ISO и в „Изпълнение Б“ от тип ТНУ-2 по БДС с помощта на щифт и разположените по-ниско отвори в скобите (т.е. по

вариант *“clevis t ype”*). Присъединяването на работна земеделска машина, съоръжена с универсална триточкова стойка, към трактор с навесен механизъм от категория 2N ще изисква използването на допълнителни дистанционни шайби (показани са на фиг.2) за осигуряване на необходимото разстояние между вътрешните повърхнини на вътрешните съединителни планки на долните точки на стойката. За присъединяване на работна машина към механизъм от категория 3N се изисква използването на преходни втулки за долните палци (не са показани на фигурата). Видът и размерите на втулките са регламентирани с ISO-стандарт. Основните конструктивни размери на универсалната триточкова стойка, позволяваща присъединяване на работни земеделски машини към всеки от петте типа навесни механизми, са представени в табл.4.

Таблица 4
Присъединителни размери на универсалната триточкова стойка за агрегатиране на работната машина към навесни механизми на земеделски трактори
Table 4
Attachment dimensions of implement’s hitch-point triangle

Тип навесно устройство / Type of three-point linkage	**l**	**h**	**d_1**	**Забележка / Note**
ТНУ-2 (“Изпълнение А“) по БДС	825	510	25,7	
ТНУ-2 (“Изпълнение Б“) по БДС	662	460	22,5	
Категория 2 по ISO	825	610	25,7	
Категория 2N по ISO	683	610	25,7	Допълнителни шайби
Категория 3N по ISO	825	685	25,7	Преходни втулки

Всички размери от универсалната триточкова стойка са съобразени с изискванията, регламентирани в стандартите на БДС и ISO. При определянето им е търсен баланс между гранични размери на конструктивните елементи и условието за осигуряване на здравина на конструкцията. Допълнително са отчетени и изисквания, които са налагат дори само в един от стандартите. Пример за това е разстоянието между външните повърхнини на съединителните планки на стойката, стойността на което се уговаря само в БДС-стандарт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Различията в българските и международните стандарти, в съответствие с които се изработват навесните устройства за трактори и работни земеделски машини, понякога не позволява тяхната съвместна работа. Разработената универсална триточкова стойка дава възможност за агрегатиране на работни земеделски машини към трактори, съоръжение с навесни устройства от вида ТНУ-2 (двата варианта на изпълнение) по БДС и от категории 2, 2N и 3N по ISO. Техническото решение може да бъде реализирано в две направления: чрез вграждане в конструкциите на нови работни машини на етапа на тяхната изработка и за модернизиране на намиращи се в експлоатация работни земеделски машини. Възможностите на работни машини, чиито стойки са изработени за агрегатиране към навесни устройства от тип ТНУ-2 (“Изпълнение А“) по БДС или категория 2 по ISO, могат да бъдат разширени за работа с навесни механизми от другите типове чрез удължаване на съединителните планки на горната точка на стойката и добавяне на захват от тип „скоба” в долните точки за присъединяване.

Отчитайки простотата на предлаганата конструкция и сравнително неголемите разходи за нейното изработване, може да се твърди, че внедряването на универсалната триточкова стойка ще позволи (по отношение на тракторите със средна мощност – най-широко представения тип трактори както у нас, така и по

света) с минимални средства и в кратки срокове да бъде решен проблема с формирането на МТА с наличната в българското земеделие техника. Изработването или модернизирането на работни земеделски машини с универсалната триточкова стойка може да продължи до пълното уеднаквяване на българските стандарти за триточкови навесни устройства с международните и излизането от употреба на съществуваща тракторна техника с размери на навесните механизми по старите БДС-стандарти.

За контакти:
доц. д-р инж. Снежан Божков, ИПАЗР “Никола Пушкаров”, гр.София, ул. Шосе Банкя № 3, тел.: (+359) (2) 89-29-345, E-mail: bozhkov @mail.bg

АВТОМОБИЛНАТА МАСОВА ПЕРСОНАЛИЗАЦИЯ И ПОТРЕБИТЕЛСКОТО ПОВЕДЕНИЕ

Златин Златев, Иван Лазаров

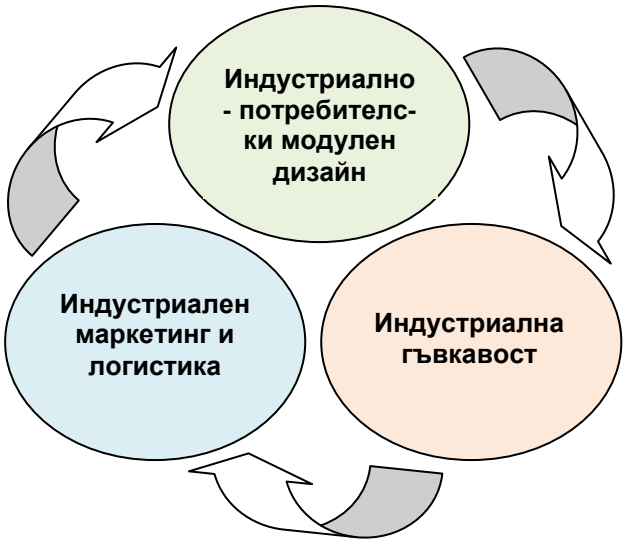
Car mass personalization and the consumer behavior: *In this paper are dealt applied aspects of industrial mass personalization in the selection of individual components and the exterior of the car. Indicated is the role of the user behavior in the selection of the color of the car. Analyzed is the influence of the colors on the visibility and the acceptability by the driver in the risk assessment for the safety in the system "driver- car - environment".*

Key words: *mass personalization, consumer behavior*

ВЪВЕДЕНИЕ

С развитието на информационните, индустриалните и логистичните технологии напоследък все по-често индустриалните пазари предлагат персонализиране на продуктите с цел максимално удовлетворяване на предпочитанията на клиента при запазване на същата цена, както при масовото производство.

Като съвременна продуктова стратегия, *масовата персонализация* се основава върху персонализирани продукти и услуги, които се реализират чрез модулен продуктов дизайн, гъвкави процеси и интеграция с методите за доставка до потребителя (фиг. 1).



Фиг. 1. Структурна схема на процеса на масова индустриална персонализация

Комплексното понятие „*индустриална гъвкавост*“ съдържа следните типове гъвкавост – на машините, на произвежданите изделия, технологична, маршрутна, операционна и производствена [1].

Идеята за масовата персонализация, породена през 1987 г. (*Stan Davis* Перфектното бъдеще. 1987.) и широко популяризирана напоследък (*Joe Pine, Alvin Toffler и др.*), се реализира успешно за множество продукти от различни индустриални сектори, например, в мебелната индустрия (*IKEA- Швеция*) – при избора на мебели (модулно изпълнение); в електрониката и техниката- при проектирането на персонални компютри, системи за сигурност и охрана; в автомобилостроенето (*FORD*, *Volkswagen*, *General Motors и др.*) - при избора на двигател или други компоненти/автосистеми, екстериора и интериора на автомобила [4,10,15].

Интензивното развитие на компютърните и индустриалните технологии, както и широкото прилагане на разнообразни методи и стратегии за интерактивна връзка с потребителите, създаде възможност на много индустриални фирми да въвеждат в маркетинговите си стратегии Web-базирани конфигуратори, кол-центри и мениджмънт като гъвкави компютърно подпомогнати производствени системи за собствени продукти.

Тези успешни инструменти за масова индустриална персонализация комбинират ниската цена на продукта от масовото производство с гъвкавостта на индивидуалните изисквания на потребителя. Те позволяват на клиента да бъде интегриран, чрез взаимодействие с дизайнерите, в производствения процес, като по този начин той изцяло може да промени дизайна на избрания продукт. Неговото участие при персонализирането, свободата на избора и прозрачността на компанията са важни условия за постигане на стратегическо предимство и икономическа ефективност на фирмата чрез успешното прилагане на масова персонализация.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА НА МАСОВАТА ИНДУСТРИАЛНА ПЕРСОНАЛИЗАЦИЯ

В индустриален (технологичен) и маркетингов аспект терминът *персонализация* се използва и като индивидуализация на комуникацията с клиента. Често (за немскоговорящите) терминът *персонализиране* се прилага най-вече за адаптация на серия продукти към индивидуални клиентски изисквания - за обекти като мебели, автомобили, козметика, храни и др. В *The Journal of Interactive marketing* персонализирането е дефинирано като „*редизайн на маркетинга от гледна точка на клиентите“*.

Масовата индустриална персонализация (МИП) се използва от много производители, които прилагат нови технологии или комбинация от пазарно утвърдени такива, за да ориентират потребителите при избора на перфектния за тях продукт, чрез съвместяване и интегриране на доставките с онлайн конфигуратори. Нещо повече, с помощта им потребителя приема ролята на помощник дизайнер. Той получава възможността да комбинира предпочитанията си за он-лайн оформяне или за добавяне/промяна на функционалността на основния продукт от нулата, при това от всяка точка на света и по всяко време на денонощието.

За успешната масова персонализация трябва да са налице следните предпоставки:

- Продуктът/услугата да е достъпен до потребителя така, че той да може да посочва своите нужди;
- Продуктът/услугата да е доставян до потребителя независимо в коя точка на света се намира;
- Производителят да отделя информацията за продукта от физическата му същност, докато той придобие форма;
- Производственият процес да генерира безкрайни комбинации от стоки/услуги, които да отговарят на индивидуалните потребности на потребителите.

В литературата са описани най-често срещаните типове масова персонализация [4,10]:

- *Съвместна персонализация* – фирмата се обръща към клиента с цел да определи перфектна оферта за продукта, за удовлетворяване на всички негови изисквания; информацията е нужна за произвеждане на продукт, отговарящ на желанието на клиента;
- *Прозрачна персонализация* – фирмата предлага уникални продукти на отделните клиенти, без непременно да се посочва, че продукта е персонализиран; в случая е необходима точна оценка на нуждите на потребителя;
- *Козметична персонализация* – фирмата произвежда стандартен продукт, но го продава на отделните клиенти по уникален начин;
- *Адаптивна персонализация* – фирмата произвежда стандартизиран продукт с възможност за модифициране от потребителя.

За осигуряване на бързи доставки на персонализираните продукти и за задоволяване на все по-взискателните клиенти, и същевременно за да е печеливша, индустрията използва няколко стратегии, като доказани икономически ефективни варианти за масово персонализиране. Прилага се надграждане и интегриране на множество разнообразни системи- информационни системи (като *MRP*, *ERP* и др.), проектирани за масово производство, системи за реализиране на производството и управление на веригата за доставки.

2. РОЛЯ НА ПОТРЕБИТЕЛСКОТО ПОВЕДЕНИЕ ПРИ АВТОМОБИЛНАТА МАСОВА ПЕРСОНАЛИЗАЦИЯ

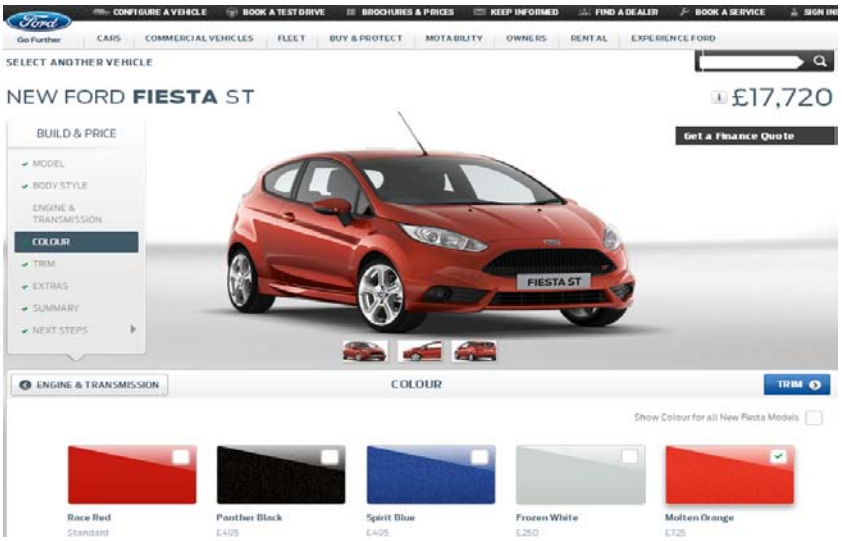
Днес на практика автомобилна масова персонализация (АМП) в идеалната ѝ форма е трудно приложима поради следните ограничителни фактори:

- голямо разнообразие на функционалните системи в автомобила;
- висока технологична сложност и продължителност за сглобяване на автомобила;

- много голям брой детайли в автомобила;
- сложен дизайн на автомобилите;
- голяма продължителност за нанасяне на лаково-бояджийските покрития;
- логистични затруднения при срочното транспортиране на обемисти и тежки продукти (автомобили) на големи разстояния и др.

Успешни при прилагането на нови стратегиите за дизайн и производство, както и подходи за АМП, са международните автомобилни корпорации като *Volkswagen, General Motors* и *FORD*, ориентирани напоследък към т.нар. „*е-персонализация*“. Така чрез използване на т.нар. система „*произведен за продажба*“ и средствата на Интернет, на потребителя и автомобилните производители в реално време е осигурен достъп до необходимата информация. По този начин се минимизира времетраенето на цикъла „*поръчка-производство-доставка*“ на автомобила, но се изискват организационни и оперативни промени в цялата верига [1,2].

Например, посредством он-лайн конфигуратора на FORD (*Фиг. 2*) в Интернет страницата клиентът може да се запознае с основните модели автомобили в оригиналния им вид, да ги сортира по модели и наименование, по цена и популярност. Достъпни са и опции за цвят, размери, рейтинг според потребителските коментари и др.



Фиг. 2. Он-лайн конфигуратор на FORD

Основавайки се върху предварителния си избор на опции потребителят вече може да създаде персонализирания продукт по-бързо. Броят на възможните опции е ограничен до най-търсените компоненти, части и цветове (изборът на цветове е сведен до пет, а цените са със сравнително малка промяна.

Използват се следните *подходи за персонализиране:*

- *от нулата*;
- *модификация на готов модел* – при него потребителя може да се връща назад и да променя предходния си избор, като персонализираните елементи се показват в списък; след избиране на съответната част се появяват опции за избор на цветове и материали.

Получената от софтуера визуализация е почти идентична с реалния образ на продукта, като го илюстрира успешно и се променя бързо при избора на цвета и материала.

За успешната АМП са необходими много гъвкави стратегии, една от които е *стратегията за интеграция*, приложима в автомобилната индустрия.

Слабата връзка между производителя на автомобили и клиента възпрепятства АМП. Според изследвания, въпреки създадените уеб сайтове (или други информационни канали), за подобряване на взаимодействието с клиентите следва да се осигури на търговеца възможност за подпомагане клиента при вземане на решение относно възможностите и детайлите на автомобила, който иска да закупи. На практика често информацията за потребностите на купувача не достига директно до производителя на автомобили поради това, че потребителите разчитат само на дилърите, а това затруднява адаптирането към потребителските нужди [12].

Постигането на стратегическа индустриална гъвкавост, необходима за АМП, налага значителни оперативни промени (прекъсване/промяна на технологичната траектория и др.).

Например, при избора на нерегламентиран нов цвят от клиента следва осигуряване на определена технологична и операционна гъвкавост при бояджийските операции- смяна на технологията и нанасяне на боята в камера, а не външно; промяна на „пакетния“ режим на бояджийския цех, целящ намаляване на разходите и минимизиране на генерираните вредни емисии и технологични отпадъци.

Проблеми при създаването на „автомобил по поръчка“ възникват и поради необходимостта от осигуряване на значителен брой комплекти модули (детайли и възли, цветови нюанси, текстилни десени и др.). В логистичната верига модулите изискват по-големи площи и налагат по-сериозно резервиране в сравнение с не-модулните компоненти и оскъпяват транспорта, с което ограничават необходимата за АМП гъвкавост, повишават разходите и намаляват ефикасността й.

Ето защо, поради наложеното повишаване на цената за производство, респ. допълнително заплащане за опция (например, на цвета на боята), често клиента отменя опцията, което ограничава приложното поле на АМП и го ориентира в пазарния сегмент на луксозните и скъпи автомобили.

3. АНАЛИЗ НА ПОТРЕБИТЕЛСКОТО ПОВЕДЕНИЕ ПРИ ИЗБОРА НА ЦВЯТ НА АВТОМОБИЛА

Крайната цел на стопанската дейност на хората се изразява в стремежа им към удовлетворяване на всички мовешки потребности. Според теорията на потребителското поведение *основните етапи на вземане на решение за покупка (*модел на Хофман) са*:*

3.1. Поява на потребност

3.2. Осъзнаване (разпознаване) на проблема - под въздействието на вътрешни (лични) или външни (социални контакти, реклама) стимули е налице потребност, водеща до осъзнатото желание на потребителя за купуване на напълно удовлетворяващия го продукт*.*

3.3. Търсене на стокови алтернативи (набиране на информация)

Външната информация включва 4 типа информационни източници: *лични*, *обществени*; *търговски/маркетингови* (реклама, оферти, посредници, дилъри, опаковка) и *експериментални*, базирани на личния опит (изпробване, използване на продукта).

Търговските източници носят най-много информация, а личните са с най-голям ефект.

Потребителят получава информация чрез сетивата си - зрение, вкус, слух, мирис и допир, като информационните входни данни са усещанията, получени чрез тях.

Психологичните влияния, които действат върху индивида, частично определят общото поведение на хората и следователно влияят и върху тяхното поведение като потребители.

Вътрешният психологически процес, който се асоциира с информационното търсене, е ***възприятието*** - процес, при който потребителят получава, избира, организира и интерпретира възприетата информация (входните данни) с цел осмисляне. Тоест, потребителят сам избира на каква информация да обърне внимание, организира я и я тълкува по начин, който му е изгоден.

В основата на когнитивните психологически модели на потребителското поведение е възприятието. То предопределя какво потребителят вижда (като удовлетворяване на потребността) и чувства. Различните хора възприемат един и същи обект в определено време по различен начин, както и една личност в различно време възприема едно и също нещо по различен начин.

Най-важната характеристика на възприятието е *субективността* - създадения от потребителя образ, основан върху възприетата и обработена информация за обективния свят, често се различава от първообраза.

Индивидуалността на човека влияе върху характеристиките и потреблението на купувания продукт. *Например*, изборът на цвят на автомобила може да отразява една или повече личностни характеристики на потребителя.

3.4. Оценка на алтернативите и избор на една от тях- определяне на значимостта на отделните характеристики на различните алтернативи и селектиране на най-добрата.

3.5. Вземане на конкретно решение за покупка– намерението се влияе от: променливите на ситуацията, на продукта, на околната среда и от характеристиките на самия потребител.

3.6. Акт на покупката – потребителят реализира покупката, като трябва да реши и проблемите, свързани с нейното заплащане, гаранционно осигуряване, договор за поддържане и сервиз, транспортиране, разопаковане, изпробване и др.

3.7. Поведение (впечатления) след покупка– удовлетворение или неудовлетворение. Впечатленията след покупката се формират на базата на съпоставянето на очакванията и реалността.

Поради психологичното въздействие върху водача цветът е важен фактор при избора на автомобила. Ето защо, в процеса на АМП, още на етап „*Индустриално- потребителски модулен дизайн*“ (фиг. 1) дизайнерите, съвместно с клиента, прецизно подбират опциите за окончателния цвят на автомобила в зависимост от множество фактори – потребителски предпочитания, естетика, безопасност, модни тенденции и др.

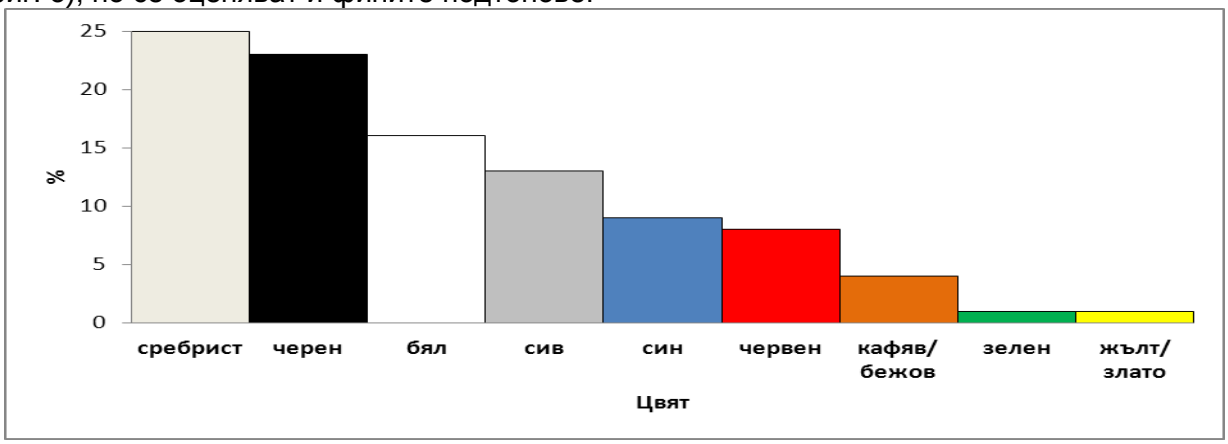
На този етап се търсят индикатори за прогнозиране на популярността на определени цветове в автомобилостроенето, базирани върху цветовите модни тенденции в други индустриални области (например, домашен интериор и екстериор, видео- и аудиотехника, облекло и др.), като за целта се прилагат различни цветови модели за въвеждане на определена колористична размерност и идентифициране (табл. 1).

Таблица 1

Представяне на цветовете в RGB цветови модел

Производен цвят	**О с н о в е н ц в я т** (условни единици)		
	R (червен)	**G** (зелен)	**B** (син)
сребрист	185	188	193
черен	255	0	0
бял	235	235	235
сив	76	77	77
син	26	57	111
червен	180	23	28
кафяв / бежов	126	96	46
зелен	74	139	97
жълт / злато	255	255	0

Изхождайки от консервативните еднотипни потребителски предпочитания в световен мащаб най- приоритетен при автомобилите е сребристия цвят, следван от белия и черния (фиг. 3), но се оценяват и финитe подтонове.



Фиг. 3. Ранжиране на цветовете на автомобилите по потребителски предпочитания

Например, докато разредения черен цвят е само с черни пигменти, то сребристия цвят допуска широк диапазон от метални оттенъци и структури.

За обогатяване на цветовия асортимент, респ. повишаване на конкурентоспособността, напоследък в дизайнерската практика често се прилагат и отразяващи покрития, преливане на цветовете и други нови качествени и високотехнологични продукти.

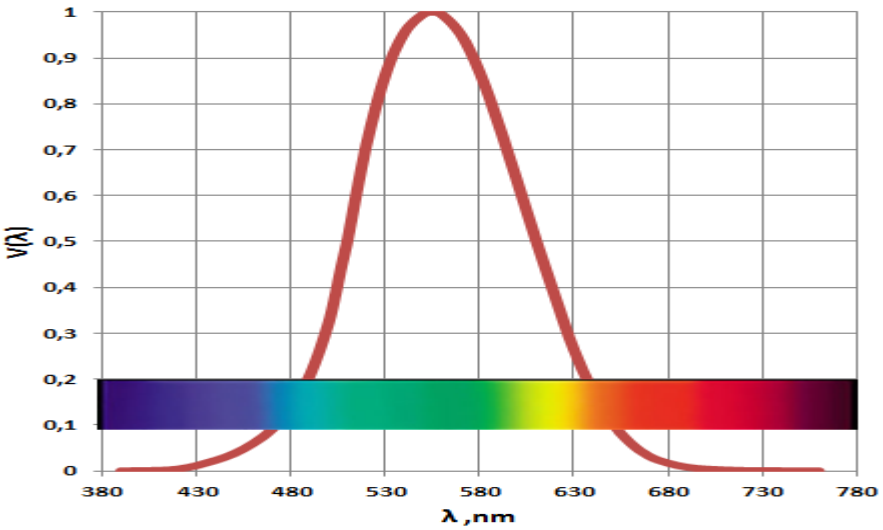
Върху потребителските предпочитания при различните националности влияе и народопсихологията, потребителското себеизразяване, културните и модни тенденции, като доминират: за европейците - бяло, черно, сребристо и сиво; за Ирландия – сребристо; за Дания – черно, бяло; за Белгия – сиво; за Чехия – синьо; за САЩ - по-светли цветове [7,17].

4. ВЛИЯНИЕ НА ЦВЕТА НА АВТОМОБИЛА ВЪРХУ ВИДИМОСТТА И ВЪЗПРИЕМЧИВОСТТА НА ВОДАЧА

Светлината, като електромагнитно лъчение, е с дължина на вълната във видимия за човешкото око диапазон на електромагнитния спектър около λ = 390 .... 720 nm.

От гледна точка на *възприемчивостта* от човешкото око основните й характеристики са: *цвят* (свързан с дължината на вълната или честотата), *яркост* (свързана с интензитета на електричното поле) и *поляризация*. *Зрителната чувствителност* на човека също е в зависимост от дължината на вълната λ.

В областта на жълтия и зеления цвят от спектъра зрителната чувствителност на човека нараства (Фиг. 4). Въпреки, че зеленият цвят е добре видим, той не се възприема добре от потребителите, за разлика от жълтият цвят (възприеман като предупреждение за опасност), следван от червеният (означаващ „опасност“).



Фиг. 4. Влияние на дължината на вълната λ върху относителната чувствителност на човешкото око V(λ)

Видимостта на белия цвят е много добра, следвана от тази на зеления, кехлибарения и червения цветове. Ето защо, белият цвят привлича вниманието и е подходящ за предупредителни светлини, но не се използва самостоятелно поради затрудненото идентифициране на автомобил с такъв цвят [3,6,11,13,16].

При анализиране на влиянието на някои фактори (тип на автомобила, околно осветление, местоположение на автопроизшествията и др.) върху риска от катастрофа е установено, че цветовете (черен, сив, сребрист) с по-малка видимост са с по-висок рисков потенциал, следвани от зеления, синия и червения цветове.

5. ВЕРОЯТНОСТНО СЪСТОЯНИЕ НА СИСТЕМАТА „*ВОДАЧ – АВТОМОБИЛ – - ОКОЛНА СРЕДА*“ ПРИ ОЦЕНЯВАНЕ НА ЦВЕТОВОТО ВЪЗДЕЙСТВИЕ ВЪРХУ АНТРОПОГЕННИЯ РИСК ОТ КАТАСТРОФА

Освен като естетически показател за автомобила е доказано, че цветът влияе и върху риска от катастрофи и пътни инциденти, като взаимозависимостта между цвета на автомобила и безопасността е комплексна. Върху *възприемчивостта* на цветовете от човешкото око влияние оказват и цветовете на елементите от ландшафта (дървета, скали и др.), метеорологичното състояние и в кое време от денонощието се наблюдава съответния цвят.

Например, през нощта белия цвят е по-забележим, но жълтия се вижда по-добре в облачно време или при сняг. Червения цвят през нощта се вижда като черен и водачите го забелязват грудно с периферното си зрение [2,5,14].

Анализът на антропогенния риск за безопасността на системата „*Водач–автомобил--околна среда*“ включва определянето на *елементите на риска* R_i за безопасността на автомобила чрез израза:

$$R_{Ai} = P_{Ai} \,.\, F_{Ai} \,.\, C_{Ai,} \qquad (1)$$

където *i* е поредния номер на текущия антропогенен рисков фактор (например, цвета на автомобила),

P_{Ai} – вероятността за появата на опасност под действие на *i*– тия антропогенен рисков фактор, влияещ върху безопасността на системата (индекс на вероятността);

F_{Ai} - честотата на поява на опасността под действие на *i*– тия антропогенен рисков фактор, влияещ върху безопасността на системата (индекс на честотата);

C_{Ai} - тежест на последиците от реализиране на опасността под действие на *i*–тия антропогенен рисков фактор, влияещ върху безопасността на системата (индекс на тежестта).

В израза (1) вероятността P_{Ai} влияе най-силно върху нивото на антропогенния риск.

Анализът в [8] е направен в зависимост от типа на автомобила, в коя част на деня се случва катастрофата (светла или тъмна) и причините за катастрофата. Резултатите от анализа показват силна статистическа връзка между цвета на автомобила и риска от катастрофи. Най-опасни са цветовете, които правят колата по-малко забележима като черен, син, сив, зелен, червен и сребрист.

Сивият и сребристия цвят показват относителен риск 1,1, а оранжевият - най-малък риск 0,87. Доказано е, че белият цвят е с най-голяма степен на безопасност спрямо останалите цветове. Посочено е също, че факторите на околната среда, влияещи върху изменението на цвета, влияят и върху относителния риск за катастрофи.

При тестването на видимостта на автомобила в мъгла при различни дистанции, в зависимост от цвета му е установено, че светло сивия, белия и сребристия цветове правят автомобила трудно забележим в мъгла, докато оранжевия е най-видим [9]. За обективно определяне условията на средата, в която са реализирани измерванията, е използван уред за измерване на осветеността (светломер) при 20-кратна повтаряемост на опитите.

Таблица 2

Относителен риск от катастрофи (при 95% доверителен интервал)

цвят	относителен риск	граници на доверителния интервал		статистическа значимост
		долна	горна	
Черен	1,47	1,07	2,03	0,0175
Син	0,96	0,85	1,08	0,4734
Кафяв	1,12	0,91	1,38	0,2936
Кремав	0,99	0,63	1,56	0,973
Бежов	1,16	0,61	2,17	0,6534
Злато	1,04	0,81	1,33	0,7771
Зелен	1,03	0,89	1,19	0,7098
Сив	1,25	0,99	1,56	0,0574
Кестеняв	0,82	0,62	1,09	0,1706
Оранжев	1,21	0,43	3,41	0,7191
Розов	0,66	0,25	1,74	0,405
Пурпурен	1,01	0,55	1,86	0,9655
Червен	1,02	0,91	1,16	0,7011
Сребрист	1,15	1,002	1,32	0,0468

Изследван е и антропогенния риск от катастрофи при сумрак и зазоряване в зависимост от цвета на превозното средство спрямо белия цвят. Статистическият анализ е направен при 95% доверителен интервал и е посочена статистическата значимост на резултатите [16].

Коефициентът на риска Ψ_{lvsc} е определен за всеки цвят спрямо белия по формула (2).

$$\psi_{iVSC} = exp(\delta_{iVSC}), \quad c = 1,2,\ldots,y, \qquad (2)$$

където *i* е индексът на околната светлина (дневна, здрач, нощ);

v – индексът на типа на автомобила;
s – индексът на географското разположение;
c – индексът на цвета на автомобила (0-бял, 1-черен,..., у-жълт).

Чрез параметърът δ_{lvsc} директно се определя риска от катастрофи за всеки цвят при определено състояние на околната светлина [8].

Резултатите от изследването показват, че черния цвят е с 47% по-висок рисков потенциал спрямо белия, следван от сивия - 25% и сребристия - 15% (табл. 2).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С настоящия труд авторите считат, че:

- въвеждането на автомобилната масова персонализация способствува за свободния избор на желания цвят на автомобила от потребителя;
- при избора на цвят на автомобила на практика потребителите са повлияни основно от естетичните фактори за сметка на по-високото ниво на антропогенния риск за безопасността, породен от пониженатa видимост и възприемчивост на цвета от водача;
- при избора на цвят на автомобила доминирането на естетичните фактори (оценъчна потребност от IV ниво) над антропогенните рискови фактори (потребност за безопасност от II ниво) е в противоречие с йерархичния мотивационен модел и доказва поведенческата концепция за „метамотивираните" хора на Ейбрахам Маслоу.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Дюлгеров, В.* Роботизирани модули и системи. С., Техника, 1985.

[2] *Кирилова, Е., П.Даскалов, Р.Цонев, Ц.Драганова* Подбор на комплекс от информативни цветови признаци за разпознаване на царевични семена, заразени с фузариоза (Fusarium Moniliforme), Русе, Науч.тр. на РУ– 2010, том 49, серия 3.1, pp.125-130.

[3] *Allen, M.I., Strickland J. & Adams A.J.* (1967) Visibility of red, green, amber and white signal lights in a highway scene. Am J Optom Arch Am Acad Optom, 44, pp.105-109.

[4] *Davis S.,* Future Perfect, Addison-Wesley Publishing, 1996, ISBN:020159045X, 9780201590456

[5] *Furness, S., J.Connor, E.Robinson, R.Norton, S.Ameratunga, R.Jackson* Car color and risk of car crash injury: population based case control study, BMJ 2003;327, pp.1455-1456, 2003

[6] Hills, B.L., (1980) Vision, visibility, and perception in driving. Perception,9, pp.183-216.

[7] *Ilieva,J., Z.Kazlacheva* Dresses' design on the base of an investigation of connections in the latest fashion trends. International symposium in knitting and apparel, Jasi,June 21-22, 2013, pp.166-172.

[8] *Newstead,S., A.D'Elia* An investigation into the relationship between vechicle color and crash risk. Monarch university Accident research centre, Australia, may 2007, pp1-15, ISBN 0-7326-2333-2.

[9] *Pilegard, M.M*. Out of Sight! Testing Car Color Visibility in Fog. California state science fair, Project № J2222, 2010.

[10] Piller F.T., M.M. Tseng, Handbook of Research in Mass Customization and Personalization, World Scientific Pub lishing Co. Pte. Ltd., 2010.

[11] *Scarano, S.* (1981) The sights and sounds of emergency vehicles. Emergency, 13, pp.38-41.

[12] Schwartz, E., March 23, 2001, "Auto industry geared for e-customization," InfoWorld: Lead With Knowledge, www.infoworld.com/articles/su/xml/01/03/26/010326suauto.xml

[13] *Sebok, Thomas & Marcel Danesi*, (1999) The Forms of Meaning: Modeling Systems Theory and Semiotic Analysis. Berlin: Mouton de Gruyter, pp.150-152.

[14] *Shuman,M*. Traditional Red Colors Safety, National Highway Traffic Safety Administration, April 1991;2: 22-24.

[15] *Swambidass P.M.*, Encyclopedia of production and manufacturing management. Kluwer Academic Puplisher, USA, 2000

[16] *Vos, J.J., V an Meeteren A* ., (1971) Visual processes involved in seeing flashes. International Symposium of Imperial College of London. The Perception and Application of Flashing Lights. London, Adam Hilger Ltd, pp.3-16.

[17] http://www.napsnet.com/pdf_archive/8/80862.pdf.

За контакти:

Факултет „Техника и технологии" – Ямбол при Тракийски университет – Стара Загора;
8600, гр. Ямбол; ул."Граф Игнатиев" 38; п.к.110;

- доц. д-р инж. Иван Ст.Лазаров, катедра "Енергетика";GSM:(+359 87)811-55-86, e-mail:isl51@abv.bg
- ас. инж. Златин Златев, катедра "Електротехника, електроника и автоматика";
  e-mail: zlatinzlatev@hacker.bg.

ТЕХНИКО-ИКОНОМИЧЕСКИ АСПЕКТИ НА РЕСУРСНОТО ОСИГУРЯВАНЕ НА АВТОМОБИЛНИ СИСТЕМИ

Николай Петров, Петър Казаков, Иван Лазаров

Technical and economic aspects of resources provision of automotive systems: *The report is an analysis of the value of the increase of the technical resources of automotive systems by using economic indicators.Resolving this important stage of the technical operation of the vehicles required as stated research and make important technical and economic solutions.*

Key words: *technical resources; automotive systems*

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Увеличаването на ***регламентирания срок на работа***, т.е. *техническия ресурс (ТР) на автомобилните системи* (АС) е свързано с оценка на определени икономически показатели. От една страна е стойността на печалбата от увеличаването на назначения от завода производител (фирмата за основните и текущи ремонти) технически ресурс T_0, а от друга страна- загубите на автомобилната фирма-потребител, която трябва да направи съответните експлоатационно-обслужващи дейности и да замени някои агрегати или функционални елементи.

Ето защо, потребителят трябва да предвиди (изчисли) икономическите загуби при изпълнението на възможността за увеличаване на планираните технико-времеви показатели на АС със стойността на ***времевото ресурсно увеличение*** (РУ) - $t_{РУ}$, над първоначално установената стойност на ресурса T_0, определен от производителя.

Тези икономически загуби са свързани с реализация на дейностите, необходими за осигуряване на работоспособността на автомобилите, на които са монтирани различни АС, за времето на $t_{РУ}$, без да се нарушава минимално допустимата стойност $P_{БР,\min}(\Delta t)$ на вероятността за безотказна работа (ВБР) за интервал от време Δt. Тази минимално допустимата стойност на ВБР $P_{БР,\min}(\Delta t)$ се определя по формула (1) [1,2]:

$$P_{БР,ДОП}(\Delta t) = K_{Г,\min} \cdot P^{*}_{БР}(\tau_{\Sigma}) \cdot P_{БР}(\tau) = \exp\left[-\omega_{ДОП} \cdot \tau_{\Sigma}\right], \quad (1)$$

където τ_{Σ} е сумарната работа на съответната автомобилна система за интервал от време Δt;

$\omega_{ДОП}$ - допустимата максимална стойност на интензивността на потока от откази $\omega(t)$ в процеса на техническата експлоатация;

$K_{Г,\min}$ - минималния коефициент на готовност на автомобилната система;

$P^{*}_{БР}(\tau_{\Sigma})$ - ВБР, определена от настъпването на катастрофални функционални откази;

$P_{БР}(\tau)$ - ВБР, определена от откази, довели до необходимост от изменение на плана за работа на автомобила, при средно време за един курс τ, h.

2. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ИКОНОМИЧЕСКИТЕ ЗАГУБИ, СВЪРЗАНИ С УВЕЛИЧАВАНЕ НА ТЕХНИЧЕСКИЯ РЕСУРС

2.1. Икономическа печалба по определяне на ресурсното увеличение

Икономическите загуби при увеличаване на техническия ресурс на АС са предизвикани от необходимостта от доставка на резервни части за възстановяване на работоспособността на АС при техническата експлоатация в новоустановения времеви интервал $t_{РУ}$.

Ако *икономическата печалба* (ИП) по определяне на ново ресурсно увеличение $t_{РУ}$ се означи с $ИП_{РУ}$, а загубите по изпълнението на изследванията за оценка на възможността за определяне на нов ТР (експлоатационни дейности и монтиране на нови резервни елементи и агрегати) се означат с $ИЗ_{НТР}$, то допустимата стойност $t_{РУ}$ на времевото ***ресурсно увеличение*** (РУ) ще се определя от следното условие [5, 6]:

$$ИП_{РУ} = (2 \div 3).ИЗ_{НТР}. \tag{2}$$

Приема се, че след изтичане на определения от производителя времеви технически ресурс T_0 на определени АС е взето решение за ресурсна модернизация на n броя автомобили, чрез извършване на научни изследвания и технически мероприятия.

В този случай *икономическата печалба* (ИП) по определянето на ресурсното увеличение $t_{РУ}$ ще се определя от израза:

$$ИП_{РУ} = C_0.n.K_{ВТ}, \tag{3}$$

където C_0 е стойността на един автомобил към момента на вземането на решение за увеличаване на ТР;

n - броят автомобили, на които ще се извършва ресурсна модернизация;

$K_{ВТ}$ - коефициентът на времева трансформация на назначения времеви технически ресурс T_0 от завода производител към $t_{РУ}$.

В израза (3) коефициентът на времева трансформация на назначения времеви технически ресурс T_0 от завода производител (авторемонтната фирма - за основните и текущи ремонти) към допустимата стойност $t_{РУ}$ на времевото ресурсно увеличение се определя от следното равенство:

$$K_{ВТ} = 2t_{РУ}/T_0. \tag{4}$$

Наред с това, при поставяне на нови технически системи на модернизирани автомобили, на които се увеличава техническия ресурс, се получават откази от новомонтираните изделия. За щастие интензивността на потока от откази на новите ТИ е значително по-малка, отколкото тази на старите автомобилни системи.

2.2. Икономически загуби, свързани с увеличаване на назначения технически ресурс

Икономическите загуби, свързани с увеличаване на назначения ТР се групират по следния начин:

- ***Първа група загуби C_2*** - свързани с извършване на работи по изследване на възможността за увеличение на назначения технически ресурс T_0 на определени АС, чрез ресурсна модернизация на n броя автомобили и назначаването на ресурсното увеличение $t_{PУ}$;
- ***Втора група загуби C_3*** - свързани с реализацията на всеки автомобил на дейности по увеличаване на ТР;
- ***Трета група загуби C_4*** - свързани с поставяне на резервни части за отстраняване на възникналите откази в процеса на техническата експлоатация за време на ресурсното увеличение $t_{PУ}$;

Общите икономически загуби, свързани с назначаването на ресурсното увеличение $t_{PУ}$ ще се определят по формулата:

$$ИЗ_{PУ} = C_2 + C_3 + C_4. \quad (5)$$

Стойността на икономическите загуби C_2 зависи от типа на автомобила, продължителността на научните изследвания, видовете технически изпитания и др.

При необходимост за отделни видове автомобили е възможно определянето на емпирични зависимости за оценка на стойноста на C_2 като функция от времевото ресурсно увеличение $t_{PУ}$.

Стойността на икономическите загуби C_3 включва разходи, предизвикани от множеството дейности за ресурсното увеличение. Стойността на C_3 се изменя от 0 (при приемане на решение за увеличаване на ТР без изпълнение на предвидените дейности върху всеки автомобил) до $C_3 = C_{KP}.n$, където C_{KP} е стойноста на основен ремонт на един автомобил; n е броят на автомобилите.

За разлика от C_2, загубите C_3 зависят от броят на автомобилите, намиращи се в техническа експлоатация.

Стойноста на икономическите загуби C_4 се определя по следната формула:

$$C_4 = n.C_m.K_A, \quad (6)$$

където n е броят на автомобилите;

C_m - средната цена при отстраняване на един отказ в автомобила от наблюдаваната група автомобили;

K_A - горната доверителна граница на необходимия брой резервни части.

Стойността на коефициента K_A се определя по израза [5, 6]:

$$K_{AP\overline{У}} = \varpi(\Delta t).t \quad + \sqrt{\frac{a.\varpi(\Delta t).t_{PУ}}{1-a}}, \quad (7)$$

където $t_{РУ}$ е увеличението на стойността на определения от производителя времеви технически ресурс T_0 на определени автомобили от наблюдаваните в интервала Δt;

а – приетата стойност на доверителната вероятност за нормално функциониране на АС (обикновено $a = 0,75 - 0,95$);

$\varpi(\Delta t)$ - средната стойност на интензивността на параметъра на потока от откази на АС за автомобилите в интервала на наблюдение Δt.

2.3. Стойност на интензивността на параметъра на потока от откази на АС

Стойността на интензивността на параметъра на потока от откази на АС в интервала на ресурсното увеличение $t_{РУ}$ не винаги е постоянна величина. Ако е известен вида на функцията на изменение на параметъра на потока от откази $\omega(t)$ в течение на интервала на времевото ресурсно увеличение $t_{РУ}$, то формула (7) ще се приеме вида:

$$K_A = \int_0^t \omega(t).dt + \sqrt{\frac{a.\int_0^t \omega(t)dt}{1-a}}. \qquad (8)$$

Възможно е вида на функцията $\omega(t)$ да се определи от резултатите, получени при изследванията в процеса на ТЕ на АС. За много типове АС функцията на изменение на параметъра на потокът от откази има вид на парабола и се описва от уравнението

$$\omega(\Delta t) = At^2 + Bt + C. \qquad (9)$$

където A, B, C са статистически коефициенти, чиято стойност се определя от [4].

За опростяване на изчисленията се допуска, че интензивността на потока от откази $\omega(\Delta t)$ за наблюдаван интервал от време Δt в периода на нормална техническа експлоатация - T_0 и в периода на допълнителното времево ресурсно увеличение $(T_0 + t_{РУ})$, е постоянен, т.е. $\omega(\Delta t) = \varpi(\Delta t) = const$. В този случай от уравнения (2) до (8) следва важното уравнение (приема се, че коефициентът пред $ИЗ_{НТР}$ е равен на числото 2):

$$C_0.n.\frac{2t_{РУ}}{T_0} = 2\left\{C_2 + C_3 + n.C_{mРУ}\left[\varpi(\Delta t).t + \sqrt{\frac{a.\varpi(\Delta t).t_{РУ}}{1-a}}\right]\right\}. \qquad (10)$$

Уравнение (10) се използва за извършване на отговорни изчисления на възможното времево ресурсно увеличение $t_{РУ}$ на съответните АС за група от n броя автомобили, при тяхна средна интензивност на потока откази $\varpi(\Delta t)$ за

наблюдаван интервал от време Δt и използване на модернизация със съответен брой резервни агрегати и функционални елементи.

В уравнение (10) се извършва полагането

$$A = \frac{C_0}{C_m.T_0} - \varpi\left(\Delta t\right);\ B = \frac{C_2 + C_3}{n.C_m};\ D = \frac{a.\varpi\left(\Delta t\right)}{1-a}. \qquad (11)$$

Извършва се преобразуване на уравнение (10) чрез съкращаване на коефициентите 2 отляво и отдясно и полагане на зависимости (11) в (10). След тези математически преобразувания, следва елементарното уравнение с неизвестен аргумент - времевото ресурсно увеличение $t_{PУ}$:

$$A.t_{PУ} - B = \sqrt{D.t_{PУ}}\ . \qquad (12)$$

След степенуване на лявата и дясна част в израза (12) на втора степен се получава квадратно уравнение, чието решаване води до конкретен резултат за възможното времево ресурсно увеличение $t_{PУ}$:

$$t_{PУ} = \frac{2A.B + D + \sqrt{4A.B.D + D^2}}{2A^2}. \qquad (13)$$

Чрез израза (13) може да се определи допустимата стойност на времевото ресурсно увеличение $t_{PУ}$, като се изходи от икономическите загуби за увеличаване на назначения от производителя ТР и от възможните дейности за модернизация с резервни агрегати, функционални елементи и профилактични дейности.

От израза (10) е възможно определянето и на допустимата стойност на икономическите загуби за изпълнение на научни изследвания по увеличаването на назначения технически ресурс, както и за реализацията на съответните дейности. Стойността на тези икономически загуби се получава чрез неравенството:

$$C_2 + C_3 \le C_0.n.\frac{t_{PУ}}{T_0} - n.C_{mPУ}\left[\varpi\left(\Delta t\right).t \quad + \sqrt{\frac{a.\varpi\left(\Delta t\right).t_{PУ}}{1-a}}\right]. \qquad (14)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Авторите приемат, че:

1. Изхождайки от икономическите загуби за увеличаване на назначения от производителя технически ресурс и от възможните дейности за модернизация с резервни агрегати, функционални елементи и профилактични дейности на автомобилите може да се определи допустимата стойност на времевото им ресурсно увеличение $t_{PУ}$.

2. Съществува възможност за определяне на допустимата стойност на икономическите загуби за изпълнение на научни изследвания по увеличаването на назначения технически ресурс на автомобилите.

ЛИТЕРАТУРА

[1] *Гиндев, Е.* Увод в теорията и практиката на надеждността. Основи на приложната надеждност. София, Изд. ,,Марин Дринов", 2000.

[2] *Петров, Н., Св. Асенов, Е. Петров.* Управление на техническата експлоатация на летателни апарати и авионни системи. Учебник за ВУЗ. Второ преработено и допълнено издание. ЕЦНОК-Бургас. Изд. ,,Диагал Принт", 2012.

[3] *Петров, Н.* Надеждностни изследвания на рискови технически системи. Второ издание. Монография. ЕЦНОК - Бургас, Изд. ,,Диагал Принт", 2009.

[4] *Петров, Н.* Оптимизация и управление на техническата експлоатация на авиационни системи. Дисертация, ВА ,,Г.С. Раковски", 2002.

[5] *Петров, Н.* Модели за управление на технико-икономически системи. Част 1, ТУ-София, 2008.

[6] *Петров, Н.* Теория на катастрофите и риска. Монография. Първо издание. ТУ-София, ЕЦНОК-Бургас, Изд. ,,Диагал Принт", 2012.

[7] *Petrov, N., Sv. Asenov, D. Ginchev, N. Zagorski, A. Chozhgova.* Assessment of the Rate of Increase of the Legally Defined Technical Resources to the Aviation System. IJMSEA, ISSN 0973-9424, vol. 7, № VI (November, 2013), pp. 151-156.

За контакти:

- Проф. д.т.н. инж. Николай Петров, Технически университет – София, ИПФ-Сливен; nikipetrov_1953@abv.bg
- Гл. ас. инж. Петър Казаков - Тракийски университет– Стара Загора, Факултет „Техника и технологии" – Ямбол; 8600,гр. Ямбол;ул."Граф Игнатиев"38; п.к.110; peter_yb@abv.bg
- доц. д-р инж. Иван Ст. Лазаров, Факултет „Техника и технологии" – Ямбол; GSM:(+359 87)811-55-86, e-mail: isl51@abv.bg

ЗАМЪРСЯВАНЕ НА ВЪЗДУХА С ЕМИСИИ ОТ ОТРАБОТЕНИ ГАЗОВЕ

Екатерина Вълчева, Димитър Кехайов

Abstract: *Air pollution is a introduction of non-indigenous to air chemical, mechanical or biological substances and change their average concentration. These substances cause harm to living organisms or environmental damage.*

The purpose of this paper is a description of the gas emissions of exhaust gases and their role in air pollution.

Keywords: *Air pollution, sources of pollution, exhaust*

ВЪВЕДЕНИЕ

В Европейския съюз действат нормативни изисквания за пределно допустимите граници на компонентите, съдържащи се в отработените газове. Целта е подобряване качеството на атмосферния въздух, особено в големите градове, където интензивният трафик оказва чувствително влияние.

Веществата, които се отделят и се смятат за вредни, подлежат на контрол. Основните от тях са: въглероден оксид, въглеводороди, азотни оксиди и твърди частици.

Особено сериозни са проблемите с автомобилното замърсяване в рамките на големите градове поради интензивния автомобилен трафик, съсредоточен в сравнително малка територия и ограничената атмосферна циркулация. Наблюденията показват, че над 80 % от общото замърсяване на въздуха в рамките на големите градове се дължи на автомобилния транспорт.

ИЗЛОЖЕНИЕ

1. Източници на замърсяване от автомобилния транспорт и вид на замърсителите.

Съществуват няколко основни източника на замърсяване на околната среда от автомобилния транспорт: конструкцията на автомобила, пътната настилка, производството, поддръжката и унищожаването на превозните средства, производството на горива, строителството на автомобилни пътища, съоръжения, обслужващи и спомагателни пунктове, различните източници на битови отпадъци (персонал, пътници и пр.), резервоарите и цистерните за съхранение на горивно-смазочни материали и др.

Основен източник на замърсяване е двигателят на автомобила. Това се дължи на факта, че автомобилите работят с течни горива (бензин, дизелово гориво и втечнен газ), изгарянето на които е свързано с отделянето на значителни количества вредни газове. Над 90 % от замърсителите се отделят от изпускателната система, около 6 % от мазилната система и картера, а под 4 % от горивната система [2].

Най-голям проблем представляват отработените газове, отделяни от двигателя. Те се класифицират в три основни групи: органични съединения; неорганични съединения; дисперсни частици и аерозоли.

Към *органичните съединения*, отделяни от автомобилния двигател, се отнасят множество вредни вещества: въглеводороди; частично окислени въглеводороди; сяра- и азотосъдържащи вещества.

Към групата на *неорганичните съединения* се отнасят много на брой замърсители, но с най-голяма концентрация и вредно въздействие са въглеродните, азотните и серните оксиди.

Автомобилният двигател отделя и голям *брой дисперсни частици и аерозоли*, малки частици от различни вещества, разпръснати във въздушната среда с

отработените газове. Най-голямо значение за замърсяването на въздуха имат саждите, оловните оксиди, аерозолите на сярната киселина и неизгорялото гориво.

Саждите са гориво, което се е разпаднало на малки частици преди възпламеняването му в горивната камера. Въпреки, че те също горят, поради по-малката им скорост на горене не изгарят докрай и се изхвърлят с изгорелите газове [3, 8].

Оловните оксиди се получават в резултат на взаимодействието на съдържащото се в горивото олово и кислорода в процеса на горене. Поради тази причина все по-голямо приложение намират горивата, които несъдържат олово.

За количеството на общите емисии въглероден диоксид, въглероден оксид, азотни оксиди и двуазотния оксид най-голямо значение има експлоатационната дейност в автомобилния транспорт. Това се дължи на факта, че тези вещества се получават най-вече в процеса на изгаряне на горивото в двигателя. Големите количества емисии на серен диоксид се дължат на автомобилната индустрия. Подобно е положението и с дисперсните частици, но при тях разликите не са така големи, а освен това дизеловият двигател е по-голям източник на дисперсни частици от бензиновия. При въглеводородните емисии с най-голям дял е производството на горива.

2. Фактори, влияещи върху количеството и характера на емисиите от отработени газове.

Основният фактор, от който зависи характерът и количеството на замърсителите, е видът на използваното гориво. С най-голямо приложение от всички горива са бензинът и дизеловото гориво.

Емисиите на въглероден оксид при бензиновите двигатели са близо 10 пъти по-големи от тези при дизеловите двигатели. Това се дължи на факта, че в дизеловия двигател изгарят т.нар. „бедни смеси", съдържащи по-големи количества кислород (в съотношение кислород:въглерод по-голямо от 15,1:1), докато в бензиновите двигатели се изгарят т.нар. „богати смеси", съдържащи повече въглерод. Бензиновият двигател отделя повече въглеводороди и олово, докато дизеловият отделя повече азотни оксиди, сажди и серни съединения. Като цяло дизеловите двигатели отделят по-малки количества вредни вещества от бензиновите.

Вредни вещества при дизеловия и бензиновия двигатели в изгорялото гориво, kg/t.

двигател	CO	CH	NO_x	SO_x	Сажди	Pb	Общо
Бензинов	267	33,20	26,60	1,34	1,34	0,27	329,75
Дизелов	28,40	9,10	40,80	34	3,40	-	115,70

Източник: Димитров, Ан. и колектив, Екологични характеристики на ДВГ и автомобилите, В., 2006, с. 11

Фактор със съществено значение за екологичността е и предназначението на автомобила. Един автобус отделя по-големи количества вредни вещества от един лек автомобил, един голям камион е по-токсичен от един лекотоварен автомобил и т.н. Това обаче не може да е критерий за сравнение, защото с един автобус могат да се превозят средно 10-12 пъти повече пътници, отколкото с един лек автомобил, а с един голям камион 7-10 пъти повече товари, отколкото с един лекотоварен автомобил. Друго обстоятелство, което допринася за екологичните им предимства, е преимущественото използване на дизелово гориво [6] .

Освен изброените до този момент фактори върху екологичните характеристики на автомобилния транспорт влияят и множество други фактори, като: организацията по използване на автомобилите [5], пътните условия, климатичните особености, квалификацията на водачите, качеството на горивата и др.

Фактор с голямо значение за вредните емисии е организацията по използването на автомобила и неговото техническо състояние. Когато един автомобил се

използва нерационално, това води до излишен разход на гориво [5], а оттук и до излишни емисии на замърсители.

Възрастта на автомобилния парк в даден район или страна също определя степента на замърсяване. Един стар автомобил замърсява повече околната среда, отколкото един нов, а и новите са конструирани с по-добри екологични параметри.

С голямо значение са и пътните, и климатичните условия. Асфалтово-бетонните настилки предлагат много по-добро сцепление с гумите [4] и намаляват съпротивлението при движение в сравнение с пътищата с каменна, баластрена или друг вид настилка. Състоянието на настилката също е важно (наличие на дупки, деформации и пр.). Метеорологичните условия могат да влошат положението, особено при силен валеж, снегонавявания и поледици.

3. Въздействие на вредните вещества, отделяни от отработените газове, върху околната среда.

3.1. Въглероден диоксид - представлява газ с различно по характер вредно въздействие. Той е причина за над 50 % от наблюдаваното глобално затопляне на климата. Автомобилният транспорт създава около 20 % от общите емисии на CO_2 в света. При високи концентрации CO_2 има наркотично въздействие върху човека и животните, а престоявайки продължително време във въздуха (няколко години), намалява съдържанието на кислород.

3.2. Въглероден оксид – газ без мирис и цвят, който е силно токсичен за човека. Прониква в организма при вдишване и след това, попадайки в кръвта, се смесва с хемоглобина, като така се образува карбоксихемоглобин. Намалява се възможността за пренасяне на кислород до човешките клетки. Първоначално се получават сърдечни смущения, виене на свят, а не след дълго и загуба на съзнание. При концентрации над 0,5 % във въздуха (или 6,25 мг/л) CO предизвиква смърт до 20 – 30 мин., а при концентрации над 1,6 % (или 12,5 мг/л) смърт до 1–2 мин.[2].

3.3. Азотни оксиди. Автомобилните двигатели отделят предимно азотен оксид и азотен диоксид. Азотните оксиди водят до разрушаване на озоновия слой. Те са токсични за живите организми. Азотният диоксид нанася необратими изменения на сърдечно-съдовата система, засяга белите дробове и очите. При много по-малки концентрации е многократно по-опасен за живите организми от въглеродния оксид. Емисиите на NO_2 от автомобилния транспорт са много малки – 0,0611 гр/км при бензиновите и 0,005 гр/км при дизеловите автомобили. Той има 250 пъти по-силно въздействие върху глобалното затопляне от въглеродния диоксид [7].

3.4. Въглеводороди. Автомобилният транспорт емитира в околната среда над 200 въглеводорода в различни количества и с различна опасност. Най-опасен е бензапиренът ($C_{20}H_{12}$). Той попада в дихателните пътища, натрупва се и причинява появата на злокачествени образувания.

3.5. Серни оксиди. Отделят се предимно при производството на горива, от дизеловите автомобили и по-малко от бензиновите. Най-големи са емисиите на серен диоксид. Причинява главоболие, дразнене на очите, носа, гърлото и предизвиква смущения в обмяната на веществата. Серните съединения оказват негативно въздействие върху почвите, флората и фауната. Те бързо се превръщат в сярна киселина и са основната причина за киселинните дъждове, които променят химичния състав на почвата, благоприятствайки натрупването на тежки метали. Нарушава се обмяната на веществата между почвата и растенията.

3.6. Аерозоли. Автомобилният транспорт е причина за не повече от 6 – 8 % от аерозолите, намиращи се във въздуха. Те са с различна големина, като най-голяма опасност за човека представляват по-малките частици – с радиус под 20 микрометра. Имат способността да абсорбират канцерогенни вещества по повърхността си, задържат се повече време във въздуха и попадат лесно в човешкия организъм.

3.7. Сажди. Оказват неблагоприятно въздействие най-вече върху дихателната система на човека [3, 8]. Също абсорбират канцерогенни вещества. По-голяма опасност представляват фините саждени частици с големина 0,5 – 2 микрометра. З

3.8. Тежки метали. Олово, мед, цинк, кадмий, никел, кобалт, манган и др. Те попадат в растителността и почвите около пътищата, а оттам в животните и човека. Някои елементи, като мед и цинк, са необходими на растенията за осъществяване на хранителните им функции. Натрупването им в големи количества обаче затруднява обмяната на веществата и следователно има токсичен ефект. По същия начин действа оловото, но то се усвоява по-трудно от растенията.

Освен разгледаните вещества неблагоприятно въздействие върху околната среда, човека, растенията и животните имат още: автомобилният прах от настилката на пътя; хлорът и неговите съединения, отделяни при производството на автомобилни части [4, 5]; веществата, използвани при снегопочистването и предотвратяване на заледяванията по настилката, както и множеството други вещества, съпътстващи строителните, производствените и експлоатационните процеси, свързани с автомобилния транспорт.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Транспортът като цяло, и най-вече пътният, влияе отрицателно върху околната среда, като замърсява и увреждa качеството на атмосферния въздух в населените зони, променя глобалния климат, създава шум и отпадъци, унищожава земеделска земя и естествени местообитания на диви животни и птици, при изграждането на инфраструктура. Замърсяването на атмосферния въздух, в така наречените горещи точки на страната, се задълбочава, поради непрекъснато нарастващия автомобилен трафик.

При изгарянето на горивата се получават различни газове, повечето от които са вредни. В газовите емисии от двигателите с вътрешно горене се съдържат малки количества феноли, алдехиди и други, вредни за здравето вещества. От антропогенно отделяните въглеводороди около 50% се дължат на транспорта.

За намаляване на замърсяването на въздуха с отработени газове може да се приложат следните мерки:

постигане на по-бързи темпове на подновяване на националния автопарк с автомобили, отговарящи на европейските екологични норми, в сравнение с темповете на неговото нарастване;

поощряване използването на железопътен транспорт;

разширяване на електрификацията на железниците;

поощряване използването на обществен транспорт в градовете и градските агломерации, за сметка на използването на лични моторни превозни средства;

ЛИТЕРАТУРА

[1] Брешков, Ив., Актуални проблеми на транспорта при присъединяването на България към Европейския съюз, С.,2004.

[2] Димитров, Ан. и колектив, Екологични характеристики на ДВГ и автомобилите, В., 2006.

[3] Комитов Г.**,** Станев Л. Изследване влиянието на режима на работа и разположението на разпръсквачите върху качеството на разпръскване на дюзите.НТК за млади научни работници и студенти 2005, Сб. Доклади, ISBN 954-9449-01-7, Пловдив, 2005, с. 193…198.

[4] Комитов Г., Възможности за намаляне разхода на гуми при експлоатацията на междуградски автобуси. НТК с международно участие “Смолян – 2010”, Сб. Доклади, Смолян, 2010.

[5] Комитов Г., Д. Иринчев, Сравнение на разходите за експлоатационни материали на автобуси. НТК с международно участие “Смолян – 2010”, Сб. Доклади, Смолян, 2010.

[6] Минков Т., Влияние на автомобилния транспорт върху околната среда, Икономически алтернативи, брой 4, 2009.

[7] Соренсон, С., К. Бързев, Вредни емисии от автомобилния транспорт, В., 1996.

[8] Станев Л., Иринчев Д., Комитов Г. Влияние на замърсеността на въздушния филтър върху мощността и димността на дизелов двигател Д 3900 К. НТК с международно участие, “МОТАUTO”, Сб. доклади, Русе, 2002, с. 62-63.

За контакти:
доц. д-р инж. Димитър Кехайов, Аграрен Университет, гр. Пловдив, ул. „Менделеев“ №12, тел.032/654419, email:dkehajov@mail.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА ГОРИВОСПЕСТЯВАЩО УСТРОЙСТВО „SHARK“ ВЪРХУ ИЗМЕНЕНИЕТО НА ШУМА НА БЕНЗИНОВ АВТОМОБИЛ

Георги Комитов, Димитър Кехайов

Abstract: *Technical exploitation on m odern t ransport mas hines r equired t he properly technical condition of their engines, agregats and units. From this properly technical condition of engines depends the fuel consumption of the mashine. Using of different means for reduction of fuel consuption may be lead to same reduction of this fuel consumption, but consequences for engine units not known.*

In this paper are explore influence on one of this fuelsaver to change of diagnostic parameter noise.

Keyword:*fuelsaver, diagnostic parameter, noise*

ВЪВЕДЕНИЕ

При съвременното равнище на развитие на автомобилния транспорт на проблема за борба с шума се придава изключително голямо значение. Автомобилът е един от главните източници на шум в градовете. Нарастването на автомобилния парк, увеличаването на интензивността на движение, довежда до значително увеличаване на нивото на шума в големите градове [4].

Уличният шум в градовете с ускорена автомобилизация за 10 години е нарастнал с около 4-5 пъти [4]. Шумът повишава нервната чувствителност, предизвиква нарушения в кръвообръщението, разширение на кръвоносните съдове, сърдечна недостатъчност. Намалява се производителността на труда, причинява се появата и развитието на нервни, съдови и други заболявания, влияе върху продължителността на живота [4].

Проблемът за шума и автомобила обикновенно има две страни: шум в автомобила, където е мястото на водача и местата на пътниците и шум от автомобила - т.н. външен шум, от който страдат всички. Когато източника на шум е линеен, намаляването на нивото на шума е 3 dB с отдалечаване от източника на разтояние два пъти [2, 4].

Борбата с автотранспортния шум следва да се насочи към намаляване на пиковите нива на шума, без да се намалява нивото на фоновия шум с различни похвати [1,2,4].

Алтернативен похват за борба с пиковите нива на шума е прилагането на енергоспестяващото устройство „Shark“. Чрез влияние върху електрическата система на автомобила се цели изрязването на пиковите нива на шума, издаван от различните електрически системи на съвременния автомобил, при различни преходни и работни режими.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Цел на изследването: Целта на настоящето изследване е да се определи влиянието на горивоспестяващото устройство „Shark“ върху изменението на шума от двигател с вътрешно горене.

Обект на изследване: Обект на изследване е бензинов автомобил, марка „Hyundai“, модел „Matrix“ с работен обем 1600 cm^3 и мощност 76 kW. Автомобилът е произведен през 2005 г. и има пробег от около 180000 km.

Методика на изследването: Мястото на провеждане на експеримента е района на гр. Пловдив. Изследването е проведено на открит, твърд терен без възможност за отражение на звуковата вълна. За намаляване на страничните шумове, изпитването е проведено на затревена площ. Свободното движение на звуковата вълна е осигурено като отстоянието от всяка страна на обекта до налични сгради и

препятствия е над 100 m [1]. Изпитването е проведено при следните климатични условия: температура на въздуха 20^0C; атмосферно налягане 1001 mbar; влажност на въздуха 64%; скорост на вятъра 2 km/h.

Поставени са маркери на разстояние от всяка страна на автомобила (ляво, дясно, отпред и отзад) от 1, 2 и 3 m. На тези маркери се нивото на звуковото налягане Lp в [dB] при всеки опит [1, 2, 3]. Разстоянието, на което е разположен измервателния уред над повърхността на земята, е 0,85 m.

За отчитане на резултати от проведените измервания се използва шумомер „EM 2242“ с обхват 30-130 dB. За намаляне на грешката при измерването при провеждане на експеримента се използва шумозаглушител и се отчита шумовия фон преди започване на всеки експеримент. За коректност на резултатите двигателя на автомобила е загрят до работна температура от 85^0C [2, 3].

Измерването на нивото на шума се извършва при честоти на въртене на коляновия вал 1000-4000 min^{-1} през интервал от 1000 min^{-1} [1, 2, 3]. Самото измерване протича на два етапа – първия етап е без устройството “Shark“ и втория етап е с устройството „Shark“. Опитите се извършва по стандартна методика за трифакторен експеримент.

Нивото на шума, създаван от автомобила, се определя като от общото ниво на звуковото налягане се извади шумовия фон на околната среда.

Получените резултати се обработват с програмния продукт „Statistica“, анализират се и се интерпретират графически.

Анализ на резултатите от експеримента: След направения регресионен анализ получените резултати са представени в таблици 1 и 2.

Табл. 1. Регресионен анализ за ниво на шума без устройство „Shark“

Regression Summary for Dependent Variable: Var10 (noise matrix-bez shark) R= 0,97246903 R2= 0,94569602 Adjusted R2= 0,94064449 F(4,43)=187,21 p<0,00001						
	Beta	**Std.Err.**	**B**	**Std.Err.**	**t(43)**	**p-level**
Intercept			23,77351	1,546806	15,36942	0,000000
X_1	0,89872	0,035537	0,00568	0,000224	25,28953	0,000000
X_3	-1,23829	0,201812	-0,08689	0,014162	-6,13587	0,000000
X_{22}	-0,12044	0,035537	-0,25772	0,076042	-3,38915	0,001511
X_{33}	0,94334	0,201812	0,00014	0,000031	4,67437	0,000029

Табл. 2. Регресионен анализ за ниво на шума с устройство „Shark“

Regression Summary for Dependent Variable: Var11 (noise matrix-sas shark) R= 0,97018384 R2= 0,94125668 Adjusted R2= 0,93579218 F(4,43)=172,25 p<0,00001						
	Beta	**Std.Err.**	**B**	**Std.Err.**	**t(43)**	**p-level**
Intercept			22,76190	1,619486	14,05502	0,000000
X_1	0,88426	0,036961	0,00562	0,000235	23,92405	0,000000
X_3	-1,79670	0,209899	-0,12692	0,014827	-8,55985	0,000000
X_{22}	-0,15538	0,036961	-0,33469	0,079615	-4,20392	0,000130
X_{33}	1,58127	0,209899	0,00024	0,000032	7,53350	0,000000

Моделите са от вида:

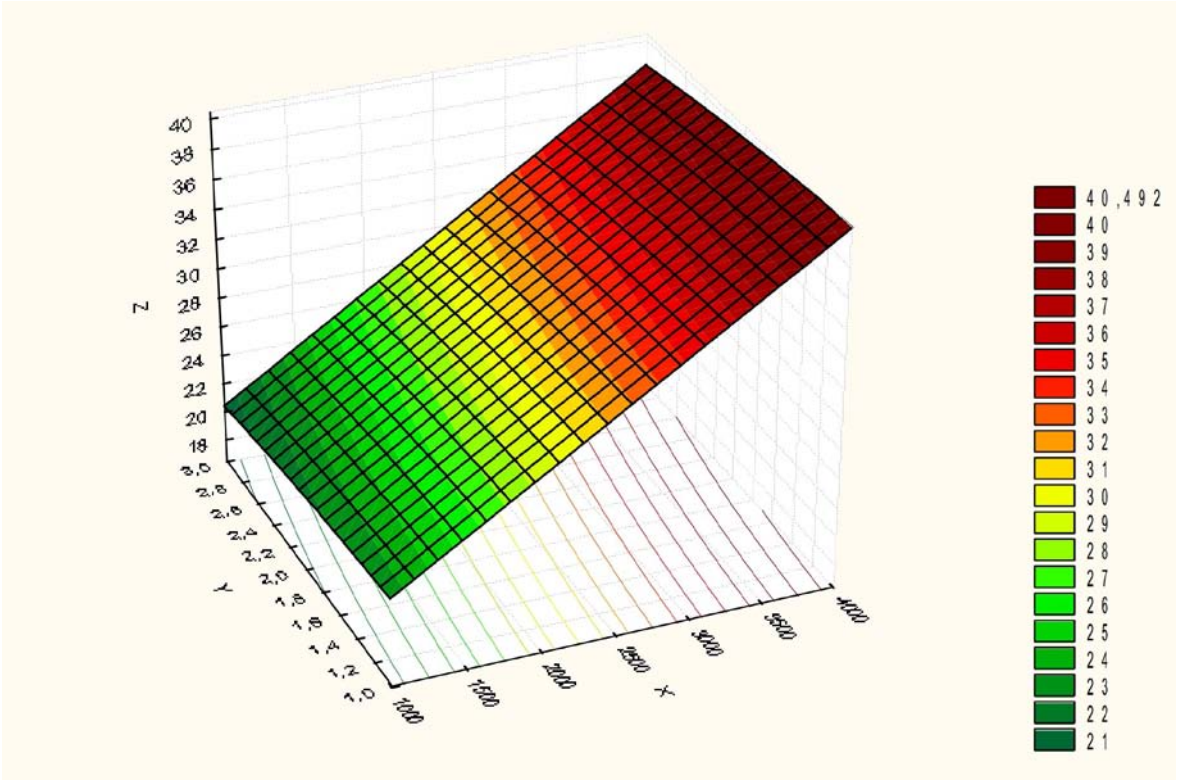
- За разпространение на шума без устройството „Shark“

$$Y_1=23,77+0,006*X_1-0,087*X_3-0,258*X_{22}+0,0001*X_{33} \quad (1)$$

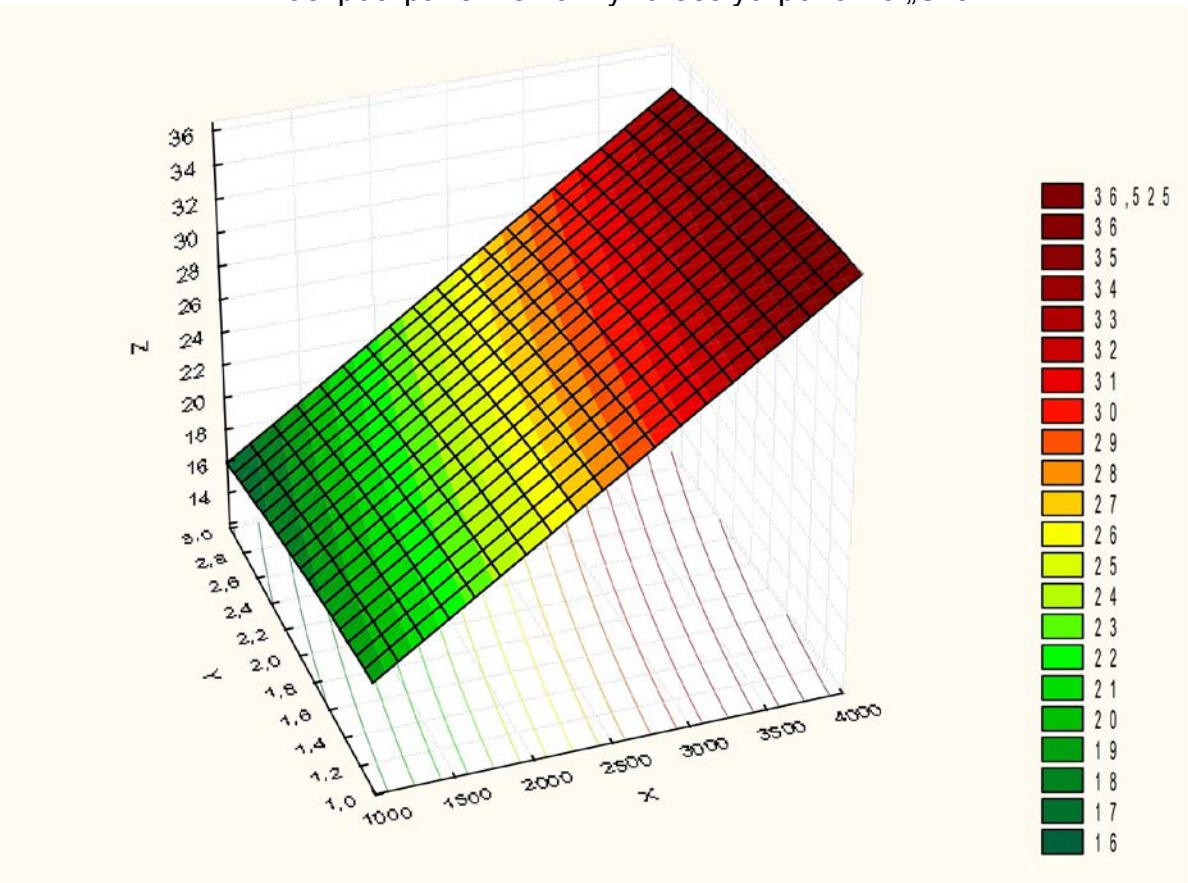
- За разпространение на шума с устройство „Shark“

$$Y_2=22,762+0,006*X_1-0,127*X_3-0,335*X_{22}+0,0002*X_{33} \quad (2)$$

Графичната им интерпретация, при стойност на фактор $X_3=90^0$ (пред автомобила), е представена на следващите фиг. 1 и 2.



Фиг1. Разпространение на шума без устройство „Shark“



Фиг. 2. Разпространение на шума с устройство „Shark“

Анализирайки получените резултатите (табл.1, 2 и фиг.1, 2) се забелязва, че нивото на звуковото налягане с прилагане и без прилагане на устройството „Shark“

се увеличава с увеличаване на честотата на въртане на двигателя, като изменението е в рамките на 16-20 dB.

Най-голямата измерена стойност на нивото на звуковото налягане на шума от автомобила се наблюдава при 4000 min^{-1} при измерване на разстояние от 1 m без устройството „Shark“.

Най-ниската измерена стойност на нивото на звуковото налягане на шума от автомобила се наблюдава при 1000 min^{-1} при измерване на разстояние от 3 m с устройство „Shark“.

Увеличавайки разтоянието от източника на шума нивото на звуковото налягане намалява, като най-съществено изменение се наблюдава при измерване отпред на автомобила. Стойностите на нивото на звуковото налягане при измерване (с и без „Shark“) пред автомобила са най-големи, понеже източника на шума (двигателя) се намира в предната част на автомобила.

Стойностите на изменението на звуковото налягане отляво и отдясно на автомобила се различават, като тези стойности са по-големи отдясно, понеже в дясната част на автомобила е разположена изпускателната система на автомобила.

Изменението на звуковото налягане е най-малко при измерване (с и без „Shark“) отзад на автомобила. Това се дължи на факта, че при спрял автомобил в тази част източниците на шум са минимални, а изпускателната ситема е шумозаглушена.

Забелязва се известно намаляване на нивото на звуковото налягане в границите 4-7 dB при прилагане на устройството „Shark“ в целия диапазон на изпитване.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Въз основа на направеният анализ могат да се формулират следните изводи:

1. Използването на горивоспестяващото устройство „Shark“ води до намаляване на нивото на звуковото налягане от автомобила с 4-7 dB.
2. Най-големи стойности на шума се наблюдават при измерване отпред, където е монтиран двигателя на автомобила.
3. Увеличавайки честотата на въртене на двигателя на автомобила се увеличава и нивото на звуковото налягане.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Kehayov D., Trifonov A. Noise effect of tractor Steyer 942 upon the subsidiary agricultural workers. Journal of environmental protection and ecolgy, 2003/4, p.831-835.

[2] Комитов Г., Станев Л., Станева Г. Възможности за използване на шума в двигателите като диагностичен параметър на техническото му състояние. Научни трудове на ТУ – София, Филиал Пловдив, т. 10/2, 2003, с. 61…67.

[3] Станев Л., Комитов Г. Характерни и специфични особености на методика за диагностика на двигатели по изменение на шума. НТК с международно участие, Сливен, 2003, Сп. “Механика на машините”, кн. 48, Варна, 2003, с. 109…112.

[4] Сестримски Д. Автомобилът и околната среда. Техника, София, 1977.

За контакти:

гл. ас. д-р инж. Георги Комитов, Аграрен Университет, гр. Пловдив, ул. „Менделеев“ №12, тел.032/654415, email:gkomitov@abv.bg

доц. д-р инж. Димитър Кехайов, Аграрен Университет, гр. Пловдив, ул. „Менделеев“ №12, тел.032/654419, email:dkehajov@mail.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА НЯКОИ ФАКТОРИ ВЪРХУ КОНТАКТНАТА ПЛОЩ НА ПНЕВМАТИЧНА ГУМА С ПЪТЯ

Красимир Георгиев, Росен Иванов, Иван Евтимов

The influence of some factors on contact area between the pneumatic tire and road: *The article presents the experimental results for 11.00R20 tire obtained in the laboratory using a mobile tires test equipment. The results show that the normal load, the pressure in the tire and the lateral inclination influence significant on the contact area of the tire and the road surface.*

Key words: *Tire, Contact Spot, Normal Load, Inflation Pressure, Lateral Inclination*

ВЪВЕДЕНИЕ

Доброто сцеплението на гумите с пътната настилка осигурява добра управляемост, устойчивост и безопасно управление на автомобила. Контактната площ е зоната, в която пневматичната гума си взаимодейства с пътя. Редица автори са изследвали как влияе зоната на контакт на гумата с опорната повърхност в зависимост от различни фактори [2,3,4,5,6,9,10,11,12,13,14,15]. Същевременно е установено за пневматични гуми за леки автомобили, че намаляването на сцеплението с увеличаване на натоварването се дължи на преплъзването на някои елементи от протектора в рамките на контактното петно [2,4,6]. Не са известни такива изследвания за пневматични гуми за товарни автомобили.

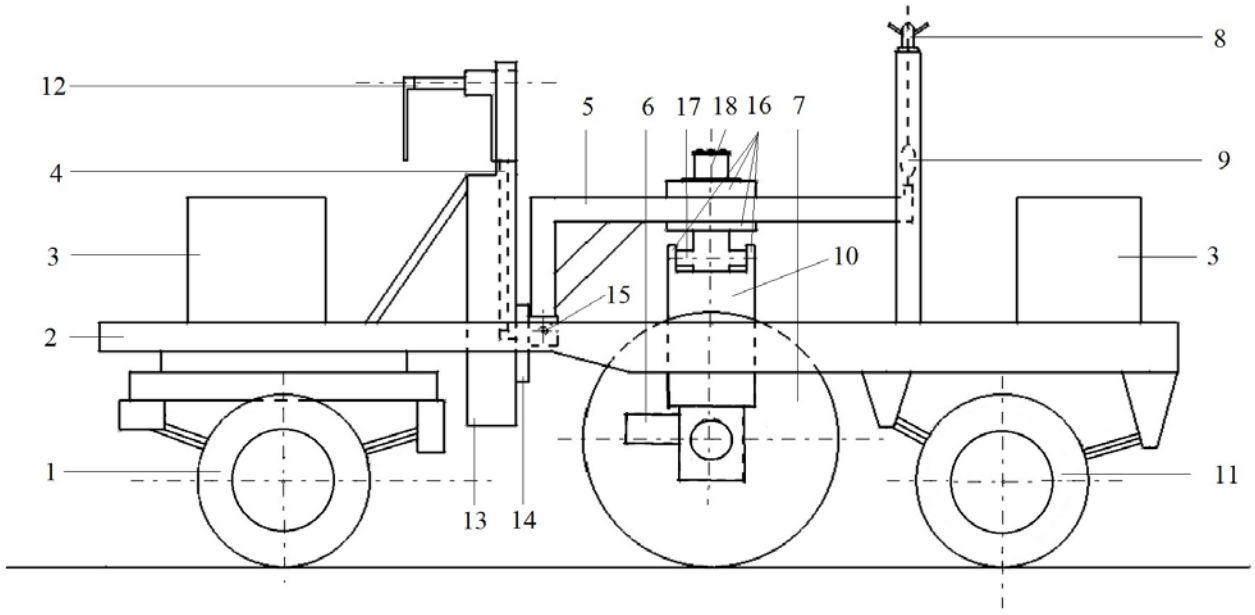
Целта на това изследване е да се определи влиянието на нормалното натоварване, налягането на въздуха и страничния наклон на колелото върху контактната площ на пневматична гума за товарен автомобил.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Експериментът за определяне на контактната площ на гумата с пътя е проведен с гума DNEPROSHINA 11.00R20 със заводски номер 4506Д100980, която е с износване на протектора около 50%. Максималното допустимо статично натоварване при единичен монтаж е 32,85 kN, а при двоен 29,42 kN, скоростния индекс е 110 km/h и максималното налягане на въздуха в гумата 0,82 MPa.

За опитното изследване е използвана съществуващата в катедра ДТТ на РУ “А. Кънчев” универсална мобилна уредба за изпитване на пневматични гуми с възможност за безстепенно изменение на вертикалното натоварване, страничния наклон и ъгъла на напречно увличане на колела с пневматични гуми на колесни машини показана на фиг. 1 [1,16].

Контактната площ е определена въз основа на снет отпечатък от контактното петно, за различните стойности на нормалното натоварване G_k, налягането на въздуха в гумите $p_в$ и страничния наклон α_o. Опитите са извършени като уредбата се разполага на място, което е равно и без наклони след което се изравнява налягането на четирите гуми на уредбата. За снемане на добър отпечатък на контактното петно на гумата с пътя е необходима гладка повърхност без вдлъбнатини и изпъкнали части, за да не се къса листа, върху който се снема отпечатъка. За тази цел е използван стоманен лист с размери 1000/400/10, който предварително е почистен идеално от чужди тела. След подготовката на уредбата и повърхността, върху която ще се снема отпечатъкът, се повдига гумата 7 чрез винтовото устройство 8 (фиг.1) така, че под гумата да може да се постави стоманеният лист и да остане разстояние за да се поставят листите хартия за отпечатъка от гумите. При повдигната гума от земята се задава страничния наклон α_o и налягането на въздуха в гумата $p_в$.

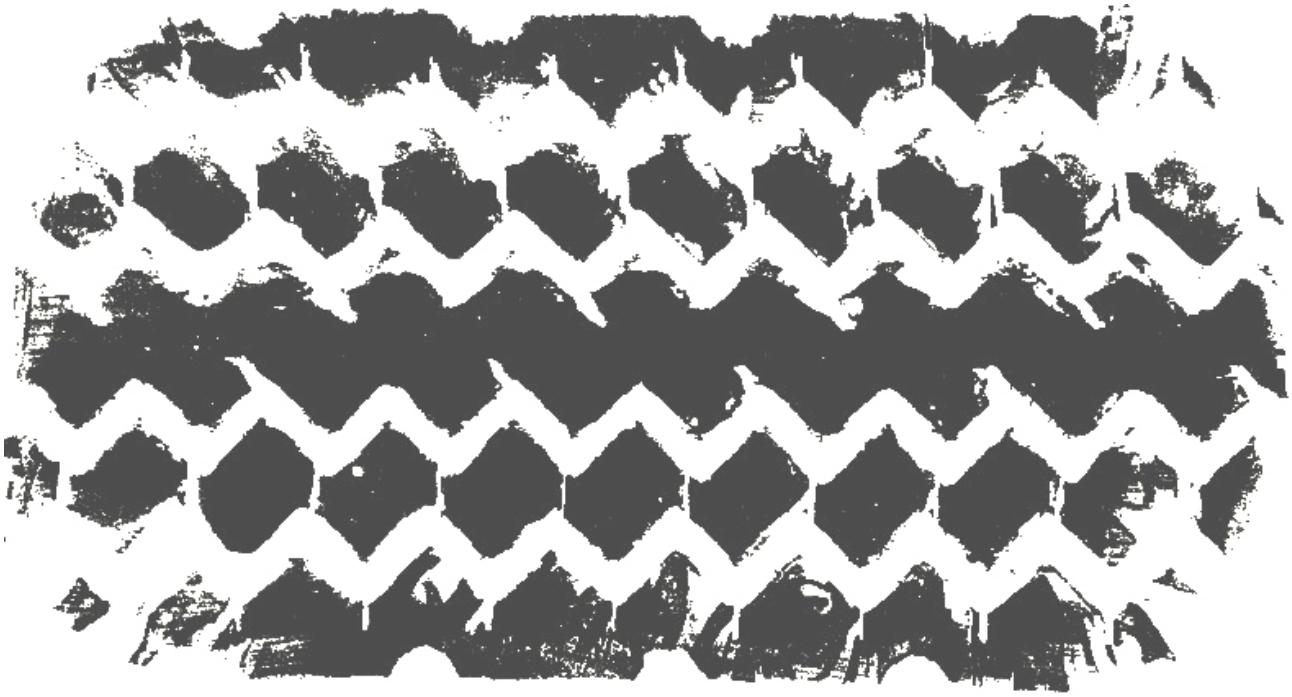


Фиг. 1. Схема на мобилната уредба:
1, 11 – предни и задни колела на уредбата; 2 - рама на уредбата; 3 - допълнителни тежести; 4 - механичен крик ; 5 – натоварваща рамка; 6 - тензометрични възли; 7 - колело с изпитвана гума; 8 - винтово устройство за натоварване на изпитваното колело; 9 - динамометър; 10 - вилката на изпитваното колело; 12 – ръкохватка на крика; 13 - вертикални носещи колони; 14 - стоманена опорна плоча; 15 - шарнири на натоварващата рамка; 16 - лагери; 17 - ос за странично накланяне на колелото; 18 - ос за завъртане на вилката с колелото (за задаване на увличане)

Гумата се завърта спрямо оста си, и протекторът на гумата в зоната на и около контактното петно се намазва с темперна боя. Тя се завърта обратно и се спуска, в обратната последователност, към опорната повърхност, върху която е поставен бял лист хартия и се натоварва с нужната вертикална сила. След разтоварването и повдигането на колелото, листът хартия с отпечатъка се оставя да изсъхне и размерите на контактното петно се измерват непосредствено. Нормалното натоварване G_k при опитите е отчитано по динамометъра 9 (номинален товар 1kN) с точност 0.01kN, като са взети предвид и теглото на оста на главината, главината, лоста на вилката, вилката, тензометричния възел, джантата и гумата. Налягането на въздуха в гумата $p_в$ е отчитано с предварително тариран манометър с точност 0,005 MPa. Страничният наклон α_o на колелото се задава при повдигнато положение на колелото чрез накланяне на цялата вилка с помощта на винтовите опори, като се удължава едната и се скъсява другата. За генериране на нормалното натоварване G_k =0÷12kN винтовото устройство е над натоварващата рамка (фиг.1), за по големи натоварвания над 12kN винтовото устройство за натоварване се обръща надолу на 180˚ от показаното на (фиг.1).

На фиг.2..6 са показани няколко отпечатъка на изпитваната гума при различни нива на факторите G_k, $p_в$ и α_o.

Получените резултати за изменението на контактната площ са приведени във вид на диаграми на фиг.7…9.



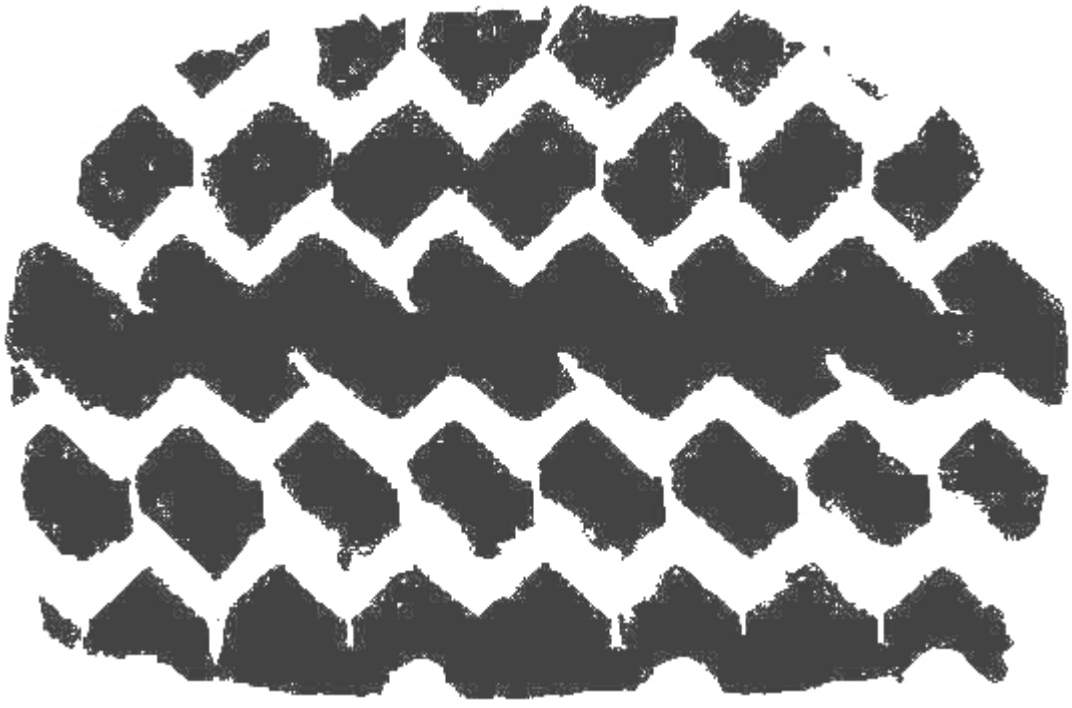
Фиг. 2. Отпечатък от контактното петно на гумата с опорната повърхност при $p_в$=0,2 *MPa*, G_k =19,53 *kN* и α_o=0°



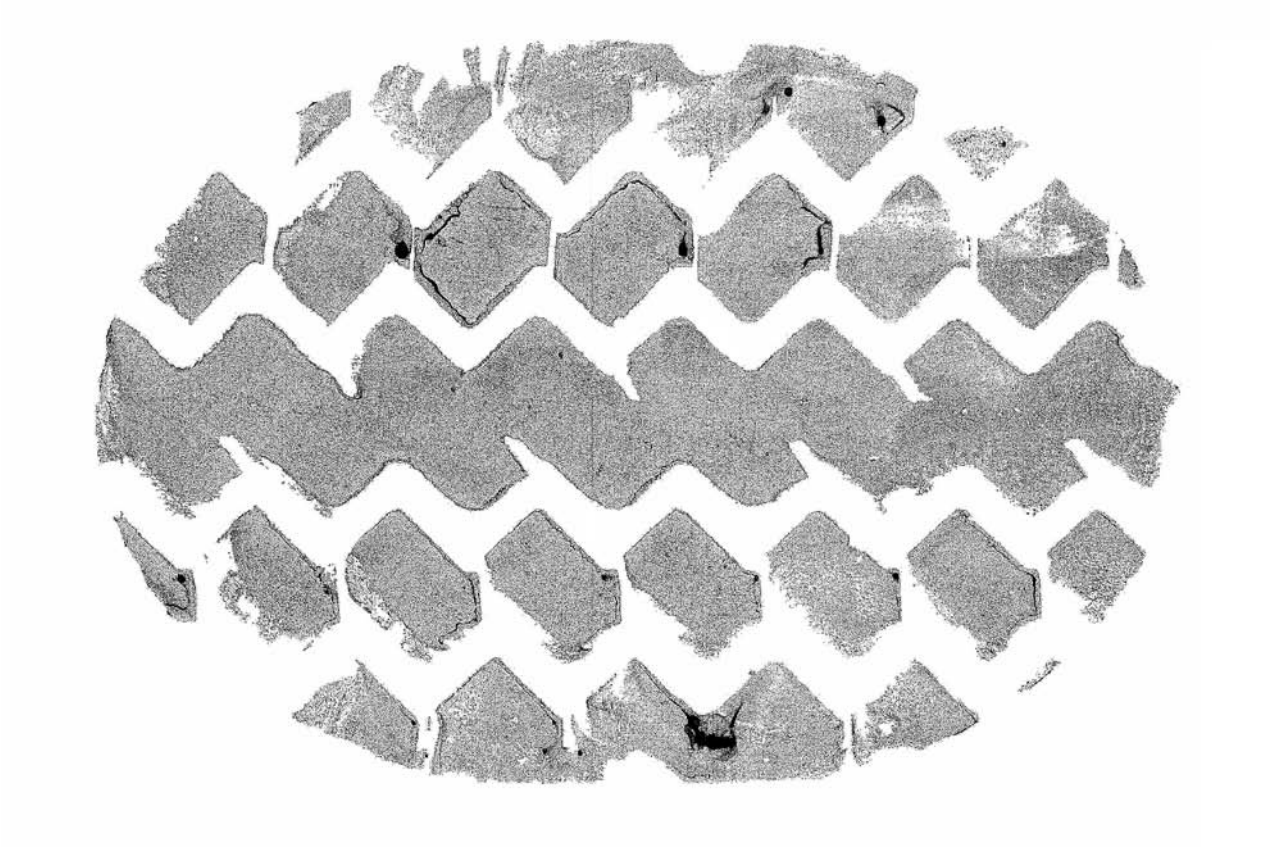
Фиг. 3. Отпечатък от контактното петно на гумата с опорната повърхност при $p_в$=0,6 *MPa*, G_k =5,88 *kN* и α_o=0°



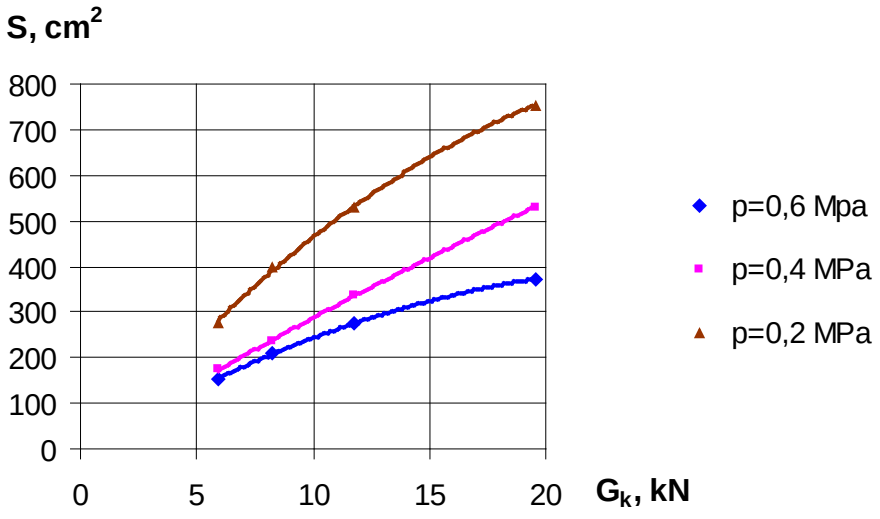
Фиг. 4. Отпечатък от контактното петно на гумата с опорната повърхност при $p_в$=0,6 *MPa*, G_k =19,53 *kN* и α_o=2°



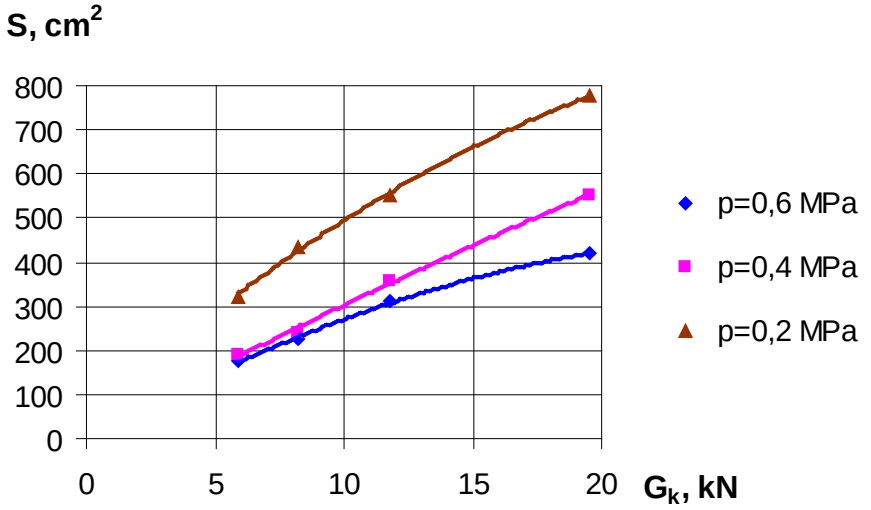
Фиг. 5. Отпечатък от контактното петно на гумата с опорната повърхност при $p_в$=0,4 *MPa*, G_k =19,53 *kN* и α_o=2°



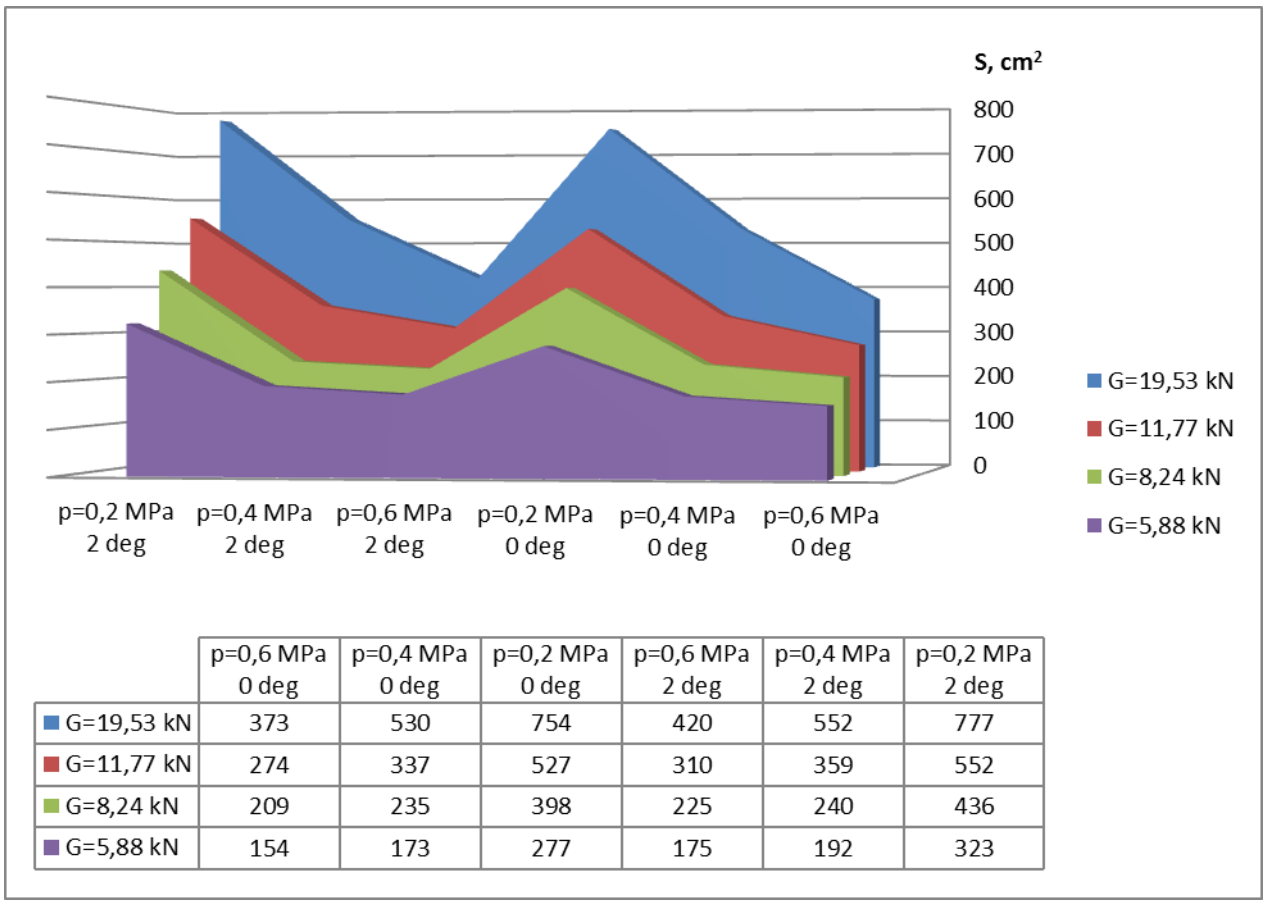
Фиг. 6. Отпечатък от контактното петно на гумата с опорната повърхност при $p_в$=0,4 *MPa*, G_k =19,53 *kN* и α_o=0°



Фиг. 7. Зависимост на площта на контактното петно *S* от нормалното натоварване G_k при α_o=0°



Фиг. 8. Зависимост на площта на контактното петно S от нормалното натоварване G_k при α_o=2°



	p=0,6 MPa 0 deg	p=0,4 MPa 0 deg	p=0,2 MPa 0 deg	p=0,6 MPa 2 deg	p=0,4 MPa 2 deg	p=0,2 MPa 2 deg
G=19,53 kN	373	530	754	420	552	777
G=11,77 kN	274	337	527	310	359	552
G=8,24 kN	209	235	398	225	240	436
G=5,88 kN	154	173	277	175	192	323

Фиг. 9. Изменение на контактната площ S при различни нива на факторите G_k, $p_в$ и α_o

АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Получените резултати показват, че площта на контактното петно в зависимост от нормалното натоварване, страничния наклон и налягането в гумата се изменя с различна интензивност. Най-интензивно площта се изменя при налягане 0,2 *MPa* и нормално натоварване на гумата в интервала 6÷12 *kN*. При налягане 0,6 *MPa* и интервал на натоварването 12÷20 *kN* площта на контакта се изменя с най- малка интензивност. При еднакви налягания и натоварвания, и изменение на страничния наклон на гумата от 0° на 2° контактната площ се увеличава. При налягане 0,6 *MPa* и различни натоварвания в диапазона 6÷20 *kN* площта при 2° страничен наклон е с около 8÷13% по-голяма от тази с 0°. Най- слабо влияе страничния наклон на площта при налягане 0,4 *MPa*, там тя се изменя в интервала 7÷11% в зависимост от натоварването. В най-широки граници от 3÷17% се изменя площта при налягане в гумата 0,2 *MPa* при натоварвания от 6÷20 *kN.*

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат от проведеното експериментално изследване са установени някои зависимости между контактната площ и изследваните фактори. Най-голямо влияние върху контактната площ на гумата с пътната настилка оказва нормалното натоварване G_k, следващия по степен на влияние е налягането на въздуха в гумата $p_в$ и най-слабо влияние оказва страничния наклон α_o. С увеличаване на натоварването G_k и намаляване на налягането $p_в$ се увеличава контактната площ.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Аврамов Е., К. Георгиев. Универсална мобилна уредба за изпитване на пневматични гуми. Варна, Сб. доклади на НТК с международно участие "Транспорт, екология - устойчиво развитие", 2013, 17-23с.

[2] Ангелов Б.Г., Р.П. Иванов. Влияние на налягането на въздуха в гумите и нормалното натоварване върху сцеплението с пътя на колесен трактор. Варна, Сб. доклади на Международната НК "МОТАUTO'96", vol.II, 1996, 1-4с.

[3] Иванов Р. И. Изследване износването на гумите на управляемите колела при работа на трактора на транспорт. Дисертация, ВТУ ,,А.Кънчев”-Русе,1994.

[4] Иванов Р., Б. Ангелов. Сравнително изследване сцеплението на пневматични гуми. В.Търново, НТ на ВВОВУ"В. Левски", кн. 48, 1996, 55-61с.

[5] Иванов Р., Е. Аврамов, Р. Русев. Влияние на някои фактори върху контактното петно на пневматична гума НТ НА РУ’ 2011, том 50, серия 4, 65-70с.

[6] Иванов Р., П. Илчев. Изменение сцеплението на автомобила при различни режими и условия на движение. Варна, Сб. доклади на Международната НК "МОТАUTO'01, vol.III, 2001,15-17с.

[7] Иванов Р., П. Илчев. Теоретико-експериментално изследване на сцеплението на автомобил в режим на спиране. Русе, НТ на РУ’2003, том 40,серия 8, 165-169с .

[8] Илчев П.И. Изследване на спирачните свойства и устойчивостта срещу унасяне на двуосен автомобил. Дисертация за присъждане на ОНС “доктор”, Русе, 2005.

[9] Кнороз В. И. и др., Шины и колеса. М., Машиностроение, 1975.

[10] Раймпел Й., Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса. Пер. с нем. М., Машиностроение, 1986.

[11] Ivanov R., R. Rusev, P. Ilchev. Laboratory investigation of tyre sliding grip coefficient. TRANSPORT – 2006, Vol XXI, No 3, 172–181.

[12] Koutny F. Geometry and mechanics of pneumatic tires,2007.

[13] Pacejka H., Tire and Vehicle Dynamics. SAE, Warrendale, 2002.

[14] Reimpel . The Automotive Chassis. SAE, Warrendale, 2001.
[15] National Highway Traffic Safety Administration. The pneumatic tire. February 2006, 619-620c. DOT HS 810 561
[16] http://nis.uni-ruse.bg/FT-11/#FT-1.

За контакти:
ас. инж. Красимир Георгиев, катедра „Машинно инженерство”, факултет „Техника и технологии” – Ямбол, e-mail: krasimir_georgiev_2@abv.bg

РЕГРЕСИОНЕН МОДЕЛ ЗА КОНТАКТНАТА ПЛОЩ И ДЪЛЖИНАТА НА КОНТАКТА НА ГУМАТА С ПЪТЯ

Красимир Георгиев

A regression model for contact area and length of contact of the tire to road: *Regression models were created for the contact area and the length of contact of the tire for the truck with the road. Models are adequate and describe the influence of the normal load, tire pressure and lateral inclination.*

Key words: *Tire, Regression Model, Contact Area, Length of Contact.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Контакта на гумата с пътя осигурява доброто сцеплението на автомобилите при различни видове настилка. Контактната площ и дължината на контакта пряко влияят върху износването на гумата и устойчивостта на автомобилите [1,2,6,7,8].

Върху площта на контактното петно и дължината на контакта на гумата с пътя влияят много фактори [1,3,5,7,8,], които са взаимно свързани и поради това изучаването на тяхното влияние представлява трудност.

Връзката между управляемите фактори и величините, с които се описват реакциите (параметри или отклици) на обекта, породени от външните въздействия, се описва и анализира математически с помощта на методите на регресионния анализ [4] .

Редица автори са изследвали как влияе зоната на контакт на гумата с опорната повърхност в зависимост от различни фактори [1,2,3,5,6,7,8,9].

Целта на настоящата работа е да се създадат регресионни модели за контактната площ и дължината на контакта на пневматична гума за товарен автомобил с пътя.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Построяването на регресионните модели включва следните основни етапи:

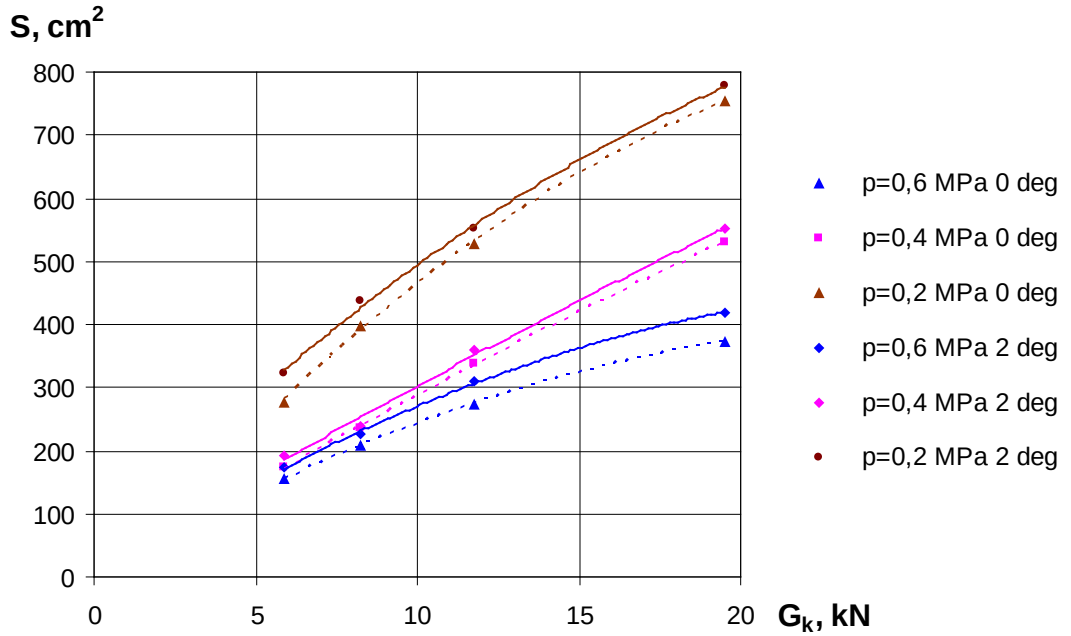
- избор на общия вид на регресионния модел и определяне на неговата пригодност (адекватност);
- определяне на коефициентите на регресия и тяхната значимост, с което окончателно да се уточнява вида на модела;
- извършване на анализ на остатъците, с което се проверява спазването на предпоставките на регресионния анализ.

Обект на изследване е пневматична гума DNEPROSHINA 11.00R20 със заводски номер 4506Д100980. С помощта на универсална мобилна уредба за изпитване на пневматични гуми е проведен многофакторен експеримент.

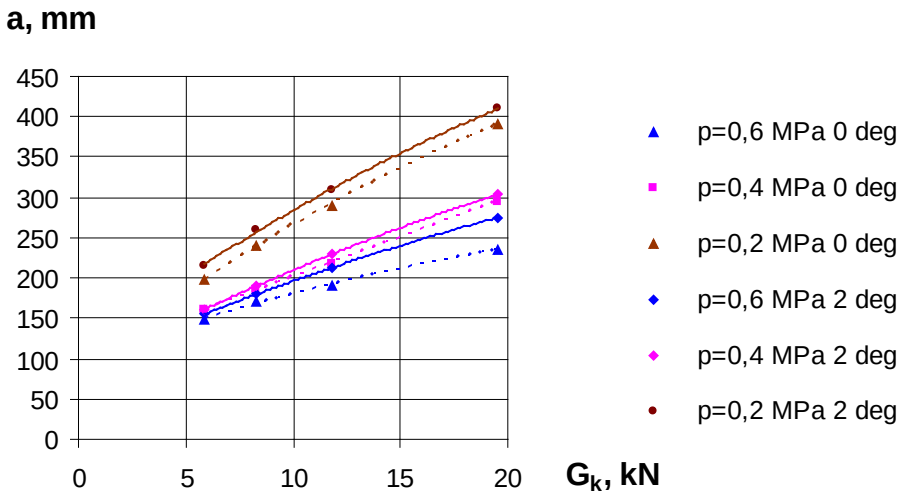
При изследване на площта и дължината на гумата с пътя са избрани следните входни независими променливи (управляеми фактори): x_1 – налягане на въздуха в гумата, *MPa*; x_2 – натоварване върху гумата, *kN*; x_3 – страничен наклон на гумата, *deg*. Стойностите на нивата на вариране на входните фактори са : за x_1 – 0,2; 0,4; 0,6 *MPa* , x_2 – 5,88; 8,24; 11,77; 19,53 *kN*, x_3 – 0˚ до 2˚.

Контактната площ ***S*** е измервана в cm^2 , а дължината на контакта с ***a*** - в mm.

На фиг.1 и фиг.2 са представени графични зависимости на контактната площ ***S*** и дължината на контакта ***a*** от нормалното натоварване G_k **,** налягането на въздуха в гумата $p_в$ и страничния наклон α_o .



Фиг. 1. Експериментални зависимости на контактната площ S от G_k, $p_в$ и α_o



Фиг. 2. Експериментални зависимости на дължината на контакта a от G_k, $p_в$ и α_o

За да се изясни по-пълно степента на влияние въз основа на получените резултати е разработен многофакторен регресионен модел.

От фиг.1 и 2 се вижда, че зависимостта S - G_k и a - G_k са близки до линейната, затова може да се приеме регресионният модел да бъде непълен квадратичен.

В моделите трябва да се включат трите фактора - G_k, $p_в$ и α_o, както и взаимодействията им. Нивата на вариране на факторите са дадени в табл.1. В табл.2 са дадени планът на експеримента и стойностите на параметрите S и a.

Таблица 1

Нива на вариране на управляемите фактори

Фактори / Нива на вариране	X_1 ($G_к$), *kN*	X_2 ($p_в$), *MPa*	X_3 (α_o), *deg*
Долно	5,88	0,2	0
Средно	12,705	0,4	1
Горно	19,53	0,6	2

Таблица 2

Разширена матрица на експеримента и опитни стойности за ***a*** и ***S***

$\dot{x}_1$	$\dot{x}_2$	$\dot{x}_3$	$\dot{x}_1\dot{x}_2$	$\dot{x}_1\dot{x}_3$	$\dot{x}_2\dot{x}_3$	***a***, mm	***S***, cm^2
+1	+1	+1	+1	+1	+1	275	420
-1	+1	+1	-1	-1	+1	410	777
+1	-1	+1	-1	+1	-1	158	175
-1	-1	+1	+1	-1	-1	215	323
+1	+1	-1	+1	-1	-1	235	363
-1	+1	-1	-1	+1	-1	390	757
+1	-1	-1	-1	-1	+1	148	154
-1	-1	-1	+1	+1	+1	197	277

Регресионният модел за ***S*** и ***a*** има следния нормиран вид:

$$\hat{y} = b_0 + b_1\dot{x}_1 + b_2\dot{x}_2 + b_3\dot{x}_3 + b_{12}\dot{x}_1\dot{x}_2 + b_{13}\dot{x}_1\dot{x}_3 + b_{23}\dot{x}_2\dot{x}_3 \qquad (1)$$

където b_i са коефициентите на регресия;

$\hat{y}$ - изходния параметър на модела;

$\dot{x}_1$, $\dot{x}_2$, $\dot{x}_3$ - кодово обозначение на факторите на експеримента.

Резултатите от регресионния експеримент са получени чрез използване на софтуерния продукт за статистическа обработка “STATISTICA”.

Regression Summary for Dependent Variable: S (Spreadshee3.sta)
R= .99879297 R?= .99758740 Adjusted R?= .99577794
F(3,4)=551.32 p<.00001 Std.Error of estimate: 15.596

N=8	Beta	Std.Err. of Beta	B	Std.Err. of B	t(4)	p-level
Intercept			64.7731	12.89081	5.0247	0.007361
G	1.366852	0.033815	44.9653	1.11241	40.4216	0.000002
alfa	0.080170	0.024559	18.0000	5.51407	3.2644	0.030953
pG	-0.864273	0.033815	-48.8603	1.91167	-25.5589	0.000014

Фиг. 3. Резултати от регресионния анализ за *S*, след изключване на незначимите коефициенти b_1, b_{13} и b_{23}

На фиг.1 и 2 са показани следните величини:

където R е коефициент на корелация;

R^2=R?- коефициент на детерминираност;

F(3, 4) - критерий на Фишер със степени на свобода 3 и 4;

p - равнище на значимост за критерия на Фишер;

B – коефициенти на регресия;
t(4) – стойности на критерия на Стюдънт със степен на свобода 4;
p – ниво - равнища на значимост за критерия на Стюдънт.

След изключване на най-слабите ефекти по абсолютна стойност b_1, b_{13} и b_{23} които са незначими при α = 0 получаваме резултатите посочени на фиг.3 и фиг.4.

От фиг.3 се вижда, че коефициента на детерминираност (определеност) R^2 = 0,99 , критерият на Фишер F(3,4) = 551,32 и съответната му вероятност *p*<0,00001<<0,05 показва, че моделът (2) е адекватен.

$$S = 64{,}7731 + 44{,}9653 G_k + 18{,}0000 \alpha_o - 48{,}8603 p_b G_k \quad ,\text{cm}^2 \qquad (2)$$

Regression Summary for Dependent Variable: **a** (Spreadshee3.sta)
R= .99717902 R?= .99436601 Adjusted R?= .99014051
F(3,4)=235.33 p<.00006 Std.Error of estimate: 9.8893

N=8	Beta	Std.Err. of Beta	B	Std.Err. of B	t(4)	p-level
Intercept			104.0481	8.173913	12.7293	0.000219
G	1.353467	0.051674	18.4752	0.705366	26.1923	0.000013
alfa	0.114047	0.037530	10.6250	3.496407	3.0388	0.038446
pG	-0.807590	0.051674	-18.9444	1.212168	-15.6285	0.000098

Фиг. 4. Резултати от регресионния анализ за ***a,*** след изключване на незначимите коефициенти b_1, b_{13} и b_{23}

От фиг.4 се вижда, че коефициента на определеност R^2 = 0,99 , критерият на Фишер F(3,4) = 235,33 и съответната му вероятност *p*<0,00006<<0,05 показва, че моделът (3) е адекватен.

$$a = 104{,}0481 + 18{,}4752 G_k + 10{,}6250 \alpha_o - 18{,}9444 p_b G_k \quad ,\text{mm} \qquad (3)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В резултат на проведеният анализ могат да се направят следните изводи:

1. Получени са адекватни регресионни модели за контактната площ ***S*** и дължината на контакта на гумата с пътя ***a***;
2. По степен на влияние изследваните фактори се подреждат в следната последователност: нормалното натоварване, налягането на въздуха в гумите и страничния наклон на гумата с пътя.
3. Оценките на коефициентите в нормираният модел показват, че с увеличаване на G_k, α_o и $p_в \alpha_o$, ***a*** нараства, а с увеличаване на $p_в$ и G_k $p_в$ - намалява.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Ангелов Б.Г., Р.П. Иванов. Влияние на налягането на въздуха в гумите и нормалното натоварване върху сцеплението с пътя на колесен трактор. Варна, Сб. доклади на Международната НК "МОТАUTO'96", vol.II, 1996, 1-4с.

[2] Иванов Р. И. Изследване износването на гумите на управляемите колела при работа на трактора на транспорт. Дисертация, ВТУ ,,А.Кънчев”-Русе,1994.

[3] Иванов Р., Е. Аврамов, Р. Русев. Влияние на някои фактори върху контактното петно на пневматична гума НТ НА РУ’ 2011, том 50, серия 4, 65-70с.

[4] Митков А. Теория на експеримента. Русе, 2010.
[5] Ivanov R., R. Rusev, P. Ilchev. Laboratory investigation of tyre sliding grip coefficient. TRANSPORT – 2006, Vol XXI, No 3, 172–181.
[6] Koutny F. Geometry and mechanics of pneumatic tires,2007.
[7] Pacejka H., Tire and Vehicle Dynamics. SAE, Warrendale, 2002.
[8] Reimpel . The Automotive Chassis. SAE, Warrendale, 2001.
[9] National Highway Traffic Safety Administration. The pneumatic tire. February 2006, 619-620c. DOT HS 810 561

За контакти:
ас. инж. Красимир Георгиев, катедра „Машинно инженерство”, факултет „Техника и технологии” – Ямбол, e-mail: krasimir_georgiev_2@abv.bg

THE CHOICE OF OPTIMAL SCHEMES OF BALANCING A SINGLE-CYLINDER ENGINE

Alexander Gots

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ СХЕМ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Александр Гоц

We proposed various schemes trim single cylinder diesel. It is shown that the smaller diesel possible through the use of two additional shaft and crankshaft. This reduces the size of the tipping point and improves the overall balance of the diesel engine.

Key words: the power of inertia, the first order, centrifugal force

In the single-cylinder engine inertia of the second order usually do not balance. As for the balance of forces of inertia of the first order, the force of inertia of the first order at the expense of balances installed on the continuation of the cheeks of a cranked shaft is transferred to the horizontal plane. Such balancing is traditional and is used on most single-cylinder engines of motorcycles JSC "Zavod im. V.A. Degtyarev", Kovrov; tillers JSC "Red October", St. Petersburg). The drawback of this balance is the high level of vibration, especially in high-speed engines.

Recently, to reduce vibration activity of a single-cylinder engine is used more balanced shaft (Fig. 1). He is rotating at the same speed therefore, as the crankshaft, but in the opposite direction. On the crank and additional shafts are the balances, the rotation of each of these masses occurs centrifugal force of inertia, the vertical component of which is, balancing the force of inertia of the first order. Horizontal components of these forces are balanced.

Consider the example of a single-cylinder diesel engine TMZ-650D ways of balancing the forces of inertia of the first order P_{j1} with additional shaft.

On the mode of rated power (n = 3600 min^{-1}; ω = 376,8 1/s), the momentum of the first order is:

$$P_{j1\max} = 1{,}316 \cdot 0{,}046 \cdot 376{,}8^2 = 8594{,}8 \text{ Н}.$$

This power can be balanced through the mechanism of Lancaster [1] with two balancing shafts, rotating in opposite directions, which significantly increases the size of the engine. To eliminate this drawback, as a rule, use one of the balancing shaft, and as the second balanced crankshaft. This scheme balance may be different (to reduce the size of the engine): one of the balancing shaft, angled, which reduces the size of the engine horizontally (Fig.1,a); one of the balancing shaft, located on the

same level with the crankshaft, in this case the size of the engine horizontally increase (figure 1,b); with two balancing shafts located (Fig.1,v).

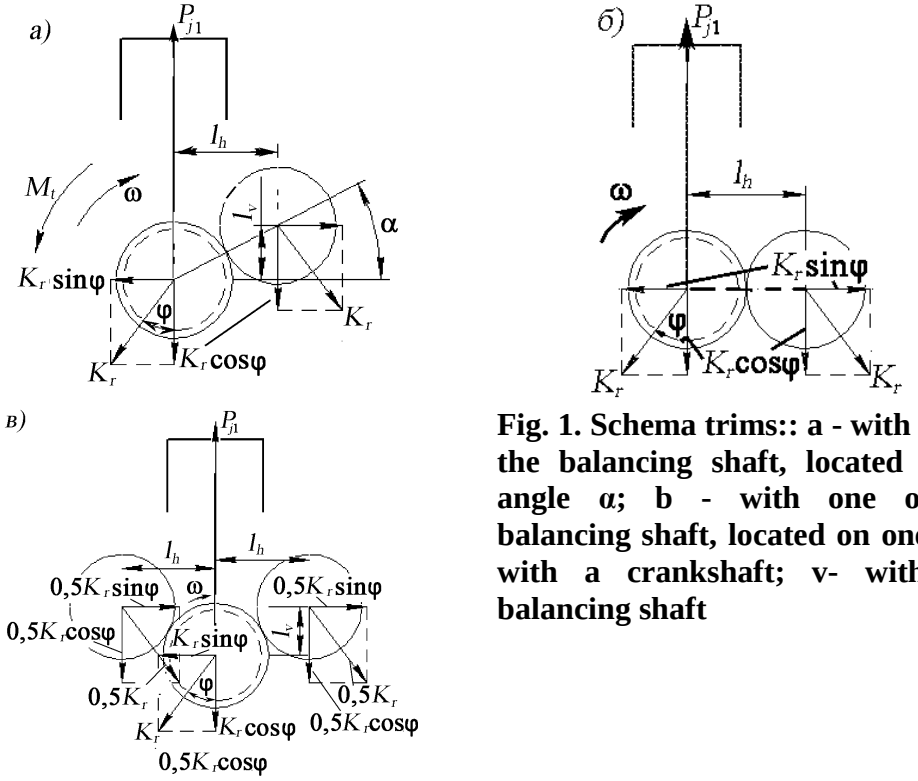


Fig. 1. Schema trims:: a - with one of the balancing shaft, located at an angle α; b - with one of the balancing shaft, located on one level with a crankshaft; v- with two balancing shaft

For the full balance of forces of inertia of the first order, you must install the external counterweights on the crankshaft and additional shafts of such weight to the vertical components of centrifugal forces of these masses on crankshaft and balancing shafts were equal. In the vertical plane these components centrifugal forces are formed, thereby balance (see fig. 1).

At the same time, their components in the horizontal plane balance each other. When balancing with two shaft mass external balances on these shafts two times less than at the crankshaft (see Fig. 1). Note that for all three schemes trim, there are significant disadvantages – of centrifugal force on balancing shafts create moments relative to the axis of the crankshaft, which act on the engine mounts. Take the following rule characters of those moments: if the time coincides with the direction angular speed of the crankshaft, that is a minus sign, if in reverse – plus (in the direction of overturning moment M_t).

The value of moments for the circuit in fig. 1, a:

$$M_j = -l_h K_r \cos\varphi - l_v K_r \sin\varphi;$$

for the schema in Fig.1, b:

$$M_j = -l_h K_r \cos\varphi;$$

for the schema in Fig.1, v:

$$M_j = -l_v K_r \sin\varphi.$$

The calculation of these moments depending on the angle of rotation of the crankshaft shown in table 1.

Table 1

The torque value centrifugal forces for diagrams (Fig. 1))

	schema fig. 1, *a*	schema fig. 1, *b*	schema fig. 1, *v*
φ,°*rks*	M_j, N·m	M_j, N·m	M_j, N·m
0	-408,8	-461,5	0
60	-389,9	-230,8	-185,5
120	18,9	230,8	-185,5
180	408,8	461,5	0
240	389,9	230,8	185,5
300	-18,9	-230,8	185,5
360	-408,8	-461,5	0
420	-389,9	-230,8	-185,5
480	18,9	230,8	-185,5
540	408,8	461,5	0
600	389,9	230,8	185,5
660	-18,9	-230,8	185,5
720	-408,8	-461,5	0

Moments from the forces of inertia on the balancing shaft is joined with the tipping point, affect engine mounting (Fig. 2).

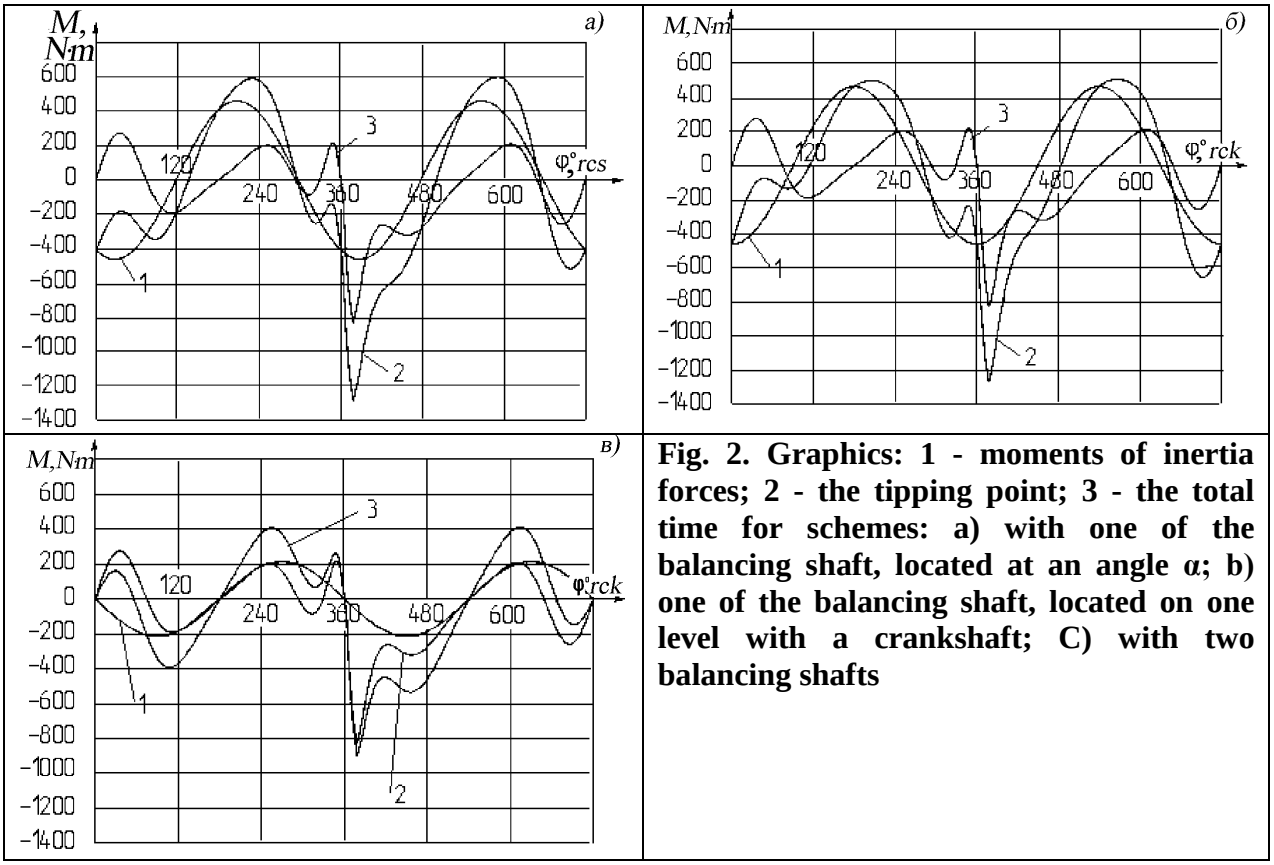


Fig. 2. Graphics: 1 - moments of inertia forces; 2 - the tipping point; 3 - the total time for schemes: a) with one of the balancing shaft, located at an angle α; b) one of the balancing shaft, located on one level with a crankshaft; C) with two balancing shafts

The spread between the maximum and minimum total points equal to scheme 1, and: 816 N•m; schema 1, b: 922 N•m; diagram 1, v: 370 N•m Thus, the minimum scope of the moment of inertia forces in the engine mounts in the scheme with two

balancing shafts, however, to reduce the size of the axis balancing shafts shifted upward from the axis of the crankshaft.

In table. 2 summarizes the total points depending on the angle of rotation of the crank.

For a rough estimation of the allowable values unbalanced forces and moments you can use the criteria Klimova-Stechkin-Katz, which in dimensionless form are determined by the expression [2]:

$$\xi = \frac{1}{m_d D\omega_n^2}\left[\sum P_{j1} + \frac{1}{4}\sum P_{j2} + \frac{6L\left(M_{j1} + \frac{1}{4}M_{j2}\right)}{L^2 + H^2}\right];$$

$$\eta = \frac{1}{m_d D\omega_n^2}\left[\sum K_r + \frac{6LM_r}{L^2 + B^2}\right],$$

where L, H, B – length, height, width of the engine on the primary array of metal casing, m; D – diameter of the cylinder, m; m_d – weight of motor, kg; ω_n – angular rotation frequency of the crankshaft in a nominal mode, s^{-1}; $\sum P_{j1}, \sum P_{j2}$ is the resultant of the forces of inertia of the first and second orders (module main vector of these forces); M_{j1}, M_{j2} – the moment of inertia forces of the first and second orders (module main point of these forces); $\sum K_r$ – the resultant of the centrifugal inertia forces; M_r – point of these forces.

Table 2

Values of total points

	Σ*M*(scheme 1, *a*)	Σ*M* (scheme 1, *b*)	Σ*M* (scheme 1, *v*)
$M_{\max}$	600,73	503,61	411,93
$M_{\min}$	-1283,96	-1267,92	-895,2
M_{midle}	-51,64	-51,86	-49,94
$M_{\max}$ - $M_{\min}$	1884,7	1771,54	1307,13

For diesel engine TMZ-650D L =0,465 m; H = 0,551 m; B =0,42 m, D = 0,095 m; m_d = 69 kg; $\sum P_{j1} = 0$; $\sum P_{j2} = \lambda m_j r\omega^2 \cos 2\varphi$ (λ = 0,338). The maximum value $\sum P_{j2}$ = 2905 N; M_{j1} = 57,28 $N{\cdot}m$; $\sum K_r$ =0; ω_n= 376,8 1/s; M_r = 461,5 $N{\cdot}m$ is for diagrams with one of the balancing shaft; M_r = 214,2 $N{\cdot}m$ – for the scheme with two balancing shafts.

The values of dimensionless quantities for all schemes are given in table 3.

For diagrams with two balancing shafts (Fig. 1) the values from $\xi \le 0{,}002$ and $\eta \le 0{,}002$ – balance of the engine can be considered an improvement tion, and the engine is suitable for installation on the vehicle. Thus, through an appropriate selection of the external balances is possible to find a satisfactory balance-cylinder with a smaller size than that of traditional mechanism of Lanchaster [3].

Table 3

The values of the dimensionless variables (Fig. 1)

	scheme 1, *a*	scheme 1, *b*	scheme 1, *v*
ξ	0,0012	0,0012	0,0012
η	0,0035	0,0035	0,0016

The bibliographic list

1. A. N. Gotz. Analysis of balance and methods of balancing the motor and tractor engines: textbook. manual / A. N. Gotz; Vladim. State University.Vladimir: Editorial and publishing complex of the VSU, 2006. - 124 p.

2. Lukanin, V.N. Internal combustion engines. Book. 2. Dynamics and Konst-noiromania / V.N. Lukanin, I.V. Alekseev, M.G. Shatrov and other. Ed. by V.N. Lukanina. – M: The High.Shool., 1995. – 240 p.

3. Gotz A.N. Schema comparison trim single cylinder engines / A.N. Gotz, I.V. Frantsuzov, A.A. Pleshanov// Fundamental and applied problems of improvement of piston engines: proceedings of the XII international scient.-practical conference. Under the editor by A.N. Gots. Vladimir:the Publishing house of our University. – 2010. – P. 247-252.

The contact information

Alexander Nikolaevich Gots, Dr. Sc. Techn., the professor of faculty «Thermal engines and power installations » *Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevicha and Nikolay Grigorjevicha Stoletovyh (VlSU)*

The service address: 600000. Vladimir, street Gorjky 87, building №2, faculty TE and PI, ph.: (4922)479940, (4922)361981 E-mail: hotz@mail.ru

ЕКОЛОГИЧНИ РИСКОВЕ И ЕКОЛОГИЧНА БЕЗОПАСНОСТ НА СТОПАНСКАТА ДЕЙНОСТ

ENVIRONMENTAL RISKS AND ENVIRONMENTAL SAFETY OF ECONOMIC ACTIVITY

Георги Чекелов, Ангел Димитров

Environmental risks and environmental safety of economic activity: This report describes the types of environmental risks. Done is a description of the environmental safety of the business, the impact on the ground of the technosphere and the influence of environmental factors on the humans.
Key words*: environmental risks, safety business, ecological*

През последните две десетилетия страните от Северна Америка и Европа съществуват в условията на пазарна икономика. Добре са известни достойнствата на този тип ефективно използване на капитала, работната сила и други фактори на производството. Недостатъците на пазарната икономика се изразяват в кризите на свръхпроизводството, банкрута, забавяне на икономическия ръст, понижаване на жизненото равнище на населението, социални сривове, унищожаване на стоковите запаси, сривове на фондовите пазари. Фактически става дума за пазарни рискове. Тези рискове могат да се отделят в две групи:

- Първата група е свързана с процесите на „глобализацията“, завладяла всички страни в света и всички основни страни на обществения живот. Едно от опасните последствия на „глобализацията“ е засилването на пазарната стихия, която промишлено развитите страни започнали да обуздават във втората половина на XX век. Жертви на това стават на първо място националните компании, неспособни да използват преимуществата на транснационалните операции и интернационализацията на бизнеса.

- Втората група се отнася към групата на „извънпазарните“, обусловени от изострилите се в последните десетилетия на миналото столетие екологични и природно-ресурсни проблеми. „Извънпазарни“ тези рискове могат да се нарекат условно, тъй като екологичните проблеми и проблемите на изчерпването на природните ресурси, в голяма степен са породени от пазарните фактори.

Процесът на „глобализация“ може още повече да изостри екологичната и природо-ресурсната криза, особено в страните, които не се отнасят към категорията на промишлено развитите страни и по-скоро явяващи се „обекти на глобализацията“.

За икономиката като цяло и за отделните стопанисващи субекти, се появяват принципно нови екологични рискове, свързани с формирането и развитието през 19-20 век в целия свят (на първо място в промишлено развитите страни) на техногенна околна среда или техносфера: на промишлени обекти, обекти на енергетиката и на икономическата инфраструктура, военни обекти и т.н. Започвайки от средата на XX век, техносферата се явява като мощен екологичен фактор, влияещ негативно на обществото.

Замърсяванията и другите изменения на околната среда (нарушаването на екологичното равновесие в екосистемата, нарушаване на плодородния почвен слой от минната промишленост и др.) са обусловени от „нормалната“, обичайна дейност на предприятията. Те са устойчиви, повече или по-малко прогнозируеми, техните резултати се натрупват в околната среда постоянно.

Други са резките, трудно прогнозируеми въздействия върху околната природна среда. Това са техногенните катастрофи, аварии, инциденти в най-различни отрасли на промишлеността: химическата, енергетиката (в това число атомната), нефтопреработвателната и др. Източник на повишена техногенна опасност станали различни видове транспорт: морския, речния, въздушния, тръбопроводния, железопътния. Количеството и разрушителната сила на техногенните катастрофи и аварии в цял свят нараства с изпреварващи темпове, което е проява на засилващата се неустойчивост на техносферата.

Според увеличаването на пространствената плътност на техносферата на планетата, особено в промишлено развитите страни, компаниите стават не само субекти, но и обекти на технико-екологични рискове. Такива обекти стават следните отрасли (селско стопанство, туризъм, риболов и др.), достатъчно „тънко“ реагиращи на замърсяването на околната среда. Обекти на технико-екологични рискове могат да станат и вече стават компании на по-малко еколого-чувствителни отрасли.

Компаниите и предприятията в края на XX век, започват да функционират в принципно нови условия на еколого-социалната околна среда, под която ние разбираме:

- Приеманите от държавата закони и норми, регламентиращи дейността на стопанисващите субекти, от гл. Точка на опазването на околната среда и екологичната безопасност на обществото.

- Действията на обществото в отношението на компаниите във връзка с текущите екологични проблеми или във връзка с възможните бъдещи екологични проблеми.

Компаниите се опитват да се приспособят към съществуване в сравнително нови за тях условия на еколого-социалната среда, използвайки два основни начина:

- Изпълнение на действащите екологични закони и норми,а също на екологичните изисквания на обществото

- Бягство от изпълнението на екологичните закони, норми и изискавания, използвайки за тази цел различни хитрости. Но съзнателното нарушаване на екологичните закони и норми само по себе си създава допълнителни рискове за компаниите и се явява същия риск, какъвто е съзнателното нарушаване на всякакви други закони и норми и е типично правонарушение или престъпление.

Друго е, когато нарушаването на екологичните закони и норми възниква не в резултат на зла умисъл, а поради небрежност, поради недостатъчна клалификация на специалистите или поради липса на средства. От ръководителите на компаниите се изисква добро познаване на екологичните въпроси, опит в екологичния мениджмънт, целенасочени усилия за изпълнение на екологичните въпроси и норми.

В проблема за екологичните рискове на предприемаческата дейност е много важно понятието „екологично събитие“, т.е. реализиран екологичен риск. За идентификацията на значимите за компанията екологични рискове, за организацията на ефективно управление е необходимо добре да се познават механизмите на действието на екологичното събитие върху компанията.

В екологията на човека, влиянието на екологичните фактори и екологичните събития върху него се оценява с помощта на такива показатели, като заболеваемост, трудоспособност, способност към репродукция, смъртност. По същия начин за субекта на предприемаческата дейност е необходимо отделянето на ключовите параметри, позволяващи да се оценят влиянието на екологичните фактори и екологичните събития. Подборът на ключовите параметри за стопанския субект е твърде прост: това са параметри, които осигуряват неговото оцеляване, развитие, максимално дълга съществуване.

Когато работниците и служителите се намират постоянно в неблагоприятна работна среда, то след известно време може да доведе до сериозни заболявания и преждевременна смърт. Компенсациите, които компаниите са принудени да изплащат на пострадалите, могат значително да превишат „редовните“ компенсации сериозно да подкопаят финансовото положение на такива компании.

Друг екологично чувствителен елемент от производствено-икономическия потенциал на предприятието е земята-ресурс, който в селското стопанство е

основно средство за производството, а промишлеността и в другите отрасли на икономиката, тя е територия за разпределяне на производствените и другите обекти.

В съвременните условия земята се подлага преди всичко на въздействие от страна на техносферата. Това е замърсяване на почвата с токсични и радиоактивни вещества.

Вредите върху земята могат да възникнат както по вина на самия субект, така и по вина на други субекти. В селското стопанство, когато фермерите, стремейки се максимално да увеличат текущите си показатели, прибягват към антиекологични методи за интензификация на производството. В резултат на това се нарушава структурата на почвата, започват ерозионни процеси, продукцията на растениевъдството и животновъдството съдържа повишена концентрация на вредни вещества. В дългосрочна перспектива, интензификацията на селскостопанското производство се превръща за фермерите в сериозни загуби.

Извод:

Въздействието на техногенната среда върху такива елементи на производствено-икономическия потенциал на предприятието, като основни производствени и други фондове и запаси от суровини, материали и продукция, в повечето случаи не е осъществено, а влиянието върху основните фондове е критично за компанията. Заедно с това в определени промеждутъци от време в продължение на няколко десетилетия „амортизацията“ на основните фондове, под влияние на техногенните замърсявания може да бъде съществена. Този извод не се разпространява под формата на екологично събитие като техногенните катастрофи и аварии на атомните обекти. Резултат от тях може да бъде радиоактивно заразяване на всички елементи на производствено-икономическия потенциал на предприятието: на основните фондове на запасите, на земята и хората.

Що се касае за екологичните събития, свързани с околната среда, то тяхното влияние върху икономиката, изцяло днес е станало относително по-малко. Все пак и на „екологовместимите“ отрасли, които са най-чувствителни към промените в околната среда им се отдала възможност в известна степен да проведат мероприятия и да внедрят технология за смекчаване на последствията от подобен род промени.

Благодарности:

Доклада е подпомогнат от проект „Развитие потенциала на докторанти, постдокторанти, млади учени и специализанти от инженерните науки в ТУ Варна и

техния принос за развитие на икономика, базирана на знанието“, BG051 PO001-3.3.06-0005, финансиран по Оперативна програма“ Развитие на човешките ресурси 2007-2013 г.

Литература:

1. Димитров А., В. Севастакиев, Здр. Иванов, Ж. Бекярова, „Екологични характеристики на ДВГ и автомобилите“, Варна, 2006

2. Евгениев И., В. Савин., „Защита природной средьі при стрительстве, ремонте сооружений автомобильньіх дорог.“ , Москва, 1989

3. Бекярова Ж., С. Каменова, „Съдържание на олово и кадмий в зеленчуковите растения, отглеждани край пътни артерии.“, Десета научно-техническа конференция „Транспорт-екология-устйчиво развитие“, Еко Варна 2004

4. Недялков С., „Автомобилът и екологията“, София

ФАКТОРИ ВЛИЯЕЩИ ВЪРХУ КАЧЕСТВОТО НА ПРОЦЕСА „ПОДВОДНО РЯЗАНЕ“

Пл. Дичев, Хр. Христов, Д. Генов

Summary: *This article discusses manageable and uncontrollable factors affecting underwater cutting. Certain optimal values by a mathematical model.*

Key words: *quality; underwater cutting; optimal parameter*

ВЪВЕДЕНИЕ

Подводното рязане на металите е един от основните технологични процеси при реализиране на редица подводни операции. От важно значение е при ликвидиране на потънали плавателни средства и аварирали хидросъоръжения. Прилагането на процеса изисква висока квалификация на водолазите, характеризира се с голяма трудоемкост и съществени материални разходи. Технологичните операции свързани с подводното рязане на металите се реализират в условията на отсъствие на кислород при наличието на променящо се хидростатично налягане.

Необходимостта от използването на този тип подводни операции възниква също при ремонт на кораба на вода и аварийно спасителни операции в открито море или в плавателни реки. Намира приложение и при строителството, модернизацията и в процеса на експлоатацията на морските съоръжения и подводни тръбопроводи. Подводното рязане е и често използван метод в производството и ремонта на брегови хидротехнически съоръжения. Това показва, че е необходимо да бъдат насочени определени изследвания в посока на подобряване на неговата ефективност, както и лесното му и икономически изгодно прилагане. Отчитайки спецификата на този тип дейност, съществува потребност от изясняване на факторите, влияещи на качеството и особено на резултатите на самия технологичен процес с оглед неговото подобряване.

Качеството на процеса „подводното рязане" не следва да се разглежда само като процес на раздробяване на монолитен обект на части, но и като съвкупност от материални и енергийни разходи за тази цел, скорост на извършване на операциите (производителност), време за престой под вода на водолаза и необходимото оборудване. Така поставена задачата за качество определено има многовариантен характер, което предполага намиране на оптимално решение.

При анализа на процеса „рязане под вода" условно могат да се отделят два типа фактори: неуправляеми (метод на рязане, технологично оборудване) и управляеми, свързани с избрания технологичният режим (въглероден еквивалент на електродната тел, налягане на кислорода, сила на електрическия ток).

АНАЛИЗ НА МЕТОДИТЕ ЗА РЯЗАНЕ ПОД ВОДА

В литературата са дадени множество методи и технологии за извършване на този тип дейности [7, 8]. Основните подводно-технически работи с използване на рязане се изпълняват на дълбочина до 80m.

В подводни условия се прилагат различни методи на рязане: механични, термични и взривни (комулатативни взривове). Най-голямо разпространение са получили следните методи на термично рязане: електродъгово, електрокислородно, кислородно и плазмено [7].

Основните характеристики на някой от методите за подводно рязане са дадени в таблица 1.

Табл. 1. Методи за подводно рязане на металите

Основни методи за рязане под вода					
№ по ред	Метод	Максимална работна дълбочина H, m	Област на приложение	Предимства	Недостатъци
1	Електродъгово с метални обмазани електроди или с тръбно електродни телове (ТЕТ)	60	Стомани, чугуни, цветни метали с дебелини 40-60 mm	Използва се оборудване, за подводно„мокро" заваряване.	Необходима е висока квалификация на водолазите
		120	Метали с дебелини до 20mm	Лесно реализиране на процесите.	
2	Електрокислородно	60	Черни метали с дебелини до 100mm	Портативно оборудване и лесно за изпълнение.	Необходимо спомагателно време за смяна на електродите.
3	Ацетилено-кислородно	10	За нисковъглеродни и нисколегирани стомани.	Висока температура на ацетиленовия пламък.	Работа на малки дълбочини (под 10m). Взривоопасно.
4	Водородно-кислородно	100	Дебелини до 40mm	Горящия газ се подава под възможно най-ниско налягане.	Необходима висока квалификация на водолаза.
5	Бензино-кислородно			Скоростта на рязане е с 20-30% по-висока от водородо-кислородното.	
6	Екзотермично	20	Различни видове материали с дебелини до20mm	Просто оборудване. Лесно за осъществяване на рязането.	Голям разход на кислород
7	Кислородно копие	100	Чугуни,железобетон стомани, с дебелина до 1000mm.	Технологията не е сложна.	Кратко време за горене на копието. Голямо спомагателно време.
8	Плазмено рязане	30	Различни видове метали и сплави с дебелини до 30mm	Висока скорост на рязане. Висока точност и качество на повърхностите на рязовете.	Високи стойности на напрежението на източника на ток.
9	Взривно рязане	300	Всички видове метали и сплави с дебелини до 120mm	Дистанционно управление Висока производителност	Вредно въздействие върху околната среда.

При ремонтни операции по корабния корпус, подводното рязане се осъществява на работни дълбочини, съизмерими с газенето на кораба (до 20m).

Най-често за нуждите на кораборемонта се налага рязане на корабостроителни стомани с дебелина до 25mm от типа: S235J2G4; S355J2G3; S690QL (EN) и др.

На тези изисквания отговарят всички разглеждани методи в таблица 1.

Електродъговото рязане с метални електроди или с ТФТ има важно предимство, че използва същото оборудване като „мокрото" заваряване. Основен недостатък- ниската производителност и изискване за висока квалификация на водолаза.

За електродъгово кислородно рязане, може да се посочи повишената производителност спрямо електродъговото рязане, не голямата сложност при изпълнението и използването на просто, портативно оборудване. Като недостатък следва да се отбележи повишеното спомагателно време, поради честата смяна на електродите.

Общото преимущество на кислородните методи е тяхната висока производителност, не сложна технология и опростено оборудване. Отпада защитата на водолаза от действието на електрическия ток. Като недостатък- при екзотермичното кислородно рязане и рязането с кислородно копие- бързото изгаряне на копието и електрода, както и големия разход на кислород.

Плазменото рязане е с висока технологична ефективност, осигуряваща висока скорост на рязане, голяма точност и чистота на среза. Съществен недостатък - голяма опасност от поражение с електрически ток, поради високото напрежение на празен ход на източника на ток.

Рязането с взрив е с най-висока производителност от разглежданите методи. Не зависи съществено от квалификацията на водолаза. Процесът е дистанционен. За съжаление прилагането му е ограничено в кораборемонта, но е много ефективно при ликвидационни работи.

От направеният анализ на разглежданите методи и съпровождащите ги технологии за подводно рязане могат да се направят следните изводи:

Подводното плазмено рязане има най-висока производителност, но практическото му приложение се ограничава от необходимите високи стойности на напрежението, което многократно надвишава допустимите за водолазната безопасност норми, сложна апаратура, с недостатъчна мобилност и портативност. Подводното дъгово рязане с фокусирана водна струя притежава висока производителност, осигурява се от ниско напрежение (40-50) V, но има много високи изисквания към оператора водолаз за равномерно водене на резача.

Електродъговото рязане се осигурява от сравнително проста (стандартна) апаратура, не се предявяват високи изисквания към водолаза оператор, но има сравнително ниска производителност. Същите изводи могат да се отнесат и към газопламъчното рязане.

Най-достъпен и приложим в условията на аварийния кораборемонт е електро-кислородния метод. Отличава се със своята автономност, простота на осигуряващата апаратура и достъпна приложимост. От това се подразбира, че изследванията и внедряването на подводното рязане в аварийния кораборемонт следва да се насочат към този метод, като целта е да се усъвършенства технологията и се повиши производителността му. Прилагането на подводното рязане по електрокислороден способ с екзотермични електроди, ще бъде обект на следващо разглеждане, като се определят оптимални стойности на управляемите фактори.

АНАЛИЗ НА ФАКТОРИТЕ, ВЛИЯЕЩИ НА ПРОЦЕСА „ПОДВОДНО РЯЗАНЕ”

Направеното проучване и проведените опити показва, че от важно значение за качеството на технологичния процес се явяват следните фактори: състав на електродите; количество и качество на подавания кислород; възможност за компенсация на хидростатичното налягане, силата на електрическия ток и др.

Експериментално е установено [4] и са дадени в табличен вид (табл.2 и табл.3) стойностите на налягането на кислорода в зависимост от дължината на шланговете и дълбочината на извършваните операции, на входа на магистралата.

Табл.2. Стойности на налягането на кислорода в зависимост от дълбочината на работа и дължината на кислородните тръбопроводи на базово работно налягане 0,6MPa

Дължина на кислородния шланг- 15m		Дължина на кислородния шланг- 30m	
Дълбочина на работа,H [m]	Стойности на налягането на кислорода, P [MPa]	Дълбочина на работа,H [m]	Стойности на налягането на кислорода, P [MPa]
0	0,65	3	0,68
3	0,68	6	0,71
6	0,71	9	0,75
9	0,74	12	0,77
12	0,77	15	0,81
15	0,80	18	0,84
		21	0,87
		24	0,90
		27	0,93
		30	0,96

Табл.3. Стойности на налягането на кислорода в зависимост от дълбочината на работа и дължината на кислородните тръбопроводи на базово работно налягане 0,6MPa

Дължина на кислородния шланг-45m		Дължина на кислородния шланг – 60m	
Дълбочина на работа,H [m]	Стойности на налягането на кислорода, P [MPa]	Дълбочина на работа,H [m]	Стойности на налягането на кислорода, P [MPa]
0	0,72	0	0,75
3	0,75	3	0,78
6	0,78	6	0,82
9	0,81	9	0,84
12	0,84	12	0,88
15	0,87	15	0,91
18	0,91	18	0,94
21	0,93	21	0,97
24	0,97	24	1,00
27	1,00	27	1,03
30	1,03	30	1,06
33	1,06	33	1,09
36	1,08	36	1,12
39	1,12	39	1,15
41	1,15	41	1,18
45	1,18	45	1,22
		48	1,24
		51	1,28
		54	1,31
		57	1,34
		60	1,37

КАЧЕСТВО НА ПОДАВАНИЯ КИСЛОРОД

Този фактор влияе значително върху качеството на подводното рязане. Препоръчително е да се работи с чистота на кислорода не по-ниска от 99.5%. Дадените в [5, 4] данни показват, че намаляване на чистотата му с 1 % води до 25 % загуба от скоростта на рязане.

РЕЖИМИ НА ПОДВОДНО ЕЛЕКТРОДЪГОВО РЯЗАНЕ С ТРЪБНО ФЛЮСОВИ ТЕЛОВЕ

Несъмнено избраният от водолаза режим на рязане влияе върху качеството на този процес. В литературата [7] отсъстват пълни данни за това. За подводно електродъгово рязане с тръбни електродни телове са препоръчителни ориентировъчни режими, дадени в таблица 4, производителност и разход на електроди за електродъгово подводно рязане, таблица 5 и химически състав на електродната тел в %, таблица 6 [1].

Табл.4. Ориентировъчни режими на подводно електродъгово рязане с тръбно флюсови телове

Ориентировъчни режими на подводно електродъгово рязане с тръбни електродни телове					
Марка ТЕТ	Дълбочина на подводни работи, H [m]	Дебелина на разрязваната стомана, δ [mm]	Сила на тока на рязане, I [A]	Напрежение на дъгата, U [V]	Скорост на рязане, Vp [m/h]
1	<30	10-20	530-600	50-55	8-20
2	<30	10-20	470-580	40-50	8-24
3	<60	10-40	440-550	40-55	6-26
4	<60	10-40	450-550	40-55	6-22

Табл.5. Производителност и разход на електроди за електродъгово подводно рязане

Производителност и разход на електроди при електродъгово подводно рязане		
Дебелина на разрязваната стомана, δ [mm]	Производителност, Vp [m/h]	Разход на електрод, n [бр.]
5	1,3	3
10	0,8	7
15	0,6	15
20	0,4	40
30	0,30	80
40	0,22	120
50	0,17	150
60	0,14	200

Табл.6. Химически състав на електродния тел и въглеродния еквивалент, %

№ по ред	C	Mn	Si	Cr	Mo	$C_{екв}$, %
1	0,07	1,00	0,50	-	-	0,38
2	0,07	1,40	0,50	-	-	0,44
3	0,06	0,80	0,30	-	0,50	0,43
4	0,06	0,70	0,30	1,3	0,50	0,93
5	0,10	0,60	0,30	0,25	0,08	0,32

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО-СТАТИСТИЧЕСКИ МОДЕЛ НА СКОРОСТТА НА ГОРЕНЕ НА ЕКЗОТЕРМИЧЕН ЕЛЕКТРОД

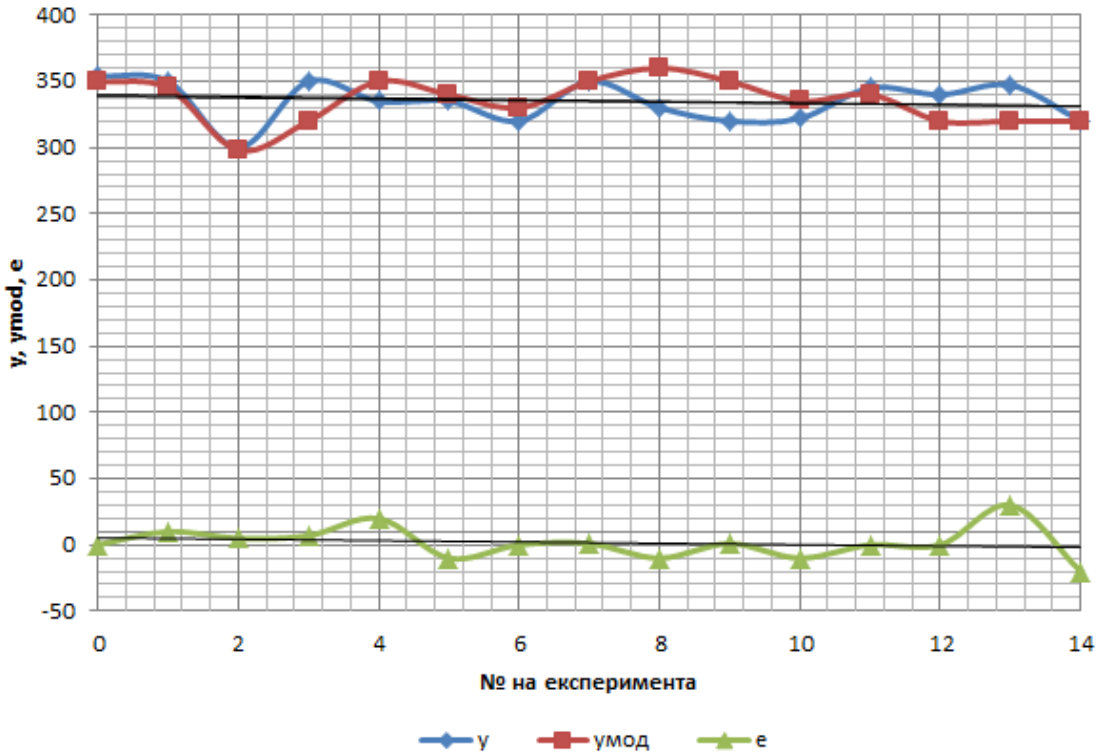
За определяне на влиянието на химическия състав на електродите, количеството на подавания кислород и силата на електрическия ток, необходим за запалване на електрода върху скоростта на горене на екзотермичен електрод във водна среда са планирани и проведени специални експерименти [6]. Избрана е конструкция на електрода непроменяща се по-време на експеримента [1]. Основните фактори, които се променят по време на провеждането на експериментите са [2]:

- Въглероден еквивалент на електродния тел, x_1, ($C_{екв}$, %). За целите на изследването се избират електродни телове с въглеродни еквиваленти 0,32%, 0,38% и 0,44%;
- Налягане на кислорода x_2, (P, MPa). Избрани са следните нива на промяна на този фактор: 0,55MPa; 0,60MPa и 0,65MPa;
- Сила на електрическия ток x_3, (I,A). За целите на експеримента са избрани стойности на тока 150 A, 200 A и 250 A.

Моделът на скоростта на горене на електрода (y) от въглеродния еквивалент на метала на електрода x_1, налягането на кислорода x_2, и силата на електрическия ток x_3 с кодирани фактори има вида [2]:

$$y = 317{,}2062 - 10{,}96x_1 + 10.17x_2 - 13{,}2562x_1^2 + 13{,}9938x_2^2 + 10{,}2938x_3^2 \quad (1)$$

На фигура 1, са показани криви на y, $y_{мод}$ и грешката e, като функция на номера на експеримента.



Фиг.1. Стойности на y, y_{mod} и e във функция на номера на експеримента

По модела са определени следните оптимални стойности на кодираните фактори $x_{1опт}$=-0,4143; $x_{2опт}$=1 и $x_{3опт}$=1 и стойност на y=353,9292, от които следват стойностите на реалните фактори X_1=0,355% $C_{екв}$; X_2=0,65MPa; X_3= 250 A, с тях се получава максимална скорост на горене на метала Vг =353,9292 mm/min.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Достигането на добро качество (при разширеното съдържанието на това понятие) на процеса „подводно рязане" може да се постигне след съчетаване и подходящ избор на неуправляемите и управляеми фактори. Намирането на оптимални стойности на управляемите фактори е съпроводено с допълнително изследване, най-подходящо за което е експериментално- статистическото моделиране.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Дичев Пл., Д. Христов, Хр. В., Определяне скоростта на горене на електроди за електрокислородно рязане., Трети международен научен конгрес, 50г. ТУ-Варна, 04-06 октомври Варна, 2012, 81-86с.
[2] Христов Хр., Повишаване ефективността на бойната експлоатация на корабите, чрез разработване на подводни аварийни методи за ремонт., 2013.,_192с.
[3]Дичев Пл., Д. Коларов, Т. П. и др., Изследване на процесите на електрокислородно рязане на материалите и създаване на оборудване за реализация в производствени условия., Проект №НП27, ГОДИШНИК Том II, ТУ - Варна, 2009., _49с.
[4] U.S. Navy underwater cutting and welding manual-SO300-BB-MAN-010, Published by direction of commander, Naval Sea System Command, June, 2002., _200p.
[5] Никитин А.К., Кислородная резка сталей больших толщин, РИТМ., №>7, 2012., _8с.
[6] Генов Д. Г., Идентификация на системи, ТУ Варна, 2007., _378с.
[7] Кайдалов А.А., Современы технологии термической и дистанционноы резки конструкционных материалов., Киев. Екотехнология, 2007., _456с.
[8] Кононенко В.Я., Подводния сварка и резка., 2^{oe} издание., Киев, 2011., _264с.

За контакти:

доц. д-р инж. Пламен Дичев, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска" №1, тел.: 0887842848, e-mail: dichev@abv.bg

ПЛАЗМЕНО РЯЗАНЕ НА АЛУМИНИЕВИ СПЛАВИ

Дичев Пл.Д., Томов Г.Т., Кралев Н.К.

Summary: *This article discusses manageable and uncontrollable factors affecting plasma cutting of aluminum alloys. Shown is the quality of the cut surface in the various thicknesses of the base metal.*
Key words: *quality; plasma cutting; aluminum alloys*

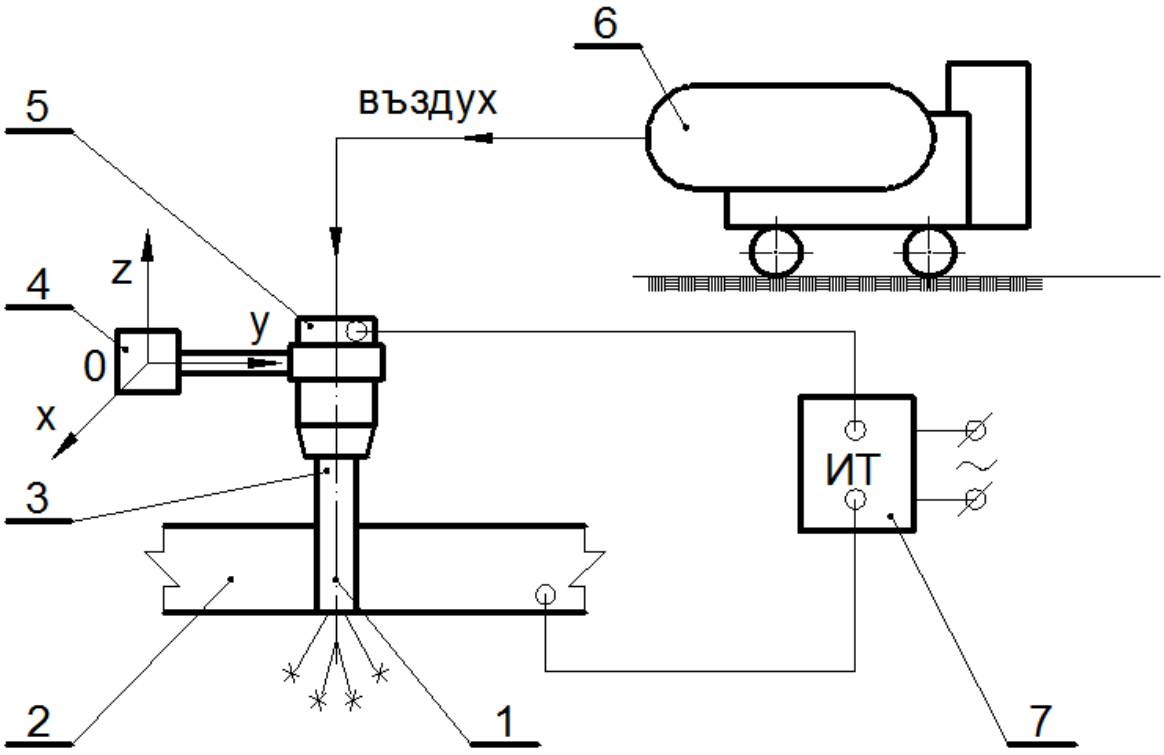
ВЪВЕДЕНИЕ

Основна задача на настоящата работа е определяне на параметрите на режима при въздушно плазмено рязане на алуминиеви сплави от вида Al-Mg (термонеуякчаващи се деформируеми алуминиеви сплави) с дебелини от 1,0÷7,0mm.

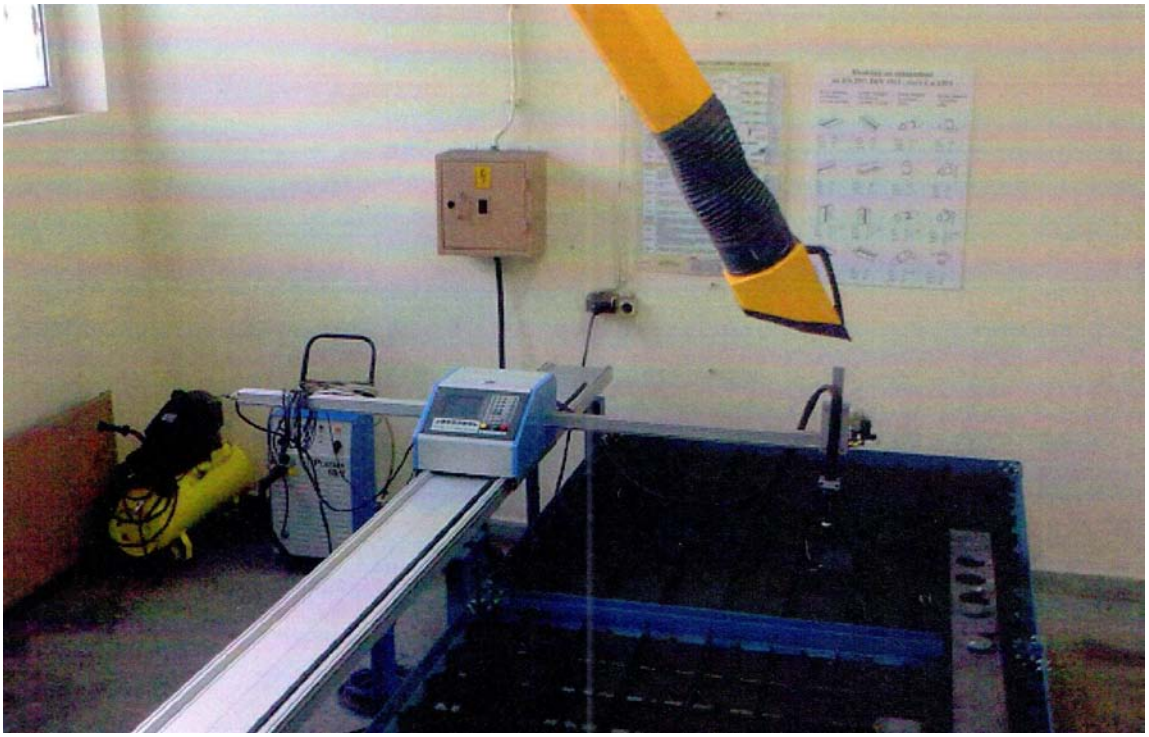
Целта е получените резултати да бъдат използвани за създаване на технология за плазмено-дъгов разкрой на детайли от листов прокат от алуминиеви сплави при изработване на корпусите на малотонажни плавателни средства и надстройки от алуминиеви сплави на стоманени кораби [1].

ИЗЛОЖЕНИЕ

На фиг.1 е показана схема, а на фиг.2, външен вид на оборудването за реализиране на плазмено-дъгово рязане.



Фиг.1. Схема на оборудване за въздушно-плазмено дъгово рязане:
1-зона на рязане; 2-основен метал; 3-плазмена струя; 4-механизъм с програмно управление; 5-плазмотрон; 6-компресор; 7-източник за ток



Фиг.2. Външен вид на оборудване за въздушно-плазмено дъгово рязане

В частност в работата се разглеждат проблемите свързани с въздушно-плазмено дъгово рязане на алуминиева сплав AlMg5 (Al5086) AWS A5.10. В табл.1 е показан химичния състав, а в табл.2, механичните характеристики на основния метал [2], [3].

Табл.1. Химичен състав (AlMg5)

Химичен елемент	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Zn	Ti	Cr	Al
Стойност, %	0,4	0,4	0,1	0,4	4,8	0,25	0,15	0,05	ост.

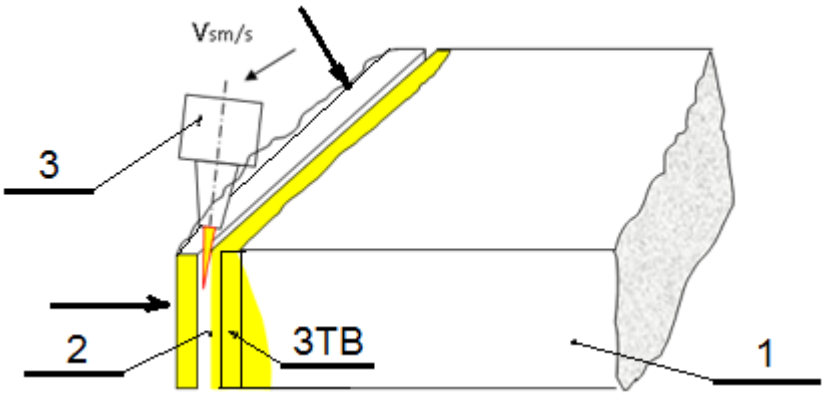
Табл.2. Механични характеристики (AlMg5)

Характеристика	Якост на опън, Rm [MPa]	Граница на провлачане, Re [MPa]	Относително удължение, A_5 [%]
Стойност	240÷310	100	18

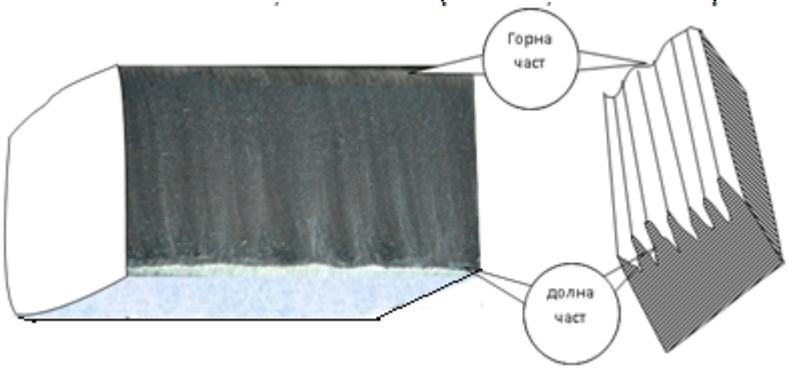
Оборудването за въздушно плазмено-дъгово рязане (фиг.1 и 2) се състои от следните основни елементи:

- Механизъм за придвижване на плазмотрона за рязане, тип: Steel Cut-L;
- Източник на ток, тип: PLASMA 60/2;
- Машинен плазмотрон, тип: AUTOCUT P.S75;
- Компресор за въздух, тип: ABAC 50 Hp2,5.

На фиг.3 е показана схемата на рязане на образците с машинен плазмотрон, а на фиг.4 релефа на разрязваната повърхност.

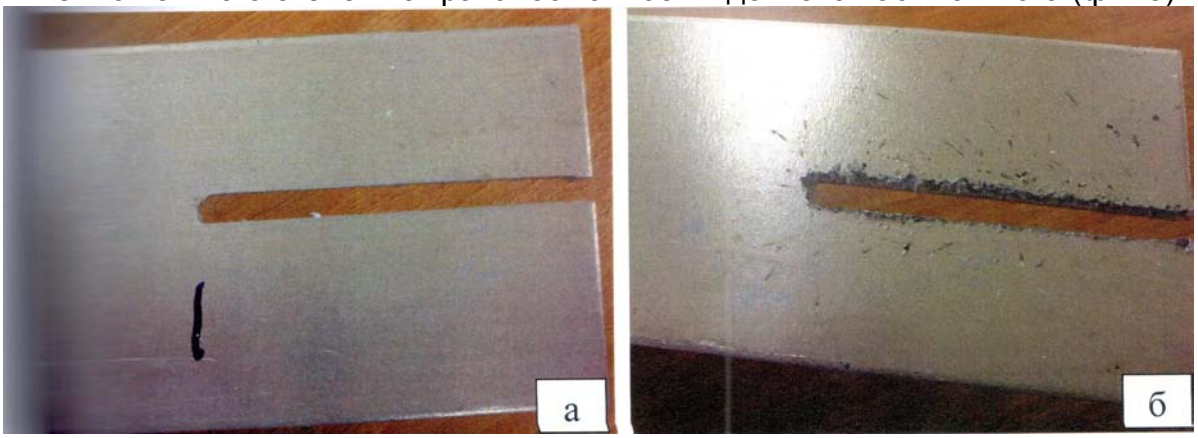


Фиг.3. Схема на рязане с машинен плазмотрон:
1-основен метал; 2-зона на рязане; 3-плазмотрон



Фиг.4. Схема на релеф на разрязана повърхност

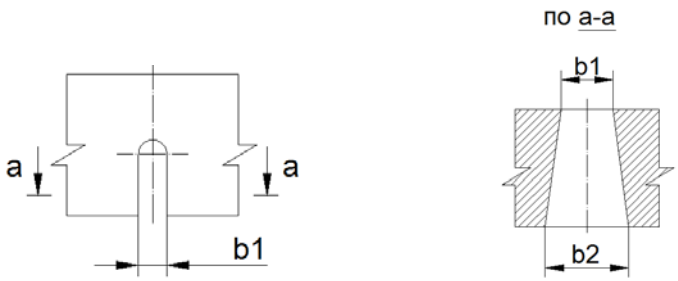
От изрязания образец се вижда, че видът на релефа е различен по дължината на плазмената струя. Изрязаната повърхност от страна на плазмотрона е със значително по-ниска степен на грапавост от тази в долната част на листа (фиг.5).



а) б)

Фиг.5. Външен вид на образец рязан плазмено дъгово:
а) горна част на образеца; б) долна част на образеца

На фиг.6 е показана схема на разрязан образец. Ясно се вижда, че съществува разлика в ширината на ряза в горната и долната му части.



Фиг.6. Схема на разрязан образец: а) поглед от горе; б)разрез;
b_1- ширина на горната част на ряза; b_2- ширина на долната част на ряза

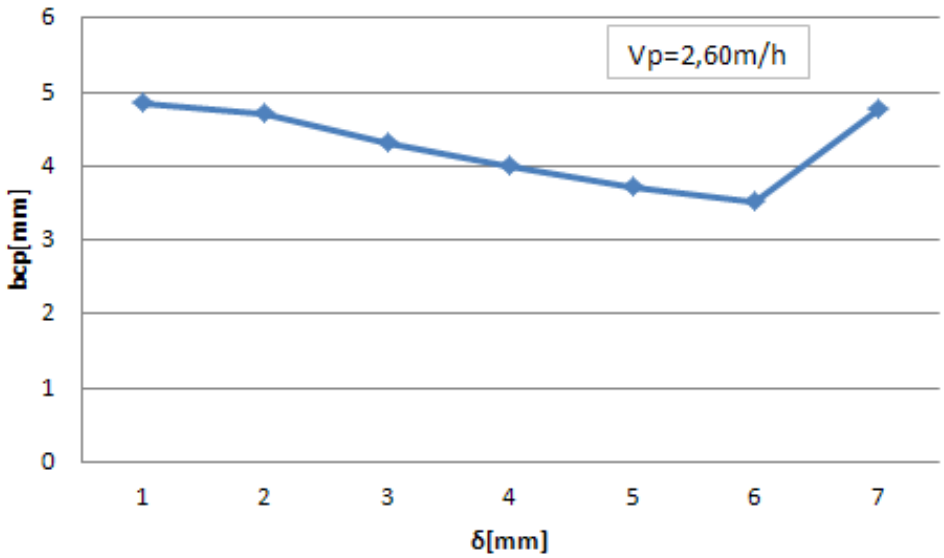
В табл.3 са показани експерименталните резултати на изменение на стойностите на ширината на рязане във функция от дебелината на основния листов метал (AlMg5), при фиксирани стойности на режима на рязане:

- Сила на тока, I; 95[A]
- Скорост на рязане, Vp; 2,60[m/h]
- Разстояние между плазмотрона и основния метал, h; 8,00[mm]
- Разход на плазмообразуващ газ, Q; 220[dm^3/min]
- Налягане на плазмообразуващ газ, p; 5,0[kg/cm^2]

Табл.3. Ширина на ряза в зависимост от дебелината на основния метал

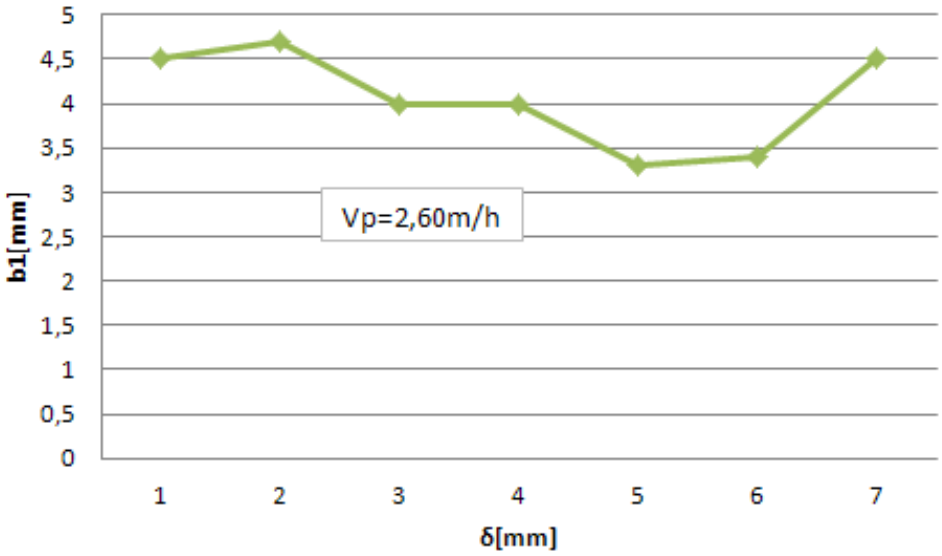
№ на образеца	Дебелина на основния метал, δ[mm]	Ширина на горната част на ряза, b_1[mm]	Ширина на долната част на ряза, b_2[mm]	Средна ширина на ряза, b_{cp}[mm]
1	1,0	4,50	5,20	4,85
2	2,0	4,70	4,70	4,70
3	3,0	4,00	4,60	4,30
4	4,0	4,00	4,00	4,00
5	5,0	3,30	4,10	3,70
6	6,0	3,40	3,30	3,50
7	7,0	4,50	5,00	4,75

На фиг.7 са показани в графичен вид експерименталните резултати от табл.3, отнасящи се за средната ширина на ряза.

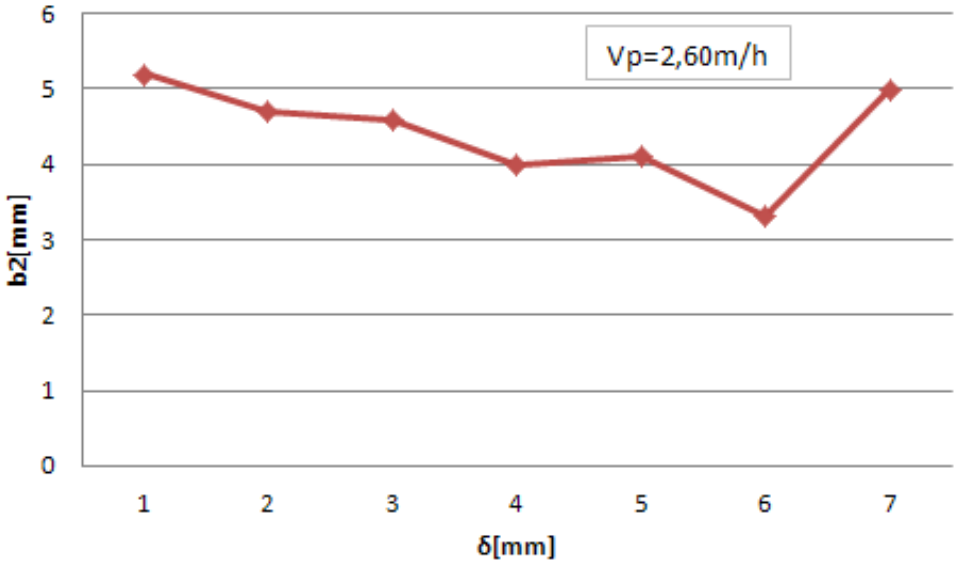


Фиг.7. Зависимост между дебелината на основния метал и средната ширина на ряза

На фиг.8 е показана зависимостта между ширината на горната част на ряза b_1 и дебелината на основния метал, а на фиг.9 е дадена зависимостта между ширината на долната част на ряза b_2 и дебелината на основния метал.



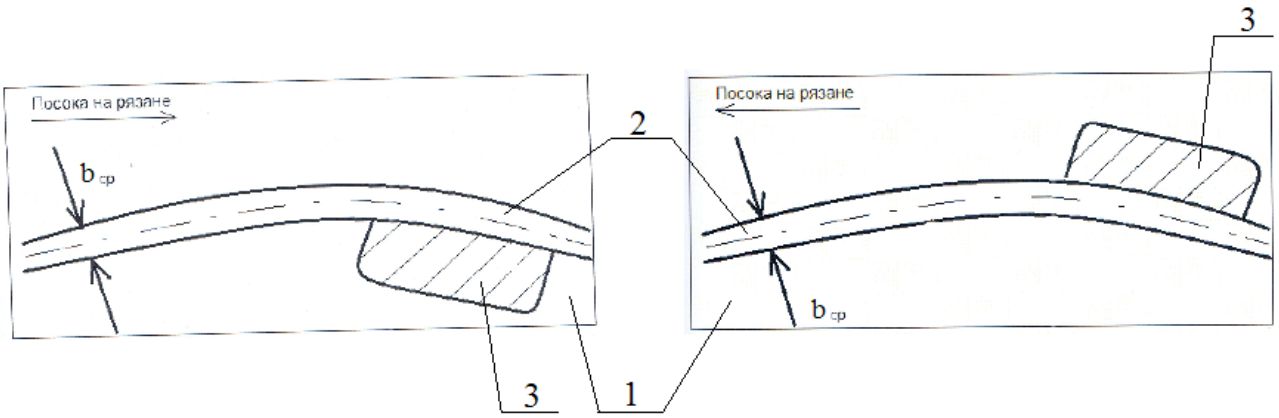
Фиг.8. Зависимост между дебелината на основния метал и ширина на горната част на ряза



Фиг.9. Зависимост между дебелината на основния метал и ширина на долната част на ряза

От графика (фиг.7) се вижда, че при механизирано плазмено-дъгово рязане на алуминиева сплав (AlMg5), средната ширина на ряза е в границите от 3,50 до 4,85mm, като при дебелини 1,0 и 7,0mm се изравнява. За практиката е важно да се използват и резултатите показани на фиг.7, 8 и 9 с оглед запазване на целостта на габаритите на детайла и използване на получените след рязането подготовки на краищата за следващо заваряване.

На фиг.10 е показано положението на полезния детайл спрямо листа на основния метал и посоката на рязане.



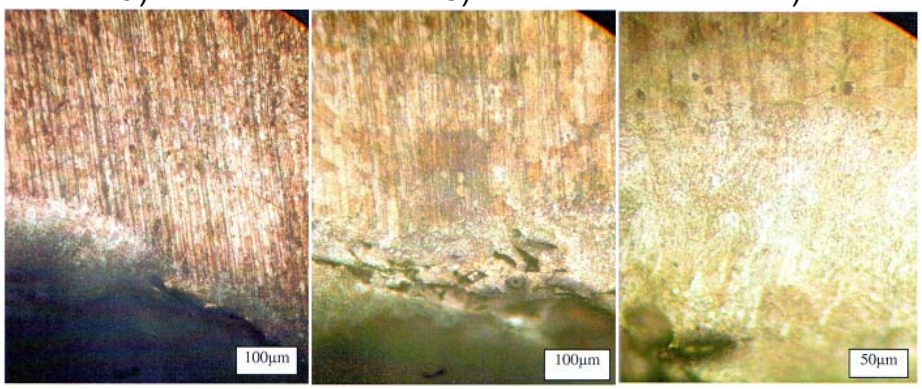
а) б)

Фиг.10. Схеми на рязане: а) рязане в посока на часовата стрелка;
б) рязане в посока обратно на часовата стрелка; 1-основен листов метал;
2-линия на рязане; 3-полезен детайл

На фиг.11 са показани различни зони от повърхността на ряза. Ясно се вижда, че в долната част на ряза съществува известно количество протекъл метал (грат). Последният лесно се отстранява по механичен начин и не пречи на качеството на изрязания детайл. В някой от случаите се забелязва наличие на неметални включвания в зоната на грата. Дефектите са с микроразмери и се отстраняват заедно с отстраняването на грата и не оказват влияние при следващо заваряване.



а) б) в)



г) д) е)

Фиг.11. Макрошлифове от различни зони на ряза

От структурният анализ се вижда, че липсват дефекти от макро и микро вид, изразяващ се в наличието на пори, пукнатини, неметални включвания и др.

ИЗВОДИ

1. Реализирано е въздушно плазмено-дъгово рязане на алуминиева сплав AlMg5 с дебелини от 1 до 7mm;
2. Определени са параметрите на режима на въздушно плазмено-дъгово рязане на алуминиева сплав AlMg5;
3. При въздушно плазмено-дъгово рязане на алуминиева сплав AlMg5 липсват в ЗТВ и в плоскостта на ряза макро и микро дефекти.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Дичев Пл., Д. Аргиров Я.Б., Христов, Хр. В., Заваряване на мачта от алуминиева сплав към стоманена надстройка на плавателен съд., Машиностроителна техника и технологии, №1, НТС, ТУ-Варна, 2013, 77-81с.
[2] Арзамацов Б.Н., Соловьев Т.В., Справочник по конструкционным материалом., Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2005. 239-259с.
[3] Emmett A.S., Robert A.W., Omer W.B., The Procedure Handbook of Arc Welding, Cleveland, OH44117-0035, 1994. 9.4-1÷9.4-12p.

За контакти:

доц. д-р инж. Пламен Дичев, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0887842848, e-mail: dichev@abv.bg

ПАРАМЕТРИ НА РЕЖИМА ПРИ ЕЛЕКТРОДЪГОВО ЗАВАРЯВАНЕ НА СТОМАНА S690QL

Дичев Пл. Д., Димов Е.В.

Summary: *This study represents the determination of the parameters of the system for manual arc welding of specimens of base metal of low carbon low alloy steel S690QL. Metallographic analysis was realized on welded steel S690QL multiple butt joint electrodes OK75.75.*

Key words: *low-carbon low alloy steel, high strength steel, manual arc welding, metallographic analysis, flash cooling rate*

ВЪВЕДЕНИЕ

Основната задача на настоящата работа е определяне на параметрите на режима при ръчно електродъгово заваряване на образци изработени от основен метал ALDUR 700QL:EN10 204-3.1.B, отговарящ на стомана S690QL :EN10025-6(Thyssen Krupp Steel), с w.№1.8988. Търговско название на фирмата N-A-XTRA R700/1/.

Целта на изследването е подобряване на технологичните възможности за внедряване на стомана S690QL в корабостроителното производство и кораборемонта.

В табл.1 и 2 са показани химическия състав и механичните показатели на образци от стомана S690QL.

Резултатите дадени в табл.1 и табл.3 са от сертификата за качество на пробните тела от фирмата производител [1].

Табл.1 Химичен състав на конструкционна стомана

Марка стомана	Химичен елемент, %											
S690QL	C	Si	Mn	Cr	Ni	Al	Cu	Mo	V	N	S	P
	0,16	0,06	1,42	0,6	0,76	0,017	0,39	0,39	0,05	0,007	0,004	0,013

Табл.2 Механични характеристики на стомана S690QL

Механична характеристика	Якост на опън, Rm/MPa/	Граница на провлачване		Относително усължение A5/%/	Работа на удар Av/Y/(-40°C)
		Re/MPa/	Rp0,2/MPa/		
Стойност	868	850	837	14,4	30÷60 Средно48

Въглеродният еквивалент, Секв=0,68% за дадената стомана е определен по формулата [3]:

Секв=C,%+Mn/6,%+Si/24,%+Cr/5,%+Ni/40,%+Mo/4,%+V/14,%+Cu/13,%+P/2,%/%/

Стойността на въглеродният еквивалент показва, че стоманата е закаляема и е склонна към образуване на студени пукнатини.

По литературни данни [1] за стомана S690QL, при термично рязане и електродъгово заваряване е необходимо да се спазват определени процедури:

- Термично рязане: За да се избегне получаване на студени пукнатини, при листов материал с дебелина по-голяма от 20mm е необходимо подгряване до температура 150°C на зона с ширина около 100mm;

- Електродъгово заваряване: При заваряване на дебелини по-големи от 20mm е необходимо да се осъществи предварително подгряване в температурен интервал 150÷200 ^{o}C. В редица случаи се налага реализиране на отвръщане при температури 530÷560°C.

В табл.3 и 4 са показани химическия състав и механичните характеристики на наварения електроден метал на марка електрод ОК75.75 препоръчителен от фирмата ESAB за заваряване на стомана S690QL.

Табл.3. Химичен състав на наварен електроден метал

Марка на електрода	Стандарт	Химичен елемент, %						
ESAB ОК75.75	EN 757: E896 ZB42H5	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V
		0,05	0,30	2,10	3,00	0,50	0,60	-

Табл.4. Механични характеристики на наварен електроден метал

Марка на електрода	Якост на опън, Rm/MPa/	Граница на провлачване, Re/MPa/	Относително удължение, A5/%/	Работа на удар, Av/J/			
				-20°C	20°C	40°C	50°C
Стойност	820	755	20	-	85	70	55

Изследванията са част от комплексно изследване за определяне на заваряемостта на стомана марка S690QL [8].

Заваряване с избрания за даденото изследване електрод, се осъществява с електрически ток DC+ и е предназначен за работа във всички пространствени положения.

За заваряване на основен метал с дебелина 12 mm, режима на работа е следния: диаметър на електрода, d_e=3,20mm; сила на заваръчния ток, I=100÷150A; работно напрежение, U~24V. Опитните образци са с размери, 180x80x12mm.

Температурата на предварително подгряване, То се определя по формулата на Сефериан [5].

$$To = 350\sqrt{C'_{екв}} - 0{,}25$$

$$C'_{екв} = C_{екв} . (1 + 0{,}005.\delta)$$

където:

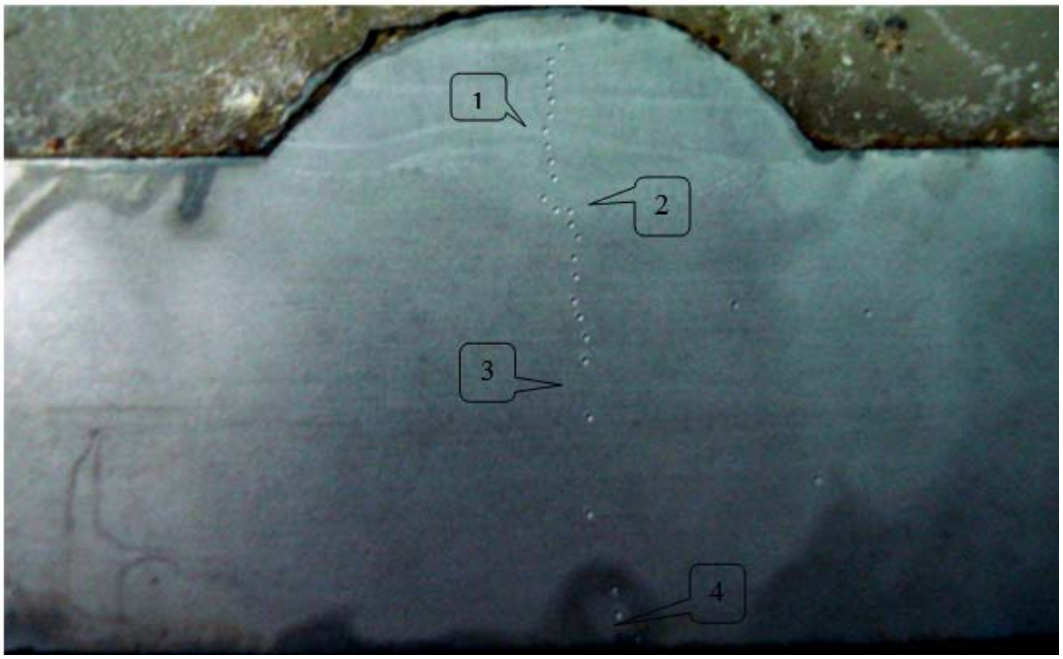
δ- дебелина на основния метал, 12mm;

Секв-въглероден еквивалент (химичен), 0,68%

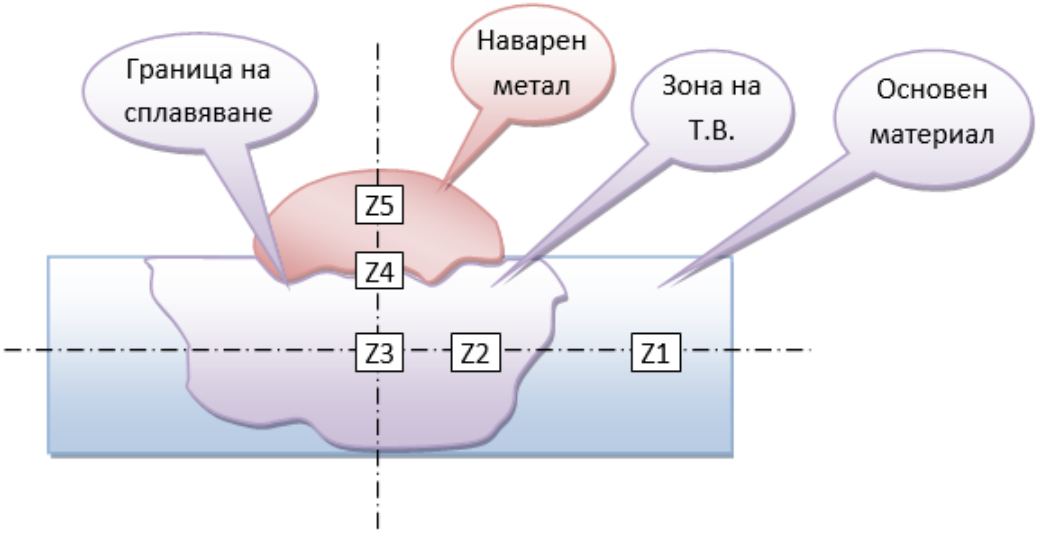
С‘екв- обобщен въглероден еквивалент, 0,72%

То- температура на предварително подгряване, 240°C

На фиг. 1 е показан макрошлиф на наварен опитен образец изпълнен с уточнените режими и без температура на предварително подгряване (То=20°C), а на фиг.2 схема на отделните зони на наварения образец.



Фиг.1. Макрошлиф на наварен опитен образец:
1-наварен метал;2-граница на сплавяване; 3-зона на термично влияние;
4-основен метал;

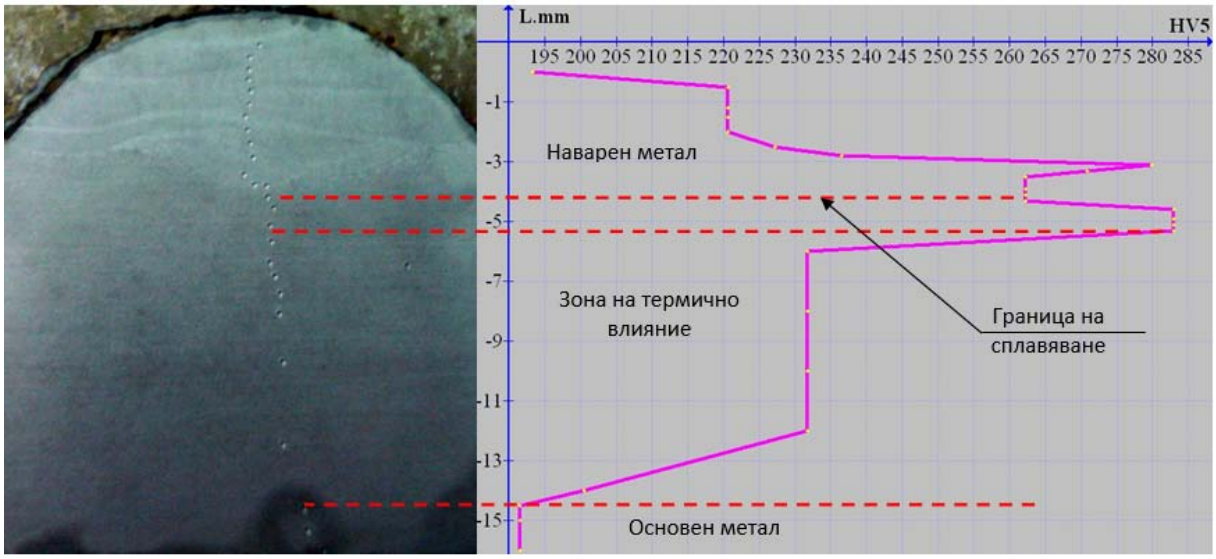


Фиг.2. Схема на отделни зони на опитния образец

Режимът на заваряване е:

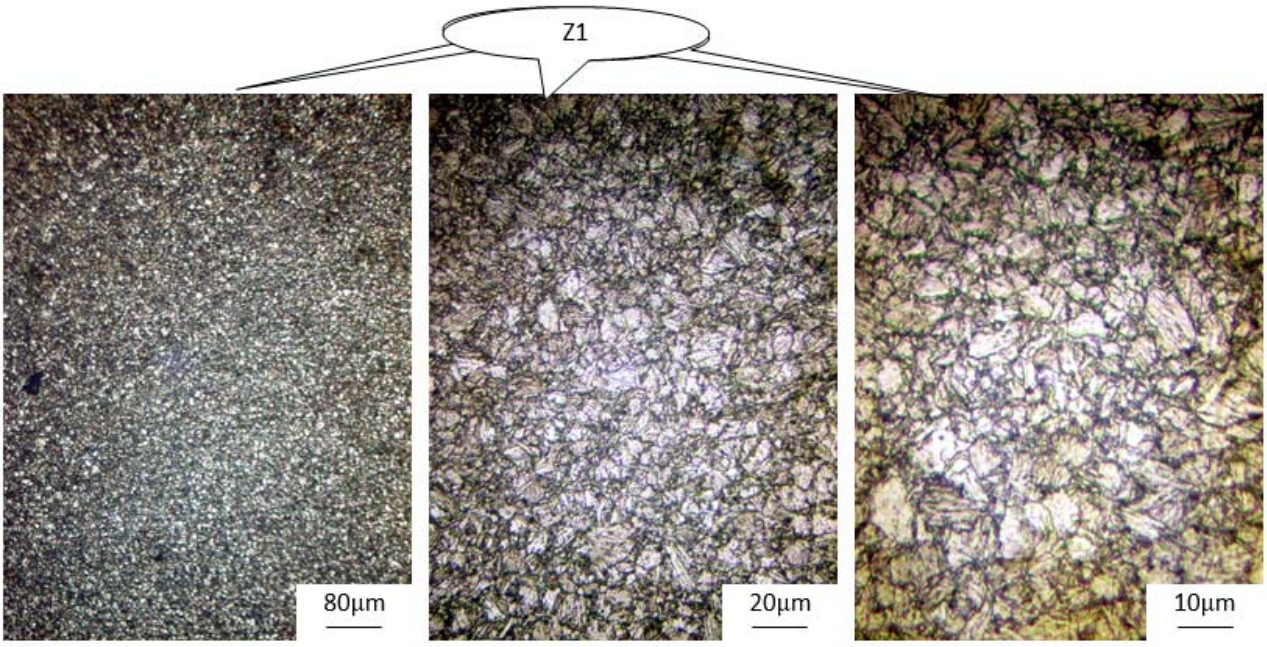
- Скорост на заваряване, V_3=4,0m/h (0,11cm/s)
- Сила на тока,I_3=135A
- Напрежение на тока, U=24V
- Мигновена скорост на охлаждане,W=-9,6^{o}C/s

На фиг.3 е показано разпределение на твърдостите HV5 в различните зони на наварения опитен образец.

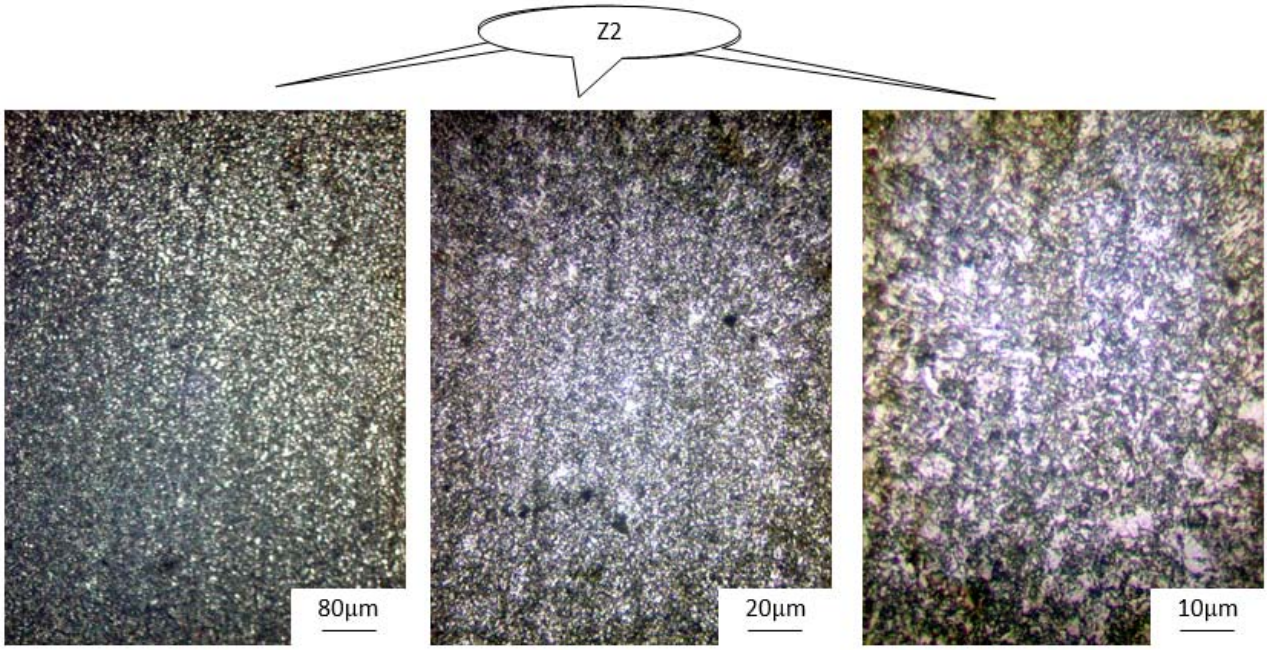


Фиг.3. Разпределение на твърдостите HV5 по оста на наварения метал

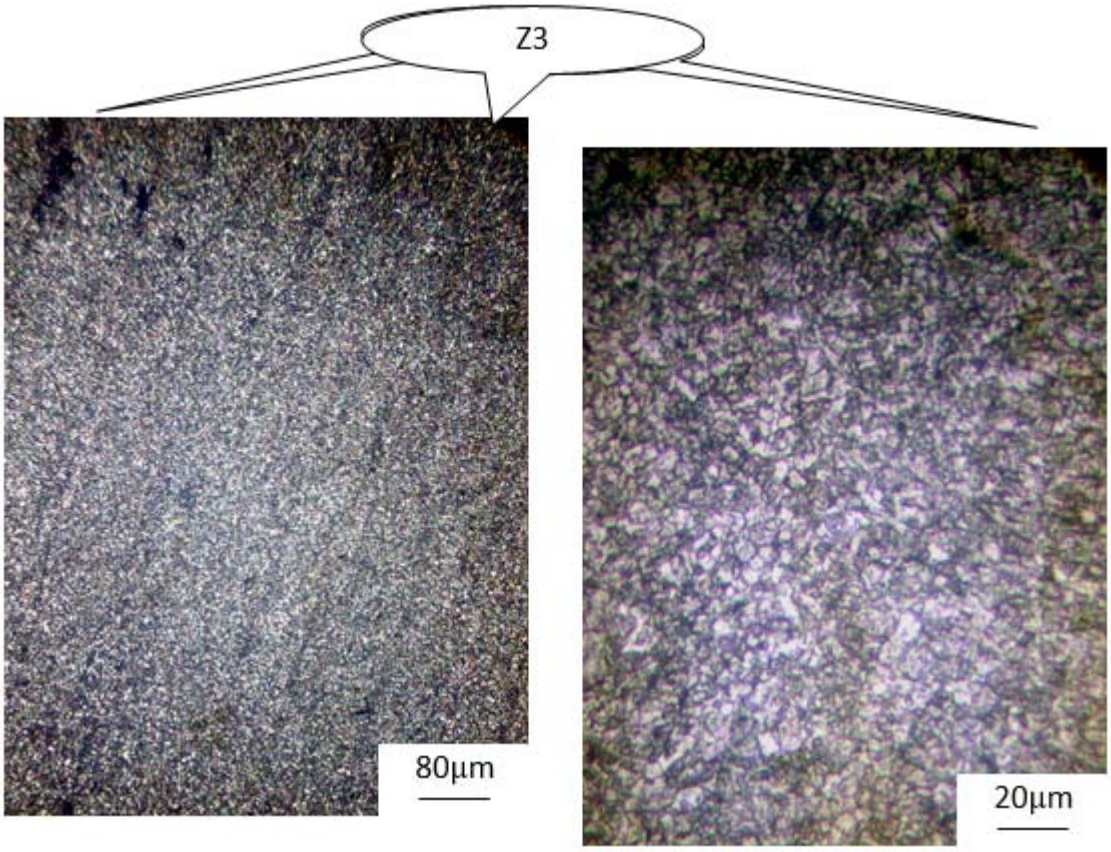
На фиг.4, 5, 6, 7 и 8 е показана микроструктурата на навареното съединение (както следва:Z1-основен метал; Z2, Z3-зона на термично влияние; Z4-граница на сплавяване; Z5-наварен метал).



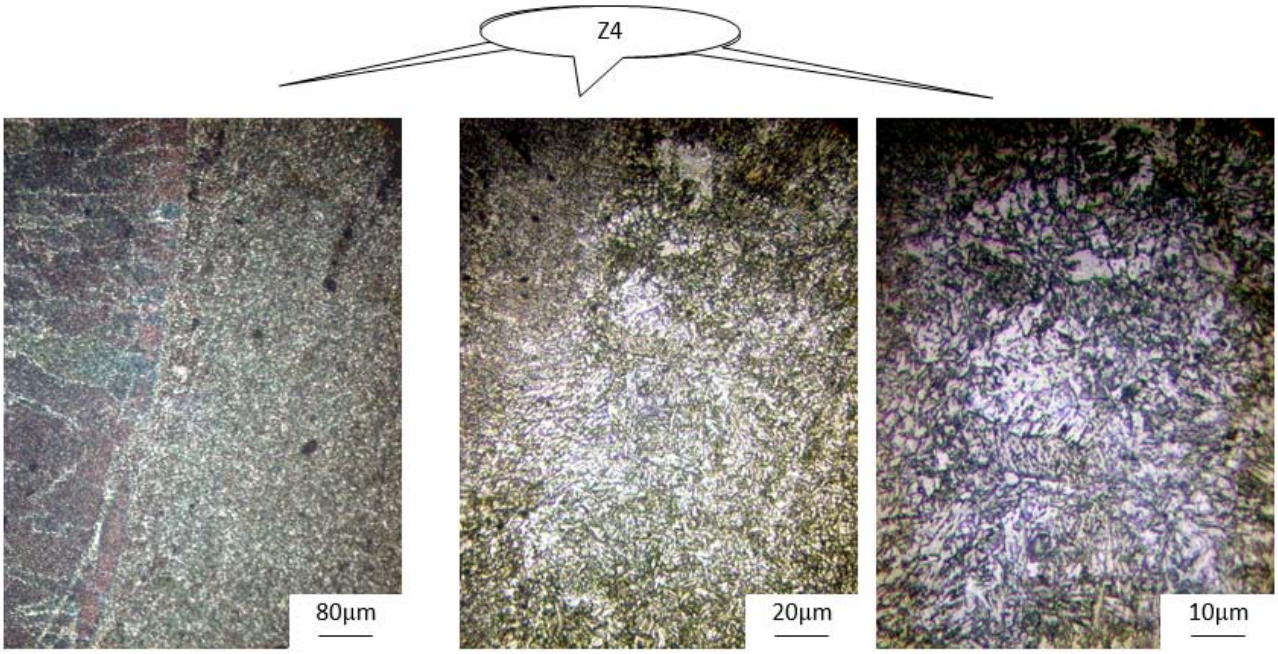
Фиг.4. Микроструктура на основен метал (Z1)



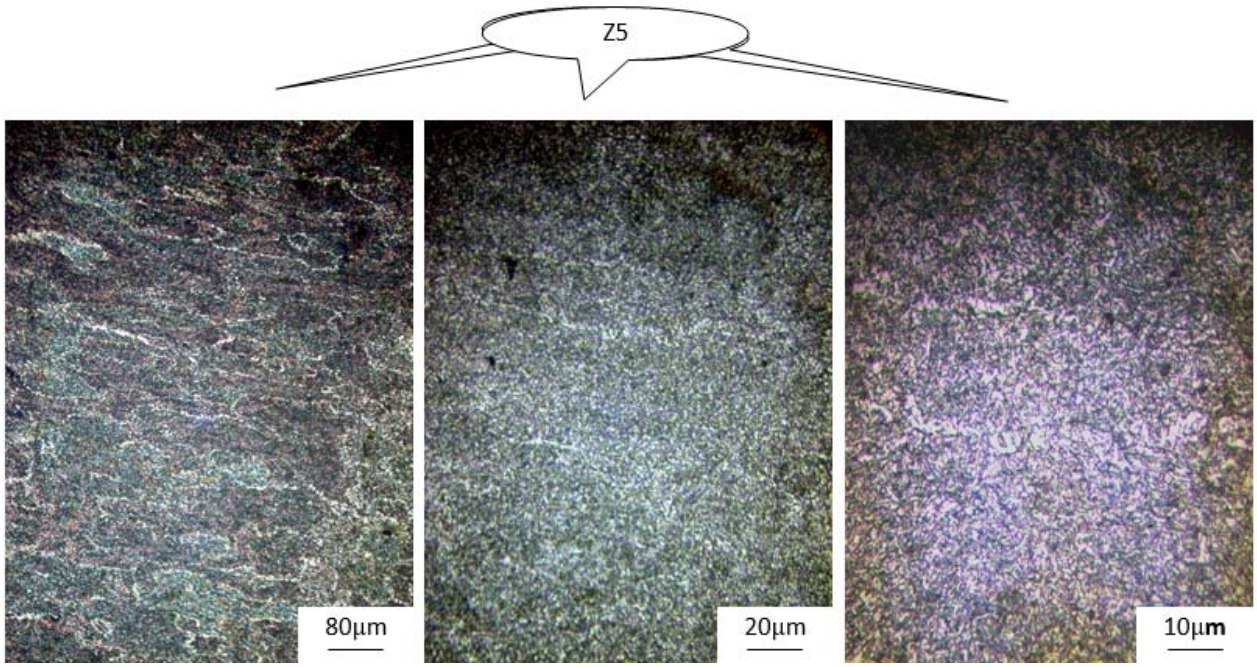
Фиг.5. Микроструктура на ЗТВ (Z2)



Фиг.6. Микроструктура на ЗТВ (Z3)



Фиг.7. Микроструктура на граница на сплавяване (Z4)



Фиг.8. Микроструктура на наварен метал (Z5)

Макроструктурният анализ показва, че в навареното съединение липсват дефекти от вида на пори, пукнатини, подрези, неметални включвания и др.

От металографският анализ и от разпределението на твърдостите HV5 (фиг.3.), структурата в зоната на термично влияние е ферито-перлитна (около 58% ферит, 32÷34% перлит и 8÷10% неравновесни структури) [7].

ИЗВОДИ:

1.Избрани са заваръчни материали за заваряване на нисковъглеродна нисколегирана стомана S690QL и са определени режимите за ръчно електродъгово заваряване;

2.Реализиран е металографски анализ на наварен образец от стомана S690QL с електроди марка ОК75.75, показващ отсъствие на макро и микродефекти;

3.По нататъшните изследвания трябва да продължат към определяне на структурните изменения в ЗТВ на заваръчното съединение при прилагане на предварително подгряване и последваща термообработка.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Thyssan Krupp Steel, Material Specification, Duissburg, “SE XAR en” (Edition 10/2007).-57p.
2. Bohler welding, Wisseswertes fur den Schweiber, Handbuch der Bohler Schwebtechnik, D-40549, Dusseldorf, 2001.-5-24s.
3. Алешин Н.П., Чернишев Г.Г., Сварка. Резка. Контрол., Справочник ТОМ 1, Москва , „Машиностроение“, 2004.-624с.
4. Кратък „Продуктов каталог консумативи за заваряване“, ESAB и Електроди Ихтиман АД, гр.Ихтиман, 2010.-35с.
5. Андреев С.Б., Головченко В.С., Горбач В.Д., Руссо В.Л., „Основи сварки судових конструкции, С-Петербург, Судостроение“, 2006.-552с.
6. Олшанский Н.А., „Сварка в машиностроении, Том 1, Машиностроение“, Москва, 1978.-504с.
7. Seyffart P., Meyer B., Scharff A., Grosser Atlas Schweis-ZTU-Schaubilder, Dusseldorf, 1992.-176s.
8. Дичев Пл.Д., Определяне на режимите на заваряване на нисковъглеродна нисколегирана стомана с повишена якост, Машиностроителна техника и технологии, НТС, ТУ-Варна, 2014.41-43с.

За контакти:

доц. д-р инж. Пламен Дичев, Технически Университет - Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 0887842848, e-mail: dichev@abv.bg

Изследване влиянието на процентното съотношение на добавеното газово гориво върху показателите на горивния процес във високочестотен дизелов двигател

Красимир Богданов

Study the influence of the percentage of added CNG on the performance of the combustion process in high-speed diesel engine: *In this paper are described the influence of the percentage CNG / diesel fuel on the parameters of the combustion process in diesel engine "Perkins Prima 2.0D"*

Key words: *diesel engine, dual fuel, CNG, natural gas, combustion process.*

Намаляването на емисиите от парникови газове, прахови частици и азотни оксиди и заедно с това намаляването на експлоатационните разходи на автотранспортните фирми са постижими при използване на двугоривни дизелови двигатели. При тях впръснатото дизелово гориво се редуцира за сметка на заместващо газово гориво (втечнен или природен газ).

Все по-често в научните и приложни разработки се използва сгъстен природен газ (СПГ). Това се налага от следните факти: количеството му многократно надвишава това на втечнения газ пропан-бутан (ВГПБ); скоростта на горене е по-ниска от тази ВГПБ, което предполага намаляване дела на взривното горене в ДВГ; неговата цена все още е по-ниска от тази на ВГПБ и др.

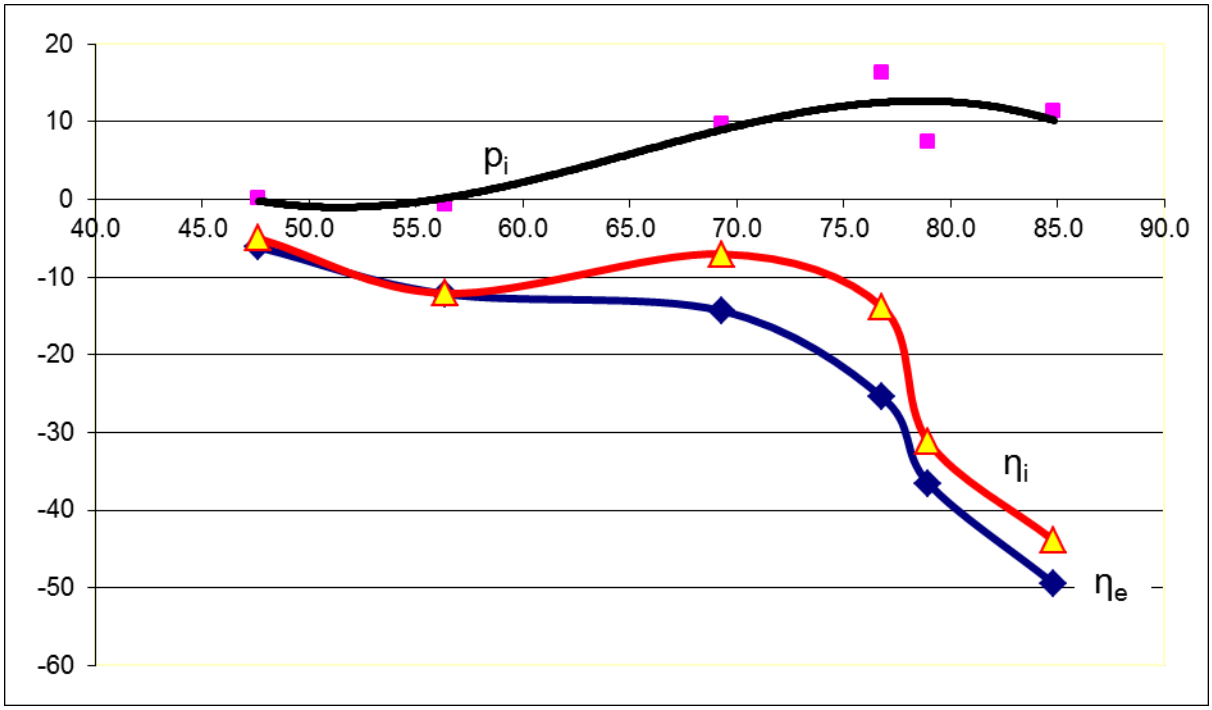
Цел на настоящото изследване е установяване влиянието на процентното съотношение на сгъстен природен газ (СПГ) и дизелово гориво върху показателите на горивния процес на високочестотен дизелов двигател Rover Maestro 2,0D. Определяне на оптимални граници на това съотношение, така че влошаването на мощностно-икономическите показатели да е минимално, а нарастването на механичните и термични натоварвания върху детайлите на ДВГ да не превишава 5-10%.

Обект на изследването е двигател Rover Maestro 2,0D (Perkins Prima 65), производство на фирмата "Perkins Engines" LTD – Англия. По-важни негови параметри са:

1.	Мощност: [kW]	46 (4500 min^{-1})
2.	Въртящ момент: [N.m]	122 (2500 min^{-1})
3.	Номинален специфичен разход на гориво [g/kWh]	230
4.	Диаметър на цилиндъра: [mm]	84,4
5.	Ход на буталото: [mm]	88,9
6.	Брой цилиндри:	4 , редови, вертикално
7.	Ходов обем (V_h): [cm^3]	1993
8.	Тактност:	4 тактов
9.	Пълнене:	Атмосферно
10.	Горивна система:	Perkins Direct Injection
11.	Степен на сгъстяване (ε):	18,1:1

За да се установи влиянието на процентното съотношение СПГ/дизелово гориво върху параметрите на горивния процес е снета регулировъчна характеристика при максимален въртящ момент при различно процентно съотношение газ/дизелово гориво. Получените и изчислени стойности на параметрите са сравнени с тези получени при работа със стандартно дизелово гориво.

На показаните по-долу графики по абцисата е процентното съотношение СПГ/дизелово гориво, а по ординатата е процентно изменение на изследвания параметър. Положителните стойности показват увеличението му, а отрицателните намалението му, сравнен с този при 100% дизелово гориво.



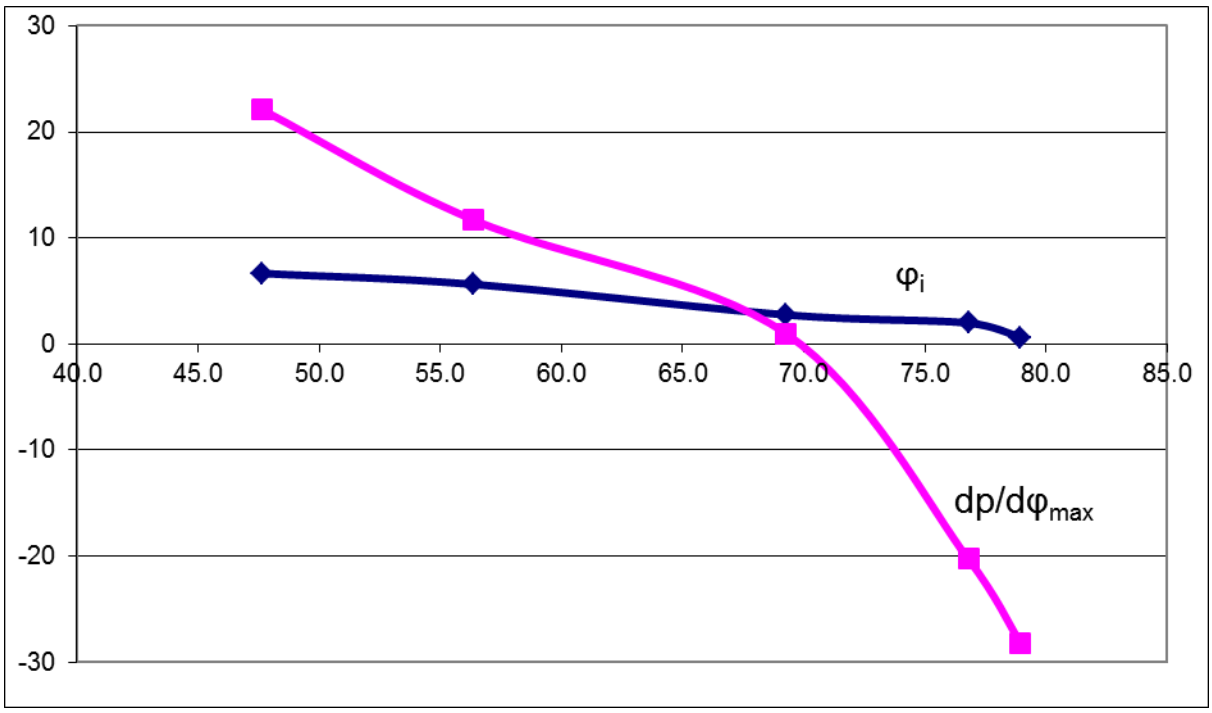
Фиг.1 Влияние върху ефективния к.п.д.(η_e), средното индикаторно налягане (p_i) и индикаторния к.п.д. (η_i).

На Фиг.1 е показано влиянието върху ефективни и индикаторни параметри на двигателя. Ефективният к.п.д. намалява с увеличение на процентното съотношение. Вземайки предвид цените на горивата допустимото снижаване е до 30%. Вижда се, че 70% заместване води до около 15% снижаване. Индикаторните показатели: средно идикаторно налягане и индикаторен к.п.д. подтвърждават твърдението, че до около 70% мощностно-икономическите показатели не се влошават съществено.

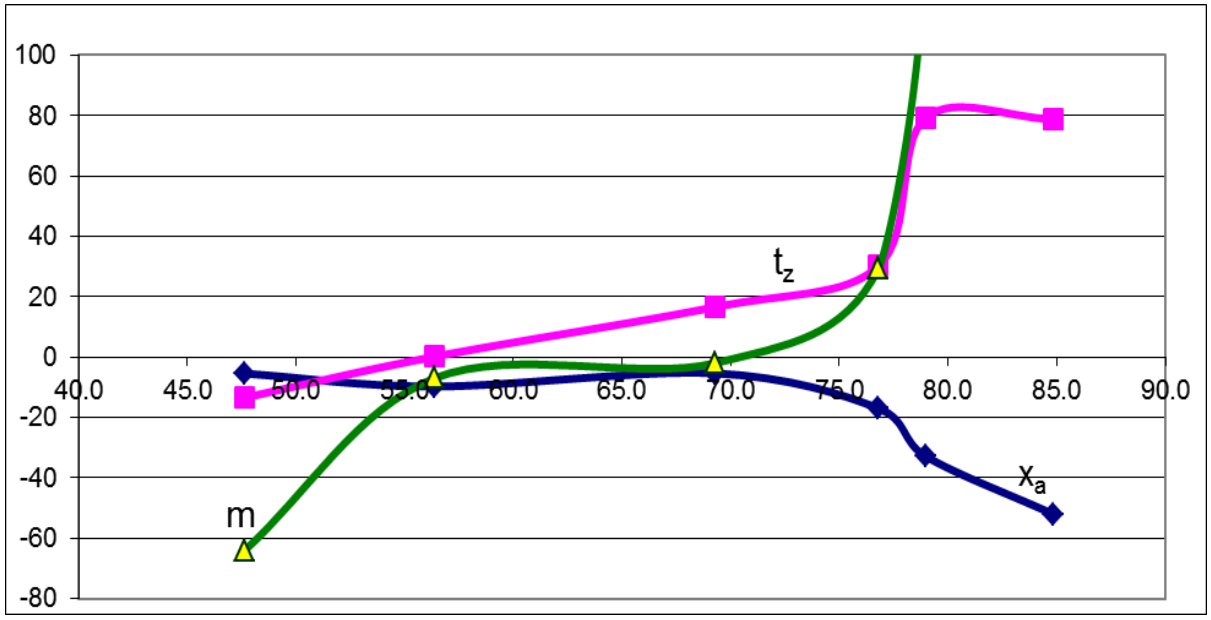
От Фиг.2. се вижда, че ъгъла на задържане на самовъзпламеняването е нарастнал с не повече от 5% и не се влияе съществено, а максималната скорост на нарастване на налягането намалява с увеличаване на съотношението газ/дизелово гориво, като при 70% е еднаква с тази при работа с чисто дизелово гориво.

На Фиг.3 е разгледана зависимостта на параметрите: дял на реагиралото гориво, време (период) на горене и показателят на Вибе. От тази графика се вижда, че оптималното съотношение лежи в грниците от 55 до 70%.

Фиг.4. отразява влиянието върху параметрите :максимална температура на горене за цикъл, максимално налягане в цилиндъра по време на взривното горене и максимално налягане на работния цикъл. Тези параметри характеризират температурното и механично натоварване на коляно-мотовилковия механизъм на двигателя. Вижда се, че в диапазона 55-75% стойностите не се различават с повече от 10% от тези при работа с дизелово гориво, а даже максималното налягане е намаляло с около 5%.

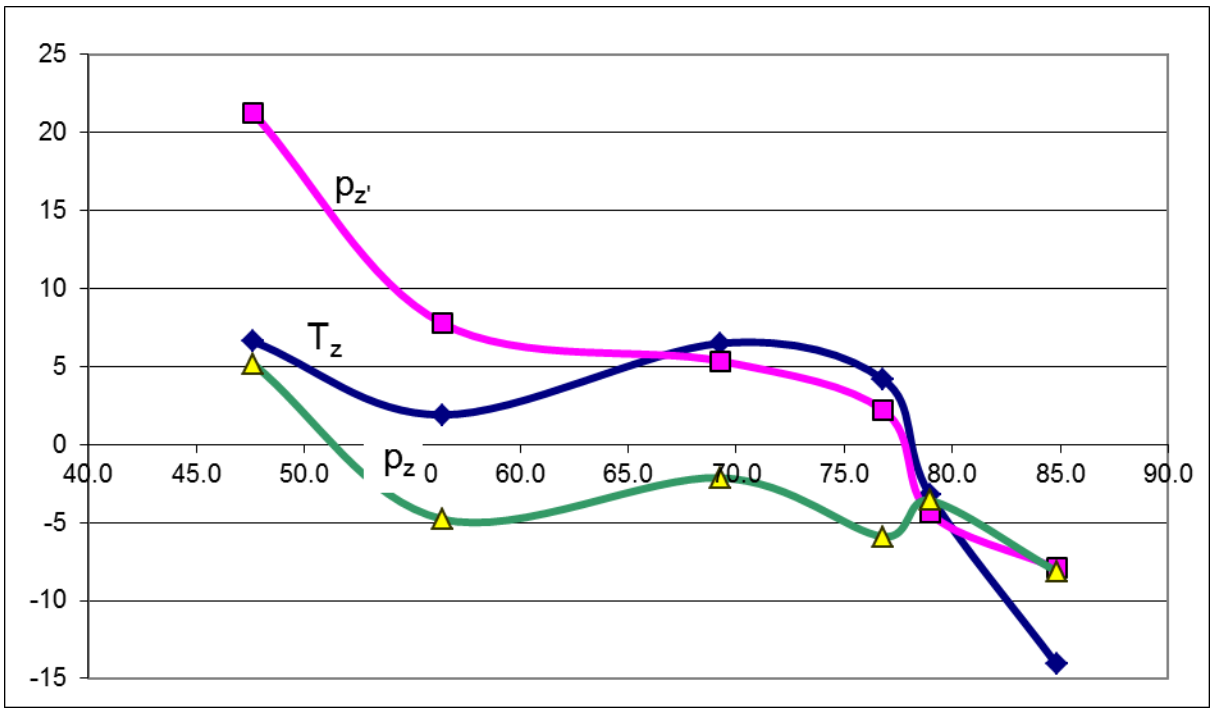


Фиг.2. Влияние върху периода на задържане на самовъзпламеняването (φ_i) и максималната скорост на нарастване на налягането в цилиндъра $(dp/d\varphi)_{max}$.

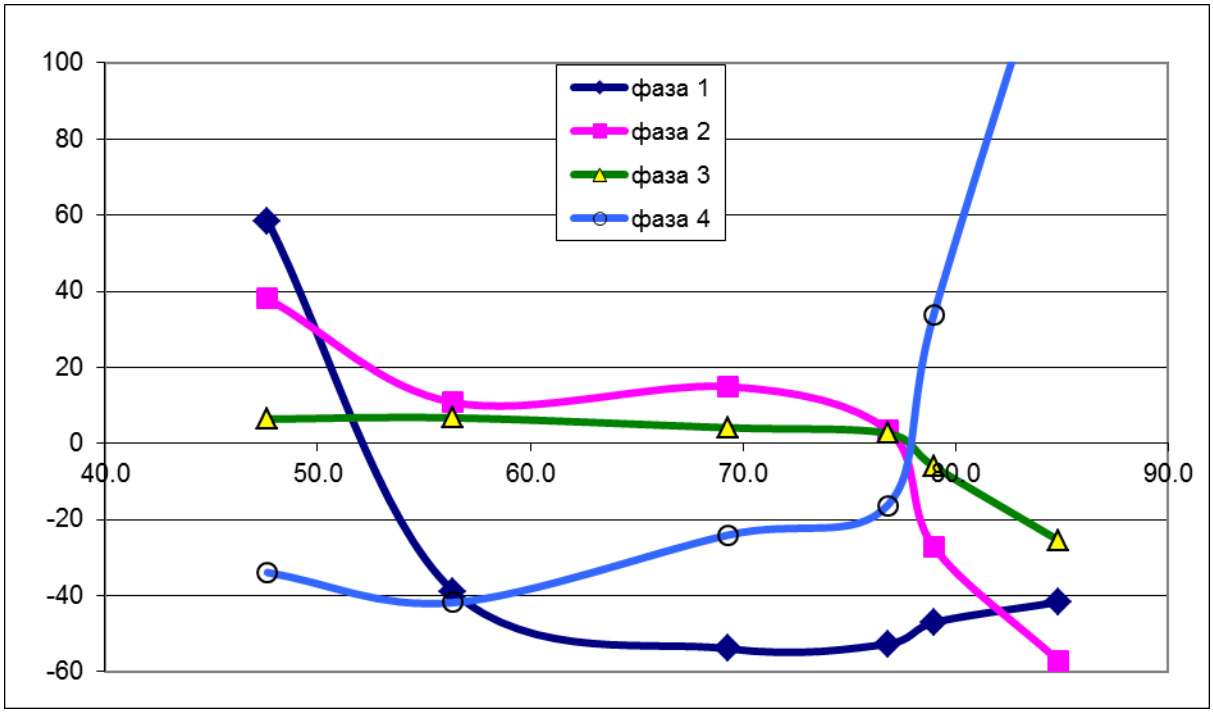


Фиг.3. Влияние върху времето на горене(t_z), дела на реагиралото гориво(x_a) и показателя на Вибе(m).

На фиг.5 е отразено влиянието върху фазите на горене в дизеловия двигател Фаза 1 характеризира взривното горене предизвикано от предварителното смесване на гориво-въздушната смес, фаза 2 – е управляемо ???, фаза 3 дифузно горене и фаза 4 е догарянето по линия на разширението. От фигурата може да се отчете, че делът на взривното горене при съотношение по-голямо от 55% е значително намалял, което благоприятства за намаляване шума от работния процес, до 75% е намалял и делът на управляемото взривно горене, а следователно и механичното натоварване на КММ. Фаза 3 не се променя съществено до около 75% дял на газово гориво. За фаза 4 се вижда, че е намала до 75%, след което скокообразно нараства, т.е. силно се влошава ефективността на горивния процес.



Фиг.4. Влияние върху максималните налягане(p_z), температура(T_z) и налягане в първата фаза на горене($p_{z'}$) в цилиндъра.



Фиг.5. Влияние върху фазите на горене.

Въз основа на направения по-горе анализ, може да се направят следните **изводи:**

1.Ефективните показатели на дизеловия двигател не се влошават съществено при процентно съотношение до 70% природен газ/дизелово гориво.

2. Параметрите на горивния процес, определящи механичното и термично натоварване не се променят с повече от 10% за границата 55-75% съотношение газ/дизелово гориво.

В заключение може да се твърди, че заместването на дизелово гориво с до 70-75% сгъстен природен газ, при работа на високочестотен дизелов двигател, е допустимо и икономически целесъобразно.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Богданов Кр.Ц. Изследване горивния процес на високооборотен автомобилен дизелов двигател (с добавка на газови горива), дисертация за присъждане на ОНС доктор, ТУ-Варна, 2007

[2] Христов Р.П., Индикаторни показатели на дизелов двигател Д3900, преоборудван за работа със сгъстен природен газ, ЕКО Варна `09, ISBN 954–20-00030, стр. 199-208

За контакти:

доц. д-р инж. Красимир Богданов, Колеж в структурата на Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383 321, e-mail: kbog@abv.bg

АНАЛИЗ НА СХЕМИТЕ ЗА СЕРТИФИЦИРАНЕ НА БИОГОРИВАТА ЗА СЪОТВЕТСТВИЕ С КРИТЕРИИТЕ ЗА УСТОЙЧИВОСТ

Миряна Евтимова

Analysis of the schemes for certification for biofuels on the compliance with the sustainability criteria: *At the beginning of the United Nations Decade for Sustainable Energy for All (2014-2024) is essential to evaluate the methods for assessing the sustainability performance of the various types of energy.*

In 2009 the EU introduced a binding scheme for sustainability of biofuels, which is the most comprehensive and pioneering of its kind in the world.

The article provides an analysis of biofuel certification schemes, recognized by the European Commission for demonstrating compliance with the sustainability criteria .

Key words: *Biofuels, sustainability criteria, certification, greenhouse gas emissions and transport.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Една от целите на ООН в инициативата „Десетилетие на устойчива енергия за всички" е удвояване на делът на възобновяемата енергия в общият енергиен микс. Прекъсването на зависимостта от нефт и повишаване на сигурността на енергийните доставки е сериозно предизвикателство и възможност за постигане на конкурентноспособна икономика с ниска въглеродна активност.

От друга страна, изграждането на Единно европейско транспортно пространство е немислимо без създаването на транспортна система с ефективно използване на ресурсите. Освен това чистата енергия в транспорта и постепенната му декарбонизация са водещи цели за бъдещото развитие на този стратегически отрасъл на икономиката.

За да се отговори на потребностите на транспорта е необходимо използването на всички видове алтернативни горива. Понастоящем биогоривата са единственит пряк заместител на нефта във всички видове транспорт .

През 2009г. Европейският парламент и Съвета на Европа приемат Директива 2009/28/ЕО за насърчаване използването на енергия от възобновяеми източници[1], в която са определени критериите за устойчивост. Понастоящем Европейската комисия (ЕК) е признала 15 схеми за доказване спазването на критериите за устойчивост на биогоривата в съответствие с тази директива. Ето защо особен интерес представлява анализът на системите за сертифициране и възможностите за тяхното прилагане в България.

1. КРИТЕРИИ ЗА УСТОЙЧИВОСТ

Независимо дали суровините са отгледани на или извън територията на Общността, енергията от биогорива трябва да отговарят на следните критерии за устойчивост[1,2,3,5].

1.1 Ползването на биогоривата трябва да води до намаление на емисиите на парникови газове както следва**:**

- до 31.12.2016г. - поне с 35 %;
- от 1 януари 2017 г - поне с 50 %;
- от 1 януари 2018 г. - поне с 60 %.

Намалението на емисиите на парникови газове в резултат на използването на биогорива се изчислява в съответствие с методика, разработена по реда и при условията на Директива 2009/28/ЕО [1] и Закона за енергия от възобновяеми източници [3].

1.2 Биогоривата не са произвеждани от суровини, произхождащи от терени с голямо значение за биоразнообразието, т.е. от терени, които са имали един от следните статуси през или след месец януари 2008г., независимо дали продължават да имат този статус:

а) девствени гори или други залесени с местни видове земи, при които липсва съществено нарушение на екологичните процеси, определени с областните планове за развитие на горските територии;

б) райони, предназначени за целите на защитата на природата, освен когато производството на суровини от такива райони не противоречи на тези цели и това е установено в акт на компетентния орган, представляващи:

- защитени територии;
- защитени зони от мрежата Натура 2000;
- райони със защитени редки, под заплаха или застрашени екосистеми или видове, признати от международни споразумения или включени в списъци, изготвени от междуправителствени организации или Международния съюз за опазване на природата;

в) пасища с висока степен на биоразнообразие, които са богати на растителни и животински видове, не са ерозирани и независимо от човешката намеса в тях са запазени естественият състав на видовете и екологичните характеристики и процеси, определени в съответствие с установени от Европейската комисия критерии и географски обхвати, освен когато добивът на суровини от определените изкуствени пасища е необходим за запазване на пасището.

1.3 Биогоривата не са произведени от суровини, произхождащи от терени с високи въглеродни запаси, т.е. от терени, които са имали един от следните статуси през януари 2008 г., но вече нямат този статус:

а) мочурища, т.е. почви, покрити или наситени с вода постоянно или през значителна част от годината;

б) трайно залесени зони, т.е. терени с площ над един хектар, височина на дърветата над пет метра и с покритие от короните над 30 %, или с дървета, които могат да достигнат тези прагове на място;

в) терени с площ над един хектар, височина на дърветата над пет метра и с покритие от короните между 10 и 30 %, или с дървета, които могат да достигнат тези прагове на място.

1.4 Биогорива не се добиват от суров материал, получен от земя, която е била торфище през януари 2008 г., освен ако не са представени доказателства, че култивирането и добиването на тези суровини не налага дренаж на предварително неотводнената почва.

1.5 Селскостопанските суровини, отглеждани в държавите-членки на Европейския съюз и използвани за производството на биогорива следва да бъдат добити в съответствие с изискванията и стандартите на Общата селскостопанска политика.

2. ИКОНОМИЧЕСКИ ОПЕРАТОРИ

Законът за енергия от възобновяеми източници [3] и Наредбата за критериите за устойчивост на биогоривата и течните горива от биомаса [5] (които транспонират европейското законодателство в тази област) определят следните субекти като икономически оператори:

- земеделски стопани, кооперации и организации на производители;
- събирачи на отпадъци и остатъци;
- изкупвачи на суровини за производство на биогорива;
- първични преработватели на суровини за производството на биогорива;

- изкупвачи на първично преработени суровини за производството на биогорива;
- лица които внасят или пускат на пазара суровини за производството на биогорива;
- лицензирани складодържатели на чисти биогорива и/или на смеси на биогорива с течни горива от нефтен произход;
- разпространители на биогорива;
- крайни разпространители на биогорива;
- лица които пускат на пазара биогорива, чисти или в смеси за крайна употреба.

Характерна особеност за крайните разпространители и лицата, които пускат на пазара биогорива е, че те прилагат изискването за сертификат за съответствие с критериите за устойчивост (описан по-нататък) доброволно. За всички останали – то е задължително.

3. ОЦЕНКА НА СЪОТВЕТСТВИЕТО НА БИОГОРИВАТА С КРИТЕРИИТЕ ЗА УСТОЙЧИВОСТ

Правилната оценка на съответствието на биогоривата с критериите за устойчивост са единственото решение за използването на чиста енергия и изграждането на биоикономика за устойчиното развитие на Европа.

Съгласно изискванията на европейското [1,2] и национално [3,5] законодателство биогоривата се отчитат за изпълнение на националните индикативни цели за дял на възобновяемите източници в транспорта, както и за изпълнение на целта за крайно общо намаление на емисиите на парникови газове на единица енергия от целия жизнен цикъл на доставяните горива и енергия само в случаите, когато икономическите оператори на тези биогорива са изпълнили следните условия.

3.1 Спазват критериите за устойчивост.

3.2 Използват система за масов баланс и осигуряват проследимост на произведените партиди суровини и биогорива.

Системата за масов баланс, която се използва от икономическите оператори трябва да удостоверява, че:

а) при смесването на партиди от биомаса или биогорива с различни характеристики за устойчивост сборът от всички партиди, извадени сместа, има същите характеристики за устойчивост, какъвто има сборът на всички партиди, добавени в сместа;

б) в случаите на смесването на партиди от биомаса или биогорива с други партиди, които не отговарят на изискванията за устойчивост:

б1) количеството и характеристиките на устойчивост на добавената към сместа партидата, отговаряща на изискванията за устойчивост, е предварително оценено;

б2) партидата, напуснала сместа, е в количество по-малко от определеното по буква „б1”.

3.3 Притежават сертификат за съответствие, издаден от сертифициращ орган, удостоверяващ, че произведените от тях суровини и биогорива отговарят на изискванията за устойчивост и е приложена системата за масов баланс.

4. СХЕМИ ЗА СЕРТИФИЦИРАНЕ

За избягване на прекомерната административна тежест върху икономическите оператори Евпорейската комисия допуска въвеждането на доброволни схеми за доказване на съответствието, които спомагат за ефективни решения за доказване на изпълнението на критериите за устойчивост. Въведени са разпоредби за насърчаване на разработването на многостранни и двустранни споразумения и на

доброволни международни и национални схеми, които задават стандарти за производство по устойчив начин на биогорива, както и удостоверяват съответствието.

Критериите за устойчивост на биогоривата се считат за изпълнени, когато икономическите оператори прилагат признати от Европейската комисия доброволни национални схеми за въвеждане на стандарти за производство на биогорива [5].

4.1 УСЛОВИЯ ЗА ПРИЗНАВАНЕ НА СХЕМИТЕ ЗА СЕРТИФИЦИРАНЕ ОТ ЕК

За признаване на дадена схема за доказване спазването на критериите за устойчивост в съответствие с директива 2009/28/ЕО [1] и директива 2009/30/ЕО [2] ЕК оценява следните показатели [6]:

- покритие на критериите за устойчивост на директива 2009/28/ЕО [1];
- прилагане на методологията на системата за масов баланс;
- прилагане на подходящи стандарти за благонадеждност, прозрачност и одит от независим одитор;
- доказателство за правилно планирани и провеждани одити и представяне на доклади за резултатите.

За да участва един икономически оператор в дадена схема за сертифициране, от него се изисква:

- да има подлежаща на одитиране система за документация;
- да съхраняват съответната документация за срок от минимум 5 години;
- да поемат отговорност за подготовката на всякаква информация във връзка с одитирането на такава документация.

4.2 ПРИЗНАТИ СХЕМИ ЗА СЕРТИФИЦИРАНЕ

Когато един икономически оператор предостави доказателство или данни, получени в съответствие със схема, която е била призната от Комисията в степента, изисквана от това решение за признаване, държавата-членка не изисква от доставчика да предостави допълнителни доказателства за съответствие с критериите за устойчивост[6].

Към настоящия момент ЕК е признала 15 схеми, описани в Таблица 1. От сравнителният анализ на обхвата, продуктите и процедурите могат да се направят следните изводи:

- само 30% от схемите се отнасят за цялата верига от жизнения цикъл на биогоривата за всички икономически оператори;
- пет от схемите са признати само за определен вид суровина или биогориво;
- две от схемите не покриват критерия устойчивост по отношение на пасищата с висока степен на биоразнообразие (2BSvs и Greenergy);
- една от схемите се отнася само за емисиите от парникови газове (Biograce);
- само някои от схемите са разработили интерпретация на прилаганите стандарти на различни езици - RSPO RED (английски, индонезийски, испански, китайски, японски, немски, португалски френски и малайски), RSB EU RED (английски, френски, испански и китайски), ISCC (английски, немски, испански, португалски);
- всички схеми прилагат различни процедури по практическата реализация и стандарти за оценяване, следователно икономическите оператори трябва да използват само една от тях за всяко подновяване на сертификата (валиден за период от една или две години) или издаване на нов (за друга суровина);
- не са публикувани докладите от всички проведените одити, а само за някои икономически оператори.

Таблица 1
Сертифициращи схеми, признати от ЕК - обхват и продукти

№	СС	Държава	Обхват	Продукти
1.	**ISCC** (International Sustainability and Carbon Certification)	Германия	Глобален	*Енергийни култури и биогорива*
2.	**Bonsucro EU***	Великобритания	Глобален	Захарна тръстика
3.	**RTRS EU RED** (Round Table on Responsible Soy EU RED)	Аржентина	Глобален	Соеви продукти
4.	**RSB EU RED** (Roundtable of Sustainable Biofuels EU RED)	Швейцария	Глобален	*Енергийни култури и биогорива*
5.	**2BSvs** (Biomass Biofuels voluntary scheme)*	Франция	Глобален	*Енергийни култури и биогорива*
6.	**RBSA** (Abengoa RED Bioenergy Sustainability Assurance)	Испания	Верига от доставки на Abengoa	Енергийни култури и биогорива
7.	**Greenergy** (Greenergy Brazilian Bioethanol verification programme)*	Великобритания	Бразилия	Биоетанол от захарна тръстика
8.	**Ensus** voluntary scheme under RED for Ensus bioethanol production	Великобритания	Рафинерия Ensus	Биоетанол от фуражна пшеница от ЕС
9.	**Red Tractor** (Red Tractor Farm Assurance Combinable Crops & Sugar Beet Scheme)	Великобритания	Великобритания, до първото място на доставка	Енергийни култури до първото място на доставка
10.	**SQC** (Scottish Quality Farm Assured Combinable Crops (SQC) scheme)	Великобритания	Великобритания, до първото място на доставка	Енергийни култури до първото място на доставка
11.	**Red Cert**	Германия	ЕС	*Енергийни култури и биогорива*
12.	**NTA 8080**	Холандия	Глобален	*Енергийни култури и биогорива*
13.	**RSPO RED** (Roundtable on Sustainable Palm Oil RED)	Малайзия	Глобален	Палмово масло
14.	**Biograce GHG calculation tool**	ЕС, Интелигентна енергия	Глобален	Емисии на парникови газове
15.	**HVO** Renewable Diesel Scheme for Verification of Compliance with the RED sustainability criteria for biofuels	Холандия	Глобален	Хидрогени-рани растителни масла

* - с изключение на критерия за пасища с висока степен на биоразнообразие.

- липсва каквато и да е форма на взаимно признаване на резултатите от проведените одити между различните схеми;
- нито една от схемите не е разработира или превела стандарти на български език;

- няма изградена и одобрена от ЕК национална схема в България.

5. ИЗИСКВАНИЯ КЪМ НАЦИОНАЛНА СХЕМА ЗА СЕРТИФИЦИРАНЕ В БЪЛГАРИЯ

Националната схема за сертифициране в България се разработва от икономическите оператори, от сдружение на икономически оператори, от други юридически лица или от административни органи и трябва да отговаря на условията, описани по-долу [5].

5.1. Въвежда стандарти за производство на биогорива, които гарантират спазването на критериите за устойчивост, както и за мерки, взети за защита на почвите, земите, водите, въздуха, биоразнообразието и други.

5.2. Изисква прилагането на система за масов баланс.

5.3. Установява правила за проследимост на всяка партида суровини, биогорива на всички етапи на производство, преработка и дистрибуция, включително и по време на транспорт.

5.4. Прилага методиката по системата за масов баланс.

5.5. Съдържа разработени процедури по извършване на сертификационен одит и издаване на сертификати за съответствие на икономическите оператори.

5.6. Съдържа разработени мерки за осъществяване на контрол върху дейността на икономическите оператори и методи за вземане на проби от готовия продукт.

5.7. Осигурява надеждност, прозрачност, безпристрастност и независимо одитиране на икономическите оператори от сертифициращия орган.

5.8. Съдържа подробна информация за предприетите мерки за опазване на земите, почвите, водата и въздуха, за възстановяване на деградиралата земя и за избягване на излишно потребление на вода в зони с недостатъчни количества вода.

5.9. Поддържа публично достъпна електронна база данни.

След изграждането на такава схема е необходимо провеждането на информирмационни и обучителни кампании за икономическите оператори за работата със стандартите и процесите на сертифициране за качествено изпълнение на критериите за устойчивост

6. СЕРТИФИЦИРАНЕ НА БИОГОРИВАТА В БЪЛГАРИЯ

През 2012г. към течните горива от нефтен произход в България са добавени биогорива, от които едва 33% са сертифицирани за съответствие с критериите за устойчивост [4]. За останалите биогорива не е доказано, че са произведени по устойчив начин и поради тази причина няма да се отчитат за изпълнение на националните индикативни цели за дял на възобновяемите източници в транспорта и намаление на емисиите от парникови газове.

Голяма част от икономическите оператори в България не сертифицират суровините и биогоривата за съответствие с критериите за устойчивост поради комплекс от причини, като основните от тях са:

- няма изградена национална схема за сертифициране и съответни сертифициращи органи към нея;
- използването на одобрените от ЕК схеми представлява прекомерна икономическа тежест за тях;
- прилагането на стандартите на одобрените схеми за сертифициране е затруднено поради липсата на превод на български език;
- липсата на икономически стимули за лицата, които пускат на пазара чисти устойчиви биогорива или в смеси с горива от нефтен произход за крайна употреба.

Освен това е необходимо да се предостави информация на обществеността относно наличието и ползите за околната среда от използването на възобновяеми източници в транспорта.

Необходимо е да се обърне особено внимание на резултатите от последните проучвания на потенциала за производство на биогорива в България, които са представени в таблица 2 [4].

Таблица 2

Потенциал за производство на биогорива в България, t/y [4].

Биогорива	**2020 г.**	**2030 г.**	**2050 г.**
Биогорива от първо поколение	1 087 603	1 171 074	1 249 884
Биогорива от второ и трето поколение	477 854	495 854	513 854
Общо биогорива	**1 565 457**	**1 666 928**	**1 763 738**

При наличието на огромен потенциал за производство на биогорива би било недопустимо да се произвеждат горива по неустойчив начин или да не се доказва тяхното съответствие с критериите за устойчивост поради липсата на национална сертифицираща схема. Ето защо от първостепенно значение е изграждането на такава схема в България.

Изграждането на национална и одобрена от ЕС схема за сертифициране би премахнала голяма част от трудностите, които възпрепятстват икономическите оператори да произвеждат биогорива по устойчив начин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одобрените от ЕК схеми за сертифициране на биогоривата за критериите за устойчивост прилагат широка гама от стандарти и процедури за оценка на съответствие, което възпрепятства взаимното им признаване и налага редица ограничения при използването им.

Прилагането на одобрените от ЕК схеми от българските икономически оператори в България е затруднено, поради комплексното влияние на редица финансови, лингвистични и законодателни ограничаващи фактори.

За производството и употребата на устойчиви биогорива в България е необходимо изграждането на национална схема за сертифициране на спазването на критериите за устойчивост, одобрена от ЕК.

ЛИТЕРАТУРА

1. Директива 2009/28/ЕО на Европейският парламент и на съвета от 23 април 2009г. за насърчаване използването на енергия от възобновяеми източници и за изменение и в последствие за отмяна на директиви 2001/77/ЕО и 2003/30/ЕО.
2. Директива 2009/30/ЕО на Европейският парламент и на съвета от 23 април 2009г. за изменение на Директива 98/70/ЕО по отношение на спецификацията на бензина, дизеловото гориво и газьола и за въвеждане на механизъм за наблюдение и намаляване на нивата на емисиите на парникови газове и за изменение на Директива 1999/32/ЕО на Съвета по отношение на спецификацията на горивото, използвано от плавателни съдове по вътрешните водни пътища, и за отмяна на Директива 93/12/ЕИО.

3. ЗАКОН за енергията от възобновяеми източници Обн., ДВ, бр. 35 от 3.05.2011 г., посл. изм. и доп., бр. 15 от 15.02.2013 г., в сила от 15.02.2013 г.
4. Замфиров, Д. Проучване на възможностите и перспективите за производство и потребление на биогорива от първо, второ и трето поколение за нуждите на транспорта. МОСВ/ПУДООС. септември 2013, София.
5. Наредба за критериите за устойчивост на биогоривата и течните горива от биомаса. Приета с ПМС № 302/26.11.2012…г., обн. ДВ, бр.95/04.12.2012 г., в сила от 04.01.2013г.
6. Решения за изпълнение на комисията от 19 юли 2011 г. до 09.01.2014г. относно признаването на схемите (ISCC, Bonsucro EU, RTRS EU RED, RSB EU RED, 2BSvs, RBSA, Greenergy, Ensus, Red Tractor, SQC, Red Cert, NTA 8080, RSPO RED, Biograce, HVO) за доказване на спазването на критериите за устойчивост в съответствие с директива 2009/28/ЕО и директива 2009/30/ЕО на Европейският парламент и на съвета.

За контакти:

ас. д-р инж., дипл. биол. Миряна Евтимова, Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”, гр.София, ул. „Гео Милев” №158, тел.: 02-9709 366, e-mail: mevtimova@vtu.bg

ВЛИЯНИЕ НА ФОРМАТА НА ВХОДЯЩИЯ РЪБ НА РАБОТНОТО КОЛЕЛО ВЪРХУ РАБОТНИТЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЦЕНТРОБЕЖЕН КОМПРЕСОР

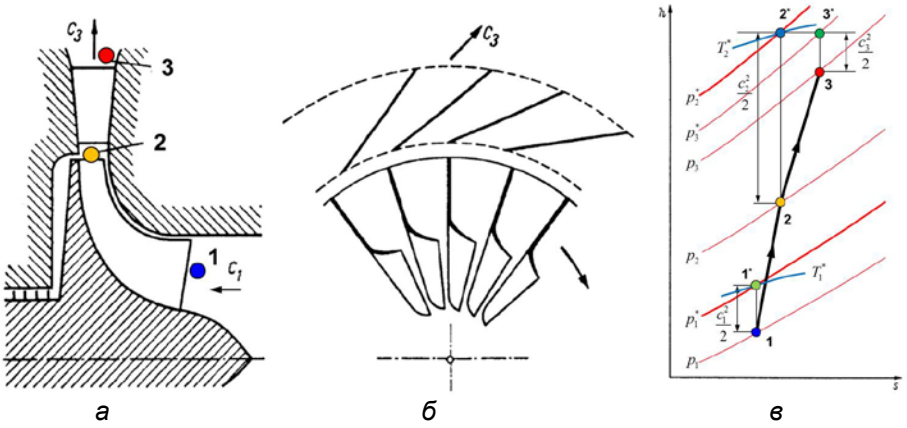
Анастас Янгьозов, Николай Лазаровски

Leading edge influence over centrifugal compressor performance: *In this paper is described calculation procedure for centrifugal compressors with three dimensional sweep of the leading edge. It is shown the influence of sickle shape and sable shape on impeller efficiency. The rotating domain containing main blades and splitter blades is developed in ANSYS. The CFD model is calculated with the aim of CFX software. The computed results are compared with base construction with straight leading edges. It can be said that impeller with sickle leading edge for observed working conditions is higher than base construction with straight leading edge blades.*

Key words: *centrifugal compressor, leading edge shape, ANSYS CFX, efficiency.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Повишаването на ефективността на преобразуване на енергията в компресорите може да се реализира със средствата на изчислителната механика на флуидите. Един от софтуерните продукти, който може да помогне да се справи проектантът с тази нелека задача е ANSYS [2]. В настоящото изследване е използван модулът CFX за определяне на параметрите на триизмерен турбулентен свиваем газ, който се движи в междулопатъчните канали на работното колело.



а *б* *в*

Фиг.1. Центробежен компресор и процес на сгъстяване на въздуха в работното колело и в лопатъчните дифузори

На фиг.1,а и б е представен центробежен компресор без междинни лопатки [7], а на фиг.1,в е представен процесът на сгъстяване в h-s диаграма. Въздухът се засмуква с параметри p_1 и T_1 (т.1), повишава се потенциалната енергия до т.2, след което напуска работното колело и влиза в лопатъчните дифузори. В последните кинетичната енергия се трансформира в потенциална и работното тяло излиза от компресорното стъпало със скорост c_3. В h-s диаграма се вижда как се повишава налягането и температурата, респ. енталпията h на газа. Това изменение на енергията е съпроводено с нарастване на ентропията, т.к има аеродинамични загуби в междулопатъчните канали на работното колело и в междулопатъчните канали на лопатъчния дифузор. Разбира се съществуват и безлопатъчни дифузори при които въздухът постъпва в камера с увеличаващо се към изхода напречно сечение. В настоящия доклад се разглежда само работното колело на центробежен компресор с междинни лопатки. Последните позволяват да се намалят загубите, които се зараждат в междулопатъчните канали. Съвременните софтуерни продукти позволяват да се моделира движението на въздуха в проточната част на компресора

и да се оцени по какъв начин влияе геометричната форма на лопатките върху кпд на компресора.

ИЗЛОЖЕНИЕ

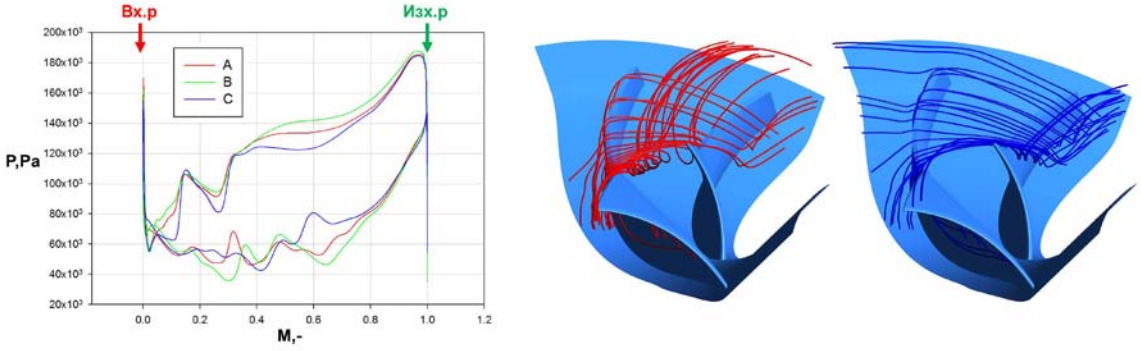
В софтуерния пакет ANSYS се използва модулът CFX за изчисляване на параметрите на въздуха в работното колело. Задачата се пресмята като се използва метод на крайния обем. Това е числен метод, който изисква да се формира мрежа за дискретизация на флуидната област. Работната рамка ANSYS Workbench съдържа всичко необходимо за решаване на такъв тип задачи. Геометричните форми се внасят в Design Modeler, отделя се "твърдия" модел от флуидния и последния се предава посредством вътрешна връзка към модула Mesh. След генерирнето на качествена мрежа се пристъпва към работа в модула CFX-Pre, където се задават граничните условия, турбулентния модел, честотата на въртене, вида на работното тяло и др. Прехвърлянето на замрежената флуидна област отново става чрез вътрешни връзки. Пресмятането на системата уравнения се реализира в CFX-Solver. Резултатите се обработват в модул CFD-Post, откъдето се получават графики и контурите на изменение на желаните от потребителя величини.



а *б* *в*

Фиг.2. Моделирани варинати с изправен входен ръб (а), със сърповиден входен ръб (б) и със саблевиден входен ръб (в)

На фиг.2 са представени моделираните триизмерни работни колела, като варианта с изправен входящ ръб е базовия варинат (фиг.2,а), т.е този който се прилага на повечето съвремненни конструкции. Вариантът В (фиг.2,б) е със сърповидни входящи ръбове на основните и междинните лопатки. Вариантът С (фиг.2,в) е със саблевидни входящи ръбове.



а *б* *в*

Фиг.3. Диаграми на разпределение на налягането по стената на основните лопатки в околност на периферията (а) и триизмерни токови линии при основната (б) и междинната (в) лопатки

Софтуерният продукт ANSYS позволява да се измени геометричната форма на лопатките, автоматично да се генерира мрежата, при запазване на настройките в Mesh, да се внесе флуидната област в модула CFX и да се пресметне модела в CFX-Solver, както е направено в [3] за паротурбинни стъпала. Това става

автоматично чрез създадения от автора модел. Граничните условия за трите варианта се поддържат еднакви.

На фиг.3,а са представени разпределенията на налягането по стените на основните лопатки в сечение в близост до периферията ($\bar{L} = 0.80$) на работната лопатка за трите изчислени варианта. По абсцисата е нанесена относителната дължина на междулопатъчния канал, проектирана в меридианната плоскост, а по ординатата са нанесени стойностите на статичното налягане P. Забелязват се скокове в налягането, поради сложната аеродинамична картина, която се развива в периферните сечения (относителната височина е 80%) на трите варианта. За вариант В са представени триизмерните токови линии в околност на периферията. За да се разграничат токовите линии, стартиращи от хлабината в периферията на главната лопатка (фиг.3,б) от тези, стартиращи от хлабината в периферията на междината лопатка (фиг.3,в) те са представени в различни цветове, съответно червен и син. Тук се сумират три аеродинамични ефекта: първият е увличането на въртящите се лопатки (при стената в периферията скоростта е нула-моделът е разработен с възможност да се отчете този ефект); вторият ефект е изтичането на въздух през хлабината (т.нар. утечка) и третият ефект е породен от вторичните течения, които се развиват в периферията, описани от автора в [8]. От фиг.3,б се вижда как част от токовите линии се спират от междинната лопатка и не преминават през хлабината и. Това, че в конструкцията е предвидена преграда (междинна лопатка) има положителен ефект.

В периферията се наблюдава и още един интересен ефект. Формата на входящия ръб на лопатките на работното колело оказва влияние не само на вторичното течение в периферията, но влияе и върху утечката през радиалната хлабина. След изчисляване в CFD-Post се оказва, че през радиалната хлабина на главната лопатка на конструкцията В, утечката намалява с 5.3%. При конструкцията С се наблюдава точно обратното утечката в периферията се увеличава с 4.5%. Тази тенденция се запазва и в междинната лопатка в периферията, при вариант В утечката намалява с 4.5%, докато при вариант С утечката се увеличава с 7.4%.

При пресмятането на характеристиките на компресорите се определя степента на повишаване на налягането в стъпалото [1]. В настоящото изследване е моделирано само работното колело затова пресмятането се извършва по следния начин:

(1) $$\pi_k^* = \frac{p_2^*}{p_1^*}$$, където

p_1^* и p_2^* са наляганията по пълни параметри в абсолютно движение на входа и на изхода на работното колело (фиг.1,в). Разбира се, колкото аеродинамичните загуби са по-малки, толкова степента на повишаване на налягането е по-висока.

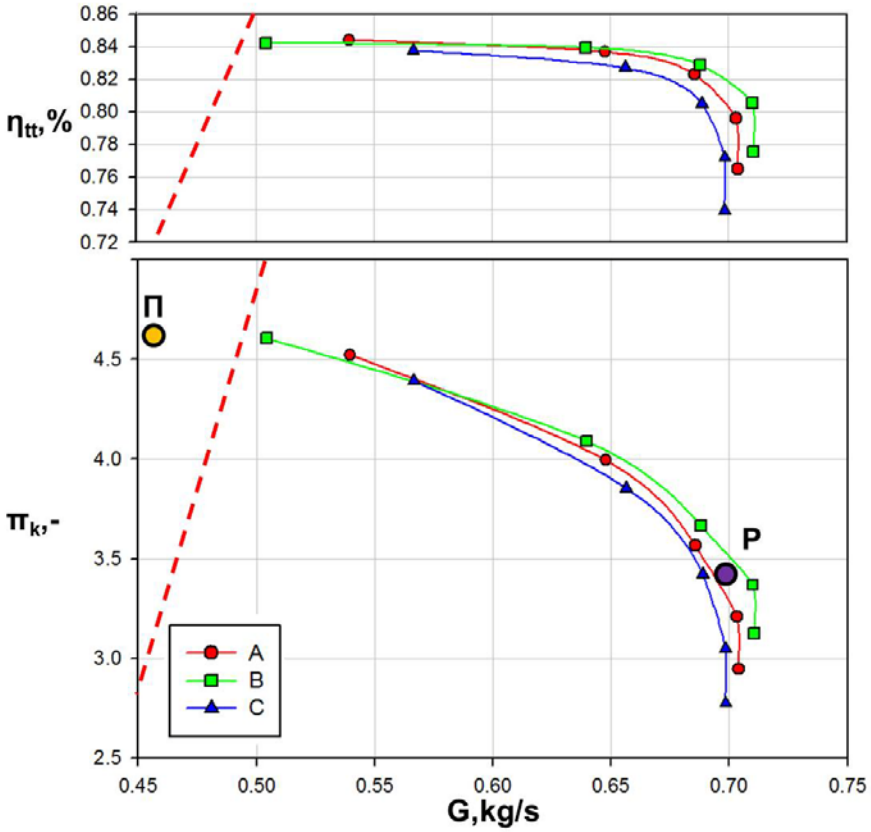
Друг важен показател за ефективността на преобразуване на енергията в разглежданата турбомашина е изоентропийния коефициент на полезно действие по пълни параметри. Той се определя по зависимостта:

(2) $$\eta_{tt} = \frac{\left(\frac{p_1^*}{p_2^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_1^*}{T_2^*} - 1}$$, където

k=1.4 е показател на изоентропата за въздух, а T_1^* и T_2^* са температурите по пълни параметри в абсолютно движение на входа и на изхода на работното колело (фиг.1,в). След приключване на пресмятането в CFD-Post се генерират огромни масиви от данни за характерни точки от мрежата на флуидната област.

Пресметнатите налягания и температури са с различни стойности, зависещи от положението на точката на отчитане. За да се пресметнат неодходимите данни за изчисляването на степента на сгъстяване (зав.1) и коефициента на полезно действие по пълни параметри (зав.2) трябва да се извърши осредняване. Това се реализира с наличните инструменти в CFD-Post, като се избират входа и изхода на въртящата се флуидна област.

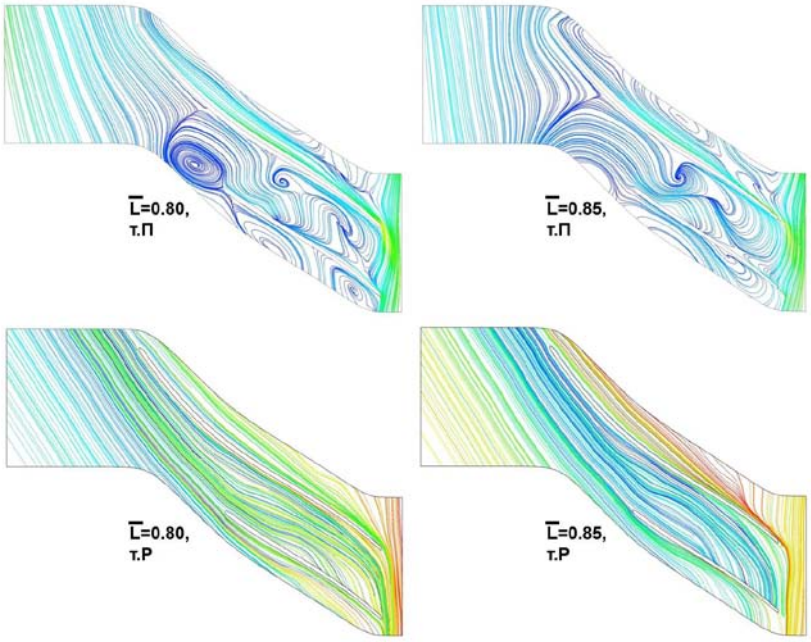
За да се получат характеристиките на компресора трябва да се поддържа постоянна честота на въртене (90000min^{-1}) и да се променя налягането на изхода на компресора. Този процес на изчисление на точките на работните режими може да се автоматизира в средата на ANSYS Workbench. По този начин ще се избегне стартирането на всеки модул поотделно, осредняване и изчисляване на η_{tt} и π_k. В противен случай се генерират 15 файла, като всеки е около 150MB или общо около 2.3GB. Авторът е използвал автоматичния способ за изчисление на търсените величини.



Фиг.4. Характеристики на центробежните компресори с модифицирани входящи ръбове

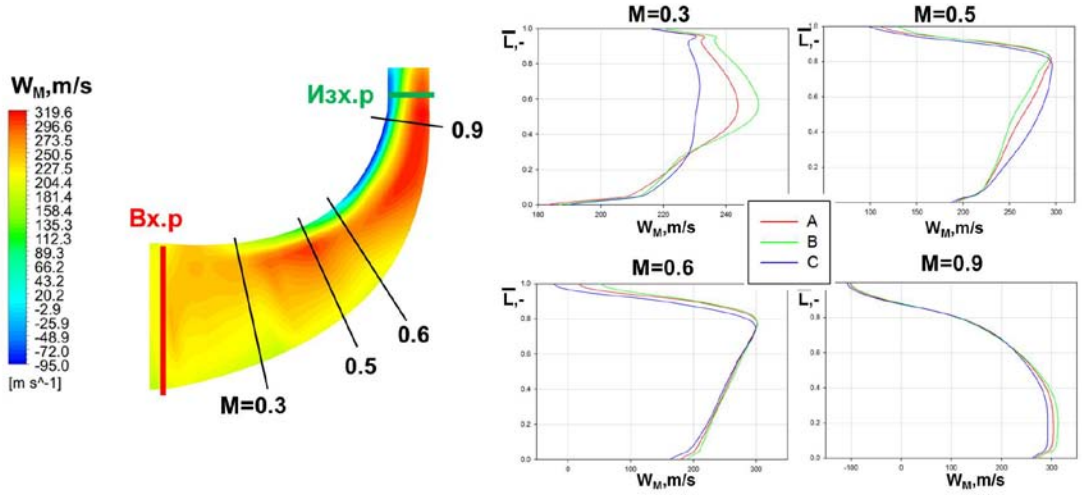
Резултатите може да се видят на фиг.4. Получените характеристики η_{tt}=f(G) и π_k=f(G) са падащи, което е типично за компресорите от този тип. Двете графики са с обща абсциса на която е нанесен разхода на въздух, преминаващ през проточната част на работното колело. Показани са кривите за трите работни колела. На графиката π_k=f(G) са представени две точки-Р и П. При последната точка се наблюдава вихрообразуване в междулопатъчния канал и начало на помпаж. Правата пунктирна линия с червен цвят показва докъде приблизително е възможно да се получат резултатни файлове от CFX-Solver от които може да се снемат надеждни резултати. Резултатите вляво от пунктирната са получени при лоша сходимост на изчислителния процес. За да се построят графиките за трите варианта налягането на изхода на компресора не се залага да е повече от 280000Pa, т.е това са режими на работа, лежащи вдясно на пунктирната червена линия (фиг.4). При разход на въздух през компресора 0.60kg/s, изоентропийния кпд по пълни параметри

е 84.1% за варианти А и В, и 83.5% за вариант С. При по-голям разход през проточната част на компресора G=0.68kg/s, η_{tt}=82.7% за вариант А, η_{tt}=83.2% за вариант В и η_{tt}=81.6% за вариант С. От това следва, че проектирането на работното колело със сърповидни лопатки води до повишаване на изоентропийния кпд при режимите на работа с голям разход.



Фиг.5. Токова картина за вариант А при относителна височина 0.80 и 0.85 при различни режими на работа

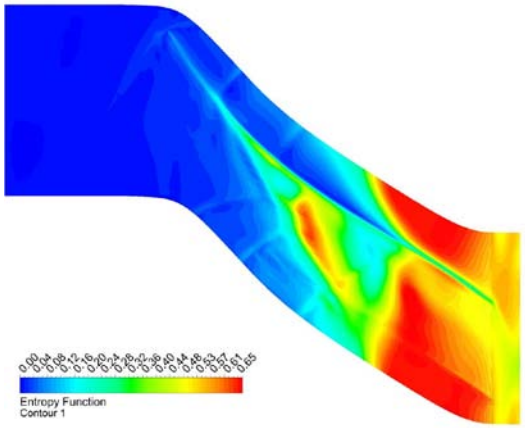
На фиг.5 е показана токовата картина за вариант А при относителна височина $\bar{L} = 0.80$ и при $\bar{L} = 0.85$, но при различни работни режими на компресора. При т.П се вижда, че се получава рециркулационно течение и се формира вихър. В хода на това пресмятане в CFX-Solver се появяват съобщения за поява на рециркулационни зони и процесът става разходим. В работната точка Р не се забелязват вихри и рециркулационни зони, има изкривяване на токовите линии поради утечката и вторичните течения, но течението като цяло е устойчиво.



а *б*

Фиг.6. Изменение на осредненатa относителната скорост в меридианната равнина (а) и в четири сечения по дължина на на проточната част (б)

На фиг.6,а е показана проточната част на компресора, проектирана в меридианната равнина. В очертанията на проточната част са представени контурите на относителната скорост, проектирана в меридианната плоскост. Показани са входящия и изходящия ръбове на главните лопатки. Прави впечатление, че има отрицателни компоненти на скоростта в хлабината при върха на работните лопатки. В тези зони загубите са значителни. Една от причините да се обърне потока в обратна на основното течение е, че налягането се повишава към изхода на работното колело. Дефинирани са сечения при относителна дължина M=30%, 50%, 60% и 90% от дължината на проекцията на проточната част и за тези сечения са построени скоростните профили (фиг.6,б). По абсцисата е показана скоростта, а по ординатата относителната височина $\overline{L}$. В корена $\overline{L}=0$, а в периферията $\overline{L}=1$. Навсякъде в скоростните профили се забелязва влиянието на утечката през хлабината в периферията. След относителна дължина M=70% започва да се появява обръщане на потока, но само в периферните сечения $\overline{L}=8.5\div1$. В долната половина от междулопатъчния канал не се наблюдава обръщане на потока. Прави впечатление влиянието на формата на входящия ръб на работните лопатки при M=30%. Скоростният профил за вариант С е относително по-изравнен по височина от тези на варианти А и В. Картината се променя при половината от дължината на междулопатъчния канал (M=50%), където скоростните профили за варианти А и В стават “вдлъбнати“ спрямо ординатата, а скоростния профил за вариант С е “изпъкнал“. Към изхода на междулопатъчния канал скоростните профили почти се препокриват, т.к липсва огъването на лопатката в окръжно направление. Към изхода се прилага еднакво извиване на лопатките (основни и междинни) назад, като изходящия ръб е моделиран нормален на задния диск на работното колело.



Фиг.7. Контури за вариант В, визуализиращи функцията на ентропията в периферията

На фиг. 7 е построено сечение на 0.7mm от неподвижната стена в периферията на работното колело при режим на работа, характеризиращ се с π_k=3.6 и G =0.7kg/s, при η_{tt}=82%. В построеното сечение са показани контурите на функцията на ентропията, генерирана със зависимости, използвани от някои автори при изследането на турбомашини [4], [5], [6]. Пресмятането на функцията на ентропията се осъществява от автора с инструментите в модула CFD-Post като се използват изчислените данни за ентропията в характерни сечения от проточната част и газовата константа R=287.1J/(kg.K). Зоните в червено показват, че в тях загубите са големи. Забелязва се и формирането на вторичното течение в горната половина на междулопатъчния канал. Мястото на зараждане на вихъра е при челния ръб в периферията. Особеното е, че вихърът е изнесен назад и е с относителна слаба интензивност. Причината е формираната специфична сърповидна форма на входящия ръб на главната лопатка. По-горе в настоящия доклад беше анлизирана областта в периферията, където се наблюдава локална зона с обратно течение, на

фиг. 7 може да се види как се формира тази зона, в която аеродинамичните загуби са максимални.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящия доклад са представени резултати от изследването на модел на центробежен компресор с триизмерна форма на входящия ръб. Разработените два варианта, със сърповиден ръб и със саблевиден ръб са сравнени с базовия вариант, който се среща в съвременните автомобилни и дизелгенераторни турбокомпресорни агрегати. При извършеният анализ се установи, че конструкцията на работно колело със сърповидна форма на входящия ръб е по-ефективна от вариантите със изправени радиални и саблевидни ръбове. Колкото по-голям е разхода на въздух през компресора, толкова по-висок е изоентропийния кпд по пълни параметри за вариант В в сравнение с вариантите А и С. Остава да се отстрани проблемът с обратното течение в периферията при изхода на проточната част. Тази задача не е лесна за разрешаване поради повишеното налягане при изхода от компресорното работно колело и ще бъде обект на следващи доклади.

БЛАГОДАРНОСТИ

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация са извършени по проект в рамките на присъщата на ТУ-Варна научно-изследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет по научен проект НП20 с ръководител доц.д-р Николай Лазаровски.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Йосифов Р., Н. Лазаровски. Корабни парни и газови турбини. Термо-газодинамични изчисления при проектиране и изследване на турбомашини, Варна, 1994, изд. “ВМЕИ-Варна“

[2] Янгьозов А. Особености при моделирането на елементи на корабните енергетични уредби с помощта на изчислителната механика на флуидите. Трети международен научен конгрес, 50 години ТУ-Варна, ч.5, 2012г.

[3] Янгьозов А., Н. Лазаровски. Влияние геометрической формы соплового аппарата на ефективность трансформации энергии в ступенях паровых турбин. ANSYS Advantage 11. Русская редакция, Инженерно-технический журнал, 2009г.

[4] Gerolymos G., J. Neubauer et al. Improved Prediction of Turbomachinery Flows Using Near-Wall Reynolds-Stress Model. Journal of Turbomachinery, Vol. 124, p.86-99, 2002

[5] Payne S., R. Ainsworth et al. Unsteady loss in a high pressure turbine stage. Elsevier, International Journal of Heat and Fluid Flow, 24, p. 698-708, 2003

[6] Rosic B, L. Xu. Blade Lean and Shroud Leakage Flows in Low Aspect Ratio Turbines. ASME Turbo Expo 2008, Berlin, Germany, GT2008-50565, 2008

[7] Traupel W. Thermische Turbomaschinen. Erster Band. Thrmodynamisch-strömungstechnische Berechnung. 4. Auflage, Springer Verlag, 2001

[8] Yangyozov A., Willinger R. Calculation of flow characteristics in heat turbomachinery turbine stage with different three dimensional shape of the stator blade with ANSYS CFX. Projekte an den zentralen Applikationsservern-Berichte 2008, Zentralen Informatikdienst der TU-Wien

За контакти:

Гл.ас.д-р.инж. Анастас Янгьозов, кат.Корабни машини и механизми, Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383 370, e-mail: anastasyangyozov@gmail.com, Website: ansysturbomarine.com; доц.д-р.инж.Николай Лазаровски, nlazarovski@gmail.com

ОСОБЕНННОСТИ НА СОФТУЕРНИТЕ ПАКЕТИ, ИЗПОЛЗВАНИ ПРИ ПРОЕКТИРАНЕТО НА ХИДРАВЛИЧНИ И ТОПЛИННИ ТУРБОМАШИНИ

Анастас Янгьозов, Николай Лазаровски

Features of advanced software packages used at designig process of heat and hydraulic turbomachinery: *In this paper are described features of some software packages which can be used during designing pr ocess of h igh ef ficient t urbomachinery components. The au thor s hows adv antages an d disadvantages of t he s oftware pac kages. I t i s d iscussed how t o us e t he s pecial t ools and how t o s olve designing pr oblems. Some of s oftware pac kages a re not ac cessible f or ac ademic s taff, but t he a uthor collects op inions from paper descriptions which are officially pub lished. The software packages w hich are discussed are C FX T urbo S ystem (ANSYS), F INE/Turbo (Numeca), C Fturbo (Cfturbo Software an d Engineering), AxSTREAM (SoftInWay), FlowER, TURBOdesign Suite (ADT).*

Key words: *turbomachinery, software features, CFD, efficiency, advantages and disadvantages.*

ВЪВЕДЕНИЕ

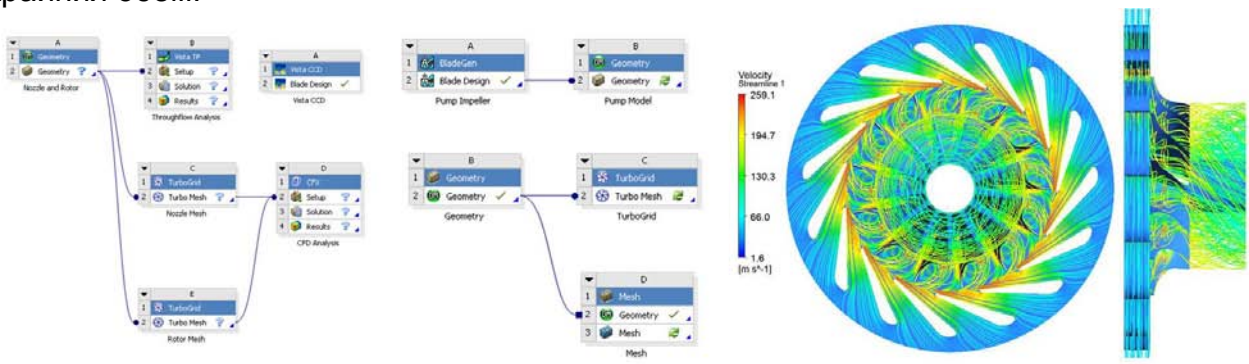
В наши дни, за да функционира ефективно дизеловият двигател работи заедно с турбокомпресорен агрегат. В състава на последния влизат газова турбина и компресор. Повишаването на кпд на тези две топлинни турбомашини е възможно благодарение на числени модели, чрез които се изменя конструкцията на турбокомпресорния агрегат в хода на проектирането. Фирмите, произвеждащи помпи, вентилатори и компресори отдавна прилагат комерсиални изчислителни кодове, за да предложат на клиентите си по-високо ефективни и безшумни турбомашини от тези на конкурентите си. В настоящата статия се разглеждат възможностите и областите на приложение на софтуерните продукти CFX Turbo System (ANSYS), FINE/Turbo (Numeca), CFturbo (Cfturbo Software and Engineering), AxSTREAM (SoftInWay), FlowER и др. Това съвсем не изчерпва темата особено като се вземе под внимание фактът, че софтуерните продукти непрекъснато се усъвършенстват. Целта на автора е да се анализират особеностите на софтуерните продукти и да се обясни кой програмен продукт е най-изгоден за нуждите на производството и кой за изследователски цели. Според [4] се очаква повишаване на употребата на турбокомпресори в световен мащаб със 70% до 2025г.

ИЗЛОЖЕНИЕ

1. ANSYS CFX Turbo System: Vista RTD, CCD, CPD, AFD, TF; BladeModeler, TurboGrid, CFX (ANSYS)

В софтуерния пакет ANSYS са налични модулите CFX, FLUENT и др., които се използват за изчисляване на проточната част на турбомашини. Преди години в софтуерния пакет FLUENT беше започнало разработването на турбо модули, но продуктът CFX ги изпревари и до ден днешен ANSYS CFX Turbo System остава един от най-добрите програмни комплекси, предлагани в момента. Актуална информация за турбомодули на FLUENT в момента няма. Отделно се закупува модула за якостно пресмятане. В комплекса ANSYS CFX Turbo System влизат модулите за предварително (1D) пресмятане: Vista RTD (**R**adial **T**urbines) за пресмятане на радиални турбини; CCD (**C**entrifugal **C**ompressors)-за пресмятане на центробежни компресори; CPD (**C**entrifugal and mixed-flow **P**umps) за пресмятане на центробежни и диагонални помпи и AFD (за **A**xial **F**ans). Те са разработени от фирма PCA Engineers, Великобритания. В рамката ANSYS Workbench влиза и модулът Vista TF (**T**hrough**F**low), в който се използва програмен код с метод на кривината на токовата линия (streamline curvature throughflow program), приложим за осови и радиални турбини, осови и центробежни компресори, осови вентилатори и центробежни помпи. Задачата се решава в ососиметрична постановка, характерна за

турбомашините. Всички модули, изброени до момента може да се свържата един с друг или да се използват поотделно. В ANSYS CFX Turbo System се използват триизмерните програми за генериране на сложната форма на лопатъчните венци (BladeModeler и DesignModeler), за триизмерно моделиране на структурирана мрежа (TurboGrid), за неструктурирана мрежа (Mesh) и за пресмятане на триизмерен турбулентен свиваем/несвиваем поток (CFX-Pre Turbo Mode) с помощта на метод на крайния обем.

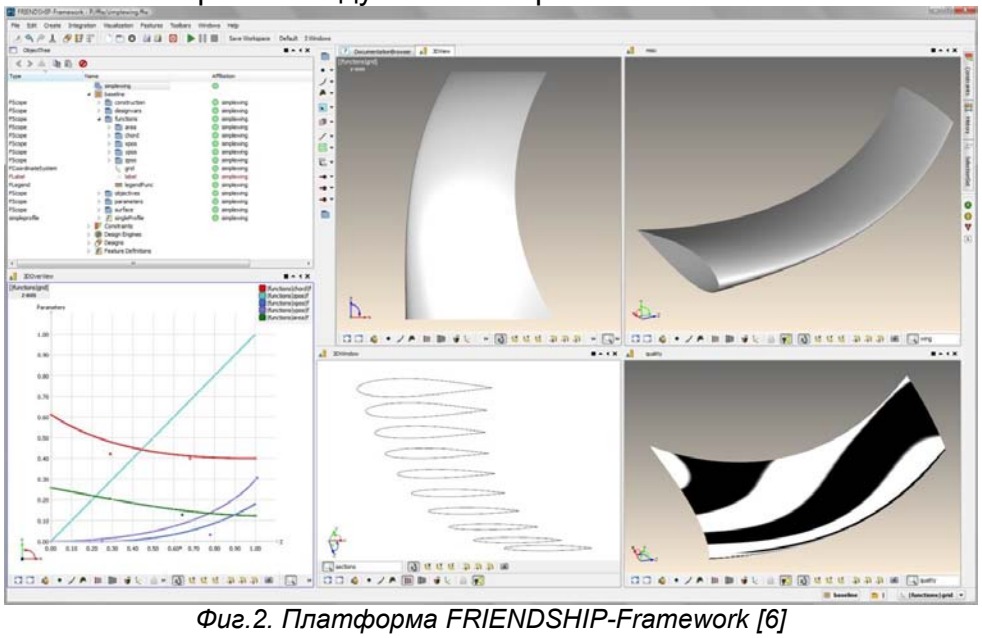


Фиг.1. Модули на ANSYS CFX Turbo System [2],[5]

На фиг.1 са показани някои от специализираните модули за проектиране на турбомашини, свързани с CFX. Резултатите се обработват в CFX-Turbo Post съгласно възприетата от специалистите терминология, а именно осредняване на скорост и налягане, проектиране в меридианната плоскост, пресмятане на кпд и др.

2. CAESES (FRIENDSHIP-SYSTEMS)

Модулът CAESES (**C**omputer-**A**ided **E**ngineering-**S**ystem **E**mpowering **S**imulation) е част от платформата FRIENDSHIP-Framework на фирмата FRIENDSHIP SYSTEMS, Германия. Този модул позволява по уникален начин да се моделират сложни триизмерни геометрични форми за лопатките на турбомашини и за корабния корпус. Извършва се параметризиране на сложни форми във виртуалното пространство, благодарение на което може да се контролира плавността на повърхнините на лопатките на дюзовия и на работния апарати. Създават се мета повърхнини, планира се експеримент, генерират се възможните варианти при зададени ограничения и се експортва в модул за CFD пресмятане.

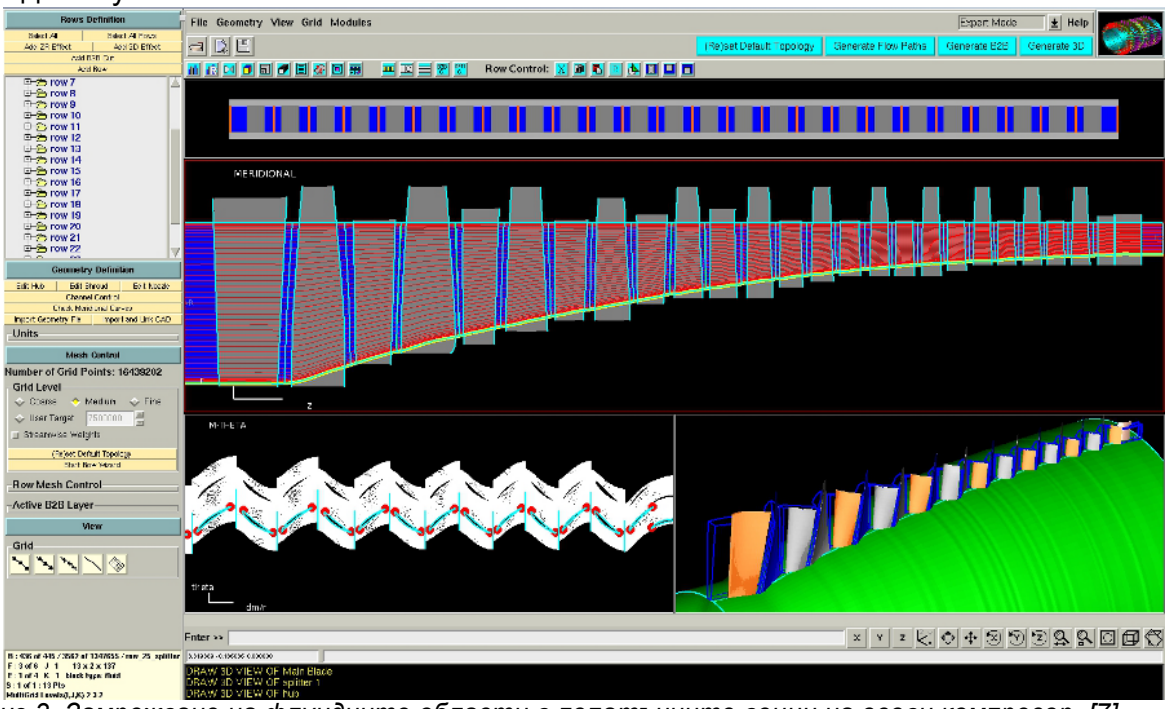


Фиг.2. Платформа FRIENDSHIP-Framework [6]

Последният може да бъде CFX или някои от турбомодулите на фирма Numeca. Интересното е, че може CFX да стане част от FRIENDSHIP-Framework при което се използват инструментите за оптимизация, развити от FRIENDSHIP SYSTEMS. На фиг.2 са показани функционалните прозорци на геометричния модул на CAESES. В него се задават параметрите дължина на скелетната линия, разпределение на дебелината на профила, метални ъгли на решетката, а също така и наклона на профила в окръжно и осово направление. Недостатъкът е, че модулът е доста сложен и се работи с команди и множество прозорци, за да се постигне целта параметризиране на виртуалната геометрична форма на лопатка или проточна част. Модулът BladeModeler на ANSYS е много по-лесен за употреба от CAESES.

3. FINE/Turbo, FINE/Design3D (Numeca)

Други два изключителени софтуерени продукти на белгийската компания Numeca са турбо модулите FINE/Turbo и FINE/Design3D. Използват се за проектиране на всички споменати в точка 1 турбомашини с тази разлика, че се предлагат редица нововъведения като CPU Booster (ускорява сходимостта на изчислителния процес с 3-4 пъти) или NLH (**N**on**L**inear **H**armonic method-за оценка на нестационарните ефекти в турбинните стъпала). Може да се каже, че това е конкурентът на ANSYS. В Numeca има акустичен модул FINE/Acoustics за оценка на шумовия фон около проектираната турбомашина. В това отношение ANSYS не са предложили до момента лесен за работа акустичен модул, което може в бъдеще да доведе до загуба на клиенти.

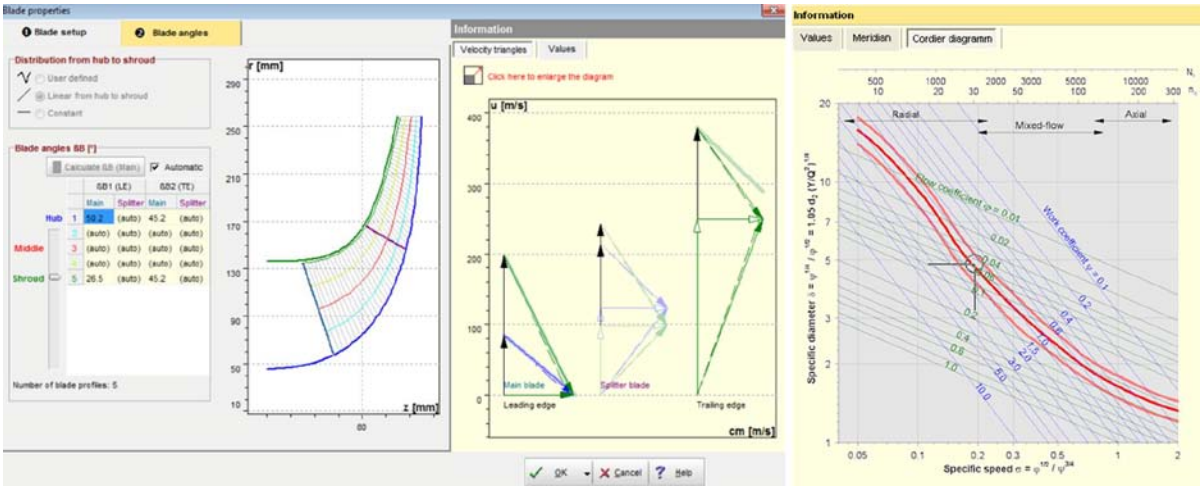


Фиг.3. Замрежване на флуидните области в лопатъчните венци на осови компресор [7]

Фирмата предлага и модула FINE/Design3D, който е разработен специално за решаване на оптимизационни задачи за турбомашини. В търсенето на най-ефективните триизмерни лопатки се използват последните достижения в областта на изкуствения интелект и изкуствените невронните мрежи. В това направление се оказва, че Numeca е с още една стъпка пред ANSYS. На фиг.3 е показан осови компресор с изглед към меридианната равнина, към профилите на неподвижните и въртящи се лопатки, както и триизмерен изглед на проточната част в процес на формиране на мрежата в модула AutoGrid.

4. CFturbo (CFturbo Software & Engineering GmbH)

CFturbo е продукт на германската компания CFturbo Software & Engineering GmbH. Софтуерният продукт Cfturbo се свързва със софтуерния продукт PumpLinx



а б в

Фиг.4. Проекция на проточната част в меридианната равнина (а), скоростни триъгълници (б) на центробежен компресор и Кордие диаграма с параметрите на центробежен вентилатор [8]

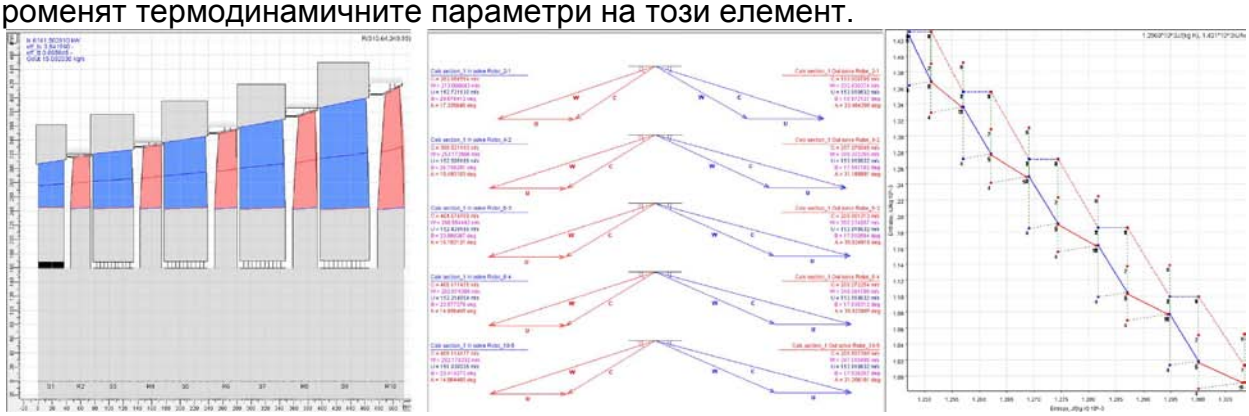
на фирмата Simerics, описан по-долу. Софтуерния пакет CFturbo2ICEM е развит, за да се свързва с модула на ANSYS ICEM-CFD, в който по мнение на автора, се намира най-добрия замрежващ софтуер предлаган в момента.

На фиг.4,а е представен работен прозорец с меридианната проекция на проточната част на центробежен компресор. Новото в този софтуер е, че се построяват скоростните триъгълници (фиг.4,б) на турбомашината, която се проектира. В Cfturbo е възможно в Кордие диаграма (фиг.4,в) да се определи разположението на обезразмерени характеристики на проектираната турбомашина. Това е опция, която не се предлага в повечето от описаните в настоящия доклад софтуерни продукти. Този пакет може да прехвърля генерираните геометричните модули в Cfturbo към модула за замрежване на ANSYS за структурирана мрежа TurboGrid или към модула AutoGrid на Numeca.

5. AxSTREAM (SoftInWay)

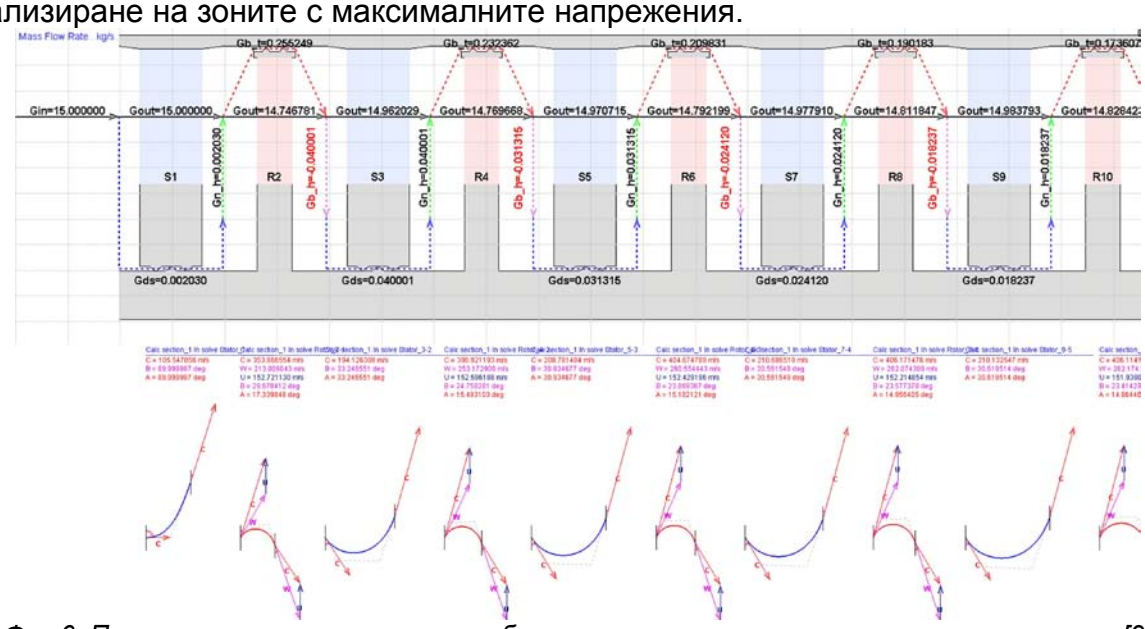
Модулът AxSTREAM на американската компания SoftInWay се използва за идейно проектиране на турбини, компресори и турбокомпресорни агрегати, а модулът AxSTREAM Hydro за проектиране, анализ и оптимизация на помпи. Уникалният модул AxSLICE е разработен за нуждите на екипи, които извършват модернизация на съществуващи турбини и компресори. Така например прилагането на този модул при модернизация на парна турбина е довело до повишаването на ефективността с 2 до 3%. Този модул по същество преставлява AxSTREAM, но с опции за решаване на оптимизационни задачи. AxSLICE е полезен и в случаите, когато липсва техническата документация на турбомашината. В модула се въвеждат данни, получени след сканиране на обекта на модернизация. Друга новост която прави софтуерния пакет уникален е, че в програмния продукт съществува база данни за готови генерирани профили наречена ATLAS, откъдето потребителя може да избира профили, за които са известни загубите. Друг модул е AxCYCLE, в който може да се изчислят кпд на термодинамичния цикъл на ТЕЦ със комбинирана парогазова уредба или на АЕЦ. В софтуерния пакет има възможност да се определят характеристиките и на турбокомпресорни агрегати, които работят посредством термодинамична връзка с двигател с вътрешно горене. В проточната част на

моделирана турбомашина-компресор може да се включва въздухоохладител и да се променят термодинамичните параметри на този елемент.



Фиг.5. Проекция на проточната част на осова турбина, скоростни триъгълници и процес на разширение, представен в h-s диаграма [9]

AxSTREAM е подходящ за предварителни пресмятания, като в хода на проектиране се изчертават скоростните триъгълници и процесът на разширение в h-s диаграма във всички турбинни стъпала (фиг.5). Правят се триизмерни флуидни пресмятания на проектираната тубомашина, както и якостни пресмятания с метод на крайните елементи за определяне на собствените честоти на лопатките и за локализиране на зоните с максималните напрежения.



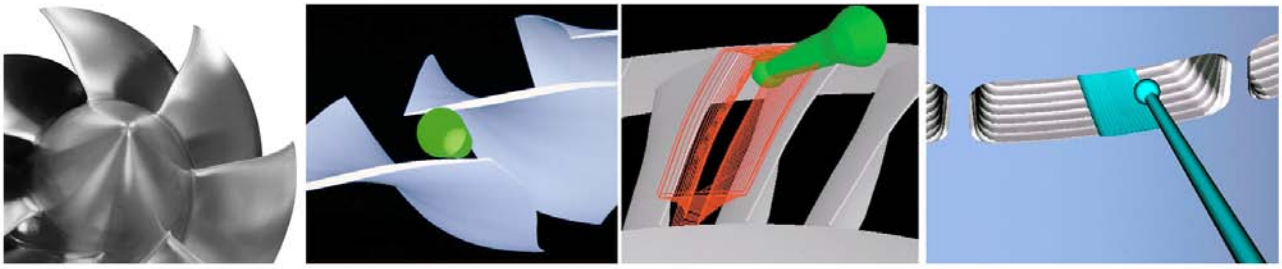
Фиг.6. Проточната част на осова турбина с утечките и скоростните триъгълници [9]

На фиг.6 е показана проточната част на осова турбина с утечките в периферията и при диафрагмата, както и металните ъгли със скоростните триъгълници на входа и на изхода на дюзовите и работните лопатки. Тази нова опция не се среща в останалите софтуерни продукти и позволява да се оцени на коя част от проточната част да се обърне специално внимание и как да се промени степента на реактивност в корена и/или периферията на лопатъчните венци [3].

6. COMPAL, PUMPAL, RITAL, FANPAL, AXIAL, AxCent (Concepts NREC)

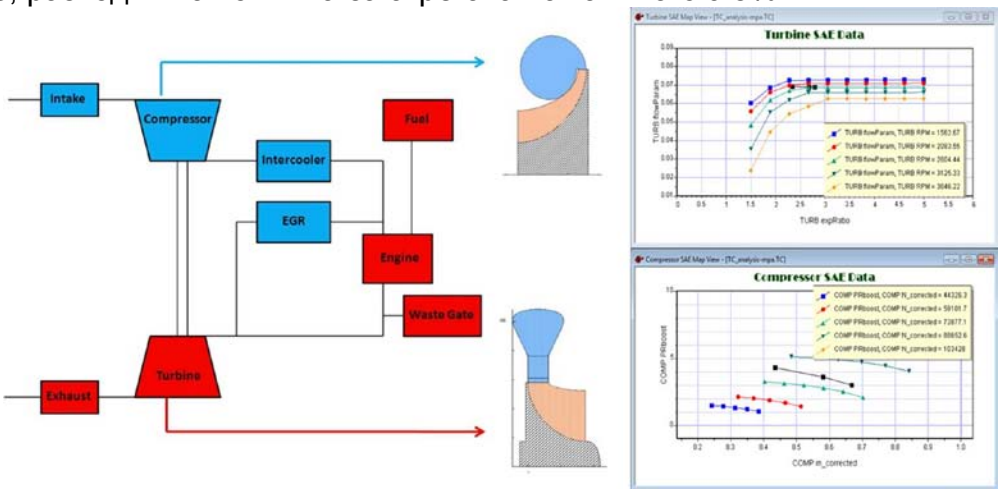
Модулите COMPAL, PUMPAL, RITAL, FANPAL, AXIAL, AxCent на американската компания Concepts NREC се използват за първоначално пресмятане, като в тях са добавени модели за оценка на загубите. Тези опции са налични и в описания по-горе софтуерен продукт AxSTREAM (SoftInWay). Предлага се и модул CTAADS, който се използва за триизмерен топлинен анализ на охлаждаеми турбинни лопатки, а

модулът TurboOPTII е предназначен за оптмизационни пресмятания на проектираната турбомашина. Компанията предлага и пакетите Pushbutton CFD и Pushbutton FEA за триизмерно флуидно и съответно за якостно пресмятане.



Фиг.7. CAM софтуер за изработване на елементите на турбомашините [10]

Целта на този програмен комплекс е да се започне от проектиране, оптимизация, якостно и флуидно триизмерно пресмятане и се стигне до производство. За ефективно реализиране на последния етап-изработване, инженерите и програмистите от Concepts NREC са създали CAM софтуер с помощта на който виртуално се симулира производството на елементите на турбомашината (фиг.7). За да се повиши ефективността на произвежданите турбомашини от Concepts NREC се предвижда, в хода на изработване на каналите, режещия инструмент да се движи в направление на флуидния поток. По този начин се намаляват профилните загуби. Така например в доклад на фирма Toshiba се показва, че по-доброто качество на обработка само на ротора на парна турбина води до повишаване икономичността на агрегата с 0.2% [1]. Ако се обработят така и лопатките, разходът на топлина за агрегата намалява с 0.5%.



Фиг.8. Програмна система TurboMatch за определяне характеристиките на турбина и компресор, работещи заедно с двигател с вътрешно горене [10]

На фиг.8 е представена системата TurboMatch, с която се изчисляват характеристиките на съвместно работещи радиално-осова турбина и центробежен компресор при променливи режими на работа на дизеловия двигател. Има същите възможности както и AxSTREAM (SoftInWay), но са с по-усъвършенствани модули от техните.

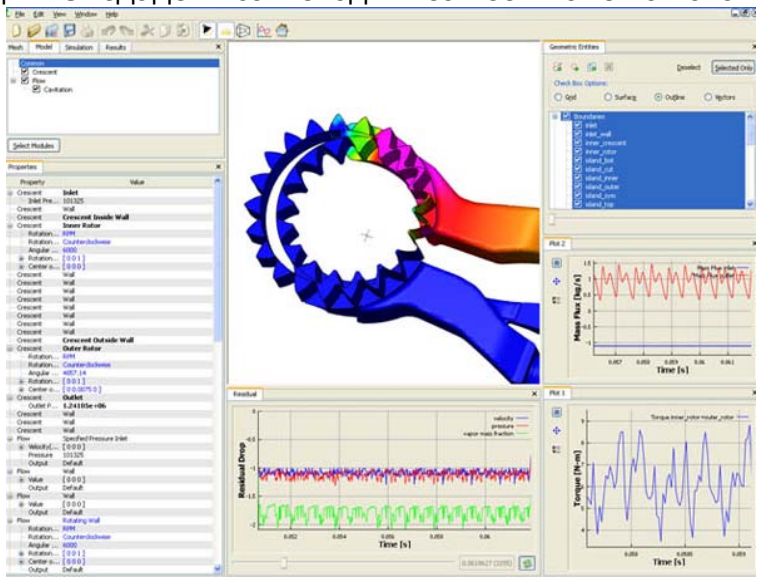
7. FlowER

Сотуерният продукт FlowER е разработен в Украйна, като в него е приложен метод на крайните разлики. В повечето софтуерни пакети в които се прави пресмятане на триизмерен турбулентен поток се използва метод на крайния обем или метод на контролния обем. Метод на крайните елементи се използва за якостни пресмятания на турбомашините. Пакетът FlowER е с големи възможности, но не е

наличен сайт с описание на последната версия на този софтуерен продукт. Този метод е с висока точност, но при него възможностите за формиране на мрежа за междулопатъчен канал със сложна форма са малки. При метод на крайните елементи възможностите за запълване на канал със сложна триизмерна форма са големи, но се намалява точността ако се прилага за флуидни задачи. Вариантът, намиращ се между метод на крайните разлики и метод на крайните елементи, е метод на контролния обем. При последния точността е задоволителна и може да се запълва област с произволно сложна форма. Това обяснява защо той в наши дни се прилага в повечето комерсиални CFD кодове.

8. PumpLinx (Simerics)

Пет пъти по-бърз метод за пресмятане се прилага в програмния продукт PumpLinx на американската компания Simerics. Той може да се използва за моделиране на нестационарни явления в турбомашините и помпите от обемен тип. Към последните спадат бутални поми, зъбни помпи и др. При всички по-горе описани софтуерни продукти това е затруднено или невъзможно. Успешно се прилага за пресмятането на характеристики на турбомашини и помпи обемен тип, работещи в режим на кавитация. Създадени са методики за избягване на това вредно явление.



Фиг. 9. Зъбна помпа с вътрешно зацепване и изчислена моментна производителност [11]

На фиг.9 е показана зъбна помпа с вътрешно зацепване със смукателния и нагнетателния канал. На същата фигура се вижда и изменението във времето на производителността и на резултантния момент, породен от хидравличните сили.

9. TURBOdesign Suite (ADT)

Последният софтуерен продукт, разгледан в настоящия доклад е TURBOdesign Suite на английската фирма Advanced Design Technology [12]. В него се предлага решаването на обратната задача, т.е по зададено натоварване по стените на профила се генерира геометричната форма на лопатката. Пресмятането на задачата е за минути, т.к не са отчетени вискозните ефекти. Създателите на този софтуер се опитват да убедят потребителите, че е много полезен, но авторът е скептичен, т.к липсват турбулентните модели, граничния слой, а чрез тези модели се описват загубите, респ. резервите за повишаване на кпд. Постановката на задачата несъмнено е интересна, но в момента правата задача, прилагана от повечето компании (ANSYS, NUMECA) е коректна и става по-прецизна във времето. Освен това изчислителните машини стават по-мощни и по-евтини, което означава, че в

един момент предимството бързо пресмятане, което се изтъква от Advanced Design Technology няма да е актуално. Самият софтуер не се използва широко, затова е поставен на последно място в настоящия доклад. Създателите му се опитват да го свържат с ANSYS CFX, но това не е рационално, защото клиентите трябва да правят разходи за два софтуерни продукта. Модулът за построяване на триизмерната геометрична форма на турбомашината изглежда обещаващ, но липсва информация за него. В момента модулът BladeGen на ANSYS е с много по-големи възможности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Забелязва се, че повечето софтуерни пакети, които се предлагат в момента моделират само турбомашини от динамичен тип. Софтуерният комплекс Numeca не разполага с модули за предварителни пресмятания, докато в ANSYS има такива. За модернизация на турбомашини е подходящ AxSLICE, в който има възможност за обработка на данни от сканиран физически обект и създаване на виртуален обект, а именно проточната част на съществуваща турбомашина. В софтуерния продукт се изменят профилите на лопатките, меридианните обводи на проточнатата част и се реализира повишаване на ефективността, респ. намаляване на вредните емисии изхвърлени в атмосферата. Тенденцията е всички софтуерни продукти за предварително пресмятане да може да се свързват с кодовете за триизмерно проектиране ANSYS и Numeca, като по този начин се увеличава броя на клиентите им.

БЛАГОДАРНОСТИ

Научните изследвания, резултатите от които са представени в настоящата публикация са извършени по проект в рамките на присъщата на ТУ-Варна научно-изследователска дейност, финансирана целево от държавния бюджет по научен проект НП20 с ръководител доц.д-р Николай Лазаровски.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Трояновский Б. Пути повышения экономичности паровых турбин-част I. Топлоэенергетика бр.5, стр. 39, 1993г.

[2] Янгьозов А. Особености при моделирането на елементи на корабните енергетични уредби с помощта на изчислителната механика на флуидите. Трети международен научен конгрес, 50 години ТУ-Варна, ч.5, 2012г.

[3] Лазаровски Н., П. Новаков, А. Янгьозов. Анализ на аксиалните усилия при дисковите ротори на паротурбинните агрегати. Трети международен научен конгрес, 50 години ТУ-Варна, ч.5, 2012г.

[4] http://investor.honeywell.com/phoenix.zhtml?c=94774&p=irol-presentations., 2014

[5] http://www.ansys.com/ , май 2014

[6] http://www.friendship-systems.com , май 2014

[7] http://www.numeca.com, май 2014

[8] http://en.cfturbo.com, май 2014

[9] http://www.softinway.com, май 2014

[10] http://www.conceptsnrec.com, май 2014

[11] http://www.simerics.com/, май 2014

[12] http://www.adtechnology.co.uk/, май 2014

За контакти:

Гл.ас.д-р.инж. Анастас Янгьозов, кат.Корабни машини и механизми, Технически Университет Варна, гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383 370, e-mail: anastasyangyozov@gmail.com, Website: ansysturbomarine.com; доц.д-р.инж.Николай Лазаровски, nlazarovski@gmail.com

МОДЕЛИРАНЕ НА ГАЗОВИТЕ ПОТОЦИ ПРИ ПЪЛНЕНЕ НА ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ С ДВА РАЗЛИЧНИ ПЪЛНИТЕЛНИ КАНАЛА

Сергей Белчев

Study of the gas flows during filling in the diesel engine with two different filler channels: *This article shows the results of the experimental studies of the flow of the intake air during filling of the cylinder with two filler channels – one-functional and vortical. The purpose of the study was to establish the efficiency of using two filler valves in relation to the flow of the gas during the filling process and to evaluate the effective passage section of the valve. It is shown the influence of the rotational speed of the engine and the influence of the valve lifting on the gas flow rate and on the flow rate coefficient.*

Key words: *filler channels, gas flow rates, filling process, flow rate coefficient*

ВЪВЕДЕНИЕ

Съвършенството на пълнителния процес при двигателите се оценява с коефициента на напълване. При дизеловите двигатели, а и при някои бензинови, освен количествения критерий е необходимо да се познава и контролира и движението на навлизащия в цилиндъра въздушен поток. За изучаването и изследването на потоците при процеса пълнене е необходимо да се създадат теоретични и числени модели върху съвременни програмни платформи, например SolidWorks. С помощта на такива модели могат да се извършват редица изследвания, непостижими за натурния експеримент. Така още в проектния етап може да се оцени влиянието на различни параметри на пълнителните канали върху пълненето и завихрянето на потоците, като се постига високо ниво на завършеност още преди експерименталното тестване.

Създаването на числен модел в средата на SolidWorks за движението на газовите потоци при пълнене и оценка на адекватността му е целта на работата описана в статията.

ОСНОВНИ ПОЛОЖЕНИЯ

Процеса на пълнене в двигателите е нестационарен и протича за много кратко време. По време на процеса буталото се движи с променлива скорост, създавайки непрекъснато променящо се разреждане. Въздушния поток навлиза през проходното сечение, на движещ се с променлива скорост клапан. Всичко това е предпоставка за висока сложност на модела, за да се отчетат всички важни влияещи фактори.

Независимо от многото променливи фактори има предпоставки за опростяване на модела, без да се загуби достоверността му.

При постоянна честота на въртене, от цикъл в цикъл процеса на пълнене се повтаря почти без изменение. При това дебита на въздух при дадената честота остава без съществено изменение. Това е аргумент позволяващ свеждането на процеса на пълнене до квазистационарен процес при, който да се определят дебита на въздух през пълнителните канали и формата и параметрите на потока в каналите и цилиндъра на двигателя.

Условията при този квазистационарен процес на пълнене са следните:

- разреждането създавано от движещото се бутало се заменя от постоянно разреждане, се отнася към определена честота на въртене, която се характеризира с еквивалентно разреждане, теоретично изчислено от дебита на въздух за тази честота на въртене;

- пълнителните клапани са неподвижни, като тяхното повдигане може да приеме три специфични стойности: минимално проходно сечение, средноефективно проходно сечение и максимално проходно сечение.

Интерес представлява пълненето при дизеловите двигатели с два пълнителни клапана. При тях често двата пълнителни канала се различават един от друг. Единият е еднофункционален (прав) канал, а другият е двуфункционален (тангенциален или вихров) и освен за осигуряване на определен дебит, служи и за завихряне на въздушния поток. Освен това дебита през еднофункционалния канал се управлява с клапа, позволяваща включително пълното му затваряне.

Завихрянето на втичащия въздушен поток, изисква при изследването му да се оценява не само дебита, но и формата на въздушния вихър в цилиндъра.

Целта на работата е да се създаде теоретичен модел за изследване процесите на пълнене при наличие на два различни пълнителни канала.

Критерии за адекватност на модела са близостта на резултатите за:

- дебита на въздуха през каналите.

- формата на потока в цилиндъра на двигателя;

- поведението на кривите на изменение на дебита и коефициента на дебита като функция на даден параметър

За прототип на теоретичния модел, използваме дизелов двигател „OPEL 2,0 Y20DTL" с ходов обем - 1994cm³, диаметър на буталото – 84mm, ход на буталото – 90mm, брой клапани на цилиндър – 4бр., пълнителни канали – 2бр. един еднофункционален и един двуфункционален.

Дебита на газове през канал зависи от разликата в наляганията на входа и изхода на канала. Най-простия модел за определяне на този дебит е изтичането на идеален газ от среда с по-високо към среда с по-ниско налягане. Тук са в сила основните закони на термодинамиката.

Използването на термодинамичните зависимости и горния опростен модел не позволяват да се оценят формата на движещия се поток и локалните стойности на скоростта в определени зони на канала, които са със специфична форма. За определяне на скоростта и формата на потока при познаване на най-малките детайли от формата на канала се използва опцията Flow Simulation на SolidWorks.

ПАРАМЕТРИ НА ТЕОРЕТИЧНИЯ МОДЕЛ ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ДЕБИТА

Закономерностите, които характеризират движението на газа през пълнителните канали се получават, като се приемат следните ограничителни условия:

а) Приема се, че процеса на пълнене е еквивалентен на изтичане на идеален газ през стесняваща се дюза;

б) Приема се, че процесите на изтичане са равновесни (без триене) и протичат в адиабатна обстановка;

в) Разглеждат се процесите при стационарни условия, т.е. параметрите на газа в отделните сечения на канала не се изменят с времето.

Задачата при термодинамичното изследване на процесите на изтичане се свежда до определяне на скоростта на потока и масовия дебит (разход) на същия.

Ако се разгледа процеса на идеално адиабатно изтичане на флуид през стесняваща се дюза, съединена с резервоар с голям обем, в който началните параметри на работното тяло са p_1, v_1, t_1, а налягането на изхода на дюзата (съответно на средата, в която изтича флуида е p_2, то скоростта на изтичане се определя съгласно уравнение:

$$w_2 = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad (1)$$

Като се има предвид уравнение (1) и големината на изходното сечение за масовия дебит през него може да се напише:

$$m = f_2 \sqrt{2\frac{k}{k-1}.\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (2)$$

От уравнение (2) следва, че масовия секунден разход на идеален газ при изтичане от голям резервоар зависи от площта на изходното сечение на канала, от свойствата и началните параметри на газа (k, p_1, v_1) и степента на неговото разширение (т.е. от налягането на газа на изхода на канала p_2.

По формула (2) се пресмята теоретично, какъв би бил дебита през каналите на главата, при съответни предварително зададени:

- Налягане на входа - атмосферно налягане **(p_1)**;
- Налягане в цилиндъра **(p_2)**, по ниско от атмосферното;
- Температура на въздуха **(t °C)**;
- Специфичен обем **(v_1)**;
- Показател на адиабатата **(k)**;
- Повдигане на клапана ***(h)***;
- Проходно сечение **(f_2)**.

Получените стойности на дебита са без отчитане на триенето и хидравличните загуби в пълнителните канали.

ЧИСЛЕН МОДЕЛ В SolidWorks ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ ХАРАКТЕРА НА ПОТОЦИТЕ ПРИ ПЪЛНЕНЕ НА ДВИГАТЕЛЯ

“SolidWorks Flow Simulation” позволява числено изследване на потоци, във и около, вече проектно създадени детайли. Продуктът работи по метода на крайните елементи и има възможности за пресмятания на потоци, преминаващи през определени проходни сечения при предварително зададени условия.

Освен резултати, като налягания, скорости и дебити, SolidWorks, изобразява формата, токовите линии и завихрянията на въздушния поток. Това ще удовлетвори втория критерий за адекватност на модела – а именно формата на потока.

За да може да се проведе изследване и неговите резултати да са максимално доближени до реалността, е необходимо да се направи виртуален модел на пълнителните канали в цилиндровата глава..

Параметри на виртуалния модел са:

а) Форма и големина на пълнителните канали. Диаметрите на входа на пълнителния канал и на гърловината се измерват от реалната глава. За определяне точната форма на каналите се оправи отливка и по тяхната форма се начертават в SolidWorks.

б) Размери на пълнителните клапани, диаметър на стеблото на клапана, диаметър на гърловината и наклон на фаската на клапана и неговото седло. Установяват се чрез измерване на реалните детайли.

в) Грапавина на стените. Тъй като каналите на главата, нямат обработка, приемаме грапавините за остатъчни от отливката, около 0,5мм

г) Параметри на работното тяло - въздух. За да се проведе адекватно изследване, трябва да се зададат предварително параметрите на въздуха при различни условия.

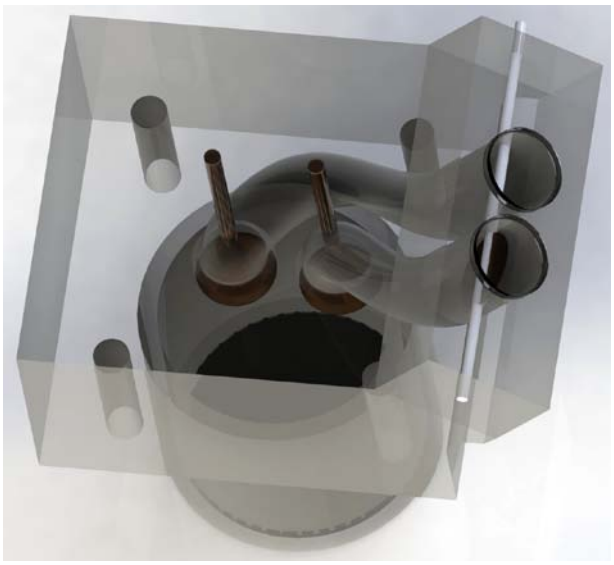
- плътност : 1.21 kg/m^3 при нормални условия

- показател на адиабатата: k = 1,4

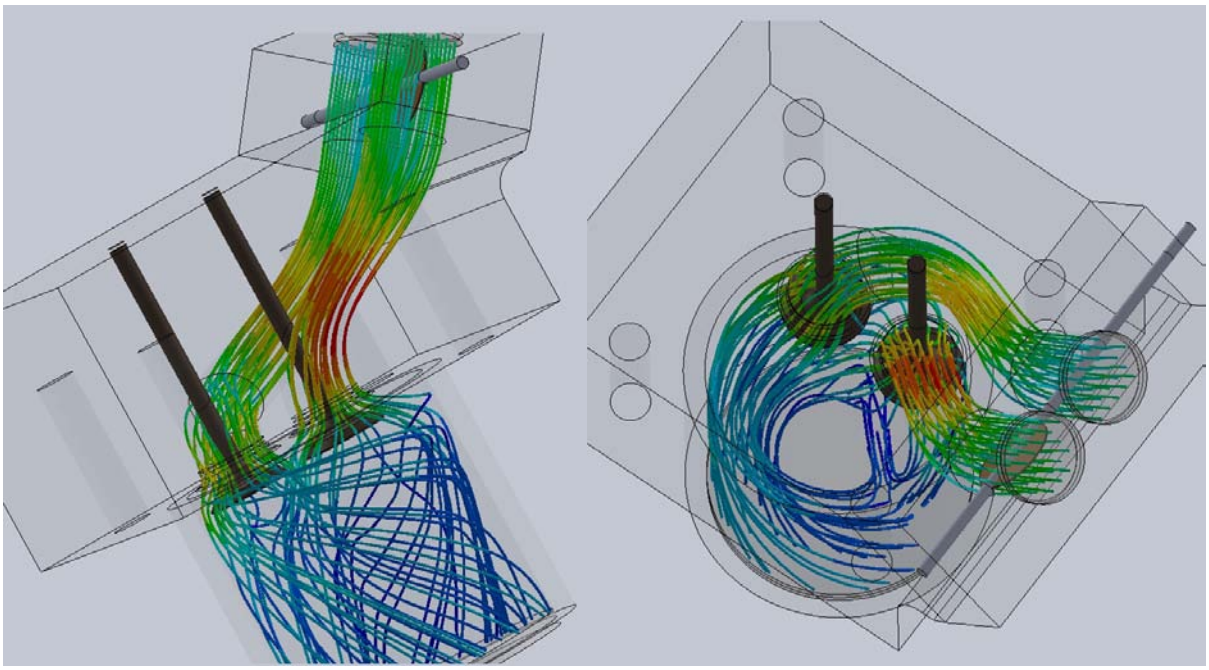
- молекулна маса: 28,97 kg/kmol

- динамичен вискозитет на въздуха: той е различен при различните темпера-тури, въвеждат се с определена стъпка всички стойности в даден температурен диапазон, а програмата ги ползва, като работна характеристика на газа.

На фиг. 2 са показани резултати от числения експеримент с виртуалния модел. В два различни ракурса са показани формата и разположението на линиите на потока, като с различен цвят са показани скоростите на потока в различните зони.



Фиг. 1. Виртуален модел за изследване на потоците



Фиг. 2. Представяне на характера на потоците при численото моделиране

СРАВНЕНИЕ НА РЕЗУЛТАТИ ОТ ЧИСЛЕНИЯ И НАТУРНИЯ ЕКСПЕРИМЕНТ

Сравнението е направено при различни комбинации на отваряне на двата клапана, включително и при напълно затворен клапан на еднофункционалния канал.

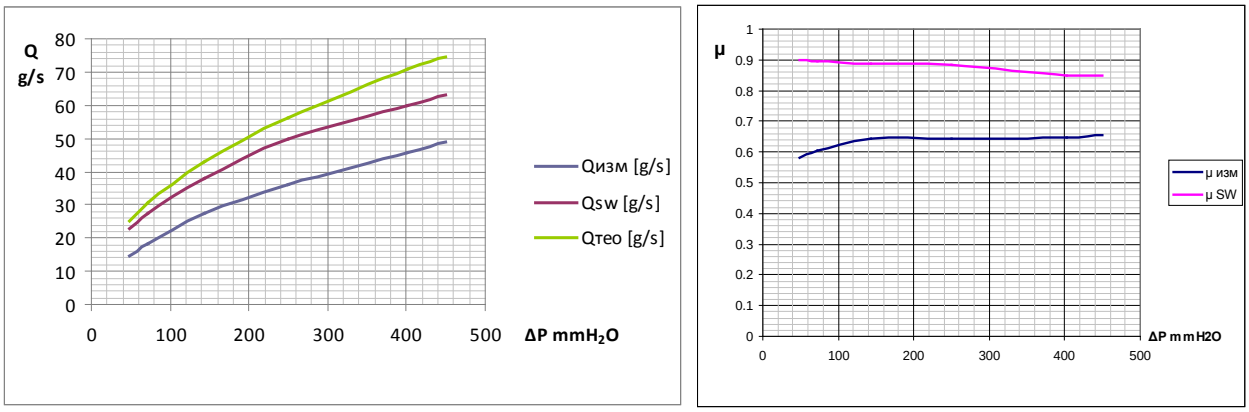
На фиг.3 са представени резултатите при отворени двата клапана с ход 6,15mm, осигуряващ средноефективно клапанно сечение, в зависимост от разреж-дането в цилиндъра на двигателя, което е пропорционално на честотата на въртене.

Тук разликата е от 23% до 35%, между експерименталния дебит и този получен, при моделирането в SolidWorks. Това се дължи на факта, че в модела не може да бъде отчетено взаимното влияние и заприщване на потоците при смесването им в реалния обект, което намалява реалния резултантен дебит.

Това е най-голямата разлика получена при сравнението на резултатите от различните условия на експеримента. Независимо от това характера на изменение

на кривите съвпада напълно, което означава, че модела реагира адекватно при изменение на граничните условия, които в случая са представени от разреждането.

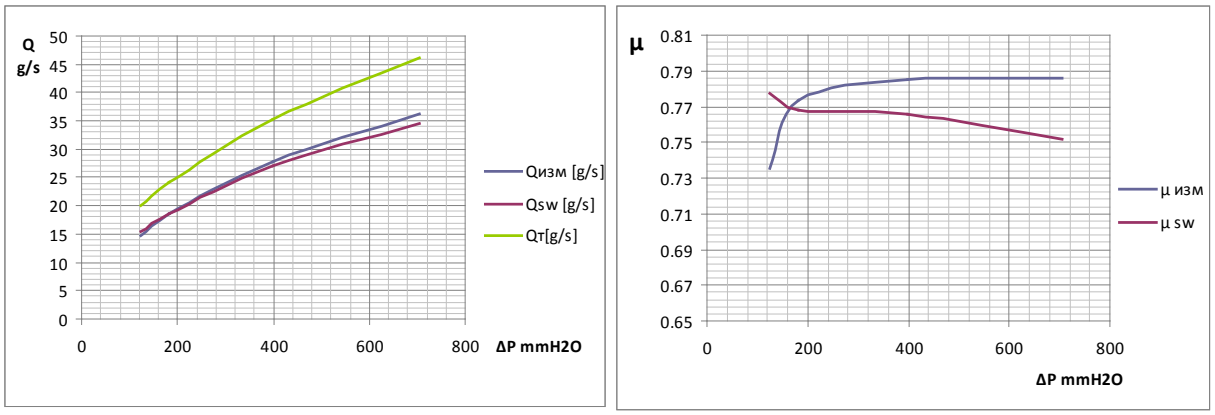
№	ΔP mmH2O	Qизм [g/s]	Qsw [g/s]	Qтео [g/s]	μизм	μsw	ΔQ %
1	49	14.6949131	22.6645	25.21095	0.582878296	0.898994	35.16330355
2	72	18.4788203	27.343	30.52271	0.605412243	0.895825	32.41846051
3	143	27.5305692	38.024	42.85161	0.642462936	0.887341	27.59686195
4	250	36.2903339	49.7	56.33091	0.644234854	0.882287	26.98121947
5	402	45.892579	60.08	70.83625	0.647868519	0.848153	23.61421598
6	449	48.8111592	63.258	74.66716	0.653716588	0.8472	22.83796648



Фиг. 3. Сравнение при отворени два клапана на ход 6,15mm

На фиг.4 са показани резултатите от сравнението при отворен един клапан на вихровия канал на 6,15mm и напълно затворен втори клапан.

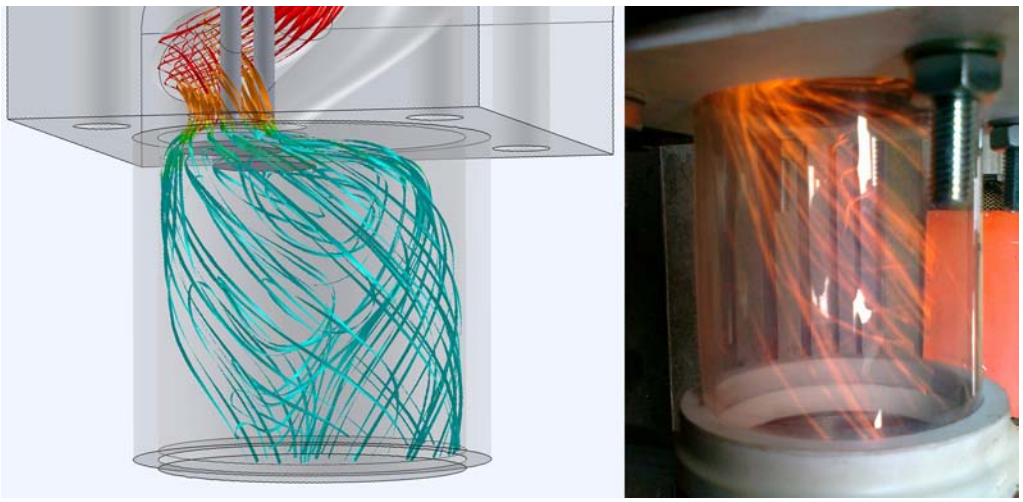
N	ΔP mmH2O	Qизм [g/s]	Qsw [g/s]	Qт[g/s]	μ изм	μ sw	ΔQ, %
1	124	14.6949131	15.52	19.97214874	0.73577026	0.777082	5.316281784
2	182	18.6613218	18.53	24.12063937	0.773666133	0.768222	-0.708698329
3	398	27.6688118	26.988	35.24930176	0.784946381	0.765632	-2.522646537
4	705	36.2361837	34.65	46.10804037	0.785897284	0.751496	-4.577730728



Фиг. 4. Сравнение при отворен един клапан на вихровия канал на ход 6,15mm

Прави впечатление, че при един отворен клапан резултатите съвпадат почти напълно. Освен близкия характер на изменение на кривите, в това сравнение и стойностите на дебита са много близки, в рамките на ±5%. Очевидна е близостта на формите на потока в цилиндъра на двигателя при експеримента и модела.

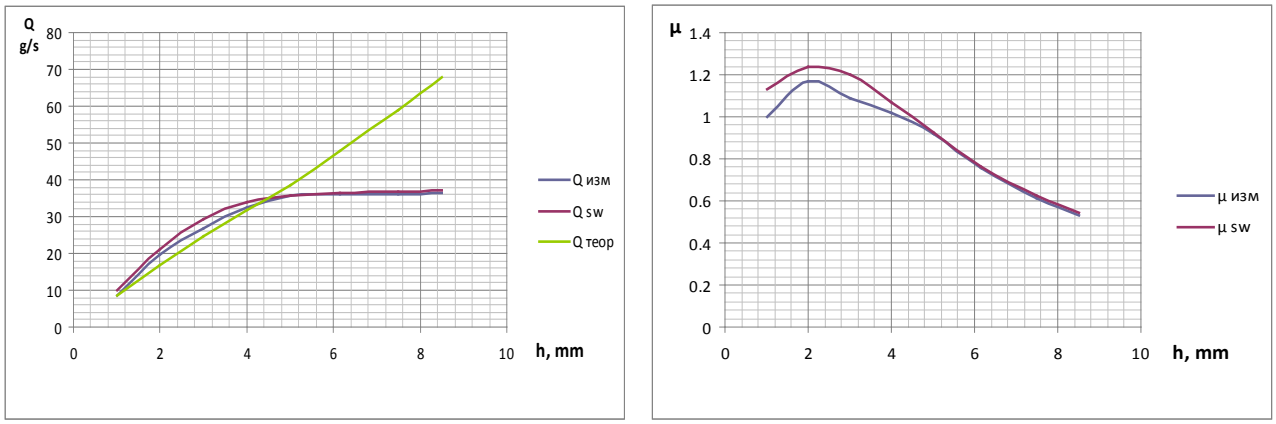
На фиг. 5 е сравнена формата на потока при експеримента и моделирането.



Фиг. 5. Форма на потока при отворен клапан на вихровия канал на ход 6,15mm

Направено е сравнение при постоянна мощност на засмукване и отваряне на клапана на вихровия канал от 1mm до 8,5mm. Разреждането се променя само в следствие отварянето на клапана. Сравнението илюстрирано на фиг. 6 съпоставя дебита на експерименталната установка с този на числения модел и теоретичния дебит при различен ход на клапана и равни други условия.

№	h, mm	Q изм	Q sw	Q теор	μ изм	μ sw	Δ Q
1	1	8.67185	9.835	8.679782	0.999086232	1.133093	11.82664
2	2	19.74068	20.92	16.9041	1.167804151	1.23757	5.637303
3	3	26.75489	29.456	24.6026	1.087482213	1.197272	9.169979
4	4	32.41168	33.861	31.72686	1.021584703	1.067266	4.280215
5	5	35.59011	35.672	38.61835	0.921585511	0.923706	0.229552
6	6.15	35.91229	36.423	47.68361	0.753137007	0.763847	1.402169
7	7.5	36.18208	36.79	59.06053	0.612627132	0.62292	1.652402
8	8.5	36.34453	37.06	68.01574	0.534354724	0.544874	1.930566

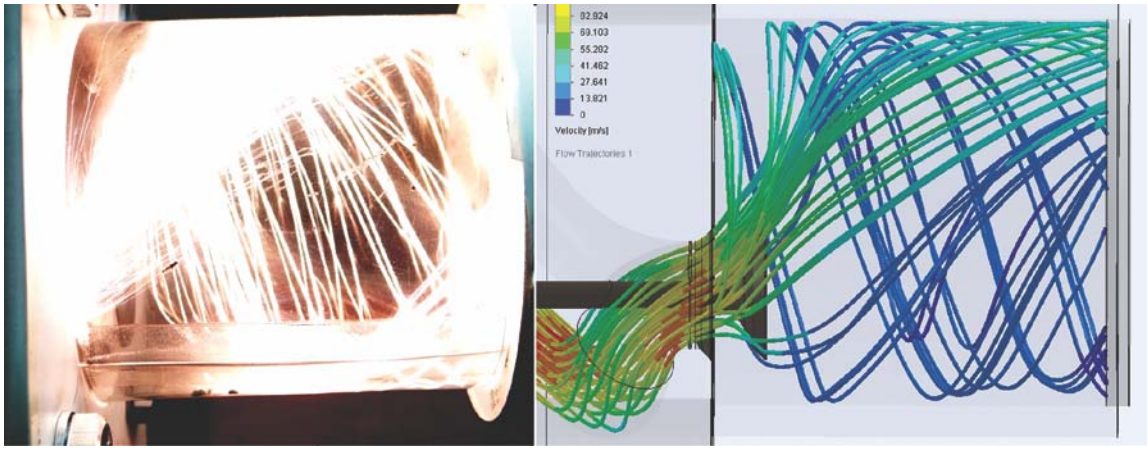


Фиг. 6. Сравнение при отваряне на клапана на вихровия канал от 1 до 8,5mm

Сравнението отново показва адекватно поведение на числения модел – грешка до 11% и то само при малки повдигания на клапана. Това се дължи на факта, че геометричните форми на реалните клапанни седла, поради износване се отличават от конструктивно зададените в модела. Тези различия са съпоставими с

хода на клапана при малки повдигания и това определя по-голямата грешка на резултатите при моделирането.

Характера на изменение на кривите е напълно идентичен. При експеримента и при модела се установява много малко увеличаване на дебита при отваряне на клапана над 5mm. Това означава, че голямото повдигане на клапана има за цел създаване на определена форма на втичащия въздух. В този смисъл е интересно дали в модела формата на потока ще се промени при положение, че дебита получен при моделирането почти не се променя с увеличаване на хода на клапана над 5mm.



Фиг. 7. Форма на потока при отворен клапан на вихровия канал на ход 8,5mm

Сравнението на фиг. 7 на формата на потока при максимален ход на клапана също доказва адекватно поведение на модела.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Използването на модел за движението на въздуха в пълнителните канали и в цилиндъра на двигателя в средата на SolidWorks е напълно допустимо за изследователски цели.

Доказано е, че подходите при създаването на конкретния модел са правилни, определят адекватното му поведение и той отразява вярно, както големината на дебита, така и формата на потоците.

Хипотезата – квазистационарен процес на пълнене и свързаните с това условности позволяват да се решават оптимизационни задачи отнасящи се до формата на пълнителните канали и необходимия максимален ход на клапана.

Влиянието на натоварването и честотата на въртене на двигателя се отчитат чрез промяна на разреждането в цилиндъра му, което е до голяма степен условно и изисква по-задълбочена проверка на степента на адекватност на квазистационарния модел по отношение на тези фактори.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Белчев С., Експериментална установка за изследване газовите потоци при пълнене на цилиндъра на двигателя., сб. ЕКОВАРНА 2013, том XX, ISBN 954–20-00030, стр. 233-237.

За контакти:

Доц. д-р инж. Сергей Белчев, катедра “Транспортна техника и технологии”, Технически Университет Варна, Тел.: 052/383 226, e-mail: sergtu@abv.bg.

Михаил Абович ПОДРИГАЛО, профессор, д.т.н.,
Александр Сергеевич ПОЛЯНСКИЙ, профессор, д.т.н.,
Дмитрий Михайлович КЛЕЦ, доцент, к.т.н.,
Евгений Александрович ДУБИНИН, доцент, к.т.н.,
Харьковский национальный автомобильно-
дорожный университет,
Виктория Владимировна ЗАДОРОЖНЯЯ,
Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. П.Василенко

РЕГИСТРАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Разработан мобильный регистрационно-измерительный комплекс на основе трехкоординатных датчиков ускорений, gps-приемника и персонального компьютера, позволяющий с высокой точностью реализовать метод парциальных ускорений при динамических испытаниях мобильных машин

Динамические испытания мобильных машин на сегодняшний день являются одним из наиболее распространенных и достоверных способов оценки их эксплуатационных свойств. При проведении таких испытаний специалисты сталкиваются с рядом трудностей, обусловленных несовершенством существующих методов их проведения. В частности, во время испытаний сельскохозяйственной техники вызывает трудности измерение и регистрация изменения во времени таких параметров, как: тяговое усилие, скорость движения, усилие на крюке, мощность двигателя и тяговый КПД. При испытаниях автомобилей также необходимо точно знать линейную и угловую скорости, линейное и угловое ускорение, силы сопротивления движению. Особый интерес представляет определение силы аэродинамического сопротивления и зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления мобильной машины от скорости. Определение этих параметров позволило бы уточнить уравнение тяговой динамики, расход мощности и топлива на движение.

Для обеспечения необходимого уровня безопасности при использовании мобильной машины необходимо расширять контроль различных механизмов, которые принимают участие в ее работе, обеспечить качественно более высокий уровень испытаний и внедрять новые устройства с широкими функциональными возможностями [4]. Использование датчиков инерции, так называемых акселерометров, играет значительную роль в решении указанных проблем [2, 6].

Проведение испытаний нуждается в применении мобильных комплексов, которые позволяют без вмешательства в конструкцию мобильной машины осуществлять определение ее кинематических и динамических параметров [1, 3]. Существующие аналоги (например, CORRSYS DATRON) имеют высокую стоимость, отечественные же не позволяют проводить ряд необходимых испытаний в дорожных условиях: определять аэродинамические, мощностные показатели колесных машин и КПД [8]. Таким образом, актуальным является вопрос разработки регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний мобильных машин с использованием метода парциальных ускорений [5, 7].

С целью регистрации данных при дорожных испытаниях мобильных машин на кафедре технологии машиностроения и ремонта машин ХНАДУ совместно с сотрудниками ХНТУСХ им. П.Василенко разработан мобильный регистрационно-измерительный комплекс (МРИК) (рис. 1), состоящий из датчиков ускорений Freescale Semiconductor модели MMA7260QT (основные характеристики указаны в табл. 1), GPS-приемника модели GM-3 N RU300, а также ПК для снятия и архивации данных.

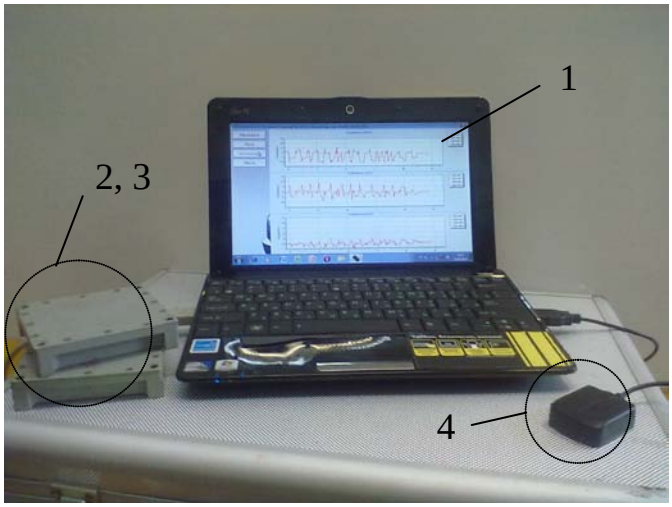


Рисунок 1 – Мобильный регистрационно-измерительный комплекс:
1 – ПК; 2,3 – датчики ускорений; 4 – GPS-приемник

Использованные датчики – емкостные акселерометры с тремя рабочими осями и пределом измерения ±1,5g, имеют встроенный фильтр коррекции изменения температуры, фильтр нижних частот и крайних значений, не требуют дополнительных устройств.

Таблица 1 – Основные характеристики датчиков линейных ускорений Freescale Semiconductor MMA7260QT

Параметр	Значение
Диапазон измерений, g	1,5
Интервал рабочих температур, ^{0}C	-40…+105
Рабочее напряжение, В	2,2-3,6
Чувствительность, мВ/g	200-800
Частота снятия данных, c^{-1}	80
Погрешность измерений, не более, %	1

Зависимость кодов АЦП МРИК от температуры окружающей среды приведена на рис. 2.

Установлено, что длина соединительных кабелей в пределах до 11,5 м и низкочастотная вибрация на точность измерения существенного влияния не оказывают (не более 1%) и при проведении исследований их можно не учитывать. Учет влияния температуры окружающей среды позволяет повысить точность оценки ускорений не менее чем на 10%.

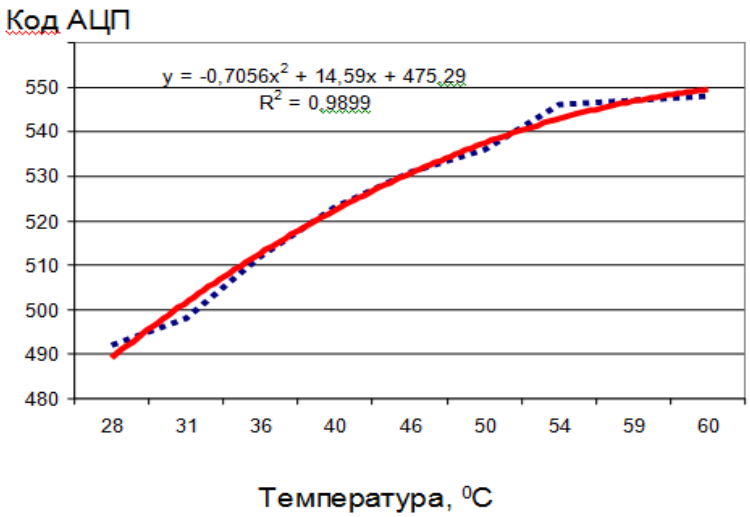


Рисунок 2 – Зависимость кодов АЦП датчика ускорений от температуры окружающей среды

Установка одного, даже трехкоординатного датчика линейных ускорений не позволяет точно определять кинематические параметры движения мобильной машины при ее динамических испытаниях. Произвольная установка двух

двухкоординатных датчиков (рис. 3) позволяет не только точно определять линейные и угловые ускорения мобильных машин, но также радиус поворота и полюс поворота, используя зависимости [8]

$$\varepsilon = \frac{\left(a_{AX_1} - a_{B_{X_1}}\right)\left(Y_B - Y_A\right) + X_{AB}\left(a_{AY_1} - a_{B_{Y_1}}\right)}{\left(Y_B - Y_A\right)^2 + X_{AB}^2}; \quad (1)$$

$$\omega = sign\sqrt{\left|\frac{\left(a_{AY_1} - a_{B_{Y_1}}\right)\left(Y_B - Y_A\right) + X_{AB}\left(a_{AX_1} - a_{B_{X_1}}\right)}{\left(Y_B - Y_A\right)^2 + X_{AB}^2}\right|}; \quad (2)$$

$$X_A = \frac{\varepsilon \bar{a}_{Y1} - \omega^2 \bar{a}_{X1}}{\varepsilon^2 + \omega^4} + 0{,}5X_{AB}; \quad (3)$$

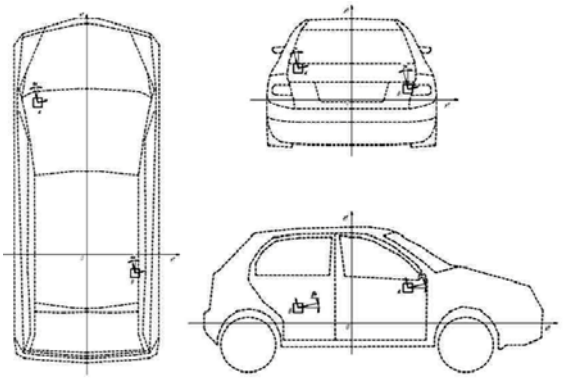
$$R_D = \frac{\varepsilon \bar{a}_{X_1} + \omega^2 \bar{a}_{Y_1}}{\varepsilon^2 + \omega^4} + 0{,}5Y_{AB}, \quad (4)$$

где ε – угловое ускорение мобильной машины;

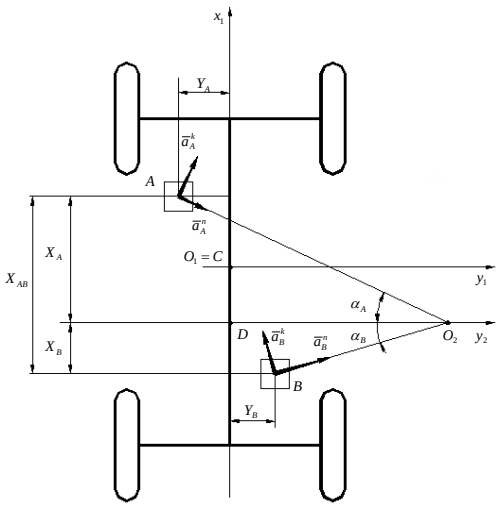
ω – угловая скорость мобильной машины;

X_A – мгновенный центр поворота мобильной машины;

R_D – радиус поворота мобильной машины.



а)



б)



в)



г)

Рисунок 3 – Установка датчиков ускорений при проведении испытаний: а, б – схемы установки датчиков на автомобиле; в – установка МРИК в автомобиле; г – установка МРИК на колесном шарнирно-сочлененном тракторе

Для того, чтобы найти действительные значения параметров движения мобильной машины, необходимо измеренные значения параметров скорректировать с учетом углов отклонения датчиков ускорения от прямолинейного и горизонтального положения с учетом зависимостей вида [9]

$$a_{x1} = a_x \sqrt{\frac{1+\frac{a_y^2}{a_x^2}+\frac{a_z^2}{a_x^2}}{1+\left(\frac{1+\frac{a_x}{a_y}tg\chi}{\frac{a_x}{a_y}-tg\chi}\right)^2+\left(\frac{1+\frac{a_z}{a_x}tg\alpha}{\frac{a_z}{a_x}-tg\alpha}\right)^2}} = a_x\delta_x \qquad (5)$$

где δ_x – поправка на величину показаний датчика, ориентированного по оси OX.

Данные, получаемые с помощью разработанного МРИК, фильтруются при помощи фильтра Баттерворта [10] (рис. 4).

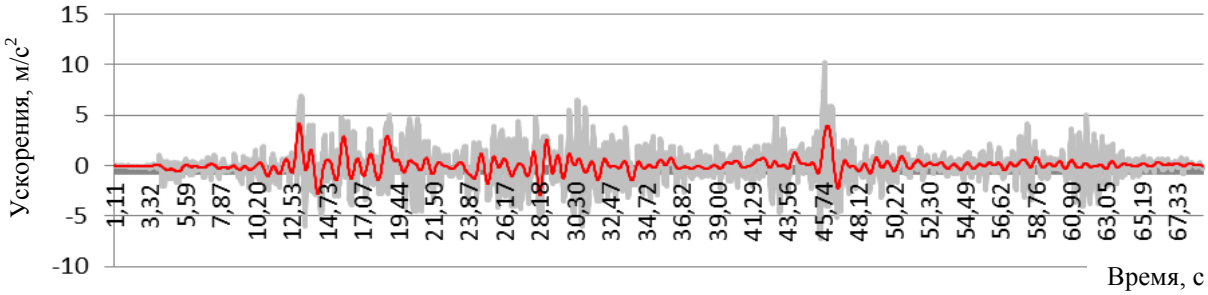


Рисунок 4 – Фильтрация данных при помощи фильтра Баттерворта

Разработанный МРИК позволяет определять основные параметры движения мобильных машин (табл. 2). На рис. 5-7 в качестве примера приведены полученные экспериментально с помощью МРИК продольные ускорения мобильной машины, развиваемая скорость и мощность двигателя в зависимости от времени движения.

Таблица 2 – Параметры, определяемые с помощью МРИК

Определение параметров сопротивления движению мобильных машин [6]:
- суммарная сила сопротивления качению колес, - сила сопротивления воздуха; - суммарный коэффициент дорожного сопротивления; - фактор обтекаемости.
Оценка устойчивости мобильных машин [1]:
- продольные ускорения колесных машин; - боковые ускорения колесных машин; - вертикальные ускорения колесных машин; - линейная скорость.
Оценка управляемости мобильных машин [5]:
- параметры маневренности одиночных транспортных средств и с прицепом (полуприцепом); - угловые скорости; - угловые ускорения; - мгновенные радиусы поворота.
Определение тягово-скоростных характеристик [1]:
- тяговая сила на колесах в режиме реального времени; - мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление аэродинамического сопротивления движению автомобиля.
Определение мощностных показателей мобильных машин [7]:
- свободная (используемая для разгона) мощность двигателя; - мощность двигателя, затрачиваемая на движение.
Определение мгновенного КПД мобильной машины [7].

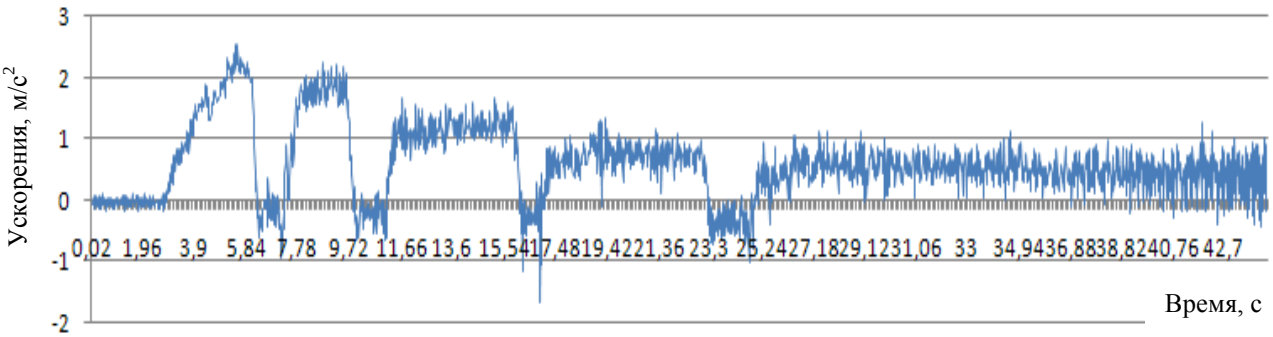


Рисунок 5 – Продольные ускорения мобильной машины



Рисунок 6 – Скорость движения мобильной машины

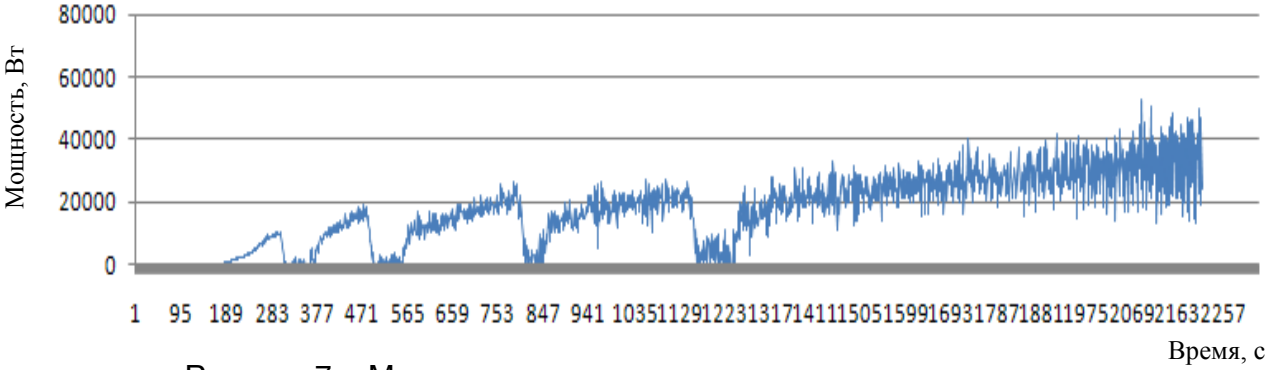


Рисунок 7 – Мощность двигателя, затрачиваемая на движение

ВЫВОДЫ:

1. Разработанный мобильный регистрационно-измерительный комплекс позволяет без применения дорогостоящего оборудования проводить испытания на устойчивость и управляемость мобильных машин, определять их мощностные, аэродинамические и тягово-скоростные свойства, а также параметры сопротивления движению.

2. Проведенные экспериментальные исследования позволили оценить влияние длины соединительных кабелей, температуры окружающей среды и

вибрации на точность измерения ускорений датчиками Freescale Semiconductor. Установлено, что длина соединительных кабелей в пределах до 11,5 м и низкочастотная вибрация на точность измерения существенного влияния не оказывают (не более 1%) и при проведении исследований их можно не учитывать. Учет влияния температуры окружающей среды позволяет повысить точность оценки ускорений не менее чем на 10%.

3. Установка GPS-приемника, а также двух трёхкоординатных акселерометров МРИК позволяет определять линейные и угловые скорости и ускорения мобильной машины, а также ее радиус и полюс поворота с высокой точностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – P.51-54.

2. Аш Ж. Датчики измерительных систем: В 2 кн. / Ж. Аш. – М.: Мир, 1992. – 480 с.

3. Гаврилов Э.В., Алексеев О.П., Смирнов О.П. Принципы работы мобильных вычислительных комплексов // Информационные технологии. – Харьков: Магдебург. – ХГПУ, 1999. – С.139-141.

4. Клец Д. Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – Вып. 24 – С.41-44.

5. Лебедев А.Т. Оценка управляемости методом парциальных ускорений / [А.Т.Лебедев, Н.П.Артемов, А.В.Кот, М.А.Подригало] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Моделювання технологічних процесів в АПК». – Мелітополь , 2010. – Вип.10, Том 7. – С. 65-71.

6. Метод визначення сумарної сили опору руху автомобіля за допомогою датчиків лінійних прискорень / [М.А.Подригало, А.І.Коробко, Д.М.Клец, О.О.Назарько] // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Міжвузівський збірник. – Луцьк, Вип.78, 2010. – С.432-434.

7. Метод парциальных ускорений при исследовании динамики мобильных машин / [Н.П.Артемов, А.Т.Лебедев, О.П.Алексеев, В.П.Волков, М.А.Подригало, А.С.Полянский] // Тракторы и сельхозмашины, 2011. – №1. – С.16-18.

8. Подригало М.А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві. − 2009. − Вип. 89. – С.87-99.

9. Подригало М.А. Повышение точности измерения ускорений мобильных машин путем снижения монтажной погрешности датчиков / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, Е.А. Дубинин, Н.П. Артёмов, В.В. Задорожняя // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 5. – С.84-92.

10. Электронные системы контроля устойчивости: ECE/TRANS/180/ Add.8 – [Введены в Глобальный регистр. 2008-06-26] – Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.

Александр Сергеевич ПОЛЯНСКИЙ, профессор, д.т.н.,
Харьковский национальный автомобильно-
дорожный университет
Виктория Владимировна ЗАДОРОЖНЯЯ, ст. преподаватель,
Харьковский национальный технический
университет сельского хозяйства им. П. Василенко

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Предложен метод определения диапазонов изменения динамических и кинематических параметров возмущения по критерию равенства нулю реакции менее нагруженных верхних колес машины при опрокидывании

Виды неустойчивости колесных машин можно разделить на две группы, каждой из которых соответствует своя методика определения границ устойчивости.

Первый вид неустойчивости динамического равновесия, возникает при определенном соотношении сил, действующих на колесную машину и вертикальных реакций её колес.

Второй вид неустойчивости колесной машины в целом или неустойчивость движений отдельных ее деталей или узлов может возникнуть вследствие действия на систему возмущающих факторов. Причем под возмущающими факторами понимаются силы, которые невозможно учесть при описании движения системы вследствие их малого значения по сравнению с основными силами.

По характеру движения неустойчивость динамического равновесия может возникнуть вследствие опрокидывания машины либо потери сцепления колес с дорогой при повороте, торможении, движении на подъем либо по косогору, при отрыве одного или более колес от дороги с последующим приземлением, при попадании одного или нескольких колес на участок с пониженным коэффициентом сцепления, либо в случае совместного действия комбинации двух или более указанных факторов.

Существующие методики определение границ устойчивости динамического равновесия предусматривают следующую последовательность.

На основании принципа Аламбера, исследуемый процесс движения машины рассматривается как положение равновесия и для него составляются уравнения статики, учитывающие, как активные силы, так и фиктивные силы инерции. Если силы, действующие на машину либо на исследуемый узел

неизвестны, предварительно производится кинематический и динамический анализ исследуемого процесса.

Полученные уравнения динамического равновесия решаются относительно параметров, определяющих границы устойчивости.

Границы устойчивости динамического равновесия, которые можно определить по вышеописанной методике, учитывают действие только тех сил и моментов, которые поддаются аналитическому определению. Однако помимо сил, которые можно учесть при описании движения колесной машины с шарнирно-сочлененной рамой, на последний постоянно действуют динамические нагрузки, как вследствие неровности дорожного покрытия, так и неточности изготовления деталей и узлов. Величина и характер действия этих нагрузок не поддаются учету. В математической теории устойчивости движения подобные нагрузки получили наименование возмущающих факторов [1].

Несмотря на то, что возмущающие факторы практически невозможно учесть, в ряде случаев они вызывают опасные нарушения устойчивости колесных машин. Так, при прямолинейном, движении машины не должно наступить нарушений устойчивости, в то время как при езде даже по ровному асфальтобетонному шоссе могут возникнуть автоколебания управляемых колес, занос и т.д.

Метод исследования неустойчивых движений возникающих вследствие действия возмущающих факторов заключается в следующем [2].

Рассмотрим ситуацию устойчивости машины с учетом сил, действующих на колесную машину в поперечной плоскости при движении на боковом склоне (рис 1). Колесная машина представлена в виде двух массовой модели. Вес не подрессоренных масс сосредоточен в точке $G_Н$, подрессоренных в точке $G_П$.

При этом $G = G_H + G_\Pi$.

Общие реакции на левых R''_Z и правых R'_Z колесах будут равны $R''_Z = R''_{ZH} + R'_{ZП}$; $R'_Z = R'_{ZH} + R'_{ZП}$.

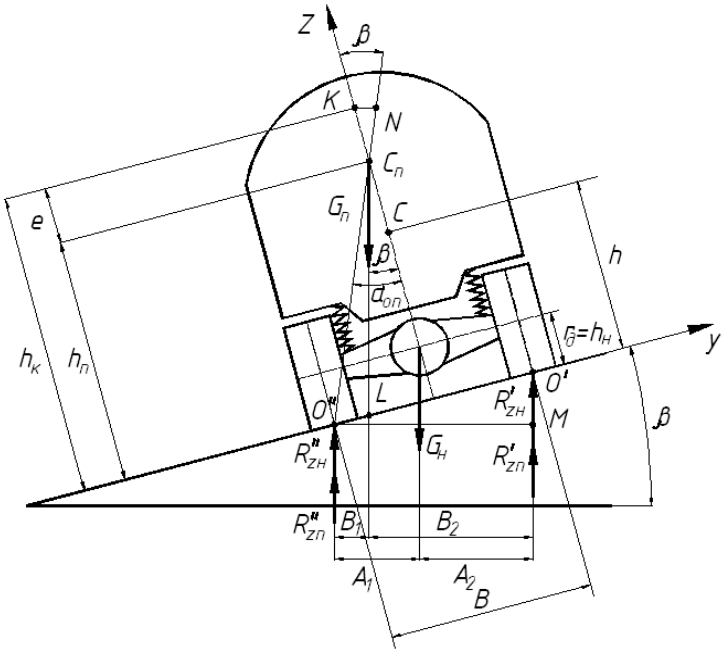


Рис. 1. Схема сил, которые действуют на колесную машину в поперечной плоскости

Уравнения равновесия относительно точки контакта колес O' и O'' примут вид:

$$R'_{ZH} = \frac{A_1}{B\cos\beta} G_H; \qquad R''_{ZH} = \frac{A_2}{B\cos\beta} G_H. \tag{1}$$

Проводя преобразования, получим зависимость для определения реакций на колесах:

$$R'_{ZH} = (0{,}5 - \frac{r_д}{B} tg\beta) G_H; \qquad R''_{ZH} = (0{,}5 + \frac{r_д}{B} tg\beta) G_H. \tag{2}$$

Условие сохранения потенциальной энергии в нашем случае примет вид:

$$G_П \cdot h_П + G_H \cdot h_H = G \cdot h. \tag{3}$$

По результатам преобразований сложим уравнение равновесия относительно центра переворота точки O''

$$G_П \cdot B_1 - R'_{ZП} B\cos\beta = 0. \tag{4}$$

Проведя преобразования, получим зависимость реакции на правом колесе в поперечной плоскости от величины граничного угла устойчивости:

$$R'_Z = 0{,}5G(1 - \frac{tg\beta}{tg\alpha_0}). \tag{5}$$

Итак, если угол наклона $\beta = \alpha_0$, тогда $R'_z = 0$. Эта ситуация является предельно допустимой при отсутствии каких-либо динамических нагрузок движущейся колесной машины.

Експерименты по проверке изложенного метода оценки неустойчивых движений показали, что в случаи нарушения данного условия возникнет аварийная ситуация - опрокидывание. Зависимость реакции менее нагруженного колеса в поперечной плоскости от величины предельного угла устойчивости представлена на рис. 2.

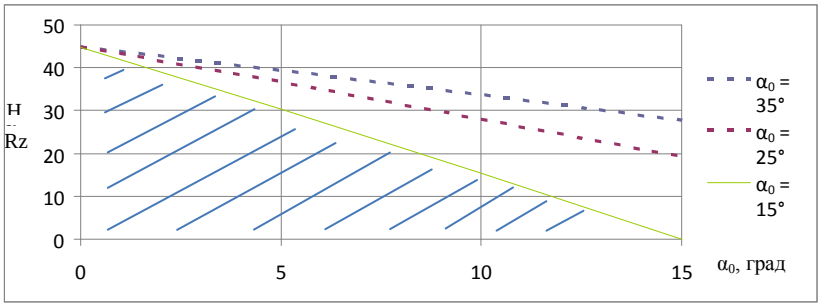


Рис. 2. Условие сохранения поперечной устойчивости положения колесной машины при различных углах статической устойчивости (α_0) и угла наклона (β = *0-15*°) (зона поперечной устойчивости заштрихована).

ВЫВОДЫ:

1. По критерию равенства нулю реакции верхних колес машины при опрокидывании на устойчивость положения машины, можно определить диапазоны изменения динамических и кинематических параметров возмущения, соответствующих различным видам возмущенного движения.

2. Определено, что при работе на уклонах трактора Т-150К с параметрами колеи 1860мм, высоте 3345мм и весе 89,8кН при углах поперечных уклонов (β = 0 -15°), устойчивость положения машины обеспечивается на всем диапазоне указанных поперечных уклонов при отсутствии дополнительных динамических нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дорошенко Н. А. Обоснование и разработка методов выбора параметров трактора, типа Т-150К по показателям плавности хода и устойчивости на транспортных работах: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.05.03 / Н. А. Дорошенко. - Харьков, 1990. – 22 с.

2. Оценка устойчивости против опрокидывания колесной машины с учетом влияния подрессоренных масс / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Д. М. Клец, Е. А. Дубинин, В. В. Задорожняя // Механіка та машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». - 2012. - № 1. – С. 65-70.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА РОЛИКОВЫХ СТЕНДАХ

И. Мармут, доц., к.т.н., ХНАДУ

DIAGNOSIS OF FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE BRAKING SYSTEMS AT ROLLER STANDS

I. Marmut, Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, KhNAHU

Abstract: *The features of four-wheel drive vehicles transmission design are stated. The problems detected while diagnosing their braking systems at roller stands are considered. The method for diagnosing such vehicles as well as the models of determining diagnostic parameters is offered.*
Key words: four-wheel drive vehicle, braking system, roller stand.

Введение

При создании полноприводных легковых автомобилей, компании работали в нескольких направлениях. В результате появился целый ряд конструктивных схем полноприводных трансмиссий – Quattro, Syncro, 4Matic, 4Motion и т. д. По принципу действия их можно разделить на три большие группы [1[:

– постоянный полный привод;

– автоматически подключаемый полный привод;

– системы с ручным включением полного привода.

В таблице 1 приведены особенности трансмиссий наиболее распространенных моделей легковых автомобилей.

Таблица 1

Типы трансмиссий и наличие блокировок дифференциалов у различных полноприводных автомобилей

Автомобиль	Тип	Блокировки дифференциалов			ASC, ASR, ETS и др.
		Межосевой	Задний	Передний	
Постоянный полный привод с автоматической блокировкой дифференциалов					
1	2	3	4	5	6
Audi модификации Quattro	л	*			
Audi Allroad	л	*	*4)	*4)	
Subary Impreza, Legacy	л	*			
Subary Forester	в	*			*
Mercedes G-класс	в	*	*	*	
Mercedes M-класс	в				*
Mercedes E-класс 4Matic	л	*			
Jeep Grand Cherokee -2	в				*
Land Rover Discovery	в				*

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
Land Rover Freelander	в	*			*
Range Rover	в	*			
Mitsubishi Galant	л	*			
Mitsubishi Lancer Evo VI	л	*	*		
Lexus RX	в	*			
Lexus LX	в	*			
Daihatsu Terios	В	*	*2)		
Toyota Land Cruiser 100	в	*	*2)	*2)	
Toyota RAV-4	в	*			
ВАЗ-21213 «Нива»	л	*			
Автоматически включаемый и выключаемый полный привод					
VW Syncro	л				
VW 4Motion	л				
VW Transporter T4 Syncro	а				
Volvo V70 XC AWD	л		*		
Honda CR-V	в				
Honda HR-V	в				
Ford Explorer	в	*	*1)		
ЛУАЗ-1302	в		*		
Lincoln Navigator	в	*	*		
KIA Sportage	в		*		
Isuzu Trooper	в		*2)		
Jeep Wrangler	в		*2)		
Системы с ручным включением полного привода и/или блокировок					
Hyundai Galloper	в		*		
Suzuki Jimny	в	*3)	*		
Suzuki Grand Vitara	в	*3)	*		
УАЗ-3151	в	*3)			
Opel Frontera	в		*2)		
Nissan Terrano-2	в		*		
Nissan Patrol GR	в		*1)		
Mitsubishi Pajero Sport	в	*	*		
Mitsubishi Pajero	в	*	*2)		
Land Rover Defender	в	*			

* Примечания:

1)-выпускается для некоторых рынков, 2)-блокировка устанавливается по желанию заказчика, 3)-жесткая связь, 4)-блокировки колесных дифференциалов обеспечивает электронная система EDL, в – внедорожник, л – легковой, а – микроавтобус

1 Особенности проверки тормозных систем (ТС) полноприводных автомобилей на силовых роликовых стендах

В подавляющем большинстве случаев тормозные стенды имеют конструкцию

для проверки только одной оси (одноосные стенды). Но при диагностировании полноприводных автомобилей могут возникнуть проблемы. Например, 4WD автомобиль заехал на тормозной стенд передними колесами. Привод стенда начинает вращать ролики, те, в свою очередь, передают момент на колеса оси, но так как автомобиль оснащен полным приводом, то момент начинает передаваться с передней оси на заднюю ось и автомобиль «выбрасывает» со стенда, или ролики стенда заблокируются из-за так называемого «контроля включения».

Одной из фирм, предлагающей решение этой проблемы, является фирма МАНА (Германия), которая комплектует запатентованной опцией (MOREG) для корректной диагностики тормозных систем полноприводных автомобилей свои одноосные силовые роликовые тормозные стенды [2]. Упрощенно говоря, MOREG используется для предотвращения контакта между зубьями в межосевом дифференциале, исключая возникновение крутящего момента на приводном валу дифференциала.

Как известно, наиболее реальные режимы проверки обеспечивают инерционные стенды. Рассмотрим особенности стендовой проверки полноприводных автомобилей на инерционных роликовых стендах.

2 Диагностирование ТС полноприводных автомобилей на полноопорном инерционном стенде

Наиболее подходящим средством решения задачи диагностирования ТС полноприводных автомобилей является применение модульного полноопорного инерционного роликового стенда, а также компьютеризованного диагностического комплекса с последующей обработкой полученных в процессе диагностирования данных на ЭВМ с применением системного метода и специального программного обеспечения [3].

Компьютеризованный диагностический комплекс состоит из двух частей. Механическая часть представляет собой модульный полноопорный инерционный роликовый стенд и мотор-тестер или сканер. Компьютерная часть состоит из персонального компьютера соответствующей конфигурации и программного обеспечения. Общий вид диагностического комплекса представлен на рис. 1.

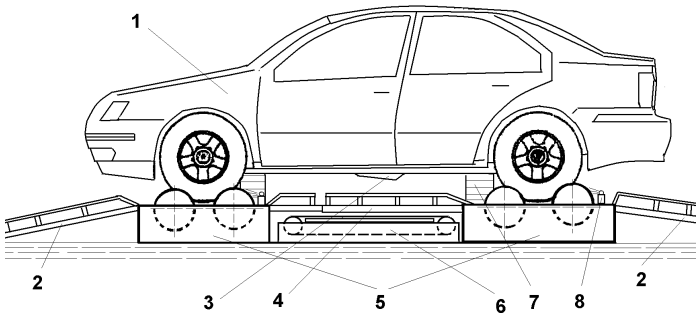


Рис. 1. Модульный диагностический стенд
1 – проверяемый автомобиль; 2 – въездные аппарели; 3 – антенна радарного датчика скорости; 4 – раздвижные аппарели; 5 – роликовые модули; 6 – бегущая дорожка имитатора движения; 7 – пневматические подъемные устройства; 8 – управляемые пульверизаторы для смачивания роликов

На роликовом стенде моделируются условия движения и торможения, максимально подобных реальным условиям на дороге. Необходим также замер параметров в процессе диагностирования и регистрация данных, поступающих от ЭБУ

системы бортовой диагностики. Управление работой тормозного стенда и средствами технической диагностики осуществляет оператор-диагност. После первичной обработки полученная информация вводится оператором ЭВМ в независимую компьютерную часть для последующего использования. Для достижения эффекта блокирования затормаживаемого колеса стенд оборудован специальными устройствами, производящими одновременную разгрузку проверяемого колеса и смачивания поверхности роликов специальным раствором.

3 Методика и модели определения диагностических параметров ТС

Определяющим параметром состояния ТС при диагностировании на инерционном стенде является стендовое замедление. Поэтому для регистрации этого параметра предлагается следующее.

Для каждой оси определённой марки автомобиля выбирается стабильный участок тормозной диаграммы (характеризуется постоянством замедления), которому соответствует определённый диапазон скоростей ($V_2 – V_3$).

В дальнейшем будем считать, что внутри выбранного диапазона замедление постоянно. Тогда его величину, м/с^2, можно определить по формуле

$$j_i^{\,c} = \frac{V_2 - V_3}{3{,}6\Delta t_i}, \qquad (1)$$

где Δt_i – время изменения скорости роликов при торможении от V_2 до V_3, с.

Условимся называть время изменения скорости ‘‘показателем замедления’’ *i*-го колеса (ПЗ_i): $\Delta t_i = \text{ПЗ}_i$.

Анализ большого количества тормозных диаграмм, полученных при массовых проверках ТС легковых автомобилей, показал, что целесообразно принимать $V_2 = 27$ км/ч, а $V_3 = 6$ км/ч. Таким образом, с помощью задатчика торможения с высокой точностью устанавливаются значения скоростей V_2 и V_3, а в ходе диагностирования фиксируется величина ПЗ_i электронным секундомером измерительной системы. В качестве первичного датчика скорости можно использовать фотодатчик электронного тахометра и диск с прорезями (обтюратор). С помощью специального генератора заполняются промежутки между прорезями обтюратора (опорные импульсы частотой 1МГц). При достижении количества импульсов между двумя соседними прорезями, соответствующего начальной установке скорости V_2, включается электронный секундомер. При падении скорости до конечного значения V_3 (ему соответствует своё число импульсов) секундомер выключается.

Например, количество импульсов (f_1) для скорости $V_2 = 27$ км/ч (при диаметре роликов $D_\text{р} = 0{,}2387$ м; числе прорезей обтюратора $z = 54$; частоте генератора 10^6Гц) составит:

$$f_1 = \frac{3{,}6\pi \cdot D_\text{р}}{V_2 \cdot z} \cdot 10^6 = \frac{3{,}6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}2387}{27 \cdot 54} \cdot 10^6 = 1852 \text{ имп.}$$

Для $V_3 = 6$ км/ч (при тех же параметрах) значение $f_2 = 8333$ имп.

С учётом принятых численных значений V_2 и V_3 формула (1) примет вид:

$$j_i^{\,c} = 5{,}833 / \Pi З_i . \qquad (2)$$

$\Pi З_i$ определяется для обоих колес независимо.

Условие исправного состояния ТС:

$$\Pi З_i^{\phi} \le \Pi З_i^{\text{н}} , \qquad (3)$$

где $\Pi З_i^{\phi}$ – измеренное значение показателя замедления, с; $\Pi З_i^{н}$ – нормативное значение показателя замедления.

Выводы

1. Особенности конструкций трансмиссий полноприводных автомобилей (в частности тех, которые имеют постоянный полный привод) не позволяют проводить качественную проверку их тормозных систем на одноосных роликовых стендах. Это возможно выполнить или на полноопорных инерционных стендах или на одноосных силовых стендах, которые оснащены опцией для корректной диагностики тормозных систем полноприводных автомобилей. Инерционный стенд должен моделировать условия движения и торможения, максимально подобным реальным условиям на дороге.
2. Для повышения точности регистрации диагностических параметров и обеспечения возможности использования микропроцессорной техники необходима надежная и простая измерительная система. Этим требованиям удовлетворяет система импульсно-цифрового типа.
3. В соответствии с особенностями цифровой ИС разработаны методики регистрации диагностических параметров, в частности, показателя замедления.

Литература

1. Материалы сайта www.autocentre.ua.
2. Материалы сайта фирмы МАНА: www.maha.ru.
3. Ковинько В.И., Игнатченко К.Е. Компьютерно-экспертный метод диагностирования тормозных АБС // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХНАДУ / Сб. науч. трудов. – 2001. – вып.13. – С. 43-49.

ДОСТИЖЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ В РАЗВИТИИ АДАПТИВНЫХ ПОДВЕСОК ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Вячеслав Павленко

Achievements and prospects in development of adaptive pendants for modern cars:

Adaptive suspensions which are to date one of major directions of development of pendants of cars are c onsidered. B asic pr oducers, and f eatures of c onstruction, ar e c ertain d uring ex ploitation, ada ptive suspensions, and similarly their prospects.

Key words: *car, suspension, adaptive suspension, stability, controllability, control system/*

ВВЕДЕНИЕ

Развитие конструкции легкового автомобиля привело к необходимости разработки и внедрения адаптивных подвесок. Можно назвать несколько причин, которые заставили инженеров использовать адаптивные подвески на легковых автомобилях. Это связано со значительными изменениями нагрузки на подвеску. Произошло уменьшение собственного веса автомобилей при повышении их грузоподъемности. Увеличение массы груженого автомобиля по сравнению с пустым достигает ста и более процентов. Также значительно повысились скорости движения легковых автомобилей. Появилась необходимость изменения положения кузова и жесткости подвески для повышения и управляемости. Особенно важно, что не утратила своего значения проблема повышения плавности хода и комфортабельности движения в различных дорожных условиях. Необходимость повышения плавности хода остро ощущается на отечественных дорогах, качество которых далека от идеала. При использовании адаптивных подвесок стало возможным получить дополнительные преимущества и удобства по сравнению с обычной подвеской. Легко хранить или принудительно сменять положение кузова и колес относительно дороги. Например, постоянный клиренс улучшает работу фар, особенно при дальнем свете, регулирование обеспечивает возможность подъема кузова для преодоления препятствий, подъема и опускания колес для монтажа и демонтажа колес без использования домкрата [1, 2].

ИЗЛОЖЕНИЕ МАТЕРИАЛА

На неровных дорогах средняя скорость движения падает на 35 ... 40%, расход топлива увеличивается на 50 ... 70%, межремонтный интервал уменьшается на 35 ... 40%. При этом производительность автотранспорта снижается на 32 ... 36%, а стоимость поездки увеличивается на 50 ... 60%. К этому следует добавить потери, обусловленные перерасходом металла, топлива, резины и дополнительными затратами рабочей силы. Для уменьшения этих потерь можно или улучшить дороги, что дорого, или совершенствовать подвески автомобилей, что еще более дороже, но в пересчете на тысячи автомобилей выходит дешевле [3].

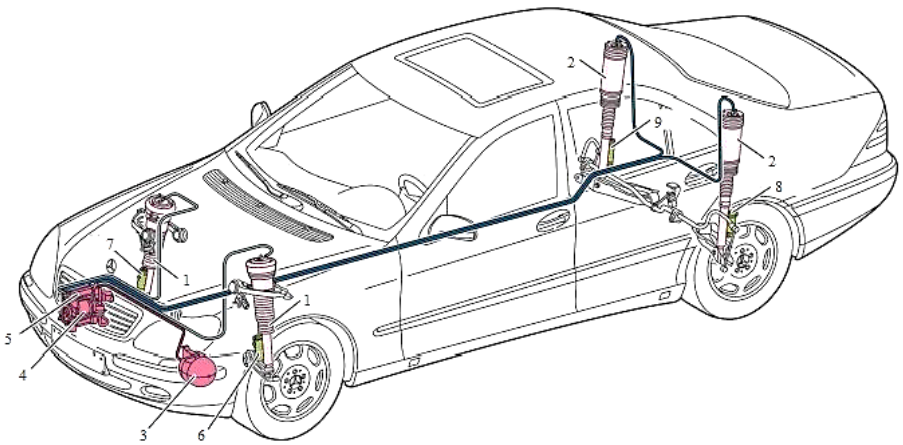
Целью работы является анализ адаптивных подвесок для легковых автомобилей и целесообразность их внедрения и дальнейшего развития. Основной задачей исследования является поиск и анализ адаптивных подвесок, используемых на легковых автомобилях.

Большое количество ведущих автопроизводителей ведут интенсивные исследования в области подрессоривания автомобилей. В этом сегменте рынка заявляют о себе: Lotus Cars Ltd . , McLaren , Williams , Mercedes Benz , Lotus , General Motors , Cadillac , Ferrari , Ford , Lincoln , Opel , Audi , Renault , Citroen , Volvo , Mitsubishi , Toyota , Nissan. Тренд рынка заключается в том, что если в 80-е годы

активные подвески использовались только в гоночных автомобилях Формулы 1, в 90-е годы - в дорогих внедорожниках и SUV, в 2000 году - в дорогих легковых автомобилях, то в настоящее время о внедрении адаптивных подвесок говорят практически все разработчики легковых автомобилей среднего класса. Особое внимание к активным подвесок проявляют разработчики специализированного транспорта - реанимационных автомобилей скорой помощи, машин для перевозки специальных грузов и т.п.

Эффективность, которая достигается за счет гашения колебаний во многом определяется детальностью математической модели транспортного средства, а также мощностью компьютера, которому эту модель приходится вычислять в реальном времени. Активные подвески имеют высокую плавность хода (способные принудительно поднимать колесо, если оно перекатывается через наплыв, и опускать, если оно попадает в выбоину), но при этом активные подвески имеют недостатки в виде энергоемкости и громоздкости. Электронная система управления в составе активной подвески позволяет изменять параметры автоматически. Идеальная подвеска должна самостоятельно изменять свои характеристики в зависимости от дорожных условий, а именно такие системы управления принято называть активными. По принципу действия развитие получили два направления активных подвесок: пневматические и гидропневматические.

Ярким представителем первого направления является разработка фирмы Mercedes-Benz - Airmatic (рис. 1). В подвеске Airmatic подрессоривание каждого отдельного колеса обеспечивается не с помощью пружин, а с помощью сжатого воздуха, необходимое количество которого быстро подводится или отводится через электромагнитные клапаны для амортизаторов, которые имеют особое строение. Узлы и механизмы подвески Airmatic соединены друг с другом воздушными магистралями и подключены в электрическую систему автомобиля с помощью многофункциональной шины электронной передачи данных CAN (Controller Area Network). Airmatic благодаря функции «wake - up» автоматически активизируется, как только будут открыты двери автомобиля.

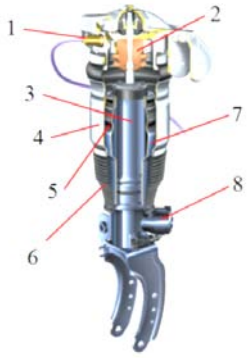


1 - пневматическая стойка передняя; 2 - пневматическая стойка задняя; 3 - центральный резервуар; 4 - компрессор; 5 - блок управления; 6 - левая передняя пневматическая стойка; 7 - правая передняя пневматическая стойка; 8 - левая задняя пневматическая стойка; 9 - правая задняя пневматическая стойка

Рисунок 1 – Система активной подвески Airmatic

Фольксваген применяет пневматическую подвеску CDC (Continuous Damping Control), которая обходится без традиционных пружин и амортизаторов. Ключевую роль в конструкции CDC играют модули пневматических стоек (рис. 2). Насос

нагнетает давление в резервуар-аккумулятор, который распределяет воздух по контурам. Главный процессор информирует датчики дорожного просвета и ускорения, три датчика вертикального ускорения кузова.



1 - клапан поддержания остаточного давления; 2 - дополнительный упругий элемент; 3 - амортизатор; 4 - внешняя направляющая; 5 - рукавный элемент; 6-пыльник; 7 - поршень; 8 - клапан регулировки демпфирования (CDC)

Рисунок 2 – Модуль пневматической стойки системы активной подвески CDC

Первое поколение подвески Hydractive управлялось компьютером только в одном из двух рабочих режимов. Дальнейший прогресс в электронике и гидравлике позволил специалистам Citroen пересмотреть и упростить некоторые технические решения, что расширило эксплуатационные возможности подвески, а также повысило ее комфортность и надежность. Если предшественники Hydractive 3 просто поддерживали стабильное положение кузова над дорогой в виражах, при разгонах и торможениях, оставляя неизменным дорожный просвет, то теперь подвеска получила дополнительную возможность автоматически изменять клиренс в зависимости от скорости автомобиля и состояния дороги.

Американская фирма "Делфай", пошла по другому пути управляя амортизаторами: изменяя вязкость масла в амортизаторах. Главную роль в изобретении сыграли химики. Им удалось смешать особую жидкость MRF, в состав которой входят частицы железа. В амортизаторах установлены магниты. Силовое поле отслеживает с периодичностью до нескольких сотен раз в секунду, мощный процессор, увеличивая или уменьшая вязкость масла и, соответственно, жесткость амортизаторов. Конструкция "Делфай" запатентована под именем "МагнеРайд" и уже работает на серийном "Кадиллак - Севиль".

Американская компания Bose, известная как производитель высококачественных автомобильных динамиков, представила принципиально новую активную подвеску (рис. 3), где вместо привычных пружин и амортизаторов или используются линейные электродвигатели.

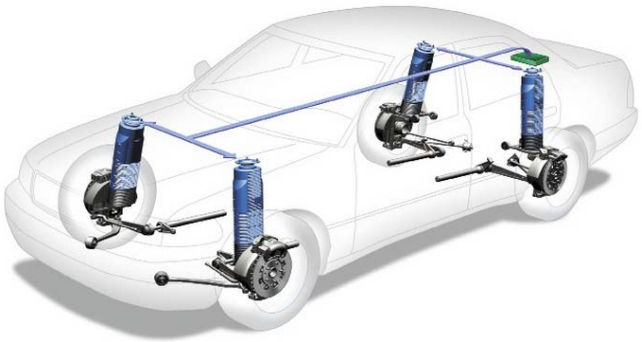


Рисунок 3 – Активная система подвески компании Bose

Электродвигателями управляет сложная электронная система, задача которой сохранить стабильное положение кузова при вертикальном перемещении колес. Система управляется показаниями датчиков об изменении положения колес относительно кузова и передает сигнал линейным электродвигателям, которые мгновенно компенсируют эти изменения. Иными словами, колесо подвесят в электромагнитном поле как мембрану громкоговоритель, а его перемещением вверх-вниз будет заведовать активный электромагнит.

Фирма BMW внедрила систему "Динамик Драйв" (Dynamic Drive) с активными стабилизаторами поперечной устойчивости. Суть устройства: стабилизатор разрезается пополам, а между двумя половинками встраивается гидромотор. Одно плечо стабилизатора жестко связано с корпусом, другой с ротором. Управляющий блок, получая информацию от датчика поперечных ускорений, открывает (в зависимости от того, в какую сторону наклоняется кузов) контур, по которому масло подается в гидромоторы и возвращает его равномерно относительно друг друга.

MAGIC BODY CONTROL обеспечивает уникальный синтез комфорта и маневренности. Основой системы служит активная подвеска ABC (Active Body Control), поддерживающая стабильность кузова автомобиля. Она может активно регулировать ход амортизационных стоек - индивидуально для каждого колеса. Благодаря этому гасятся колебания кузова автомобиля, при управлении, торможении или разгоне. Раскачивание удается практически полностью избежать. В критических ситуациях, связанных с сильным ветром, автомобиль благодаря данной технологии еще лучше держится на дороге. Эта подвеска распознает степень загруженности автомобиля, автоматически корректируя дорожный просвет.

Новой также является система ROAD SURFACE SCAN (RSS). Стереокамера, расположена в внутрисалонном зеркалом, сканирует поверхность дорожного покрытия перед автомобилем и передает данные блока управления подвеской, где и происходит их анализ, в соответствии с которым действует активная подвеска. Активная подвеска за доли секунды адаптируется к ситуации на дороге. Результатом является очень маневренное, точное и одновременно комфортное поведение автомобиля, и при этом дорога похожа на гладко отглаженную скатерть.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Перспектива будущего, это адаптивные подвески которые будут работать по оцифрованного путями на примере системы RSS. Конечно, работа с оцифрованными выбоинами потребует на несколько порядков больших вычислительных затрат, но не следует забывать о экспоненциальном росте вычислительной техники: через пару десятков лет объем памяти рядовой мобильной навигационной системы будет исчисляться петабайтами и будут они заполнены подробнейшими 3D-моделями выбоин.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Воронов А.А. Устойчивость, управляемость, наблюдаемость / Воронов А.А. М.: Наука, 1979. – 111с.

[2] Адаптивная подвеска автомобіля [Електронний ресурс] Режим доступу : http://systemsauto.ru/pendant/ adaptive_chassis.html.

[3] Павлюк А.С. Подвески легковых автомобилей / Павлюк А.С. М.: МАДИ, 1995. – 172 с.

Контакты

доц. Вячеслав Павленко, к.т.н., доцент кафедры «Технической эксплуатации и сервиса автомобилей» Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, г. Харьков, ул. Петровского, 25, Украина e-mail: vp.khadi@gmail.co

НОВОЕ В ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЯ

Владимир Волков, Эрнест Рабинович

***News of the car theory**: I n t his p aper is s hown t hat t he r esults of modern r esearch r equire a substantial improvement of mathematical models of the car motion.*
***Key words:** theory, car, torque, resistance, acceleration, coasting*

ВВЕДЕНИЕ

Теория движения автомобиля – краеугольный камень всей автомобильной науки. Она вбирает в себя все новинки науки и техники и проверяет их по главному критерию – улучшению движения автомобиля. Поэтому развитие этой научной дисциплины должно быть постоянным и безостановочным.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Теория движения автомобиля базируется на уравнении тягового баланса, которое традиционно представляют в следующем виде (для определенности использованы обозначения, принятые в [1]):

$$P_к = P_f + P_W + P_\alpha + P_j, \tag{1}$$

где P_f – сила сопротивления качению колес,
P_W – сила сопротивления воздуха,
P_α – сила сопротивления подъему,
P_j – сила инерции автомобиля.
Последнюю записывают в виде

$$P_j = \frac{\delta G_a j_a}{g}, \tag{2}$$

откуда после очевидных преобразований получают дифференциальное уравнение неустановившегося движения автомобиля:

$$j_a = \frac{dv}{dt} = \frac{P_к - \Sigma P_c}{m_a \cdot \delta} \tag{3}$$

где j_a – ускорение автомобиля, м/с^2,
ΣP_c – сумма статических сопротивлений, Н,
m_a – масса автомобиля в расчетном случае, кг,
δ – коэффициент учета вращающихся масс.
Полную окружную силу (силу тяги) определяют [1] из эффективного крутящего момента двигателя $M_{кр}$

$$P_к = \frac{M_{кр} \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_m}{r_k}, \tag{4}$$

где i_k – передаточное число коробки передач,

i_0 – передаточное число главной передачи,

η_m – КПД трансмиссии,

r_k – радиус качения колеса (так в [1]; правильнее здесь использовать динамический радиус r_d).

Эффективный крутящий момент M_e находят по внешней скоростной характеристике двигателя (ВСХД), снятой в установившихся режимах. При отсутствии экспериментальной ВСХД прибегают к расчетным формулам, дающим приближенное описание зависимостей, чаще всего – к формуле С.Р. Лейдермана [2]:

$$M_e = M_N \left[a + b\frac{n}{n_N} - c\left(\frac{n}{n_N}\right)^2 \right], \tag{5}$$

где $M_N = \mathbf{9549{,}3}\dfrac{N_{e\max}}{n_N}$ – крутящий момент при максимальной (номинальной) мощности $N_{e\max}$;

n_N – частота вращения коленвала при максимальной мощности;

n – текущая частота вращения коленвала.

Коэффициенты *a, b, c* можно вычислить через коэффициенты приспособляемости двигателя по моменту k_m и по частоте вращения k_ω:

$$k_m = \frac{M_{e\max}}{M_N}.\ k_\omega = \frac{n_N}{n_M},\ b = \frac{\mathbf{2}(k_M - \mathbf{1})k_\omega}{\mathbf{1} - k_\omega(\mathbf{2} - k_\omega)},\ c = \frac{b \cdot k_\omega}{\mathbf{2}};\qquad a = \mathbf{1} - b + c. \tag{6}$$

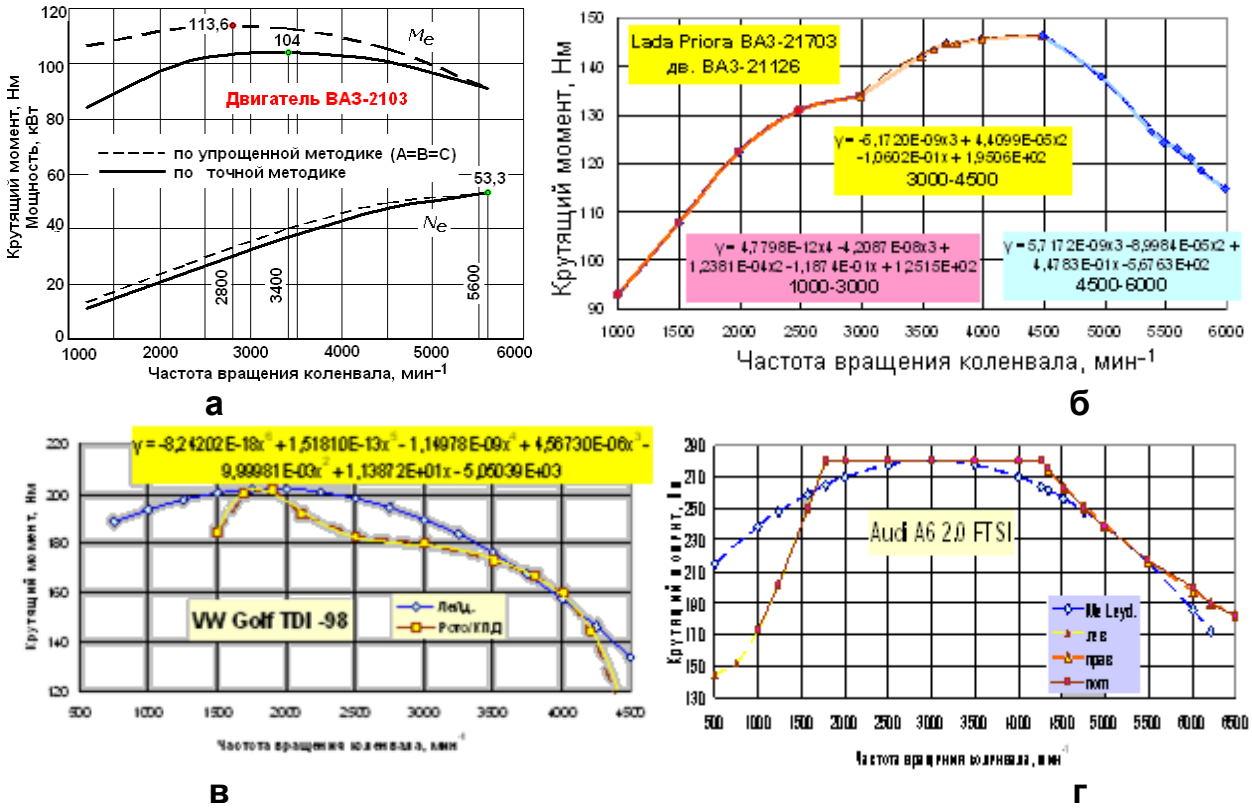
Нередко методические пособия рекомендуют упрощенный вариант – одинаковые значения коэффициентов для разных двигателей: *a*=*b*=*c*=1 для бензиновых, *a*=0,53, *b*=1,5, *c*=1,09 для дизелей [3]. Неудивительно, что и формы графиков у всех двигателей получаются одинаковыми. Легко убедиться, что упрощенный вариант дает большую погрешность при построении ВСХД: кривая $M_e(n)$ даже не проходит через точку максимального момента (рис. 1а).

В полном варианте формула Лейдермана хорошо описывает параболические ВСХ классических двигателей – карбюраторных и дизельных без электронного управления. Впрочем, у современных впрысковых двигателей с электронным управлением конфигурация ВСХ мало похожа на параболу (рис. 1 в, г). Чтобы ввести ее в матмодель, приходится аппроксимировать по частям (рис. 1 б) или применять функции, затрудняющие интегрирование – например, полиномы четвертой-шестой степени (рис. 1 в).

Сказанное заметно меняет описание процесса разгона и не позволяет воспользоваться аналитическими методами решения дифференциального уравнения движения. Однако этого мало, поскольку истинная картина сопротивлений движению сложнее привычного представления о ней (рис. 2).

Разница наиболее заметна при скоростях от 0 до 70 км/ч, т.е. в режимах городской езды. При движении накатом замедление создают статические сопротивления – суммарные дорожные, аэродинамические и потери холостого хода трансмиссии. Первые представляют собой сумму сопротивлений качению, сопротивлений движению по уклону и дополнительных потерь в подвеске, вызванных неровностями дороги [6]. Если дорога горизонтальна и имеет гладкое покрытие, дорожные сопротивления сводятся к сопротивлениям качению шин.

Обычно их изучают на стендах с барабанами большого диаметра (от 1,7 м и более) и область самых малых скоростей не затрагивают – видимо, из-за специфики измерительных систем стендов.



а – расчетная по точной и упрощенной формуле Лейдермана; **б** – аппроксимированная по частям; в – аппроксимированная полиномом 6-й степени; **г** – ВСХ турбированного двигателя с прямым послойным впрыском

Рисунок 1 – Внешние скоростные характеристики двигателей

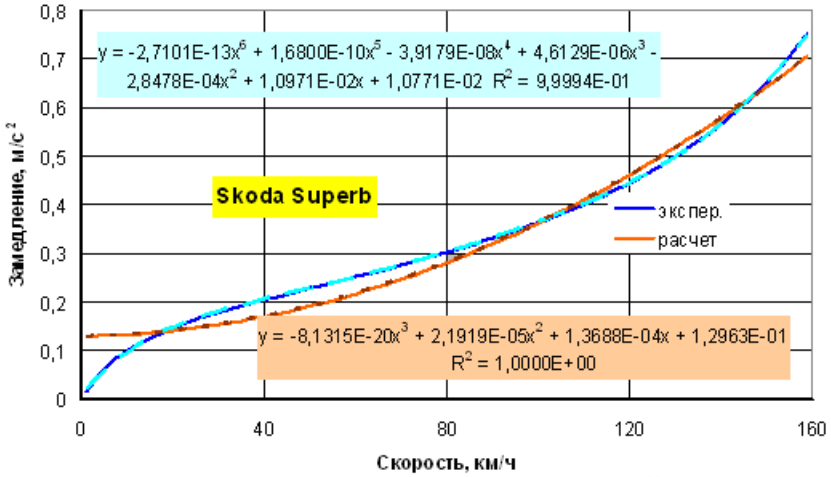


Рисунок 2 – Замедление свободного выбега автомобиля Škoda Superb – расчетное по общепринятой модели и экспериментальное [4], обработанное по методике [5]

Наша обработка данных выбега 84 легковых автомобилей с разными шинами [9], выполненная по методике [5], показала, что на скоростях ниже 25 км/ч наблюдается прогрессирующий спад сопротивления качению – рис. 4.

Столь же традиционно сопротивление воздуха вычисляют по формуле

$$P_W = k \cdot F \cdot (v/3{,}6)^2, \text{ где } k = 0{,}5 \cdot C_X \cdot \rho_B, \quad (7)$$

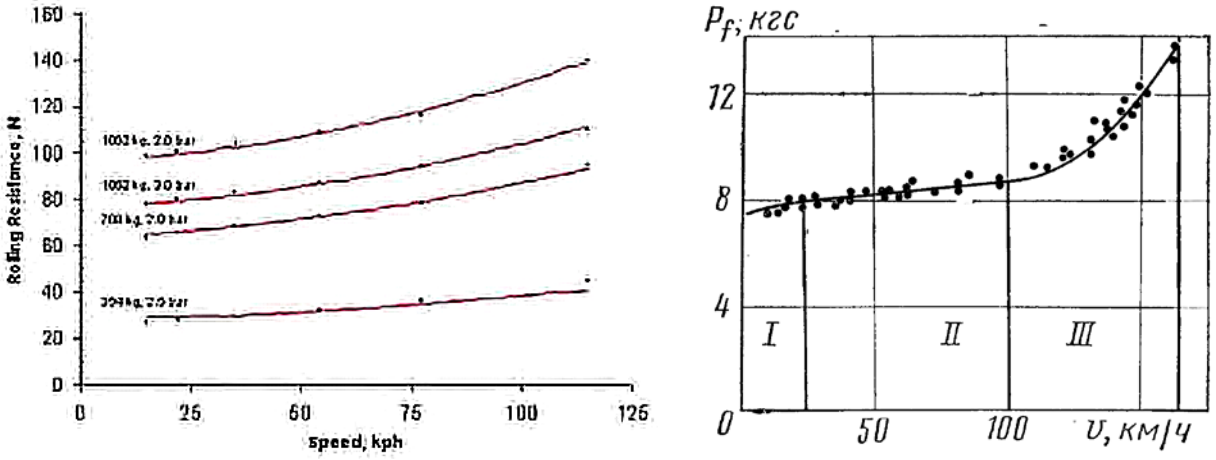


Рисунок 3 – Влияние скорости на сопротивление качению [7, 8]

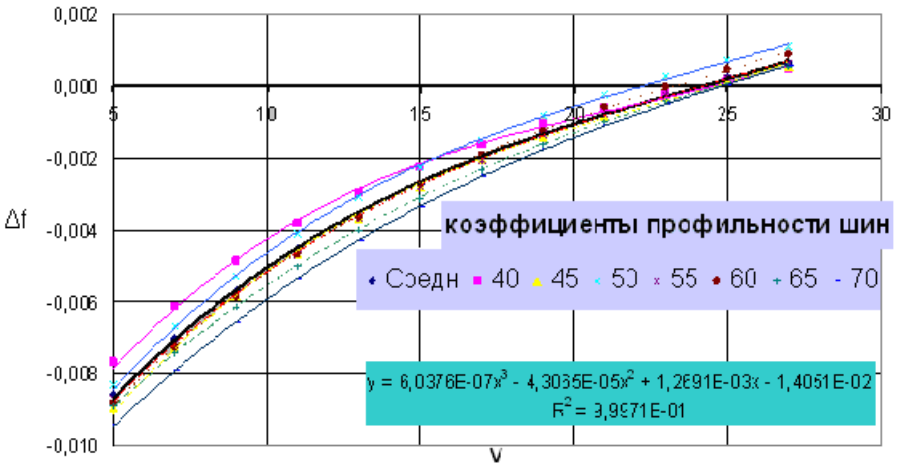


Рисунок 4 – Прогрессирующий спад сопротивления качению на малых скоростях [9]

где k – коэффициент обтекаемости,

F – лобовая площадь, м^2;

C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления (в Германии C_w, в англоязычных странах – C_d);

ρ – плотность воздуха, м^3.

В практических расчетах принимают Cx = const. Однако еще в 30-х годах XX века [11] было известно, что это не так (рис. 5), знают это и сейчас все специалисты [12]. В аэродинамической трубе измеряют скорость воздушного потока и силу аэродинамического сопротивления, а значение Cx вычисляют при допущении, что показатель степени при скорости равен 2, и это общепринятая практика.

Однако одни и те же экспериментальные результаты можно интерпретировать по-разному. Специалистам автотранспорта удобно сравнивать разные автомобили по значению коэффициента аэродинамического сопротивления Cx, считая его постоянной характеристикой данного объекта. Тогда остается признать переменным показатель степени при скорости, что никак не противоречит теоретическим представлениям. Обработка результатов полигонных испытаний 84 легковых автомобилей позволила получить показанную на рис. 6 зависимость показателя степени от скорости.



Рисунок 5 – Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от скорости [10]

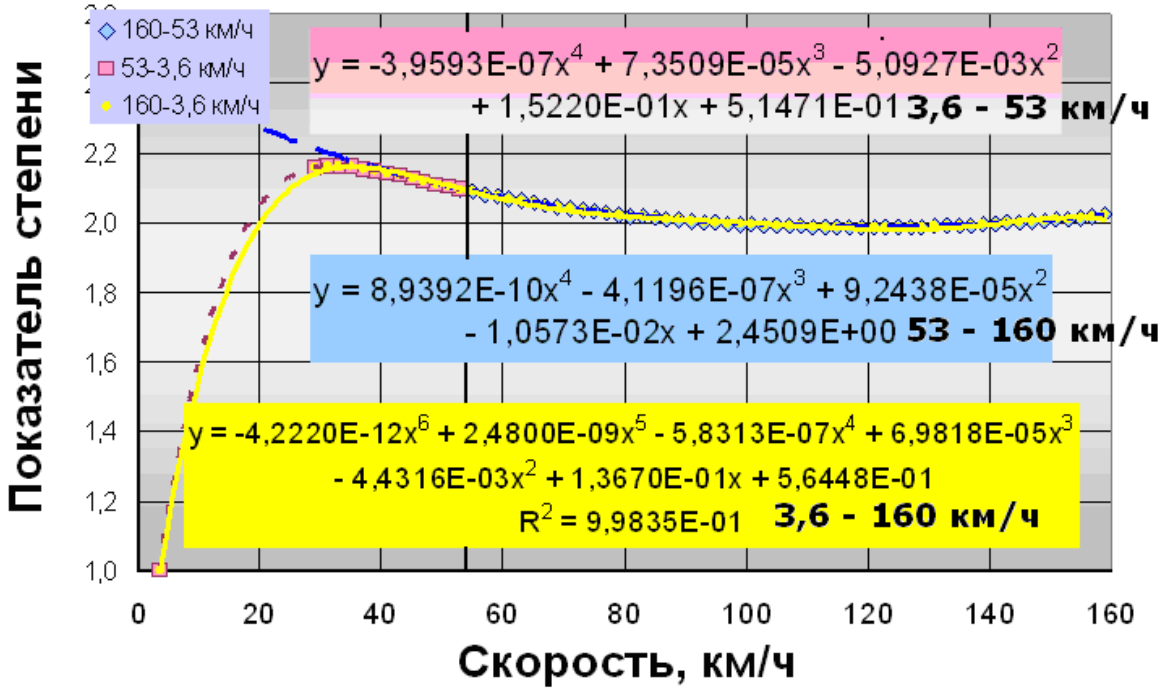


Рисунок 6 – Показатель степени при скорости в формуле сопротивления воздуха

Кроме того, некоторые эксперименты [12] показывают нелинейную зависимость сопротивления воздуха от лобовой площади на малых скоростях:

$$F_r = \alpha \frac{S^{5/4}}{\delta} v^{5/2} \qquad (8)$$

где S – лобовая площадь,
v – скорость.

С учетом всего сказанного дифференциальное уравнение движения автомобиля принимает довольно сложный вид. Например, так выглядит уравнение разгона в зоне 60…100 км/ч автомобиля Volkswagen Passat с двигателем 2E и шинами Michelin Energy Saver:

$$\frac{dV}{dt}=\left[\frac{M_e u_i u_0 \eta}{r_{ko}-\lambda_M M_e u_i u_0 \eta}-0{,}5\rho C_x F\cdot\left(\frac{v}{3{,}6}\right)^{(8{,}94\cdot10^{-10}v^4-4{,}12\cdot10^{-7}v^3+9{,}24\cdot10^{-5}v^2-0{,}01057v+2{,}45)}-\right.$$
$$\left.\left(1{,}3G_a-1{,}2q_{tp}\right)\cdot(1{,}55\cdot10^{-7}v^2-1{,}051\cdot10^{-5}v+0{,}008569)\right]\cdot\frac{1}{\delta\cdot m_a},\quad(9)$$

где

$$M_e=2{,}29\cdot10^{-19}n^6-5{,}76\cdot10^{-15}n^5+5{,}78\cdot10^{-11}n^4-2{,}94\cdot10^{-7}n^3+7{,}9\cdot10^{-4}n^2-1{,}0376n+65{,}504,$$

$$n=\frac{v\cdot u_i u_0}{0{,}377\left(r_{ko}-\lambda_M M_e u_i u_0 \eta\right)}.$$

Такое дифференциальное уравнение далеко от табличных интегралов. Удобно решать его как краевую задачу методом конечных разностей, например, в пакете Microsoft Excel. Анализ показал, что если принять шаг сетки (т.е. дискретизации диапазона скоростей) 5 км/ч или менее, то погрешность результата по сравнению с самым точным расчетом составит не более 0,1 %. (табл. 1)

Таблица 1 - Результаты расчета времени разгона от 60 до 100 км/ч методом конечных разностей (МКР) с разным шагом сетки

Шаг, км/ч	Время от 60 до 100 км/ч	Абсолютная погрешность расчета, с	Относительная погрешность расчета, %
Самый точный расчет	6,6996321	0	0
0,5	6,699673	4,072·10-5	0,0006
1	6,699795	0,000163	0,0024
2	6,700284	0,000652	0,0097
5	6,703712668	0,004081	0,0609
10	6,716027314	0,016395	0,2447
20	6,766356427	0,066724	0,9959

В уравнении (9) не отражено наблюдающееся при разгоне снижение крутящего момента в зависимости от ускорения и смещение точки максимального момента вдоль оси оборотов. Кривая эффективного крутящего момента в ряде случаев приобретает явно выраженную выпуклую форму. Теория разгона автомобиля с современным двигателем освещена в литературе явно недостаточно. Она не позволяет описать указанные изменения конфигурации кривой момента не только в числах, но даже по направлению, т.е. указать, произойдет ли смещение в область меньших или больших частот вращения коленчатого вала ДВС.

Добавим, что в доступной информации трудно найти необходимые сведения, например, данные по упругим свойствам современных шин. Во многих работах авторы произвольно подменяют динамический радиус радиусом качения, а порой и приравнивают оба эти радиуса статическому [1], что в принципе допустимо лишь для упрощенных расчетов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Все сказанное заставляет постоянно уточнять теорию движения автомобиля и совершенствовать ее.

Описанные здесь особенности и взаимосвязи частично заимствованы из литературных источников, частично являются результатом научных исследований кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей ХНАДУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Краткий автомобильный справочник. / А.М. Понизовский, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов [и др.] / М.: АО «ТРАНСКОСАЛТИНГ», НИИАТ. – 1994. – 779 с.

2. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник. Под общ. ред. А.И. Гришкевича. М., Машиностроение, 1984 — 272 с.

3. Чернышев В.А. Тягово-динамический и топливно-экономический расчет автомобиля: Методические рекомендации по выполнению курсовой работы. – М.: МГАУ, 2002. – 39 с.

4. Диваков А. Сравнительный тест. Второй эшелон / Александр Диваков, Олег Расстегаев / Авторевю. – № 21. – 2003.

5. Рабинович Э.Х. Экспериментальное определение сопротивлений движению автомобиля / [Рабинович Э.Х., Волков В.П., Зуев В.А., Белогуров Е.А.] // ЕКОВАРНА ’2008.– С. 379-386.

6. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. — М.: Транспорт, 1990. — 135 с.

7. The Pneumatic Tire / U.S. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration. DOT HS 810 561 2006. 707 с. / [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.nhtsa.gov/staticfiles/safercar/pdf/Pneumatic_Tire_HS-810-561.pdf

8. Работа автомобильной шины / [Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др.]; под ред. В.И. Кнороза.—М.: Транспорт.—1976.—239 с.

9. Сопротивление движению легкового автомобиля на малых скоростях / [Волков В.П., Рабинович Э.Х., Белогуров Е.А., Руденко Е.Е.] / ЕКОВАРНА ’2012. – с. 328-335..

10. Лесникова Н. Аэродинамика автомобиля / Лесникова Н. / Техническая энциклопедия. Том 2 с. 10-23. Второе изд., испр. и доп. Гл. ред-я техн. энциклопедий и словарей. М.: ОНТИ НКТП СССР. 1937 г. 1223 с.

11. Drag CRISIS! The Coefficient of Drag is NOT a Constant! / Электронный ресурс. / Режим доступа к статье: http://realworldnumbers.wordpress.com /2008/01/22/drag-crisis-the-coefficient-of-drag-is-not-a-constant

12. Герасимов С.А. Динамический режим аэродинамического сопротивления / Герасимов С.А. // Современные наукоемкие технологии. – 2007. – № 8 – С. 19-22.

За контакти:

Д-р техн. наук проф. Волков В.П., зав. кафедрой технической эксплуатации и сервиса автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Украина, Харьков, ул. Петровского, 25, тел. (057) 700-38-79, e-mail: volf949@mail.ru

Канд. техн. наук доц. Рабинович Э.Х., кафедра технической эксплуатации и сервиса автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Украина, Харьков, ул. Петровского, 25, пр. Ленина, 66, кв. 44 тел. (057) 34-34-723, e-mail: erjara@ukr.net

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЮ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ МОДИФИЦИРОВАННЫМ МЕТОДОМ БЛИЗКИХ СКОРОСТЕЙ

Владимир Волков, Эрнест Рабинович, Юрий Зыбцев, Дмитрий Никитин

The modified method of neighbor speeds for study of a car motion resistance *The article shows that inspection of cars by coasting from 50 km/h to a stop requires a horizontal section of road length of 750 m, which is not always available. On shorter section such inspection can be made from 50 to 10, from 40 to 20, from 30 to 10 km/h. By changes in the known method of analysis we derived empirical formulas for air and rolling resistance, which allows calculating the etalons of path and time of coasting far more accurate than classical method.*

Key words: *car, neighbor speeds, resistance, acceleration, coasting*

ВВЕДЕНИЕ

Путь выбега автомобиля со скорости 50 км/ч – один из немногих доступных рядовому пользователю параметров дорожной проверки. Однако сложно фиксировать место начала выбега, нечем измерять длину пути. Доступна лишь грубая индикация одометра с шагом 100 м. Поэтому мы рекомендовали измерять не путь, а время выбега [1] – в этом случае снимаются все трудности.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Во многих инструкциях по эксплуатации автомобилей предписывается путь выбега с 50 км/ч не менее 500 м (а в некоторых даже 420 м). Соответствующее время выбега составит приблизительно 76 и 64 секунды.

Можно встретить такие сведения [2]: «минимальный выбег должен составлять ~500 метров, обычный разброс - 450-700 метров. Выбег... у легкой машинки… будет меньше, чем у большого моноприводного седана из-за разной инерции, а у джипа меньше, чем у большого седана из-за потерь в трансмиссии».

Мнение о «разной инерции» широко распространено, но неверно. Это подтверждают результаты экспериментов (табл. 1).

Табл. 1. Выбег легковых автомобилей с 50 км/ч (эксперименты ХНАДУ)

Автомобиль	Масса, кг	Время выбега, с	Шины и Cx
Chery Tiggo FWD	1625	143,5	GT Radial Champiro 128 Cx=0,384
Mercedes-Benz E 300 D	2022	141,7	Continental Premium Contact Cx=0,28
DAEWOO Lanos	1360	124,1	Tigar (фил. Michelin) TG621 Cx=0,37
DAEWOO Matiz	1111	109,1	ContiEcoContact EP Cx=0,4
ГАЗ-31105	1650	103,2	Nokian Hakka I3 Cx=0,461
BMW 524 TD	1794	101,9	Bridgestone Cx=0,31
ВАЗ-2105	1392	94,3	Belshina Бел-103 Cx=0,52
ГАЗ-31105 ЗМЗ	1890	88,6	Vredestein SnowTrac 2 M+S Cx=0,461

На выбег влияет не масса автомобиля, а качество шин. Если бы не было сопротивления воздуха и потерь в трансмиссии, замедление автомобиля j (м/с^2) определялось бы только сопротивлением качению P_f:

$$j = \frac{P_f}{\delta \cdot m_a} = \frac{m_a \cdot g \cdot f}{\delta \cdot m_a} = \frac{g \cdot f}{\delta}, \qquad (1)$$

где m_a – масса автомобиля, кг;

g – ускорение свободного падения, 9,81 м/с^2;

f – коэффициент сопротивления качению;

δ – коэффициент учета вращающихся масс.

Таким образом, масса практически не влияет на замедление, вызванное сопротивлением качению. А сопротивление воздуха зависит не от массы, а от формы автомобиля. У «легкой машинки» аэродинамика обычно хуже, чем у большого седана, поэтому замедление, создаваемое сопротивлением воздуха, у нее выше и выбег соответственно короче.

ВЫБЕГ СЕДАНА HONDA CIVIC D4

В экспериментах «Авторевю» Honda Civic D4 с автоматической коробкой передач (АКП) показал выбег 631 и 646 м, что соответствует времени 96…98 с. Мы провели свой эксперимент на горизонтальной дороге с хорошим покрытием [3]. Масса автомобиля с загрузкой 1705 кг, шины ContiPremiumContact_2 205/55 R16 91V.

Регистрация параметров выбега выполнялась путем видеосъемки меняющихся показаний спидометра и барьерного ограждения, которое мы использовали как разметку дороги. Видеозаписи в форматах .mts и .mp4 обрабатывали в программе AVS VideoEditor, в формате .avi – в программе VirtualDub: находили при покадровом просмотре моменты начала и конца индикации одной и той же скорости и строили диаграмму *v(t)*, относя значения скорости к середине участка времени от начала до конца индикации. По видеозаписям ограждения строили графики пути *S(t)*, которые затем численно дифференцировали, получая диаграммы истинной скорости *v(t)* и замедления *j(v)*. После отбраковки неполных и ненадежных записей осталось восемь кривых (рис. 1, табл. 2). Путь выбега в них варьировал от 591 до 746 м со средним 658 м. Это превышает длину доступных в нашей местности горизонтальных участков дорог (350…500 м), поэтому был предпринят более подробный анализ.

Требовалось найти такой диапазон скоростей, в котором путь выбега не превышал хотя бы 500 м, время было достаточно велико для надежного измерения при ручной засечке, а вариация – достаточно мала. Были оценены общепринятые выборочные показатели – выборочное среднее, размах, стандартное отклонение и коэффициент вариации. Чтобы снизить требования к длине дороги, можно замерять выбег не до остановки, а до 20 или 30 км/ч. Но в первом случае путь выбега все же превышает 500 м, а во втором сильнее сказывается сопротивление воздуха. Такая проверка больше чувствует изменения ветра и меньше – неисправности ходовой части и трансмиссии. Лучше ограничивать диапазон сверху, например, от 40 до 20 км/ч и от 30 до 10 км/ч (табл. 3).

Оба диапазона удобны. Средний путь выбега существенно меньше 500 м. Среднее время выбега достаточно велико, чтобы погрешность, вызванная запаздыванием засечки, например, 0,5 с, не вызывала общую ошибку более 1,5 % (1,3 и 1,1 %). Размах замедления в выборке практически одинаков.

Цифровой спидометр автомобиля Honda Civic индицирует скорость в целых км/ч, поэтому на дисплее одно значение удерживается довольно долго – а человек может засечь время как в самом начале, так и в конце периода индикации. Впрочем, после некоторой тренировки ручная засечка оказывается достаточно точной и дает ошибку от 0 до 0,35 с. Погрешности включения и выключения секундомера имеют одинаковый знак, поэтому ошибка разности невелика – 0,1…0,2 с. Вторая особенность цифрового спидометра – спорадические пропуски значений скорости, например, после 40 сразу 38 км/ч, после 33 – 31 и т.п., что вынуждает повторять замеры.

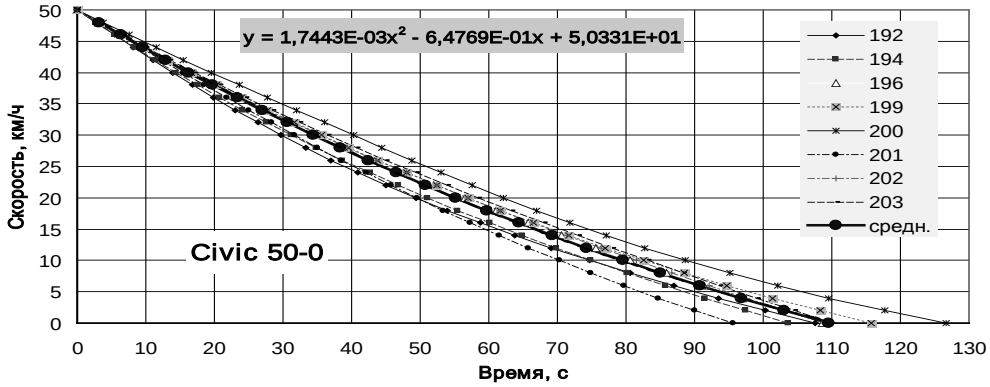


Рис. 1. Диаграммы выбегов автомобиля Honda Civic D4
от 50 км/ч до полной остановки

Табл. 2. Время выбега автомобиля Honda Civic D4 от 50 км/ч до скорости V

Клип	Скорость V, км/ч				
	40	30	20	10	0
192	13,87	29,70	49,38	74,74	107,63
196	16,69	35,35	56,47	80,66	108,60
199	16,69	35,57	56,96	82,61	115,69
200	19,58	40,23	62,12	88,71	126,74
201	15,40	31,61	49,47	70,23	95,58
202	16,56	35,38	56,96	81,48	108,78
203	17,14	36,56	58,55	83,12	110,05
Среднее *m*	16,28693	34,44496	55,1222	79,55868	109,5863
Размах Δ	5,71	10,53	12,74	18,48	31,16
Станд. откл. *σ*	1,783591	3,427294	4,640698	5,886446	9,016057
Коэф. вариации *v*	0,109511	0,099501	0,084189	0,073989	0,082274

Табл. 3. Сравнение показателей двух возможных диапазонов скоростей

Диапазон скоростей, км/ч	От 40 до 20	От 30 до 10
Время выбега, с	38,6	44,9
Путь выбега, м	317,3	242,6
Размах замедления, м/с^2	0,0723	0,0711

В описанном выше анализе результатов эксперимента получено среднее значение f = 0,01124 (для скорости 20 км/ч). Это близко к 0,01130 – по нижней границе поля возможных значений для шин категорий S и T. Наибольшие возможные значения f (верхняя граница поля для шин H, V, W и ZR) выше в 1,237 раза, наименьшие (нижняя граница поля для шин ECO) – 0,756 от средних. Расчет по общепринятым моделям сопротивлений движению автомобиля ни в каком сочетание постоянного значения C_x и зависимости $f(v)$ не дало кривой замедления $j(v)$, приближающейся к экспериментальной. Оставалось принять версию о непостоянстве C_x. Характер зависимости $C_x(v)$ можно изучить методом, описанным в [4]: выбирают на экспериментальной кривой $j(v)$ две близкие по скорости точки и, приняв допущение, что в силу малой разности скоростей одноименные сопротивления в обеих точках одинаковы, решают систему уравнений силового баланса для этих двух точек. Затем переходят к следующей паре скоростей – и так далее. Мы называем эту процедуру «метод близких скоростей», МБС.

Табл. 4. Расчетные нормативные значения параметров
«Время выбега» и «Путь выбега» автомобиля Honda Civic D4 с шинами группы ECO

Вариант сопротивления качению	Параметр	Диапазон скорости			
		от 50 до 0	от 40 до 20	от 30 до10	от 40 до10
худший	Время, с	90,6	32,4	37	52,3
	Путь, м	554,1	266,8	200,6	348,7
средний	Время, с	106,2	37,3	43,2	60,7
	Путь, м	639,2	306,7	233,6	403
лучший	Время, с	129,4	44,2	52,3	72,8
	Путь, м	760	362,6	281,3	480,3

Исходная система уравнений:

$$\begin{cases} P_{f1} + P_{xx.mp1} + kF \cdot v_1^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_1; \\ P_{f2} + P_{xx.mp2} + kF \cdot v_2^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_2, \end{cases} \quad (2)$$

где P_f – сила сопротивления качению, Н;
$P_{xx.mp}$ – сила сопротивления холостого хода трансмиссии, Н;
k – коэффициент обтекаемости, Н·с^2·м$^{-4}$; k = 0,5·ρ·C_x (ρ·– плотность воздуха, кг/м^3; C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления);
F – лобовая площадь автомобиля, м^2;
v_1, v_2, j_1, j_2 – выбранные скорости, м/с, и замедления при этих скоростях.

В основе МБС лежит допущение, что при достаточно близких скоростях сопротивления равны. Предварительная оценка на примере Honda Civic показывает, что наименее чувствительно к изменению скорости сопротивление качению, именно его можно без ущерба для точности считать постоянным в выбранном диапазоне скоростей от v_1 до v_2 ($P_{f1} = P_{f2} = P_f$). Остальные два сопротивления зависят от скорости более ощутимо. Их удобно объединить в виде $kF^* \cdot v^2$. Тогда:

$$\begin{cases} P_f + kF^* \cdot v_1^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_1; \\ P_f + kF^* \cdot v_2^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_2. \end{cases} \quad (3)$$

После очевидных преобразований получаем:

$$kF^* = \frac{\delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{(v_1^2 - v_2^2)}, \quad C_x^* = \frac{2 \cdot \delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1^2 - v_2^2)}, \quad f = \frac{\delta \cdot (j_1 \cdot v_2^2 - j_2 \cdot v_1^2)}{g \cdot (v_2^2 - v_1^2)}. \quad (4)$$

Если же принять гипотезу о непостоянстве показателя степени n [1], то формулы несколько изменятся:

$$C_x^* = \frac{2 \cdot \delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1^{n_1} - v_2^{n_2})}; \quad f = \frac{\delta \cdot (j_1 \cdot v_2^{n_2} - j_2 \cdot v_1^{n_1})}{g \cdot (v_2^{n_2} - v_1^{n_1})}. \qquad (5)$$

В качестве примера были взяты приведенные в [5] данные выбега седана Mitsubishi Lancer 2.0 и обработаны в двух вариантах: при классическом описании сопротивления воздуха с показателем степени постоянным *n*=2 и с переменным *n(v)* по данным Д.В. Никитина (рис. 2). На рис. 3 и 4 показаны расчетные зависимости от скорости коэффициента аэродинамического сопротивления C_x и коэффициента сопротивления качению *f*.

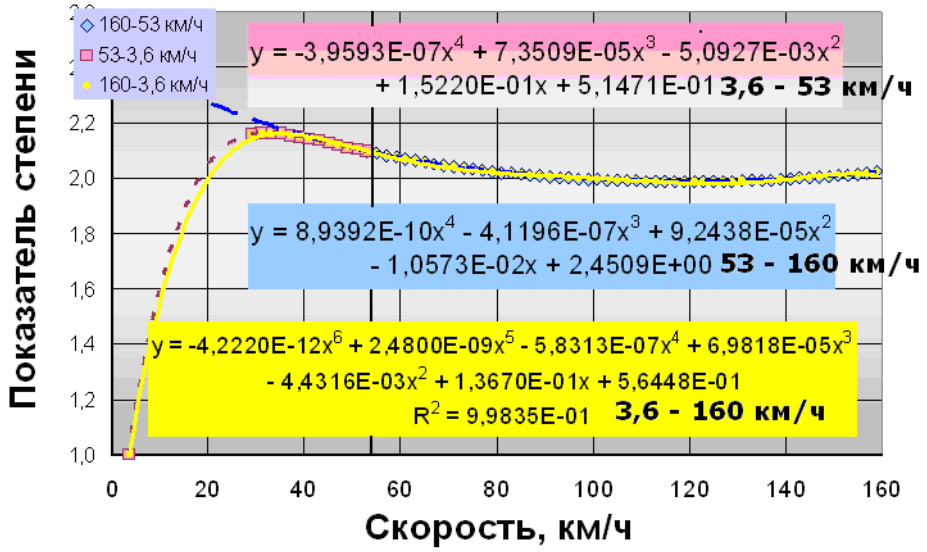


Рис. 2. Зависимость показателя степени *n* от скорости – усредненная по 84 моделям легковых автомобилей разных типов

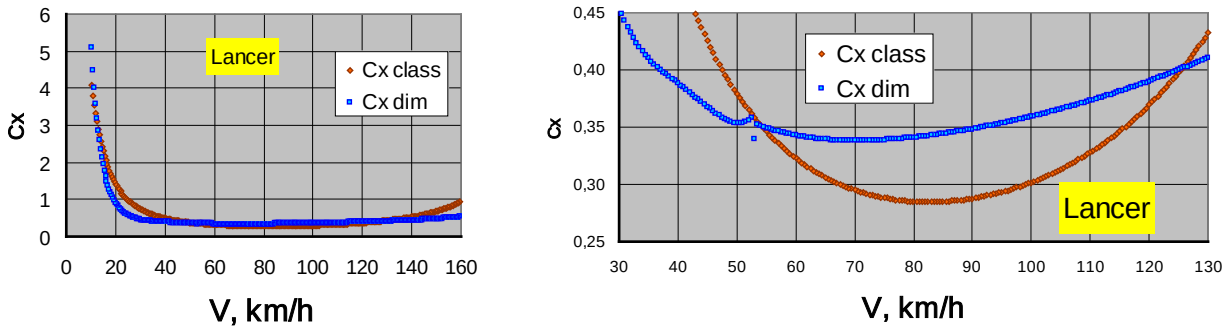


Рис. 3. Расчетная зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления C_x от скорости, полученная методом близких скоростей, в полном (слева) и рабочем диапазонах скоростей

Как видно из этих диаграмм, в варианте с переменным показателем степени МБС дает несколько более стабильные результаты. Полученное при этом среднее для рабочего диапазона скоростей значение C_x = 0,3656 достаточно близко к вычисленному методом [1] 0,3639, а значение *f* = 0,011748 практически совпадает с *f* = 0,011706 (при скорости 23,75 км/ч, на которой вычисляется *f* методом [1]).

Возник вопрос: а в какую степень надо возводить скорость при таком значении C_x, чтобы получить такое же сопротивление воздуха, какое дает МБС? Результат расчета оказался бесполезным: кривая этого условного показателя степени (n´ m/s

на рис. 5) в зоне малых скоростей заметно уходит от исходной (n), устремляется к бесконечности и образует разрыв вблизи 3,6 км/ч.

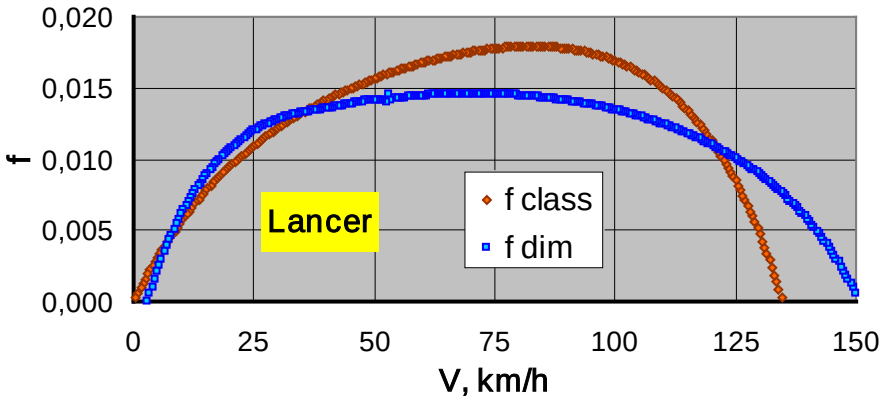


Рис. 4. Расчетная зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости, полученная методом близких скоростей

Более практичный результат такая операция дала при подстановке скорости в км/ч. Кривая n´ km/h на рис. 5 идет в области рабочих скоростей более полого, на участке от 90 до 30 км/ч этот показатель практически постоянный (1,4135), а в пределах от 50 до 20 км/ч может быть принят 1,418. Правда, на меньших скоростях расчет сопротивления воздуха при C_x=0,3639 и n´=1,418 дает нарастающую погрешность, но на фоне прочих сопротивлений она незначительна, да и сам расчет по МБС не идеален.

Аналогичные расчеты для автомобилей с отличающейся аэродинамикой: внедорожника Toyota Land Cruiser 200 (C_x=0,5063) и седана Honda Civic D4 (C_x=0,3092) дали близкие значения n´=1,4396 и n´=1,4228. Среднее из трех – 1,427.

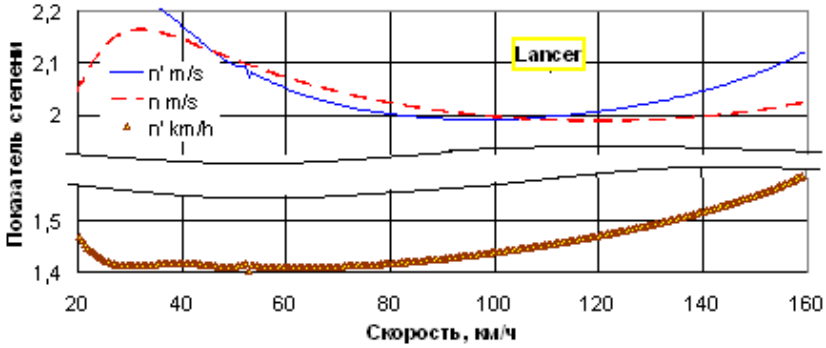


Рис. 5. Условный показатель степени при расчете с C_x=0,3639

Подбор эмпирических формул для расчета коэффициента сопротивления качению *f* также опирался на результаты анализа выбега Lancer с помощью МБС при переменном показателе степени. Полученная диаграмма *f*(v) показана на рис. 6. Она была аппроксимирована логарифмической функцией, но кривая при скоростях ниже 2 км/ч уходила в отрицательную область, что не имеет физического смысла. Поэтому функция была откорректирована смещением аргумента на 1,7 км/ч.

У двух других рассмотренных автомобилей форма аппроксимирующей кривой такая же, но ординаты выше или ниже в соответствии со свойствами шины. Это удобно корректировать масштабным коэффициентом C_i/C_L, где C – свободный член в аппроксимирующем выражении для зависимости коэффициента сопротивления качению *f* от скорости [1]; i – индекс рассматриваемого автомобиля; L – индекс автомобиля Lancer. Значение C_L для седана Lancer принято по средней линии для

шин SR-TR (0,012467), для внедорожника Land Cruiser по верхней линии для шин HR-VR (0,0140095), для седана Civic по средней линии для шин HR-VR (0,013261). Выбор C определялся скоростной категорией шины с учетом значения $c_в$ полученного при обработке диаграммы выбега по [1].

Результаты расчета параметров выбега для трех автомобилей представлены в табл. 5 значениями времени t и пути S и отклонениями от экспериментальных данных в процентах (ε, %).

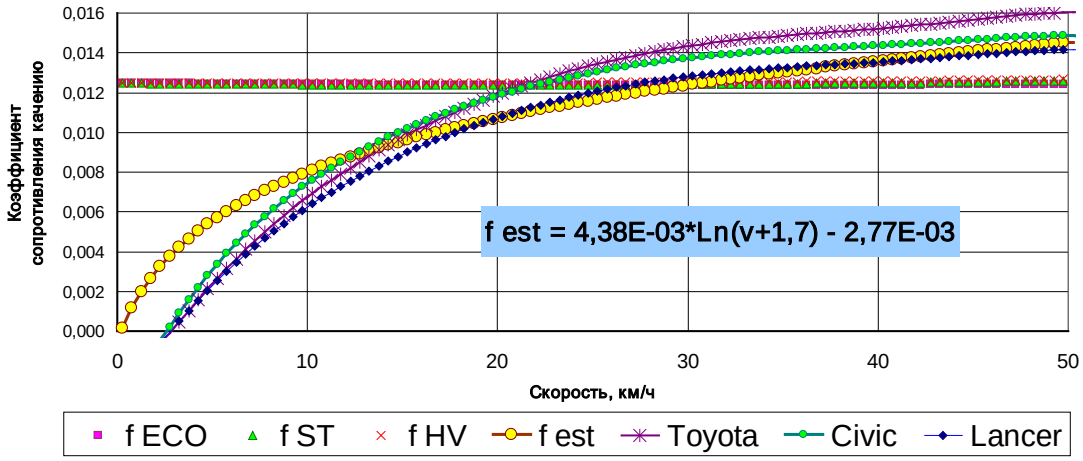


Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления качению *f* от скорости, вычисленная методом близких скоростей при переменном [n(v)] показателе степени, справочная для трех групп шин [f ECO, f ST, f HV], трех автомобилей [Lancer, Toyota, Civic] и принятая для расчета [f est]

Табл. 5. Параметры выбега легковых автомобилей, рассчитанные классическим и предлагаемым эмпирическим методами

Источник данных	Диапазон скоростей							
	50-1		50-20		40-20		30-10	
	t, с / ε, %	S, м / ε, %	t, с / ε, %	S, м / ε, %	t, с / ε, %	S, м / ε, %	t, с / ε, %	S, м / ε, %
седан Mitsubishi Lancer 2,0								
Эксперимент	**154,96**	**654,8**	**50,11**	**470,2,**	**35,90**	**293,0**	**46,35**	**243,9**
Класс. расчет	101,92	667,1	56,96	540,5	40,13	330,7	61,90	240,2
ε, %	-34,23	1,88	13,68	14,95	11,79	12,85	33,57	-1,52
Эмп. расчет	151,93	656,2	50,85	474,9	36,79	299,6	47,48	250,6
ε, %	-1,96	0,21	1,48	1,00	2,47	2,26	2,45	2,75
внедорожник Toyota Land Cruiser 200								
Эксперимент	**141,91**	**583,9**	**44,30**	**415,1**	**31,83**	**259,5**	**41,65**	**218,6**
Класс. расчет	89,04	580,0	49,41	468,7	34,82	286,8	53,89	209,3
ε, %	-37,26	-0,70	11,53	12,94	9,39	10,50	29,39	-4,25
Эмп. расчет	134,04	573,7	44,32	413,7	32,09	261,3	41,64	
ε, %	-5,55	-1,76	0,03	-0,32	0,80	0,66	-0,04	0,43
седан Honda Civic D4								
Эксперимент	**136,91**	**628,6**	**49,33**	**465,5**	**34,98**	**286,4**	**43,27**	**229,8**
Класс. расчет	103,02	680,5	58,22	554,2	40,73	336,1	62,43	241,3
ε, %	-24,75	8,26	18,01	19,06	16,44	17,33	44,27	5,01
Эмп. расчет	146,05	640,9	49,93	467,4	35,97	293,4	45,89	242,7
ε, %	6,68	1,96	1,23	0,41	2,85	2,42	6,05	5,63

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как видно из таблицы, предложенный эмпирический метод намного точнее общепринятого классического метода. Общие выводы:

1) измерение параметров выбега легковых автомобилей со скорости 50 км/ч до полной остановки возможно лишь при наличии прямого горизонтального участка дороги длиной более 580…750 м;

2) наименьшая вариация замедления выбега автомобиля Honda Civic D4 наблюдается в диапазоне от 20 до 30 км/ч, наибольшая – от 10 км/ч до остановки и от 50 до 40 км/ч;

3) в зависимости от длины доступного прямого горизонтального участка дороги рекомендуется измерять параметры выбега легкового автомобиля в диапазонах скорости от 40 до 10, от 40 до 20 или от 30 до 10 км/ч; ориентировочные значения нормативов выбега автомобиля Honda Civic D4 в указанных диапазонах скорости – по табл. 4;

4) нормативы пути и времени выбега следует вычислять по описанной здесь методике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Экспериментальное определение сопротивлений движению автомобиля / [Рабинович Э.Х., Волков В.П., Зуев В.А., Белогуров Е.А.] // ЕКОВАРНА ’2008.– С. 379-386.

2. Про измерение выбега / [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://www.exp-rem.ru/files/faq/05-07-20_rem_faq_vybeg.htm
Волков В.П. Дорожное диагностирование автомобиля с автоматической трансмиссией / В.П. Волков, Э.Х.

3. Рабинович, Ю.В. Зыбцев // Автомобильный транспорт: сб. научн. трудов. – Харьков, ХНАДУ, 2013. – вып. 33. – С. 7-12.

4. Рябков А.И. Методика расчета коэффициента сопротивления качению и фактора обтекаемости автомобиля / Рябков А.И., Лавренченко В.Н. // Автомоб. пром-сть. — 1984. — № 3. — С. 19-20.

5. Диваков А. С намеком на… / Александр Диваков, Павел Карин // Авторевю. – 2007. – № 13-14.

За контакти:
Д-р техн. наук проф. Волков В.П., e-mail: volf949@mail.ru
Канд. техн. наук доц. Рабинович Э.Х. e-mail: erjara@ukr.net
Инж. Зыбцев Ю.В.
Магистр инж. Никитин Д.В. e-mail: nikitin-dmitriy-1990@ya.ru

Все авторы – сотрудники кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Украина, Харьков, ул. Петровского, 25, тел. (057) 700-38-79, (057) 707-37-68

ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ УГЛОВЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ОСЕЙ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Торяник Сергей, Платонов Максим

Substantiation study of limit angle deviations of car axles aimed at providing road safety: The article gives an account of ways to standardize the acceptable deviations in car body suspension mounting points with the purpose of increasing traffic safety.

Keywords: car body, suspension attachment points, permissible tolerance, road-traffic safety.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальной проблемой на автомобильном транспорте является обеспечение безопасности движения. Активная безопасности, как одна из главных составляющих эксплуатационных свойств автомобиля, существенно зависит от его управляемости и устойчивости. Существенно влияют на управляемость и устойчивость конструктивные особенности и техническое состояние рулевого управления, тормозной системы и подвески. Однако, ряд исследований показал, что изменение взаимного расположения осей в процессе эксплуатации легкового автомобиля также следует отнести к факторам, которые влияют на показатели управляемости и устойчивости.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Вопрос влияния изменения взаимного расположения осей легкового автомобиля на безопасность движения, а особенно на показатели устойчивости и управляемости, малоизучен. Представленные в работе [1] исследования показывают, что в процессе эксплуатации из-за возникновения усталостных и коррозионных разрушений происходит снижение жесткости несущей системы, что приводит к ее деформации. Известно, что несущая система современного легкового автомобиля является базовой деталью, к которой крепятся, в том числе, и подвеска. Изменение геометрических параметров основания несущей системы в процессе эксплуатации непременно ведет к нарушению взаимного расположения осей.

Анализ нормативных документов, регламентирующих требования к техническому состоянию новых и находящихся в эксплуатации автомобилей показал отсутствие требований по проверке технического состояния несущей системы легкового автомобиля в процессе эксплуатации. Также отсутствуют и нормативы по предельным угловым отклонениям осей легкового автомобиля.

Цель статьи является установление предельных угловых отклонений осей легкового автомобиля в процессе эксплуатации для обеспечения безопасности движения. Для этого необходимо определить критерии оценки, установить взаимосвязь между изменением взаимного расположения осей с показателями управляемости и устойчивости, а также установить критерии нормирования.

В результате анализа показателей устойчивости, управляемости и маневренности были выбраны критерии, которые характеризуют систему «водитель-автомобиль-дорога», определяя, как изменение взаимного расположения осей легкового автомобиля скажется на состоянии водителя во время управления автомобилем. Этими критериями являются: угол поворота управляемых колес в функции кривизны траектории движения, характеризующий управляемость, и линейное отклонение от заданной полосы движения, которое характеризует устойчивость легкового автомобиля. С помощью них можно оценить изменение угла поворота рулевого колеса для осуществления маневра заданного радиуса и время, необходимое водителю на корректировку траектории движения автомобиля.

Для получения аналитических зависимостей влияния изменения взаимного расположения осей на поворотливость легкового автомобиля была построена расчетная схема, приведенная на рис. 1.

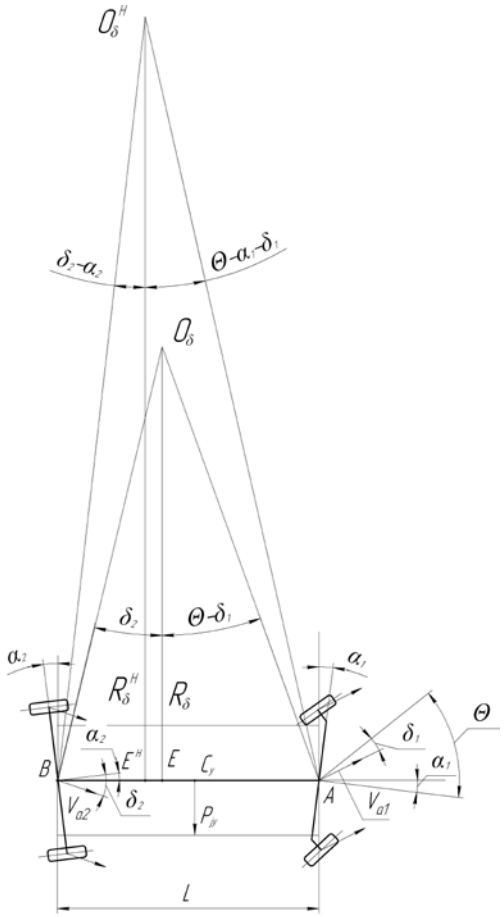


Рисунок 1. Схема поворота легкового автомобиля
с угловым смещением передней и задней оси

Расчетные зависимости для определения радиусов поворота легкового автомобиля имеют вид:

$$R_\delta^B = \frac{L}{tg(\Theta + \alpha_1 - \delta_1) + tg(\delta_2 + \alpha_2)}, \quad (1)$$

$$R_\delta^H = \frac{L}{tg(\Theta - \alpha_1 - \delta_1) + tg(\delta_2 - \alpha_2)}. \quad (2)$$

где Θ – угол поворота управляемых колес;

δ_1 и δ_2 – углы увода передних и задних колес соответственно;

α_1 и α_2 – угол смещения передней и задней оси соответственно.

Выразим угол поворота управляемых колес из зависимостей [1] и [2]

$$\Theta_B = \left[\operatorname{arctg}\left[\frac{L}{R_\delta} - \operatorname{tg}(\delta_2 + \alpha_2) \right] - \alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180} \right] \cdot \frac{180}{\pi} + \delta_1 ; \quad (3)$$

$$\Theta_H = \left[\operatorname{arctg}\left[\frac{L}{R_\delta} - \operatorname{tg}(\delta_2 - \alpha_2) \right] + \alpha_1 \cdot \frac{\pi}{180} \right] \cdot \frac{180}{\pi} + \delta_1 . \quad (4)$$

Кроме изменения угла поворота управляемых колес угловое смещение осей легкового автомобиля приводит к его отклонению от заданной полосы движения. При движении автомобиля с постоянной скоростью значение отклонения от заданной полосы движения при наличии углового смещения оси имеет вид

$$B = R_\delta - R_\delta \cdot \cos\left(\frac{V \cdot t \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot R_\delta} \right), \quad (5)$$

где t – время движения автомобиля, с.

При установлении нормативных значений принимаем, что элементы подвески не деформированы, углы установки колес, а также люфты в колесных узлах в норме. Рассматриваются только угловые смещения осей, так как линейные смещения не приводят к ощутимому изменению радиусов поворотов [2].

В ходе проведения экспериментальных исследований [3] подтверждена взаимосвязь между изменением взаимного расположения осей и показателями управляемости (рис. 2) и устойчивости (рис. 3).

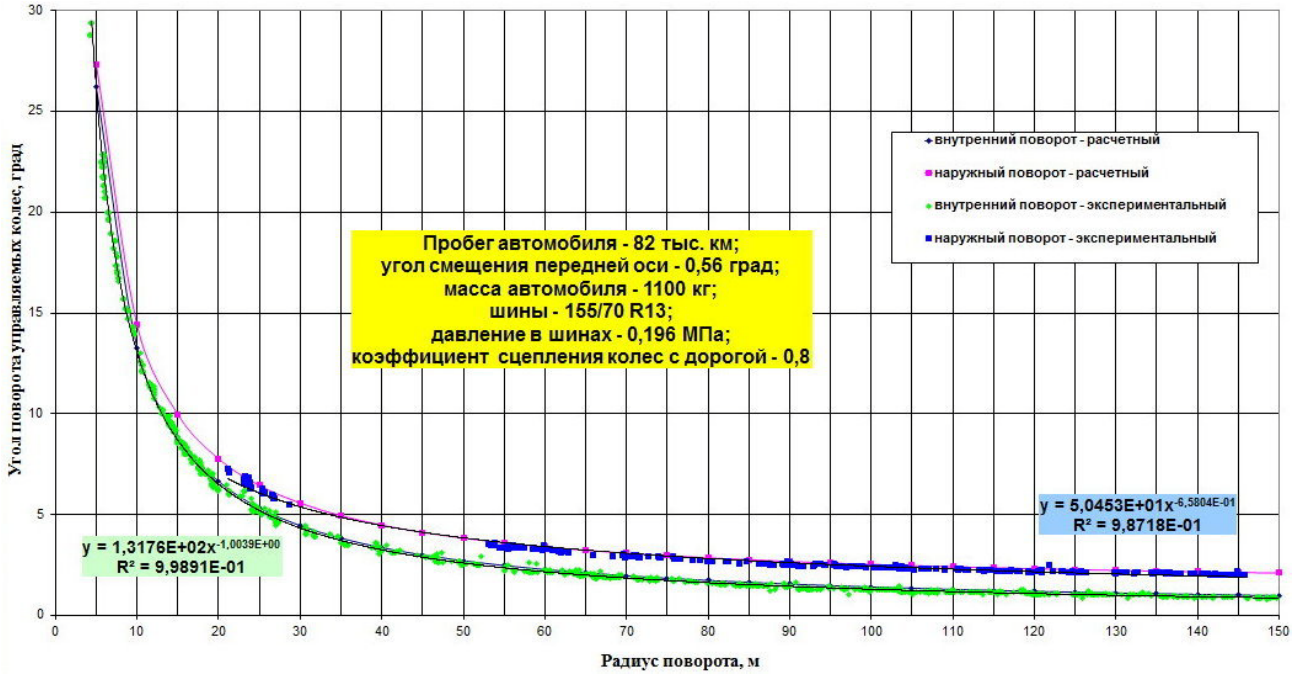
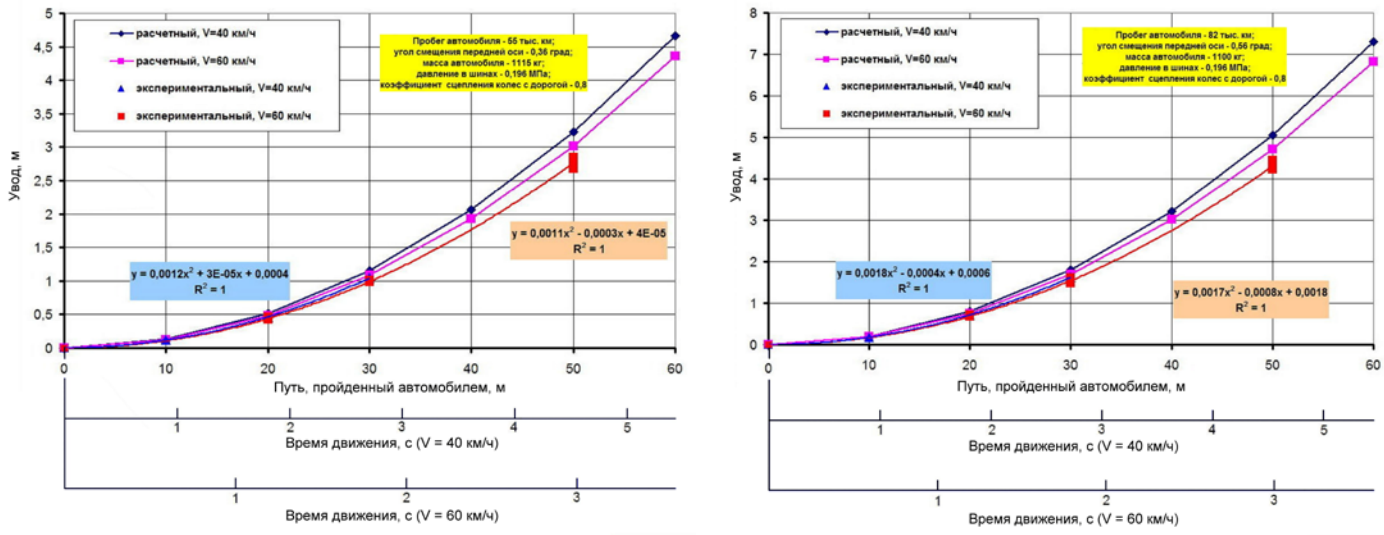


Рисунок 2. Зависимость угла поворота управляемых колес от радиуса поворота автомобиля ЗАЗ-110206 с пробегом 82 тыс. км и угловым смещением передней оси, равным 0,56°

Ограничивающими факторами при определении предельных угловых отклонений были приняты: скорость движения автомобиля $V \in (60; 90)$, коэффициент сцепления колес с дорогой $\varphi \in (0{,}32; 0{,}8)$, углы поворота управляемых колес $\Theta_H\left(R_\delta^H\right) > 0$ и $\Theta_B\left(R_\delta^B\right) > 0$, отклонения от заданной полосы движения $B(t) \le 2$ и время запаздывания реакции водителя $t_в \le 2{,}5$ с.



а) б)

а) ЗАЗ-1103 с угловым смещением передней оси, равным 0,36°;
б) ЗАЗ-110206 с угловым смещением передней оси, равным 0,56°

Рисунок 3. Результаты определения отклонению автомобиля от заданной полосы движения при наличии углового смещения передней оси

В соответствии с этим, предельные угловые отклонения осей должны быть установлены таким образом, чтобы обеспечить возможность движения легкового автомобиля в установленном диапазоне скоростей и дорожных условий.

Анализ результатов расчетов показал, что, наряду с изменением углов поворота управляемых колес, при определенных значениях углового смещения осей наступает момент, когда для осуществления поворота необходимо поворачивать руль в сторону, противоположную повороту. Такой случай опасен тем, что после входа в поворот водитель из-за времени запаздывания реакции в момент, когда радиус поворота достигнет предельного значения по скорости движения и угловому отклонению оси, может вовремя не среагировать на необходимость изменения направления поворота управляемых колес. Это может привести к уводу автомобиля с дорожного полотна и его опрокидыванию. Таким образом, предельными угловыми отклонениями осей автомобиля будем считать такие отклонения, при которых с учетом ограничений по скорости движения и коэффициенту сцепления колес с дорогой угол поворота управляемых колес равен нулю. В случае $\Theta < 0$ угловые смещения осей считаются недопустимыми, а легковой автомобиль – непригодным к эксплуатации, так как его техническое состояние повышает риск возникновения ДТП.

Предельным по критерию увода с прямолинейной траектории движения будем считать угловое смещение осей, при котором в интервале 0,5 – 2,5 секунд движения увод автомобиля с прямолинейной траектории превышает 2 метра. Такое значение увода принято исходя из ширины полосы движения в 3,5 метра. Ширина легкового

автомобиля принята в среднем равной 1,5 метра. Таким образом, при уводе свыше 2 метров автомобиль может выехать на полосу встречного движения, что может привести к столкновению со встречно движущимся ДТС, или попаданию в кювет. Интервал времени выбран исходя из времени запаздывания реакции водителя, которое находится в пределах 0,5 – 2,5 секунды [4]. Следовательно, допустимыми будем считать угловые смещения осей при которых увод автомобиля с прямолинейной траектории движения более чем на 2 метра происходит за время $t > 2{,}5$ секунд.

Результаты определения предельных значений угловых смещений осей для автомобиля ЗАЗ-1103 приведены на рис. 4.

Диаграмма построена таким образом, чтобы учесть различные варианты смещений осей легкового автомобиля. В квадрантах I и III расположены ограничения для вариантов одновременного смещения осей в противоположных направлениях. В квадрантах II и IV расположены предельные значения угловых смещений для каждой оси в отдельности при различных значениях ограничивающих факторов.

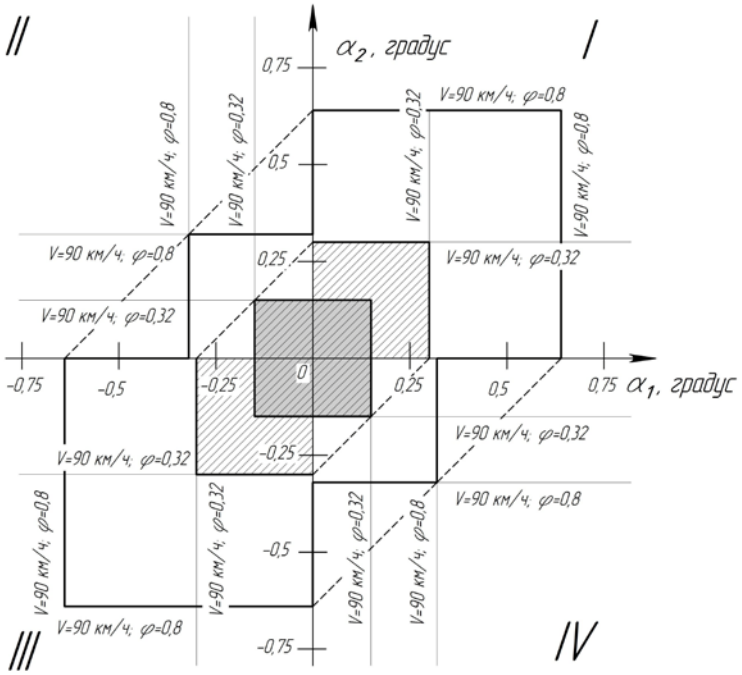


Рисунок 4. Результирующая схема определения предельных угловых смещений осей на примере автомобиля ЗАЗ-1103

С целью повышения безопасности движения необходимо периодически проводить контроль взаимного расположения осей легкового автомобиля. Его целесообразно включить в регламент проведения технического обслуживания транспортных средств и проводить с периодичностью, предусмотренной фирмой-производителем.

Для проведения контроля взаимного положения осей можно использовать стенды для определения углов установки колес, в которых есть возможность определения параллельности положения передней и задней осей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе исследования была установлена взаимосвязь между изменением взаимного положения осей легкового автомобиля с показателями управляемости и устойчивости. Определены критерии для нормирования предельных угловых

отклонений осей легкового автомобиля и приведены предельные угловые отклонения осей для автомобиля ЗАЗ-1103.

С целью повышения безопасности дорожного движения следует совершенствовать систему технического обслуживания транспортных средств, включив в перечень обязательных работ проверку взаимного положения осей.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Автомобили ВАЗ: изнашивание и ремонт / [Звягин А.А., Мосино М.А., Мотин А.М., Прохоров Б.В.] – Л.: Политехника, 1991. – 255 с.

[2] Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Фаробин Я.Е. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.

[3] Экспериментальное подтверждение влияния нестабильности геометрических параметров кузова на управляемость легкового автомобиля / С.А. Торяник, Д.М. Клец, В.Н. Павленко, А.И. Коробко, А.Ю. Ставицкий // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2012. – Выпуск 2, Том 3. – С. 84 – 91.

[4] Афанасьев Л.Л. Конструктивная безопасность автомобиля: Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности "Организация дорожного движения" / Л.Л. Афанасьев, А.Б. Дьяков, В.А. Иларионов. - М.: Машиностроение, 1983. - 212 с.

Контакты

Канд. техн. наук Торяник Сергей Анатольевич, каф. технической эксплуатации и сервиса автомобилей, ХНАДУ, Харьков, Украина, ул. Петровского 25, e-mail: serega_khadi@mail.ru

Студент Платонов Максим Александрович, автомобильный факультет, ХНАДУ, Харьков, Украина, ул. Петровского 25

ВЛИЯНИЕ АЗОТСОДЕРЖАЩИХ ПРИСАДОК НА ИЗМЕНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА БЕНЗИНА И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЯ

EFFECT OF ADDITIVES ON CHANGE OF NITROGEN RATIO GASOLINE QUALITY AND ENVIRONMENTAL PERFORMANCE CAR

В. В. Безродный, ассистент, ХНАДУ

Аннотация. *Выполнен анализ влияния N-метиланилина и ксилидиновои присадки на смену октановых чисел, фракционного состава и других показателей, характеризующих качество бензина и состав отработанных газов*

Abstract. *The analysis of the influence of N-methylaniline and ksilidinovoi additives to replace octane number, the fractional composition and other parameters that characterize the quality of petrol and exhaust gas composition*

В технике ароматические амины известны давно. В большинстве случаев они применяются, как основной компонент реактивных топлив. Страны СНГ идут по пути сокращения ракетного вооружения, в результате чего, возникает необходимость утилизации ракетного топлива. Госкомиссия по испытанию топлив, масел, смазок и специальных жидкостей при Госстандарте России (решение 540/1-131 от 31.07.91г.) разрешила утилизацию некондиционных ксилидина и самина в составе бензинов [1].

Ксилидин использовался во многих странах (США, Великобритания и другие) как присадка в авиационные бензины для повышения октанового числа в концентрации до 3% [2].

Присадки на базе ароматических аминов токсичны, но меньше, чем соединения свинца. Они относятся к 3 классу опасности по ГОСТ 12.001.7-72, а этиловые жидкости к 1 классу. Наибольшее распространение получили присадки на основе N-метиланилина и его композиции – экстралин, АДА, ДАКС, АвтоВЭМ, МАФ и Феррада.

Азотсодержащие присадки, кроме того, что обладают высокими антидетонационными свойствами, имеют достаточно высокие антиокислительные, стабилизирующие и антикоррозионные свойства. В связи с этим продолжается поиск и использование новых азотсодержащих присадок как в чистом виде, так и в сочетании с другими антидетонационными присадками и добавками.

При исследовании антидетонационных свойств аминов различных классов, авторы в своей работе [3] расположили их в следующем порядке, с учётом возрастающей антидетонационной эффективности: циклогексановые, алифатические, гетероциклические, первичные и вторичные ароматические амины. Из выполненных исследований было установлено, что лучшим антидетонатором из испытанных аминов является вторичный алкилароматический амин (N-метиланилин). На рис.1 представлена зависимость изменения октанового числа бензинов А-76 различных нефтеперерабатывающих заводов, от концентрации N-метиланилина.

Анализируя графики изменения октанового числа бензина А-76 по моторному методу можно сказать, что при одинаковом добавлении присадки в бензины разных производителей, увеличение октановых чисел происходит почти на одно и тоже значение. При рассмотрении изменения октановых чисел бензинов А-76 по исследовательскому методу надо отметить значительное расхождение значений октановых чисел. Так при добавлении 1% присадки отличие составляет 1,5%.

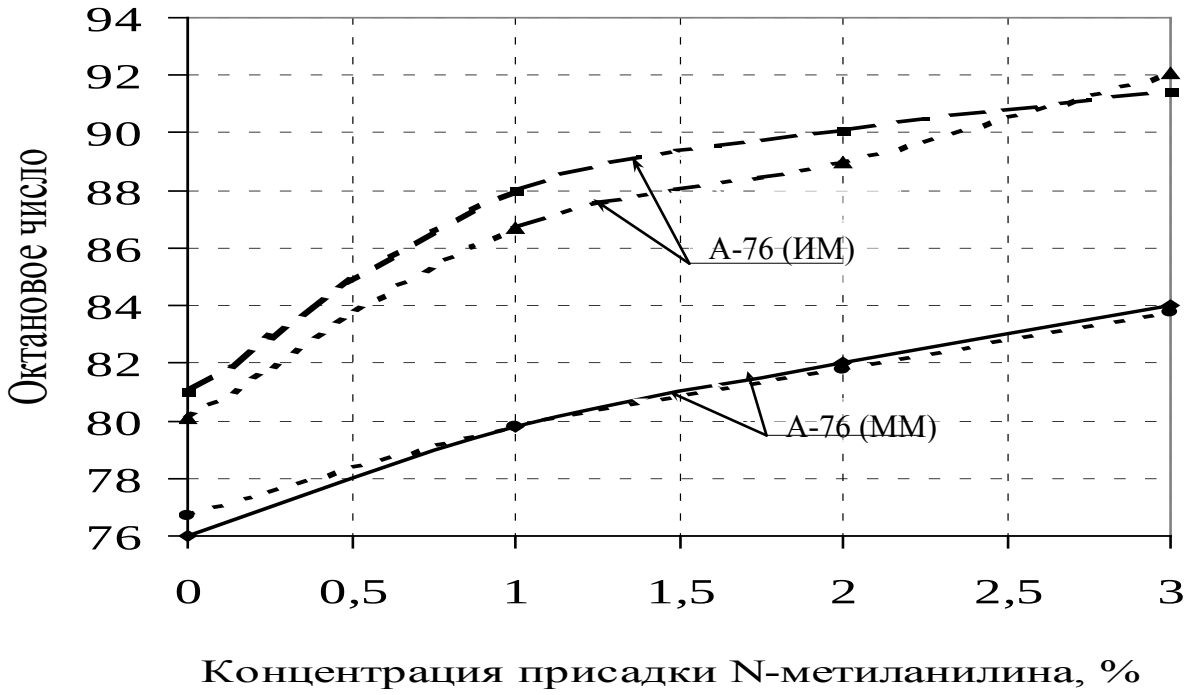


Рис.1 Зависимость изменения октанового числа, бензинов от концентрации N-метиланилина

На рис.2 представлена зависимость изменения октановых чисел по исследовательскому методу высокооктановых бензинов разных нефтеперерабатывающих заводов.

Из графиков видно, что добавляя N-метиланилин и ксилидин в бензины АИ-93, АИ-92 и А-91 характер наклона прямых имеет прямопропорциональную зависимость.

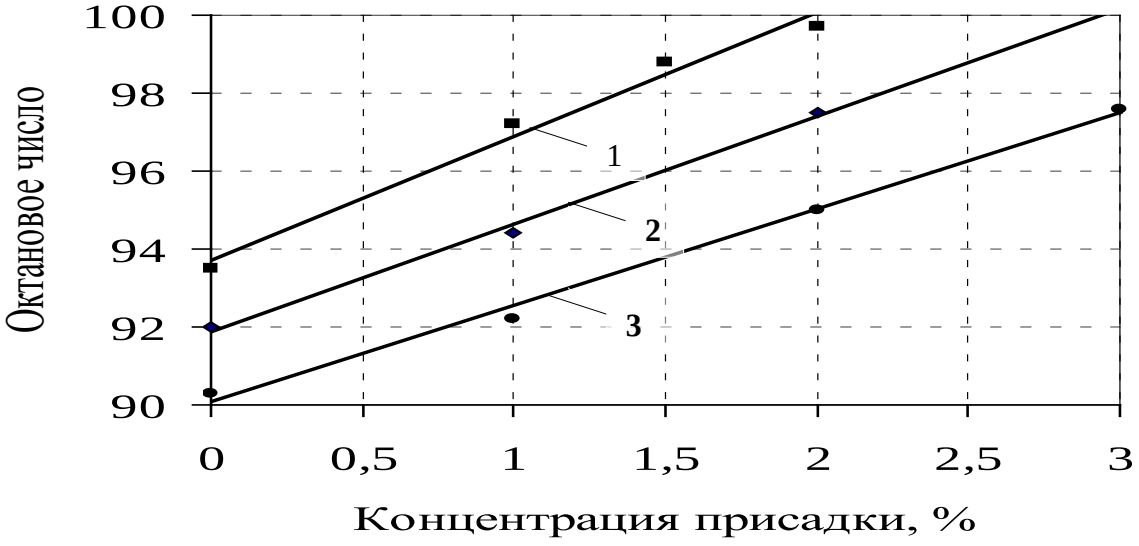


Рис.2 Зависимость изменения октанового числа бензинов по исследовательскому методу от концентрации присадки

1 - бензин АИ-93 + N-метиланилин; 2 - бензин АИ-92 + N-метиланилин; 3 - бензин А-91 + ксилидиновая присадка

Изменение показателей фракционного состава и плотности бензина А-91 при добавлении ксилидиновой присадки представлены в табл.1.

Анализируя результаты показателей фракционного состава и плотности можно отметить, что добавление ксилидиновой присадки в бензин приводит к увеличению температуры перегонки бензина и плотности. Было замечено изменение первоначального светло-желтого цвета бензина в желтый. Проверка показателей: наличие водорастворимых кислот и щелочей, содержание механических примесей и воды показало их отсутствие. Все пробы выдержали испытание на медной пластинке.

Недостатком ароматических аминов является повышенная склонность к смолообразованию и увеличению износа деталей ЦПГ, в результате чего их концентрация в бензинах ограничивается 1-1,5%.

Таблица 1 – Изменение показателей качества бензина при добавлении ксилидиновой присадки

Показатели качества бензина	А-91	**А-91 + 1%**	А-91 + 2%	А-91 + 3%
1.Фракционный состав				
- температура начала кипения, ^{0}C	38	38	38	38
- температура перегонки 10%,^{0}C	52	53	54	55
- температура перегонки 50%,^{0}C	102	104	107	109
- температура перегонки 90%,^{0}C	187	188	190	191
- температура конца кипения бензина (96%), ^{0}C	205	206	205	207
- остаток в колбе, мм	1,2	1,3	1,4	1,5
- остаток и потери, %	4	4	4	4
2.Плотность топлива при 20^{0}C, г/см^3	0,737	0,741	0,744	0,746

Исследование влияния бензина с ксилидиновой присадкой (А-91 + 1%) на изменение состава отработавших газов ДВС проводились на автомобиле ВАЗ-2101.

При сравнительных испытаниях работы двигателя на бензине АИ-92 и А-91 + 1% присадки существенного влияния на изменение компонентов СО и C_mH_n не оказывало.

Испытание автомобиля на роликовом инерционном стенде при изменении скорости движения от 40 до 70 км/ч и мощности на колесах от6 до 7 кВт объемная доля компонентов NO_x в отработавших газах при работе на бензине АИ-92 и А-91 + 1% изменялась в пределах погрешности прибора. Работа двигателя на всех режимах испытаний была устойчива.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Данилов А.М.* Применение присадок в топливах для автомобилей: Справ. Изд. – М.: Химия, 2000. - 232 с.

2. *Папок К.К., Рагозин Н.А.* Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям (химмотологический словарь). – Изд. 4-е пер. и доп. –М.: Химия, 1975.

3. *Батрин Ю.Д., Старовойтов М.К., Якушин М.И.* Изучение антидетонационных свойств аминов различных классов применительно к прямогонным и товарным бензинам А-76 и АИ-92. Выбор лучшей антидетонационной присадки и разработка экономичного способа её производства. // Новые топлива с присадками. Сборник трудов конференции. – Санкт-Петербург: –Академия прикладных исследований, 2000. – С.61-68.

УДК 629.113

ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Волков В.П. проф., д.т.н., ХНАДУ, Украина, Никонов О.Я. проф., д.т.н., ХНАДУ, Волков Ю.В. аспирант ХНАДУ

PROSPECTS FOR IMPLEMENTATION OF ADAPTIVE VEHICLE MAINTENANCE SYSTEM

Volkov V.P. Prof. Dr. KhNADU, Ukraine, Nikonov O.Y. Prof. Dr. KhNADU, Volkov Y.V. Postgraduate KhNADU

Abstract: The analysis of maintenance system and basic principles of adaptive vehicle maintenance system

Key words: maintenance, car, automatic control system, information technology, diagnostic information, forecasting

Под адаптивной системой технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) автомобилей понимается система, которая благодаря изменению своей структуры и значений параметров, может приспосабливаться к изменению внутренних и внешних условий.

В связи с этим весь процесс развития систем ТО и Р следует признать как процесс адаптации систем к их внешней среде, а непосредственный процесс функционирования самой системы – это также процесс адаптации уже объекта подчиненного системы к условиям его существования. Поэтому в целом, все системы ТО и Р целесообразно отнести к адаптивным системам. Основу таких систем сегодня составляют автоматизированные системы управления (АСУ) на основе информационных технологий технической диагностики (ТД). Эти системы обеспечивают индивидуальный подход к оценке технического состояния каждого конкретного автомобиля.

Уровень, которого достигла современная ТД, позволяет при технической эксплуатации автомобилей реализовать практически любые задачи по определению и прогнозированию технического состояния автомобилей. Так, например, адаптивная система, которая предложена учеными Новгородского государственного университета, предполагает необходимость проведения ТО и Р по индивидуальной программе. Такое ТО и Р условно называют индивидуальным техническим обслуживанием (ИТО). Вид работ в этом случае назначают на основе индивидуальных диагностических данных.

Базовыми принципами ИТО являются:

- планово-предупредительный принцип определения и устранения неисправностей и проведения технических воздействий;

- оперативное управление техническим состоянием автомобиля на основе прогнозирования состояния с использованием информационных технологий в ТД;
- индивидуальный подход к оценке технического состояния каждого конкретного автомобиля;
- индивидуальное прогнозирование периодичности ТО и состояния автомобиля.

Четвертый принцип – это одно из основных положений функционирования АСУ техническим состоянием автомобиля и один из основных резервов повышения эффективности и дальнейшего усовершенствования. Сегодня этому мешает лишь недостаточная точность современных методов прогнозирования.

Повышение точности прогнозов предлагается на основании определения закономерностей, которые одновременно учитывают индивидуальное техническое состояние систем, агрегатов, механизмов автомобиля и интенсивность его изменения от пробега, а также факторов условий эксплуатации, влияющих на автомобиль и его составные элементы на соответствующем пробеге.

В адаптивной системе прогнозирование может проводиться на основании результатов обработки диагностической информации соответственно со схемой прогнозирования и управлением техническим состоянием автомобиля с применением АСУ.

В данном случае информацией об изменении технического состояния автомобиля являются значения параметров, которые используются для прогнозирования. Это календарные даты и значения наработки автомобиля, которые отвечают зафиксированным значением параметров, а также другая информация, которая находится в центре диагностирования и получена на основе компьютеризированных средств диагностики. Вся данная информация передается АСУ для обработки и это является основой формирования массива нормативно-справочной и диагностической информации, необходимой для организации процесса прогнозирования. Для этого применяют специально разработанные программные средства.

Процесс прогнозирования в АСУ представляет поэтапную процедуру обработки информации, которая поступает с центра диагностики. Обработка информации проводится с целью решения двух комплексных задач:

- прогнозирования;
- статистической обработки.

Характер этих задач и условия их реализации обуславливают структуру и набор программного и технического обеспечения, необходимого для реализации процесса прогнозирования технического состояния автомобилей в АСУ.

Информационное обеспечение в адаптивных системах разрабатывается с учетом реализации функции ТО и Р автомобилей и функций системы прогнозирования (СП). Входные и выходные информационные данные составляют внешнее информационное обеспечение, а организационные информационные массивы – внутреннее обеспечение.

Внешнее информационное обеспечение включает информацию:

- о техническом состоянии автомобиля и информацию для идентификации в системе;
- управляющую для автоматизированной системы управлением техническим состоянием автомобиля и массивы информации в памяти ЭВМ при внедрении СП;
- про текущее состояние автомобиля, результаты прогнозирования и также служебную (результаты поступления данных, аварийные вызовы и т.д.).

Внутреннее информационное обеспечение включает массивы:

- информационно-справочный, который содержит количественные значения нормативов для прогнозирования и тексты, необходимые для печати выходных документов;
- информацию о текущем состоянии автомобиля.

Методическое обеспечение СП это:

- методика оценки факторов условий эксплуатации, которая необходима для выявления значимых факторов;
- методика построения системных моделей прогнозирования технического состояния автомобилей;
- методика прогнозирования технического состояния автомобилей на основании многофакторных моделей, учитывающих индивидуальное состояние автомобилей и его изменение под влиянием факторов эксплуатации.

Программное обеспечение это:

- комплекс программ прогнозирования технического состояния автомобиля;
- комплекс программ анализа и моделирования многофакторных объектов.

Основой автоматизированной адаптивной системы является база данных об автомобиле. Она представляет систему взаимосвязанных таблиц. В ней размещается информация разного рода и поэтому она базируется на системе управления базами данных – *Microsoft Access*, что обеспечивает относительно простое создание и корректировку базы данных.

Техническое обеспечение современной системы прогнозирования составляет диагностическое оборудование, применяемое в центре диагностирования, а также вычислительные средства АСУ техническим состоянием автомобилей.

Одним из важнейших вопросов при создании АСУ ТО и Р является выбор оптимального состава средств технической диагностики. Сегодня это очень важный вопрос, поскольку речь идет о создании систем управления техническим состоянием, которая базируется на принципах прогнозирования технического состояния автомобиля и его отдельных систем, агрегатов и механизмов.

Для небольших предприятий автомобильного транспорта решение данной задачи позволяет каждому предприятию определить свое научно обоснованное направление развития адаптивных систем ТО и Р в условиях ограниченных финансовых возможностей и имеющегося широкого спектра предложений, которые постоянно предлагаются специалистами по организации адаптивных систем ТО и Р.

Необходимость квалифицированного определения современных составляющих адаптивной системы ТО и Р подтверждается достаточно сложной структурной схемой интеллектуальной системы управления транспортом, представленной на рис. 1.

В целом выполненный анализ существования и создания адаптивных систем ТО и Р позволяет подчеркнуть актуальность вопроса информационного обеспечения прогрессивных систем ТО и Р.

Развитие информационного обеспечения автотранспортных процессов является, во-первых, условием перехода автомобильного транспорта к автоматизированному управлению техническим состоянием автомобилей на основании гибких «адаптивных» автоматизированных систем с индивидуальной коррекцией периодичности и объемов технического обслуживания.

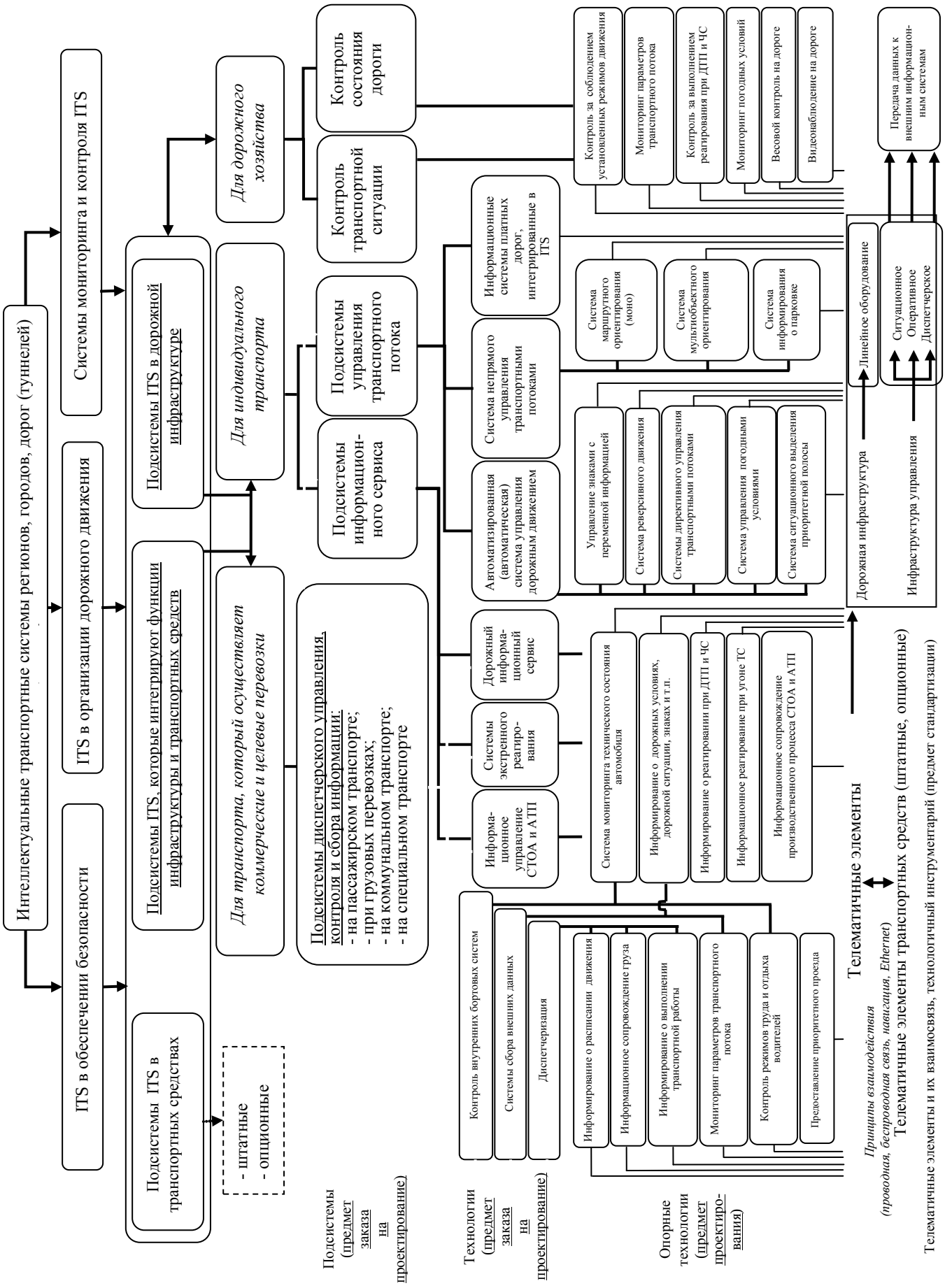


Рисунок 1 – Функциональная архитектура *ITS*

Во-вторых, информационное обеспечение компьютеризированного оперативного планирования ТО и прогнозирование технического состояния и возможных неисправностей автомобилей является ключом к автоматизации контроля технического состояния и работоспособности автомобиля.

В-третьих, создание локальных информационно-вычислительных комплексов на базе компьютеризированных средств технической диагностики и новейших средств вычислительной техники составляет основу современной автоматизации АТ.

В-четвертых, компьютеризация диагностической техники является ключевым направлением современного развития диагностики автомобилей.

В-пятых, успех использования компьютерной техники АТ зависит в первую очередь от соответственного обеспечения процессов организации ТО и Р.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

С. И. Кривошапов

Assessment methods of car fuel efficiency in operation: The analysis methods for assessing fuel consumption in operation. Despite the large number of technical means for registering the instant and total fuel consumption, it is necessary to develop mathematical methods for the valuation of operational fuel consumption transport vehicles. The more accurately be taken into account constructive and operational performance, the better method of estimating fuel efficiency.

Key words: *vehicle performance c haracteristics, f uel c onsumption, efficiency, mat hematical modeling, powertrains, diagnostics, rationing of fuel..*

.

ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт является основным потребителем жидких нефтяных видов топлива. Интенсивная эксплуатация грузовых автомобилей или автобусов требует более 50 тонн топлива в год. По данным министерства энергетики Украины годовое потребление автомобильным транспортом за 2012 год нефтепродуктов составило более 8.3 млн.тонн и газа более 4.4 тыс.тонн [1].

Топливо, поступившее в двигатели автомобилей, возвращается через отработавшие газы в атмосферу. При сжигании 1 кг бензина выделяется 330 г вредных веществ, включая оксид углерода, углеводороды, оксид азота и др. [2]. Тогда в таком государстве как Украина автомобильный транспорт за год в атмосферу выбрасывается более 2.7 млн. тонн вредных веществ. Мероприятия, направленные на снижению расхода топлива автомобилями, также способствует повышению экологической безопасности.

Сократить потребление топлива автомобильным транспортом можно за счет совершенствования конструкции автомобилей, улучшения дорожных и транспортных условий эксплуатации машин, оптимизации скоростного и нагрузочного режимов движения к изменяющим дорожным условиям, своевременного контроля и поддержания технического состояния транспортных средств, снижение нецелевого использования топлива на транспорте, обучения и переподготовка водителей, эффективного хранения топлива. Все эти мероприятия требуют постоянный учет и контроль над расходованием топлива на всех этапах его использования.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью данного исследования является анализ различных методов оценки расхода топлива на автомобиле в процесс его эксплуатации. Проведение такого анализа позволит совершенствовать нормативную систему по учету и нормированию расходования горюче-смазочных материалов на автомобильном транспорте.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Можно выделить два принципиальных подхода к оценке топливной экономичности транспортных средств в процессе их эксплуатации. Первый подход основан на физическом измерении расхода непосредственно на автомобиле, второй – методы аналитической оценки потребления топлива машиной, которая движется в тех или иных условиях.

Расход можно измерить прямым методом, когда в автомобиле производится измерения объема или массы топлива поступающего в двигатель. Измерительная система таких расходомеров определяет количество мерных объемов в единицу времени. В зависимости от способа отделения одного объема от другого расходомеры могут быть: шестеренчатыми, лопастными, поршневыми и др [3]. Такие расходомеры

разрывают поток и обладают дискретностью измерения.

Расход топлива может быть определен через измерения скорость потока или оказываемое силовое воздействия на измеритель. Как правило, это методы непрерывного измерения потока. Выделяют расходомеры переменного и постоянного перепада давления, скоростные и тепловые расходомеры, ультразвуковые и электромагнитные расходомеры [3]. Те датчики измерителя, которые контактируют с потоком топлива, создают дополнительные гидравлические потери. Бесконтактные датчики меньше влияют на измеряемый поток, что более предпочтительно.

Если конструкцией автомобиля предусмотрена обратная топливная магистраль, то расход топлива необходимо измерять в обоих направлениях, устанавливая два расходомера топлива или один, но дифференциального типа, который измеряет разность потоков в двух направлениях.

На автомобильном транспорте расход топлива принято измерять в л/100 км. Для перехода часового расхода в путовой необходимо также производить регистрацию скорости движения автомобиля или пройденного расстояния. Система управления двигателем скорость автомобиля получает по оборотам вращательных элементов трансмиссии. Изменение динамического радиуса колеса, например, из-за изменения давления в шинах или износа протектора, вносит погрешность в определение скорости автомобиля или величины пройденного пути. Предпочтительнее производить прямые изменения скорости автомобиля относительно дороги, используя эффект Доплера или радиолокации. Необходимо также контролировать температуру и (или) давления топлива в магистрали, поскольку такая характеристика топлива как плотность сильно зависят от изменения атмосферно-климатических условий.

Прямые изменения количества топлива или потока, поступающие в двигатель, требуют установки в топливную магистраль специальных датчиков, что не всегда приемлемо, поскольку это прямое вмешательство в конструкцию автомобиля.

Расход топлива может быть получен с блока системы управления двигателем. Информация может быть снята со специализированного интерфейса CAN, диагностического разъема OBD, выводов контролера ЭБУ или непосредственно с канала управления форсунками. Контролер ЭБУ посылает расчетное значение длительности впрыскивания топлива, необходимого для работы автомобиля. Измерительная система осуществляет перевод длительности впрыска в величину потребляемого топлива, так как это делает маршрутный компьютер ARC 42. Величина реального расхода топлива может отличаться от расчетного значения из-за неисправностей топливной аппаратуры, например форсунки или регулятора давления.

Существуют методы определения расхода топлива по длительности впрыска, полученные не путем измерения управляющего канала ЭБУ, а по сопутствующим процессам, например по перемещению иглы форсунки или по перепаду давления в топливной магистрали. Момент подачи и отсечки топлива форсункой может быть определен чувствительными датчиками вибрации (ускорений), установленных вблизи форсунок или топливной магистрали. Такой метод не требует изменения конструкции двигателя.

Количество топливо, которое двигатель использовал, может быть измерено по остатку топлива в топливном баке. Существует следующие методы измерения уровня топлива: манометрические, емкостные, поплавковые, радиочастотные и ультраакустические [3]. По разности высоты столба жидкости или остатка воздушного слоя можно определить расход топлива за некоторый промежуток времени. Точность измерения будет тем выше, чем больше разница высоты топлива для полного или пустого бака, и чем за больший промежуток времени, за который производился контроль расхода топлива. Поэтому этот метод хорошо применять для определения средних расходов топлива на маршруте или за смену, а также можно контролировать величину

заправки автомобиля и слив топлива из баков.

Результаты измерения расхода топлива на автомобиле может передаваться и обрабатываться контрольно-измерительной системы автомобиля, выдавая информацию на дисплей водителю, накапливаться в памяти электронных блоков для последующего считывания по возращению автомобиля с рейса (offline), или передаваться через каналы связи в центр управления автотранспортного предприятия (online). В последней системе широко используются каналы сотовой или спутниковой связи. Приёмники спутникового сигнала могут принимать сигналы в стандартах NAVSTAR GPS или ГЛОНАСС. Передача их на серверный центр мониторинга осуществляется посредством GSM или CDMA, спутниковой или УКВ связи. Примерами использования системы мониторинга расхода топлива на транспорте является ГК «ОМНИКОММ АВТО», ООО “Микро Троник”, ООО Лукаут, ООО «Ай Ти – Линкс» и др.

Использование технических средств регистрации расхода топлива непосредственно на автомобиле требует некоторых капитальных вложений, необходимых для установки датчиков и систем обработки, хранения, представления или передачи информации.

Когда нет возможности контролировать расход топлива в процессе эксплуатации, тогда необходимо пользоваться справочными данными по автомобилю.

Заводы-изготовители проводят дорожные испытания транспортных средств, устанавливая расход топлива на некоторых режимах движения. Наибольшее распространение нашли установившееся режимы движениия с постоянной скоростью (например, 40, 60, 90 км/ч) или движение в динамике с переменной скоростью, имитирующие город, магистраль или смешанный режим. Поскольку условия измерения расхода топлива на полигоне и в реальных условиях эксплуатации отличаются между собой, то данные заводов-изготовителей рекомендуется использовать только в качестве оценочных характеристик качества и технического состояния автомобиля.

Кроме дорожных испытаний широко используют методы оценки топливной экономичности автомобилей на имитационных стендах с беговыми барабанами. Как в дорожных испытаниях, так и на стенде реализуется нагрузочно-скоростной цикл. В Европе это NEDC, а Америке - FTP-75, в Японии - JC08. Американский цикл хоть и имеет среднюю скорость на 0.5 км/ч выше, чем у Европейского, но из-за более динамичных режимов расход топлива на 10 … 15 % больше. Японский цикл реализует такой же динамичный режим нагружения как в Американском, но со значительно меньшей средней скорости за цикл, равной 24.4 км/ч. Следовательно, из-за различия методик испытаний, действующих в разных, странах значения расхода топлива будут отличаться между собой, даже для одной и той же марки автомобиля.

Условия движения автомобиля по дороге и на стенде имеют отличия. Автомобиль на стенде остается неподвижным, вся инерционная масса поступательно-движущегося автомобиля на дороге компенсируется вращением барабанов и маховиков стенда, взаимодействие колеса автомобиля с опорной поверхностью дороги и барабанах также имеют отличия. Такие параметры конструкции стенда, как диаметр барабана, расположение и межосевое расстояние между барабанами, инерционная масса вращающихся частей стенда, потери в приводе, оказывает влияние на нагрузочно-скоростные качества. Поэтому для сравнения результатов стендовых испытаний с дорожными необходимо корректировать коэффициентами подобия [4].

Между расходом топлива и количеством выбросов вредных веществ, образующих из-за неполного сгорания топливно-воздушной смеси, существует прямая пропорциональность. Определить расход топливо можно путем измерения величины выбросов *CO* или *CH* в общем объеме отработавших газов или на единицу пройденного расстояния. Такие методы оценки топливной экономичности применяются при заводских или сертификационных испытаниях [5]. Нагрузочный режим имитируют на стенде теме же

циклами, что применяются в испытаниях на топливную экономичность. В дорожных условиях этот метод не применяется.

Топливная экономичность – это показатель совершенства конструкции транспортного средства и эффективность ее использования. Расход топлива – это и экономический показатель потребления материального ресурса, затраты которого достаточно велики. В странах, где система налогообложения строиться на контроле прибыли предприятия, потребления горюче-смазочных материалов контролируется государством. На Украине нормирование топлива на автомобильном транспорте устанавливает Приказом Министерства транспорта № 43 от 10.02.1998 года [6]. Этот документ установил численные значения на следующие нормы: базовая норма расхода топлива на автомобиль, нормы расхода топлива на транспортную работу и снаряженную массу транспортного средства, норма расхода топлива на загрузку и разгрузку машины, нормы расхода специализированного оборудования, работающего на автомобиле во время движения и стоянки, норма потребления топлива автономным обогревателем. Нормы установлены среднестатистическими для средних условий эксплуатации и предусмотрена коррекция расхода топлива в зависимости от условий эксплуатации.

Существуют детерминированные методы расчета расхода топлива. Математические модели связывают конструктивные параметры транспортного средства и эксплуатационные характеристики условий эксплуатации с расходом топлива. На расход топлива влияет такие конструктивные параметры, как объем цилиндров двигателя, масса транспортного средства, мощностные и скоростные параметры двигателя, передаточные числа коробки передач и главной передачи, размеры колес и др. Обобщающим показателем характеризующего степень энергетического совершенства любой сложной механической системы является коэффициент полезного действия (КПД) автомобиля [7].

Топливная экономичность зависит от режима движения автомобиля. Скорость автомобиля выбирается в зависимости от условий эксплуатации, которые характеризуют дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия. Обобщающим показателем всех условий эксплуатации может выступать средняя техническая скорость. В [8] определены аналитические зависимости, которые связывают основные показатели условий эксплуатации, такие как коэффициент суммарного дорожного сопротивления, показателя ровности дороги, интенсивность и плотность транспортного потока, средний уклон и высота над уровнем морем дороги и др., со средней технической скоростью автомобиля. Характеризовать динамический режим, т.е. влияние неравномерности движения автомобиля, можно показателем – «шум ускорения» [9]. Минимальное значение «шума ускорений» происходит при крейсерской скорости, равной 0.6 … 0.7 от максимальной скорости автомобиля.

Расчет расход топлива по математическим моделям позволяет достаточно точно установить уровень потребления горюче-смазочных материалов с учетом особенностей конструкции и разнообразия условий эксплуатации. Однако учесть все факторы, влияющие на расход топлива, практически невозможно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенный анализ показывает, что оценивать расход топлива транспортного средства в эксплуатации можно различными методами. Выбор того или иного метода контроля будет определяться поставленной целью и наличием ресурсов.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Транспорт і зв'язок [електронний ресурс] // Державна служба статистики України. – Режим доступу: http://www.ukrstst.gov.ua.

[2] Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1999. – 457 с.

[3] Боднер В.А. Измерительные приборы (теория, расчет, проектирование) : Учебник для вузов [текст] / В.А. Боднер, А.В. Алферов. - М.: Изт-во стандартов, 1986. - 224 с.

[4] Кривошапов С.И. Метод определения расхода топлива автомобиля на стенде с беговыми барабанами [текст] / С.И. Кривошапов, Ю.В. Горбик. // XVIII научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология - устойчиво развитие" (10-12 май 2012 г.) : Сборник доклади - Варна, ТУ, 2012. - С. 351-354.

[5] Ветров Ю. Наука и жизнь [электронный ресурс] / Ю. Ветров // АвтоРевью. - № 11 - 2012. – Режим доступа: http://www.autoreview.ru/archive/section/detail.php?ELEMENT ID=123783&SECTION D=6978.

[6] Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте [электронный ресурс] // Налоги и бухгалтерский учет : Информационно-аналитическая газета. — Режим доступа : http://www.nibu.factor.ua/info/Zak_basa/NormiGSM/.

[7] Кривошапов С.И. Алгоритм расчета КПД транспортных машин [текст] / С.И. Кривошапов, Е.Ю. Говорущенко. // Вестник ХНАДУ : Сб. научн. трудов. - Харьков, 2003. - № 20. - С. 34-36.

[8] Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований) : монография / Н.Я. Говорущенко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. - 292 с.

[9] Говорущенко Н.Я. Математическая модель расчета расхода топлива и выбросов вредных веществ на транспорте [текст] / Н.Я. Говорущенко, С.И. Кривошапов. // научно-техническа конференция с международно участие «Транспорт, екология - устойчиво развитие» : Сб. докладов. - Варна: Ековарна, 2008. - С. 335-342.

Контакты:

инж. Кривошапов Сергей Иванович, канд. техн. наук, доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, г. Харьков, ул. Петровского 25, Кафедра «Технической эксплуатации и сервиса автомобилей», тел. +38(057)7073768, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua.

Оптичен метод за изследване хода на котвата на газови електромагнитни вентили

доц. д-р инж.Здравко Иванов, ас.инж.В.Михайлов, инж.Хр.Мерсинков

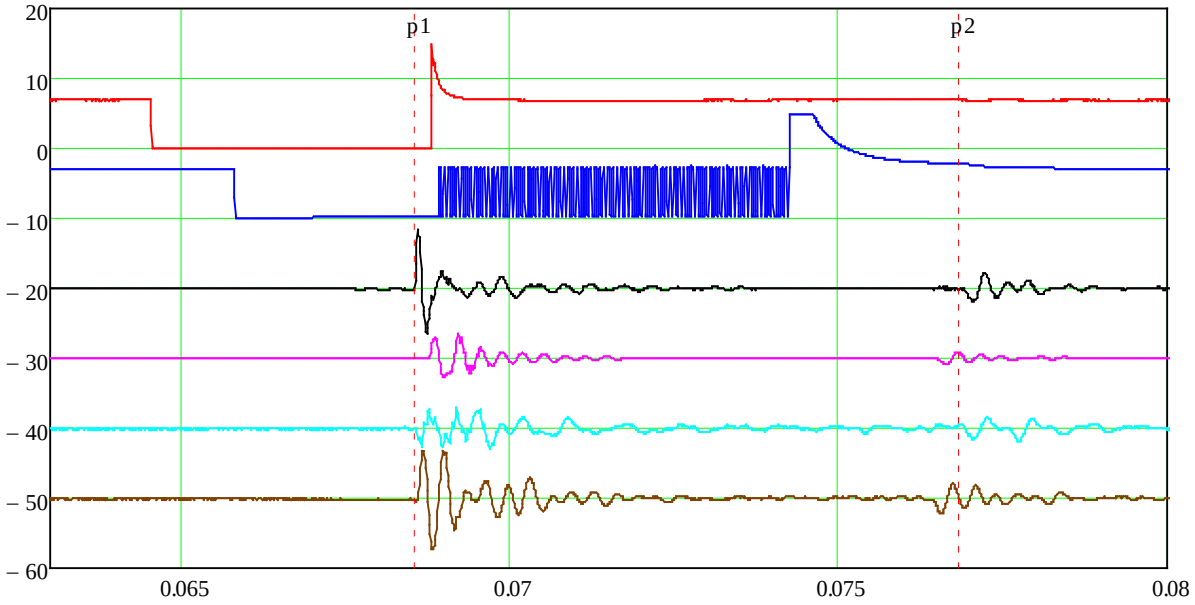
Optical method for measurement needle lift of electromagnetic valves for LPG/CNG injection: *In this paper are described the results of the development of a system for determining the needle lift of electromagnetic valves used in LPG/CNG injection systems. Established optical system operate in the infrared spectrum of light and consist of autonomous source and receiver. With the addition of equipment for registration of fast changing processes, the system detects high frequency vibrations in the mechanism..*

A method for pre and post-processing of the experimental data is developed. Use of a specific mathematical apparatus allows the methodology to be adapted for use also in diesel and petrol injection systems

Key words: *Needle lift, LPG/CNG injection valves, electromagnetic valves, gas injection, internal combustion engine*

ВЪВЕДЕНИЕ

Горивоподаването при електронните горивни уредби за работа на двигателите с вътрешно горене с втечнен газ пропан-бутан или метан се регулира от електромагнитни вентили. Цикловата порция гориво се определя от електрически импулс, формиран от системата за работа на двигателя с бензинови горива, обработен и адаптиран от допълнителен едноплатков контролер за работа на двигателя с газово гориво на газовата горивна уредба. Формата на този импулс за определен товарен и честотен режим на работа на двигателя е дадена в [1]. Изпълнителните механизми са електромагнитни вентили от класически тип. Общото действително време на горивоподаване на такива вентили се състои от времето за отваряне, времето на отворено състояние и времето за затваряне на електромагнитния вентил.



Фиг.1. Valtek 3ohm, 2000 [1/min], 5 [ms]. Управляващи електрически и вибрационни сигнали на рейка на четири цилиндров двигател МВ.

Изследванията показват, че съществуват значителни различия в работата на отделните газови електромагнитни вентили при един и същи управляващ импулс. Тези управляващи импулси формират сила на тока и съответно магнитни сили, които преместват котвата, преодолявайки различни съпротивления. Преместването на котвата зависи от налягането на газовата фаза на горивото, еластичните характеристики на пружината, магнитните свойства на материалите, експлоатационното състояние на системата и др.

Графиките на вибрационните импулси за един четирицилиндров двигател, посочени на фиг.1, показват, че в работата на отделните електромагнити по цилиндри се забелязва известна неравномерност. Тази неравномерност се заключава в несъвпадане на моментите на отваряне и затваряне, регистрирани по ударите на котвите на електромагнитите в упорите на соленоидите и седлата на вентилите. В следствие на това се получава значителна неравномерност на горивоподаването по цилиндри.

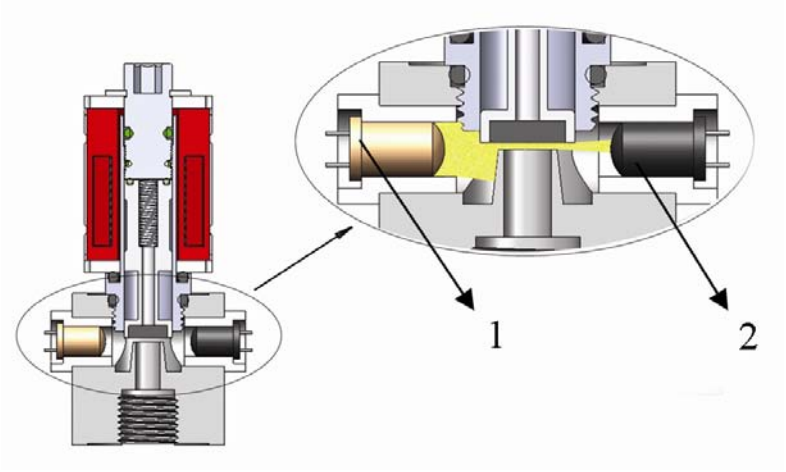
Един от основните фактори, определящ горивоподаването се явява максималния ход на котвата на електромагнита. Неговата величина определя съпротивленията при изтичане на горивото през отвора на вентила и заедно с последващия дроселиращ отвор формира цикловата порция гориво. На фиг.1. се вижда също така и относително голямо дефазиране на вибрационните импулси спрямо управляващите електрически от бензиновата и газовата горивна апаратура.

Анализа на управление на горивоподаването на този вид горивна апаратура показва, че тя работи по отворен контур. Регулирането на дължината на управляващия токов импулс I(t, T) се извършва без наличие на обратна връзка. Някои производители на газови горивни уредби предвиждат различно регулиране на токовия импулс по дължина за отделните цилиндри, но без наличие на обективна информация за действителното положение на котвата на електромагнита.

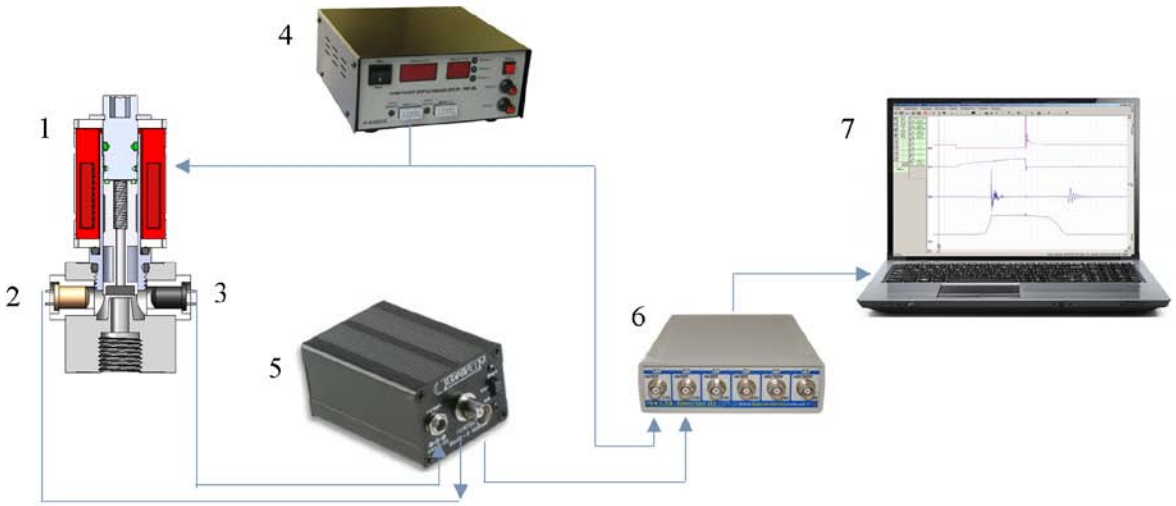
ИЗЛОЖЕНИЕ

Настоящата разработка има за ***цел*** да бъде разработен метод за определяне действителния ход на котвата на газовите електромагнити с висока скорост на дискретизация, позволяваща регистрацията на евентуални резонансни явления, които биха могли да повлияят на процеса на горивоподаване. Да се разработи методика за предварителна и последващи обработки на регистрираните сигнали, която да позволява изглаждане на данните структурирани в интегрирани масиви, с цел автоматизация на изчислителния процес и адаптиране на метода за работа в системите за управление на горивоподаване на двигателите с вътрешно горене.

За определяне хода на котвата на газовия електромагнит е разработена система, състояща се от фотоелектрична двойка излъчвател и възприемател, работещи в инфрачервения спектър на светлината. Мястото на монтиране и схемата на разположение на елементите в електромагнитния вентил са показани на фиг.2. На фиг.3 е показана електрическата схема на свързване на установката.



фиг.2. Електромагнитен вентил
1.Фотодиод 2. Фототранзистор



Фиг.3. Схема на опитната установка.

1.Електромагнитен вентил *2. Фотодиод* *3.Фототранзистор*
4.Генератор на импулси *5.Електронен блок* *6.АЦП* *7.Лаптоп*

Разработената методика включва обработка на данните в два варианта. Първия се използва при работа на двигателя на ниски честоти на въртене, при които периодите на процесите са сравнително големи. В този случай при избраната честота на сканиране на сигналите масивите с данни са със значителни дължини и времето за обработка е голямо. В масива данни за всички канали се съдържат значителен брой нулеви стойности, чиято обработка е ненужна. В този си вид програмата обработва само един отрязък от диаграмите със зададена дължина$\Delta\delta$ (брой ординати), избрана чрез анализ на данните с логически оператори. За критерий за разделяне на диаграмите се използва управляващия сигнал за напрежение на соленоида на бензиновия инжектор. Програмните цикли за разделяне са направени за падащ фронт, т.е. „комутация на маса“.

При наличие на системни смущения, каквито се срещат по правило при слабите входни сигнали от възприемателите и техните усилватели, се използва двустепенно изглаждане. Първо се отстраняват случайните смущения по метода на пълзящата медиана при зададена ширина на лентата и след това така получените данни се обработват по метода Gaus.

$$vy_i^{'} = \frac{\sum_{j=1}^{n} K\left(\frac{vx_i - vx_j}{b}\right).vy_j}{\sum_{j=1}^{n} K\left(\frac{vx_i - vx_j}{b}\right)} \qquad (1)$$

където

$$K(t) = \frac{1}{\sqrt{2.\pi}.(0.37)}.\exp\left(-\frac{t^2}{2.0.37^2}\right) \qquad (2)$$

vx - вектор на елементите в нарастващ порядък;

vy - вектор на елементите със същата дължина както и vx;

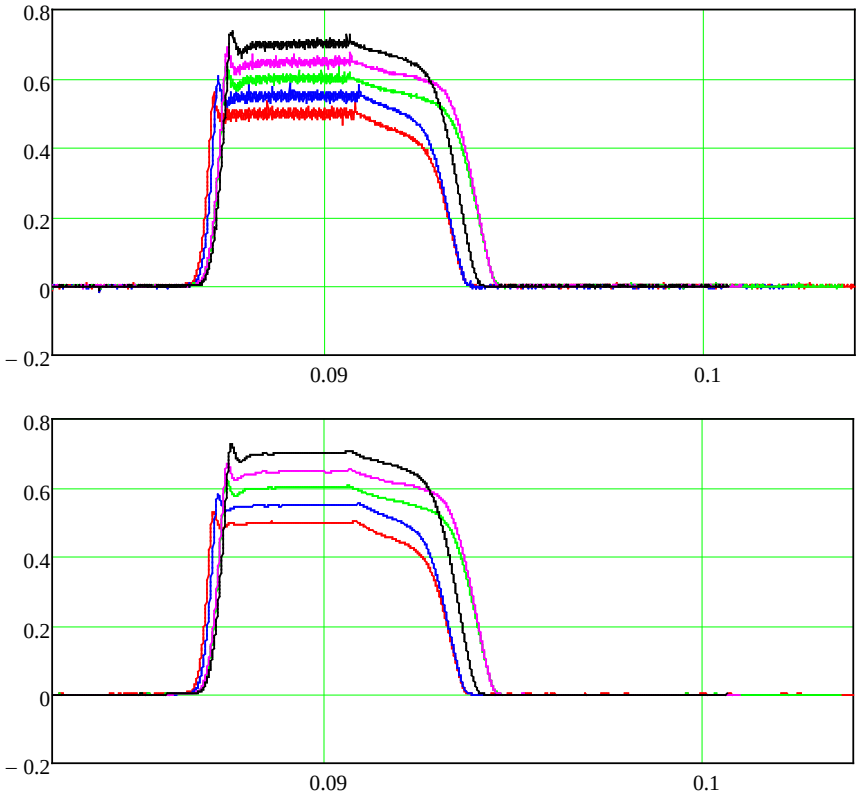
b - доверителен интервал.

Доверителният интервал (ширината на лентата на пропущане) по Gaus се уточнява в зависимост от стойностите на параметъра X. Той трябва да е равен или малко по-голям от стъпката по X или от честотата на сканиране на сигнала.

Изглаждането на интегрирания масив с данни се извършва по програмен цикъл (3):

$$\begin{aligned}
&Yksmt := \text{for } j \in 1..n \\
&\quad \text{for } m \in 1..\text{cols}\left(M_j\right) - 3 \\
&\quad\quad X \leftarrow \left(M_j\right)^{\langle 0 \rangle} \\
&\quad\quad Y \leftarrow \left(M_j\right)^{\langle m \rangle} \\
&\quad\quad Ymsmt \leftarrow \text{medsmooth}(Y, 3) \\
&\quad\quad Yksmt_{j,m} \leftarrow \text{ksmooth}(X, Ymsmt, 0.0001)
\end{aligned} \qquad (3)$$

На фиг.4 са показани графиките за хода на котвата на електромагнит с максимален ход от 0.50 [mm] до 0.70 [mm] преди предварителната обработка на данните и след това по метода на пълзящата медиана и метода на Gaus. Ясно се виждат апаратните смущения в графиките на фиг.4а, в зоната след отваряне на вентила, в началото при максимален ход, породени от промеливата състявляваща T_{PWM} на напрежението на управляващия сигнал от газовия контролер при широчинно импулсната модулация. Тези смущения продължават до изключване на управляващия сигнал. На фиг.4б се виждат обработените диаграми на същите сигнали с премахнати апаратни смущения. Конкретните обработки са извършени при стойности на доверителните интервали n=5 за метода на пълзящата медиана и b=0.0001 за метода на Gaus.



Фиг.4. Valtek 3ohm. Ход на котвата на електромагнит с максимален ход от 0.50 [mm] до 0.70 [mm] със стъпка 0.05 [mm] преди и след предварителна обработка на данните.

Преобразуването на векторите във функции се извършва чрез кубични интерполации на експерименталните данни. Преди това се трансформират векторите:

$$Time_j := \left(M_j\right)^{\langle 0 \rangle} \qquad \text{и} \qquad X^{\langle j \rangle} := Time_j$$

Тази трансформация е необходима за работа с интегрираните масиви. Самото преобразуване във функция се извършва по програмен цикъл (4), в който основен параметър е времето t, а останалите два определят положението на функцията в интегрирания масив:

$$\begin{aligned}
&Ybash := \text{for } j \in 1..\,\text{rows}(M) - 1 \\
&\quad \left| \begin{aligned}
&Time_j \leftarrow \left(M_j\right)^{\langle 0 \rangle} \\
&X^{\langle j \rangle} \leftarrow Yksmt_{j,0} \\
&\text{for } k \in 1..\,\text{cols}(Yksmt) - 1 \\
&\quad \left| \begin{aligned}
&S \leftarrow \text{cspline}\left(X^{\langle j \rangle}, Yksmt_{j,k}\right) \\
&Ybash(t,j,k) \leftarrow \text{interp}\left(S, X^{\langle j \rangle}, Yksmt_{j,k}, t\right)
\end{aligned} \right.
\end{aligned} \right.
\end{aligned} \qquad (4)$$

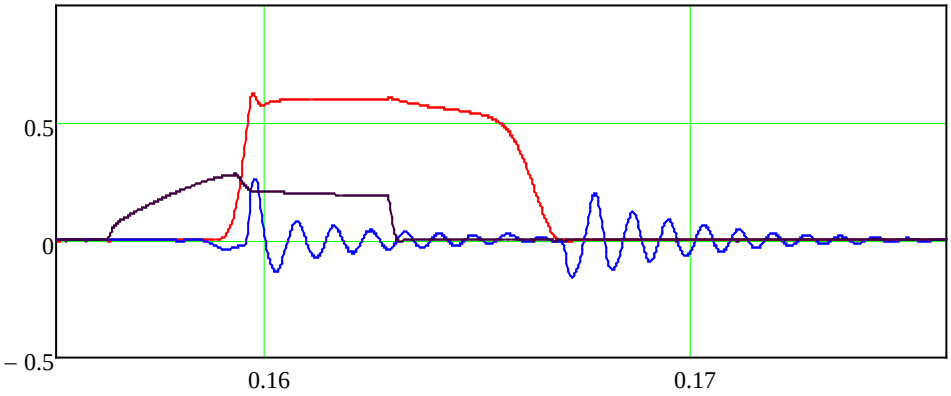
Едновременно с преобразуването (4) се извършват и операциите по определяне на нулевите линии на диаграмите и мащабиране на сигналите по операторите (5) и (6):

$$Ybash(t,j,k) := \begin{cases} Ybash(t,j,k) - \Delta_{nula_j} & \text{if } k = 1 \\ Ybash(t,j,k) - \Delta i_{nula_j} & \text{if } k = 2 \\ Ybash(t,j,k) & \text{otherwise} \end{cases} \qquad (5)$$

$$Ybash(t,j,k) := \begin{cases} Ybash(t,j,k) \cdot K_{hod_j} & \text{if } k = 1 \\ dHod(t,j) & \text{if } k = 7 \\ Ybash(t,j,k) & \text{otherwise} \end{cases} \qquad (6)$$

На фиг.5 са показани графиките на хода на котвата на електромагнитния вентил h(t,T), силата на тока I(t,T), протичащ през соленоида и графиката на вибрационния сигнал за виброускорението av(t,T), регистриран върху упора на котвата след предварителните обработки. На графиките ясно се виждат действителните моменти на отваряне и затваряне на електромагнита. Нарастването на магнитната сила, необходима за преместване на котвата следва нарастването на силата на тока, протичащ през соленоида. Тази сила преодолява еластичната сила на пружината и силата от налягането на горивото след време t1=2.6[ms]. Двата възприемателя, този за хода на котвата и пиезокварцовия за виброускорението регистрират този момент. Първия с началото на отделяне на линията от нулевото положение, а втория с момента на поява на отрицателно виброускорение. Процесът

на отваряне продължава време t2=0.77[ms]. В края на това време котвата достига максималния си ход h_{max}, деформирайки монтирания в единия си край еластичен елемент. Края на процеса на отваряне се регистрира отново от двата възприемателя, като първия от тях регистрира пикът на максималното преместване на котвата, а втория показва момента на промяната в знака на виброускорението.

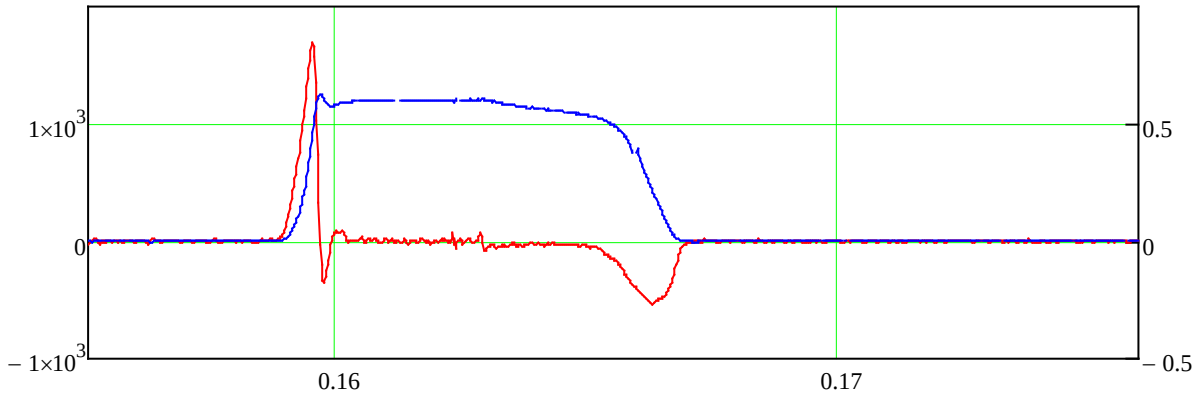


Фиг.5. Ход на котвата, h(t,T), сила на тока I(t,T), виброускорение на упора на котвата av(t,T) за максимален ход h_{max}=0.60 [mm] за период на управляващия импулс T= 6.6 [ms].

Потенциалната енергия на деформация на еластичния елемент при този процес предизвиква незначително преместване на котвата в обратна посока. Това преместване се компенсира в последващото действие на силата на тока до края на импулса I(t,T) през времето t3=3.2[ms].

След края на електрическите импулси V(t,T) и I(t,T), енергията натрупана през този период се намира в магнитното поле. Тя приема стойност нула след време t4=4[ms], което определя момента на затваряне на електромагнитния вентил. Двата възприемателя отново регистрират момента на затваряне. Първия от тях чрез сливане на графиката с нулевата линия за хода на котвата, а втория чрез начало на нарастване на отрицателното на виброускорение.

На фиг.6 е показана графика за скоростта на котвата на електромагнита. Най-високи стойноси се получават при процесите на отваряне и затваряне. Максималната стойност се получава в процеса на отваряне. Тя достига V_{max1}= 1692.3 [m/s]. Вторият по-малък максимум на скоростта се регистрира при затваряне на котвата на електромагнита и представлява локален минимум за графиката. Неговата стойност в случая е V_{max2}=-533.99 [m/s].



Фиг.6. Скорост на котвата на електромагнита за период на управляващия импулс T= 6.6 [ms] и h_{max}=0.6 [mm].

Отбелязваме, че в графиките на преместване и скорост на котвата не се забелязват резонансни явления при отваряне и затваряне, т.е. присядане на котвата. Липсата на такива явления се дължи на наличието на еластични елементи в местата на контакт на котвата с упора и на котвата със седлото. Демпфиращите свойства на използваните еластични елементи предотвратяват възникването на резонанс. Колебателният процес на фиг.6, регистриран веднага след първия максимум на скоростта след удара в ограничителя е с честота f= 2.049[kHz]. Неговият характер е силно затихващ и не оказва влияние на горивоподаването. Освен това, с последващото нарастване на магнитната сила и деформация на еластичния елемент, неговата коравина също нараства. Това води до промяна в честотата на колебание в посока нарастване. Последващите принудени колебания през периода t3, получени под действието на импулса V_{PWM} (t,T) са с честота f= 15.62[kHz]. Те са високочестотни, изключително нискоамплитудни и нямат характеристики на резонанс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При изследване на горивоподаването на газовата горивна апаратура е необходимо да се разполага с точното значение на действителните моменти на отваряне и затваряне на газовите електромагнитни вентили. Положението на котвата на електромагнита заедно с допълнителния дросел определя съпротивленията на вентила, а от там и точното значение на цикловата порция гориво. Конкретната продължителност на отваряне се отразява пряко и на равномерността на горивоподаване по цилиндри.

Разработена е уникална оптична система за определяне на преместването на котвата на газовите електромагнитни вентили. Използваните елементи работят в инфрачервения спектър на светлината, което дава възможност да се регистрират незначителни премествания на котвата. Разработени са процедури за настройване, тариране и тестване на системата. С нейна могат да бъдат извършвани разработки за изследване и оптимизиране работата на различни конструкции електромагнитни вентили, както и да се изследва равномерността на горивоподаване по цилиндри за дадена горивна система.

Създадена е методика за предварителна и последващи обработки на експерименталните данни, която позволява изглаждане на данните и тяхното

структуриране в интегрирани масиви. Работата с такива масиви автоматизира изчислителния процес и значително съкращава времето за обработка на процесите.

Регистрираните процеси дават възможност да бъдат определени и изследвани скоростта на преместване на котвата, честотите на колебателните явления и да бъдат анализирани условията за възникване на резонансни явления в механизма. Регистрацията на данните с висока скорост на дискретизация дава възможност да бъдат изследвани високочестотните колебателни процеси, определяйки тяхната честота, амплитуда и декременти на затихване.

Методиката за обработка на данните е адаптирана както за изследователски цели, така и за работа в системите за управление на горивоподаване на двигателите с вътрешно горене.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Иванов З., Михайлов В.,Вибрационно състояние на газови електромагнитни вентили, XVIII Научно-техническа конференция с международно участие "ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ", ЕКОВАРНА '2012.

[2] Генова П., Д. Дахтерова, И. Монева, Динамични критерии за оценка на електромеханични модели при наличие на кинематично смущение, Механика на машините, бр.32, Варна, 2000; ISSN 0861-9727.

[3] EVOLUTION OF RAIL INJECTOR, RAIL SpA, 2012.

[4] Иванов Н., Изследване периода на задържане на възпламеняване при автомобилни дизелови двигатели, Дисертация, 2003 г.

[5] Монева И., С.Стефанов, С.Георгиев, Сравнителен анализ на установените процеси на дизелов двигател от натурни и числени експерименти, Механика на машините, бр.49, Варна, 2003; ISSN 0861-9727.

[6] Казаков П., М. Стоянов Перспективи и програми за използване на възобновяеми енергийни източници. Международна научна конференция "Електромобили" ЕМ11, Русенски университет, Сборник доклади.

За контакти:

Доц. д-р инж.Здравко Иванов, Технически Университет Варна, кат.ТТТ, тел.: 052-383 464, e-mail: zdrdi@mbox.actbg.bg

Виброакустично поле на дизелов двигател с непосредствено впръскване

Веселин Михайлов

Vibroacoustic field of direct injected diesel engine: *Information about vibroacoustic field can be received by measurement of vibrations on outer surfaces of engine. In DI diesel engines one of the major factors for generation of vibroacoustic field is cylinder pressure curve. To find out relation between excitement and the generated noise, we have measured cylinder pressure, vibrations at definite points, and noise 1m apart from engine. The measured signals are transformed in frequency domain by using discrete Fourier transform. After that is described methodology for building vibroacoustic map of engine surface by using contour plot.*

Key words: *diesel engine,vibrations, noise, vibroacoustic field*

ВЪВЕДЕНИЕ

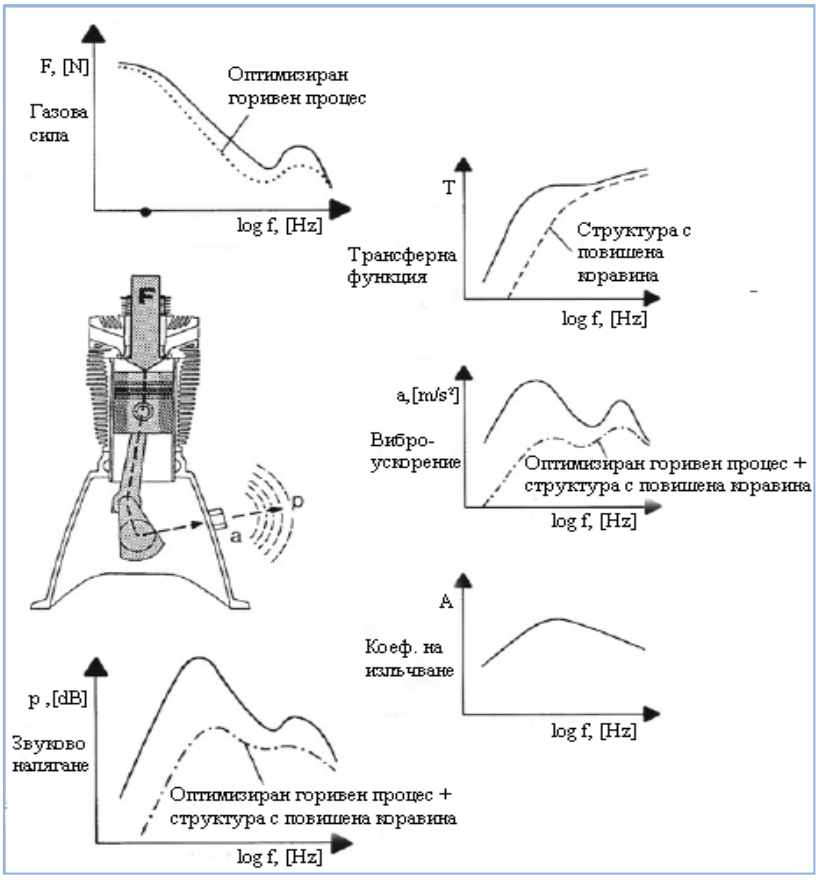
Един от основните източници на шум в превозни средства, оборудвани с дизелов двигател, е самият силов агрегат. Необходимо условие за намаляване на шума от двигателя е познаване на източниците на шум. Двигателят възбужда и излъчва шум основно от :

- вибрации на повърхнините на двигателя (структурен шум)
- пулсации, генерирани от пълнителната, изпускателната или охладителната система (аеродинамичен шум)
- предаване на вибрациите чрез точките на окачване към шасито или фундамента

В настоящата публикация е разгледано излъчването на структурен шум.
Механизмът на възбуждане на структурен шум е показан схематично на фиг.1.

Газовата сила *F* предизвиква вибрации *a* на блока на двигателя. Трансферната функция *T=a/F* описва предаването на шума през самата конструкция. От своя страна вибрациите(ускорението *a*) се превръща на повърхността в звуково налягане *p*. Излъчването може да бъде характеризирано с коеф. на излъчване *A=p/a*. Оттук следва, че съществуват следните методи за намаляване на шума от двигателя:

- намаляване на силата F, която възбужда структурата
- намаляване на предаването на шума вътре в конструкцията, тоест трансферната функция *T*
- намаляване на звуковото излъчване, тоест коеф. на излъчване A.



фиг.1 Механизъм на възбуждане на шум – [1]

Реално в двигателя вместо единична сила F действат множество взаимодействащи си сили от различни компоненти и тяхното действие е решаващо за възбуждането на шум в реалните двигатели. Различните механизми на възбуждане са:

- директен шум от работния процес, който се получава от газовата сила, която предизвиква вибрациите на стените на горивната камера.
- индиректен шум от горивния процес, който се получава от относителните движения, повлияни от газовата сила (коляно мотовилковия механизъм, зъбни предавки) или повлияни от сили, зависещи от натоварването на двигателя(горивонагнетателна помпа)
- механичен шум, който се получава от относителните движения, повлияни от инерционната сила(коляно мотовилковия механизъм, клапанен механизъм).

Основният фактор определящ директния шум е кривата на налягането в цилиндъра(индикаторната диаграма). Обикновено тя се трансформира от времева област в честотна посредством преобразуване на Фурие. Така се получава спектъра на възбуждащата сила. Конструкцията на двигателя има голям демпфиращ ефект в областта под 0.5kHz и затова в този диапазон нивата на възбуждане дори и да са високи, не оказват съществено влияние върху шума. В този честотен диапазон човешкото ухо е сравнително нечувствително. Най-голямо влияние върху шума на двигателя оказва скоростта на нарастване на налягането при започване на процеса горене. В този период се възбужда шум с честота около 0.5-3 kHz. От една страна това е областта, в която човешкото ухо е най-чувствително, и от друга конструкцията на двигателя демпфира този честотен диапазон сравнително малко.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Цел на настоящето изследване е виброакустичното поле на дизелов двигател с директно впръскване. Информация за него може да се получи чрез измерване на отклика в отделни точки по корпуса на двигателя. При дизеловите двигатели с непосредствено впръскване основен допринасящ фактор за формирането на виброакустичното поле е процеса на горене. За да се потърси взаимовръзка между формиране, получаване и разпространение са измервани индикаторна диаграма, вибрации в определени точки и шум на 1м от двигателя. Настоящите изследвания са проведени за лявата страна на двигателя. Измерванията са направени с помощта на акселерометър, закрепени към блока с помощта на неодимов магнит.

Схема на опитната установка.

таблица1

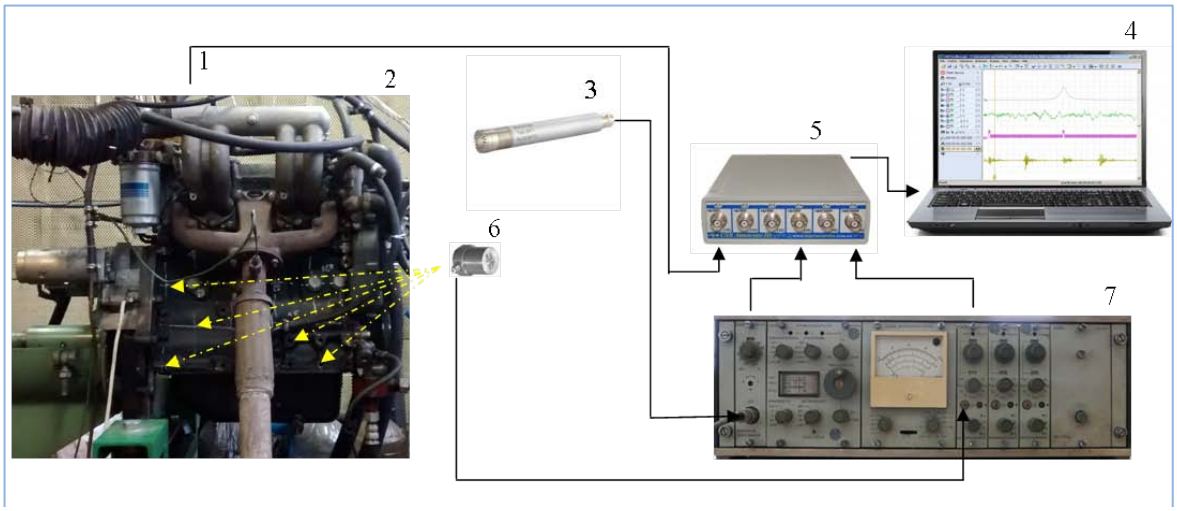
двигател Perkins Prima 65

№	*Параметър*	*Стойност*
1.	Ходов обем	V_h=1993cm^3
2.	Макс. мощност	N_e=46kW при 4500min^{-1}
3.	Макс. въртящ момент	M=122Nm при 2500min^{-1}
4.	Брой цилиндри, конфигурация	4, редови
5.	Диаметър на цилиндъра	D=84,5mm
6.	Ход на буталото	S=88,9mm
7.	Степен на сгъстяване	ε=18,1

В табл.1. са посочени техническите характеристики на изследвания двигател.

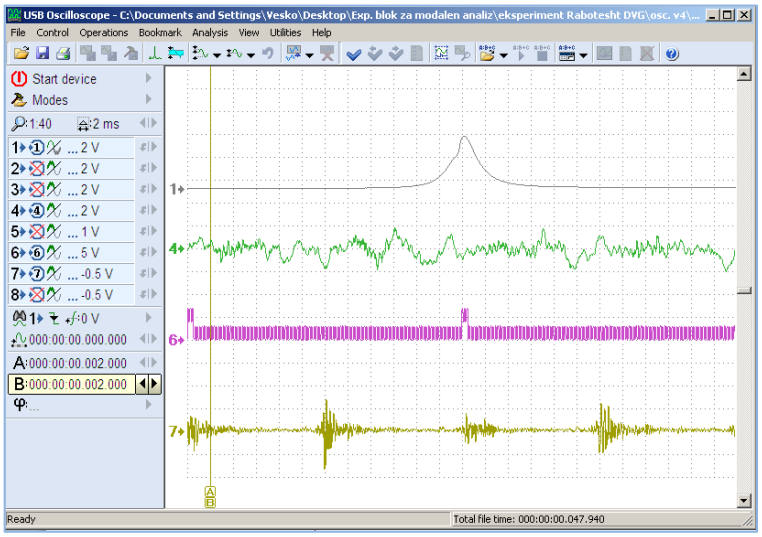
Измервани са следните параметри – обороти и положение на коляновия вал, индикаторна диаграма, вибрации в мрежа от точки по блок-картера и шум. Схема на част от използваната апаратура е посочена на фиг.2, като по-подробно описание има в [2] и [3]. Шумът се измерва с помощта на микрофонен капсул тип RFT MK221 и микрофонен предусилвател тип RFT MV 202. За измерване на виброускорението се използва пиезоелектричен възприемател тип RFT KD91 и усилвател тип RFT 00028.

Налягането в цилиндъра се измерва от пиезоелектричен възприемател AVL QC34. Сигналите от отделните възприемателиси се регистрират и записват в цифров вид от 12-битов многоканален аналого-цифров преобразувател (АЦП) тип USB Autoscope III. Използваният период на сканиране на всеки канал е 400 kHz, което позволява изследване на хармоници от сравнително висок порядък. Осцилограма на записаните сигнали за 1 работен цикъл е показана на фиг.3, където отделните криви са съответно: канал1- индикаторна диаграма, канал4- шум, канал6- отметки положение КВ, канал7- виброускорение.



фиг.2. Схема на опитната установка.

1.Сигнал от възприемател за индициране 2. Двигател 3.Микрофон с предусилвател
4.Компютър 5. АЦП 6.Акселерометър 7.Шаси с модулни усилватели



фиг.3 Осцилограма на сигналите в измерителна точка

Методика на изследването.

За определяне на виброакустичното поле на блока се измерват вибрациите в отделни точки по блока. За целта е начертана мрежа от 4 реда и 6 стълба или общо 24 точки. Измерват се вибрациите в отделните точки и заедно с посочените по-горе параметри се записват в цифров вид.

Регистрираните данни претърпяват предварителна обработка. При нея се отстраняват евентуални смущения в диаграмите, получени от различни апаратни смущения [4].

С помощта на отметките за положение на КВ могат да бъдат разграничени отделните диаграми и анализа да бъде направен точно върху един работен цикъл на двигателя. Следва спектрален анализ на данните, като се използва дискретно преобразуване на Фурие:

1) $$X_p := \frac{1}{N} \cdot \left[\sum_{k=0}^{N-1} \left[Signal_k \cdot e^{-i\left(\frac{2\pi \cdot p \cdot k}{N}\right)} \right] \right]$$

2) $$Signal_k := \sum_{p=0}^{N-1} \left[X_p \cdot e^{i \cdot \left(\frac{2\pi \cdot p \cdot k}{N}\right)} \right]$$

където:

X_p – коеф. на хармоник (съдържа информация за амплитуда и фаза)

$Signal_k$ – стойности на дискретната функция (записаните стойности на сигнала)

N – общ брой на дискретните стойности(семпли)

$к$ - определена дискретна стойност от семлираната дата ($к=0; 1; ... ;N-1$)

p- номер на хармоник ($p=0; 1; ... ;N-1$)

Формула 2) с коефициенти определени по 1) дава разложението на дискретната функция $Signal_k$ в интервала (0 – T), в краен дискретен ред на Фурие в комплексна форма [5]. Формули 1) и 2) дефинират правото и обратно дискретно преобразуване на Фурие. Нулевият коеф. в разложението X_0 е реална величина и представлява средната стойност на сигнала. Останалите членове са комплексни величини и са ортогонални(симетрични) спрямо центъра. За получаване амплитудата на отделните хармоници е необходимо да се умножи модула на комплексния коефициент по две (с изключение на нулевия член) и да се разглеждат хармониците максимум до средата. Ако приемем, че $X_p=a_p+i.b_p$, то амплитудата на реалните хармоници е $A_p = 2|X_p| = 2\sqrt{a_p^2 + b_p^2}$. Връзката между номер на хармоник и честота се задава чрез формулата:

3) $f=p*f_{sampling}/N$,[Hz]

където $f_{sampling}$ – честота на дискретизация

В сила са още и зависимостите:

4) $T=N*\Delta t$,[s] -общо време на изследвания цикъл

,където Δt е времето между две отделни дискретни стойности

5) $f_{sampling}=1/\Delta t$, [Hz]

В случая спектрален анализ се извършва върху сигналите от индикаторната диаграма, вибрациите и шума. Следващата стъпка от обработката е групирането на отделните хармоници в терцоктави [6] и запис в текстов файл. За изобразяване нивата на виброускорение в отделни точки по блока е разработена програма в Mathcad. Първо се прочитат 24те текстови файла с обработените данни и се формира матрица с размерност 4x6, в която на съответния елемент се присвоява съответната измерена точка. За улесняване манипулирането с данните се използват многомерни масиви(nested arrays), при които отделен елемент от матрица може да бъде също матрица или вектор. Следва изобразяване на данните като тримерна контурна графика, като има възможност да се показва общото ниво на виброускорението в отделните точки или нивото при определен номер на терцоктавата. В таблица 2 са посочени номерата на терцоктавите и съответсващите им центрови честоти [7].

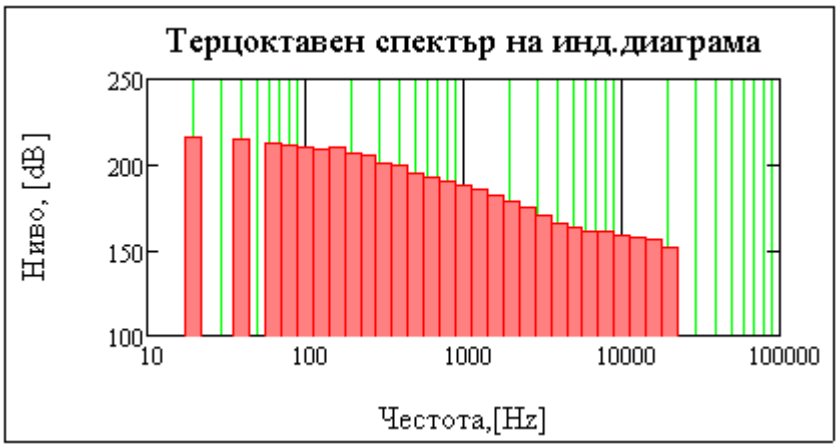
таблица 2.

Номер Терцоктава	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**
Честота,[Hz]	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
Номер Терцоктава	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**	**21**	**22**	**23**	**24**	**25**	**26**	**27**	**28**	**29**	**30**
Честота,[Hz]	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000

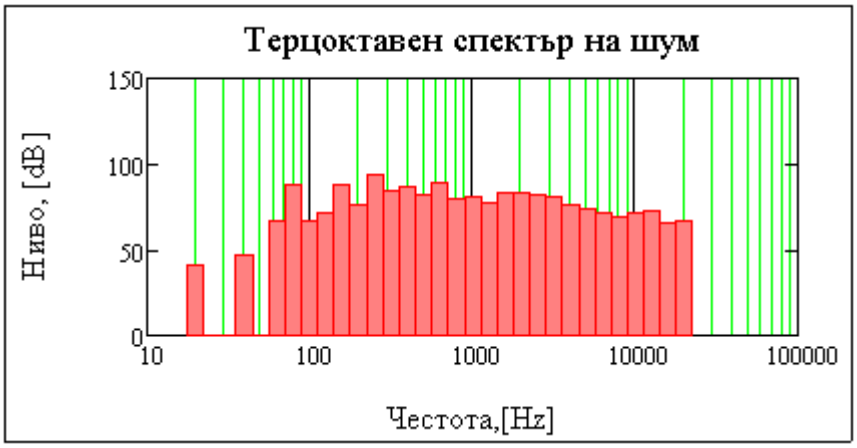
В случай, че някоя точка от решетката няма възможност да се измери поради конструктивните особености на блока, може да се използва апроксимация на данните. Все пак трябва да се има предвид, че трябва да бъдат измерени задължително крайните точки (първи и последен ред, първа и последна колона), тъй като не се препоръчва тримерната апроксимация да се използва за екстраполация.

Резултати от изследването.

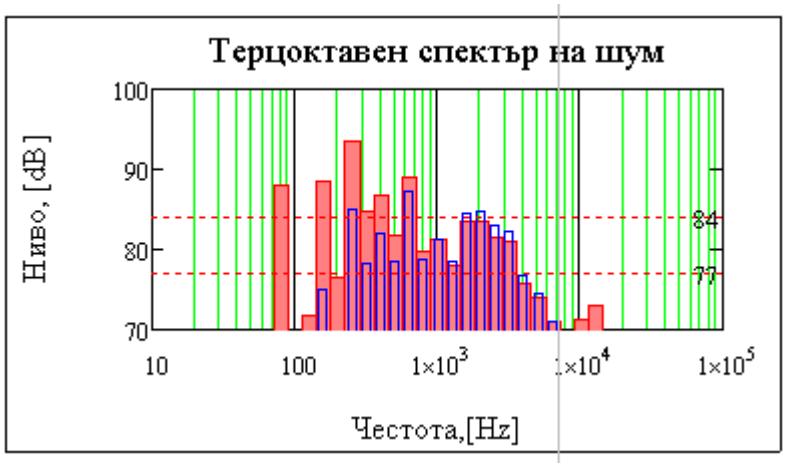
На фиг.4 и фиг.5 е показан спектрален терцоктавен анализ на индикаторна диаграма и шум, измерен на 1м от двигателя, при режим на работа n=2500min^{-1} и натоварване на двигателя F=60N. Нивата в dB са получени за опорна стойност на налягането p_o=2*10^{-5} . На фиг.6 е изобразено нивото на шум без корекция (червен цвят) и с корекция А (син цвят), като с хоризонталните линии са показани стойностите с 10dB по-ниски от максималните стойности за двете криви. Диапазонът на ординатната ос на тази фигура е от 70dB до 100dB.



фиг.4 Спектър на индикаторна диаграма



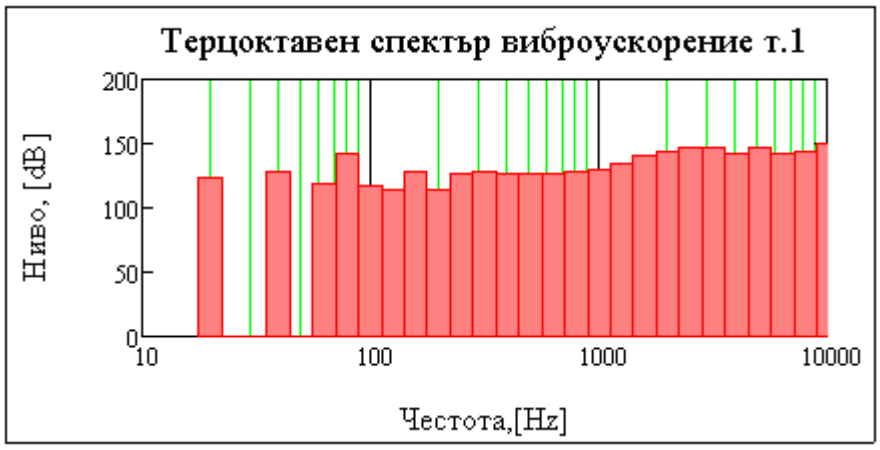
фиг.5 Спектър на шум



фиг.6 Спектър на шум без корекция(червен цвят) и с корекция А(син цвят)

Нивата на вибрациите са обработени по аналогичен начин, като в този случай опорното значение е $a_0=10^{-6}$. Максималната честота на графиките за вибрации е 10kHz, тъй като това е работния диапазон на използваните възприемателите.

В случая се получват 24 диаграми за нивата на вибрациите в терцоктави. На фиг.7 е показана графика за нивата на виброускорение на една примерна точка от измерването.



фиг.7 Спектър на виброускорение в 1-ва измерителна точка

Анализа на получените резултати от виброускорението в такава форма е труден. По-удачен вариант е изобразяването на нивата в точките на измерване. За целта се съставят три матрици с еднаква размерност, като елементите на първата са координатите на отделните измерени точки по X (фиг.8 -а), втората координатите по Y (фиг.8 -б) и третата е нивото на виброускорение при определен номер на терцоктава (фиг.9), като номерът на терцоктава отговаря на определена центрова честота на бандпас филтър – табл.2.

$$X = \begin{pmatrix} 2 & 9 & 18 & 26 & 34 & 40.5 \\ 2 & 9.5 & 18 & 26 & 36.5 & 40.5 \\ 2 & 9 & 18.5 & 24 & 35 & 41 \\ 2 & 9 & 18 & 28 & 35 & 40.5 \end{pmatrix} \quad Y = \begin{pmatrix} 4 & 4 & 4.5 & 4.5 & 4 & 4 \\ 12 & 13.2 & 12.5 & 12 & 12 & 12 \\ 20 & 20 & 18 & 18 & 19 & 19.5 \\ 29.5 & 29.5 & 29.5 & 29.5 & 29.5 & 29.5 \end{pmatrix} \quad Z = \begin{pmatrix} 125.6 & 126.9 & 125.7 & 121.8 & 116.4 & 116.6 \\ 120.5 & 119.4 & 119 & 122.2 & 118.8 & 120.4 \\ 121.1 & 121.8 & 120.4 & 126.7 & 124.2 & 126 \\ 125.6 & 125.3 & 125.6 & 125.8 & 127.8 & 129.9 \end{pmatrix}$$

а) б) в)

фиг.8 Матрици с данни за съставяне на триизмерна графика

$$Z := \begin{bmatrix} \left[(PRN_1)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_2)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_3)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_4)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_5)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_6)_{ch}\right]_{N\_Terz} \\ \left[(PRN_7)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_8)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_9)_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{10})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{11})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{12})_{ch}\right]_{N\_Terz} \\ \left[(PRN_{13})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{14})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{15})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{16})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{17})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{18})_{ch}\right]_{N\_Terz} \\ \left[(PRN_{19})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{20})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{21})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{22})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{23})_{ch}\right]_{N\_Terz} & \left[(PRN_{24})_{ch}\right]_{N\_Terz} \end{bmatrix}$$

фиг.9 Дефиниране на матрица Z

Матрицата Z е така дефинирана, че при избор на стойност на параметър, автоматично да извлича от обработените данни съответните стойности. Значението на отделните елементи е следното:

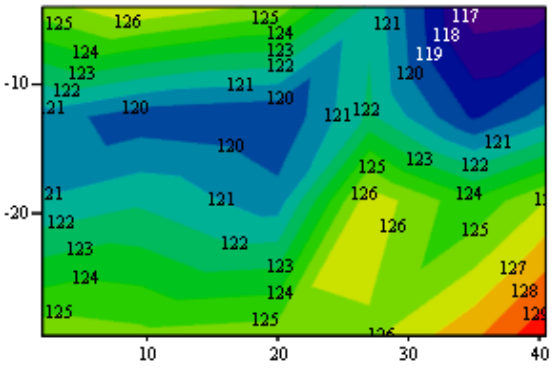
PRN- многомерен масив, в случая вектор, в който с индекс от 1 до 24 са обработените данни за отделните измерителни точки

ch- задава за кой канал да се извличат данните, в случая ch=1 – инд. диаграма, ch=2 - шум, измерен на 1м от двигателя, ch=3 - виброускорение

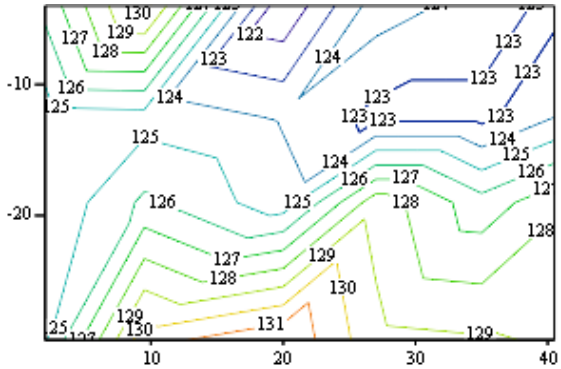
N_Terz – номер на терцоктава

По този начин чрез промяна на параметъра N_Terz от 1 до 30 програмата автоматично изобразява разпределението на вибрациите по блока при различни честоти. Например при зададени стойности на параметрите ch=3, N_Terz=11 (отговаря на честота 250Hz) се получава матрицата Z, посочена на фиг.8 - в).

На фиг.10 и фиг.11 са показани два различни начина на изобразяване на триизмерни контурни графики. По дефиниция контурна линия (наричана още изолиния) е крива, свързваща точки с едни и същи конкретни стойности представящи функция на две променливи. На фигурите са показани честоти съответно 250Hz и 630Hz, които отговарят на двете честоти с най-високи амплитуди от измерения шум.

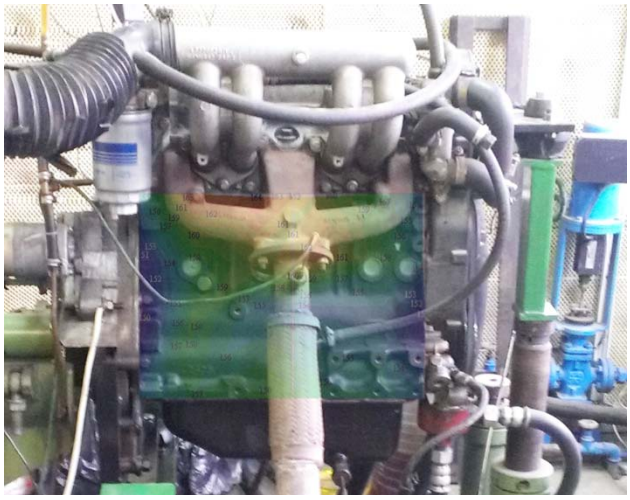


фиг.10 Контурна графика при 250Hz

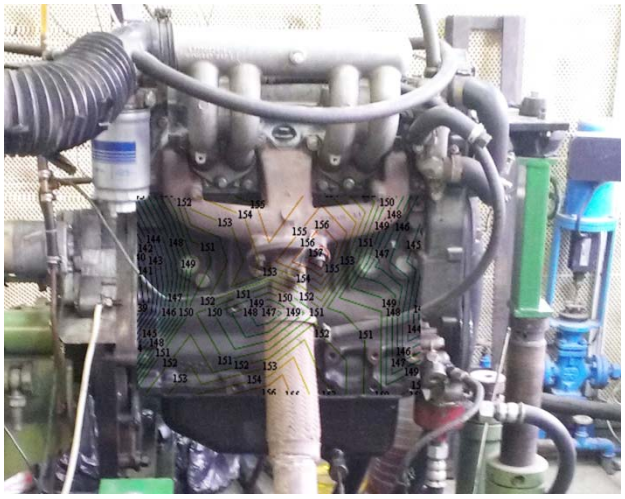


фиг.11 Контурна графика при 630Hz

Тъй като всяка измерена точка е с точни координати, това позволява изображението да бъде мащабирано и насложено върху контурите на двигателя, като се зададе определена степен на прозрачност. Така може лесно да бъдат определени зоните с повишено виброускорение, когато се гледат абсолютните нива в отделните точки – фиг.12, или да се види разпределение на виброускорението при определена честота – на фиг.13 е показано разпределението при 3150Hz.



фиг.12 Виброакустично поле – сумарни нива



фиг.13 Виброакустично поле – 3150Hz

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Определено и изследвано е виброакустично поле на дизелов двигател с непосредствено впръскване. Това позволява да се определят зоните с повишено шумоизлъчване при различни честоти. От тях се определят честотни ленти, имащи определящи стойности за формирането на общото ниво на излъчвания шум.

Измереният шум е с най-високи амлитуди при честоти 250Hz и 630Hz с нива съответно 93.5dB и 89dB. Ако се вземе в предвид физиологичното възприемане на шума (корекция А), то тези честоти попадат в зоната на значително демпфиране, където техните стойности намаляват съответно с 8.6dB и 1.9dB. Необходимо е да се изследват по-подробно честотните ленти със средна геометрична честота съответно 1.6 и 2 kHz, където се регистрират също завишени стойности с нива 84.3 и 84.7dB и при които поправката по корекционна крива А е малка.

От проведените изследвания се установи, че зоните с максимално виброускорение са в горната част на блока основно около 3 цилиндър – фиг.12.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Mollenhauer K., H. Tschöke, Handbuch Dieselmotoren, 3rd ed., Springer, 2007

[2] Иванов Здр., В. Михайлов, А. Колев, Система за индициране на двигатели, XVII Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА 2011“, том XVIII, ISBN 954-20-00030, стр.590-597, изд. ТУ – Варна, 2011

[3] Иванов Здр., В.Михайлов, Вибрационно състояние на газови електромагнитни вентили, XVIII Научно-техническа конференция с международно участие ЕКО-Варна, стр.502-510, изд. ТУ-Варна, 2012, ISBN - 954 - 20 – 00030

[4] Иванов Н., Иванов З., Метод за предварителна обработка на процеси в двигатели с вътрешно горене регистрирани с АЦП, Машиностроителна техника и технологии, НТС, Варна, 2002.

[5] Градинаров П. Методи за обработка на експериментални данни, Варна, изд. ТУ-Вн, 2008 г.,

[6] Иванов Здр., В. Михайлов, Метод за измерване на шум при двигатели с вътрешно горене, XIX Научно-техническа конференция с международно участие „ЕКО ВАРНА 2013“, том XIX, ISBN 954-20-00030, стр.203-212, изд. ТУ – Варна, 2013

[7] Димитров А., В.Севастакиев, Здр.Иванов. Екологични характеристики на ДВГ и автомобилите. Варна, 2006

За контакти:

ас. инж. Веселин Михайлов, Технически Университет Варна, катедра ТТТ, тел.: 052-383 464, e-mail: v_mihaylov@tu-varna.bg

ИЗСЛЕДВАНЕ МОРФОЛОГИЯТА НА ЗАЩИТНО ДЕКОРАТИВНИ ПОКРИТИЯ НАНЕСЕНИ ВЪРХУ СПЕЧЕНИ СПЛАВИ НА ЖЕЛЯЗНА ОСНОВА

Христо Скулев, Десислава Минчева

STUDY OF MORPHOLOGY OF PROTECTIVE DECORATIVE COATINGS APPLIED ON SINTERED IRON-BASED ALLOY*: The ar ticle r epresent the possibility o f ap plication of pr otective an d dec orative coatings upo n i ron s intered al loys by t he met hod "brush pl ating" us ing t he ap paratus of t he SIFCO A SC. Studied samples are made of diffusion iron powder DistaloyAB. Applied coatings are based on copper and copper al loys. T he mi crostructure, phas e c omposition and m echanical pr operties of t he c oating w ere studied. Quality assessment and the morphology of the coating was made by metallographic analysis ussing optical and SEM microscopy.*

Key words: *PM iron based sintered parts, copper coating, brush plating*

ВЪВЕДЕНИЕ

Известно е, че синтерованите сплави притежават ниска корозионна устойчивост дължаща се на наличието на открита и закрита порестост в структурата. С цел повишаване на корозионната устойчивост и подобряване на механичните характеристики на тези сплави, в повечето случаи се прибягва до нанасяне на защитно-декоративни покрития [1]. Нанасянето на покрития, чрез методите на галванизацията, върху спечени сплави се извършва с особено внимание, поради наличието на пори в структурата им. Попадналия в порите електролитен разтвор, създава условия за протичане на корозионни процеси, както по повърхността така и в дълбочина на изделието. За да се избегне това е необходимо порите да бъдат предварително запълнени и да се сведе до минимум откритата порестост. За тази цел се прилагат инфилтриране с метал, импрегниране с полимери и смоли, парооксидиране [2-5]. Инфилтрирането с метал води до повишаване плътността и намаляване на порестостта на детайлите. Тази технология изисква време и висока температура, което от своя страна повишава себестойността на детайлите [5].

Целта на настоящата статия е да покаже получените резултати от изследване на микроструктурата, фазовия състав и механичните характеристики на тънкослойни защитно декоративни покрития нанесени върху спечени сплави на желязна основа ползвайки метода “brush plating”. Методът представлява процес за електрофизично нанасяне на покрития при нисък разход на консумативи и време, при високо качество на покритието и относително ниска себестойност на операциите.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Експериментална част

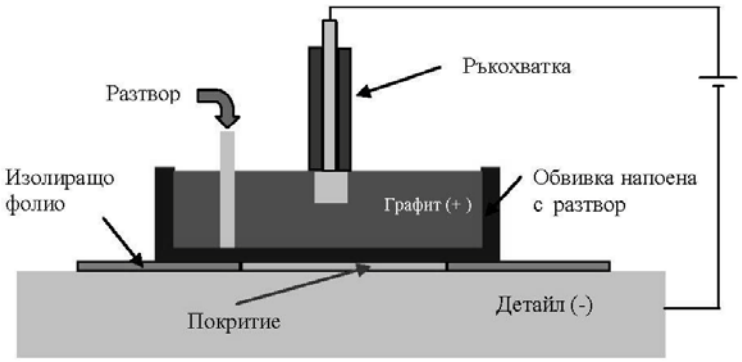
Върху спечени образци с размери 5x5x3mm изработени от дифузионно легиран железен прах Distaloy AB (Табл.1) бе нанесено медно защитно-декоративно покритие чрез метода “brush plating

Таблица 1. Химичен състав на железния прах

Елемент	Fe	Cu	Ni	Mo
%	останалото	1,54	1,75	0,5

За нанасянето на тънкослойното защитно-декоративно покритие беше използвана специализирана апаратура на фирмата SIFCO ASC. Апаратурата се състои от инвертор с интегриран преобразувател на полярността тип POWER PACK 4383 на фирма SIFCO ASC, с RS485-BUS интерфейс и параметри 20V/15A.

За да се получи необходимото покритие се използва принципната схема показана на фиг. 1.



Фиг.1 Принципна схема за нанасяне на покритие по метода “brush plating”

Нанасянето на покритието се извършва в следната последователност, съгласно инструкция разработена от SIFCO ASC:
1) Електро-почистване на образците с алкален разтвор код 4100;
2) Интензивно измиване на образците с дестилирана вода;
3) Активиране на повърхността с разтвор-активатор No1;
4) Нанасяне на разтвор на никел с код на разтвора 2085 като свързващ слой (табл.2);
5) Измиване на образците;
6) Нанасяне на разтвор на мед с код на разтвора 2050/5250 (табл.2);
7) Измиване и подсушаване

В табл. 3 са посочени режимите, използвани при отделните операции. Времето за всяка една от тях е 15÷20 s. След нанасяне на покритието се извършва визуален контрол на образеца.

Таблица 2 Спецификация на използваните разтвори, съгласно инструкция на производителя [6]

Вид на разтвора	Фактор	Средна стойност на плътността на тока	Максимална стойност на плътността на тока	Напрежение	Максимално препоръчително използване	Минимална скорост Анод - Катод	Температура на разтвора	Препоръчителна дебелина на покритието
	-	amp/cm^2	amp/cm^2	V	Amp/hr за литър	m/min	°C	μm
Мед 2050/5250	0.0008	0,46	0,93	3÷12	30	15	16 - 49	375
Никел 2085	0.0009	1,08	2,17	6÷20	26	22,8	16 - 66	375

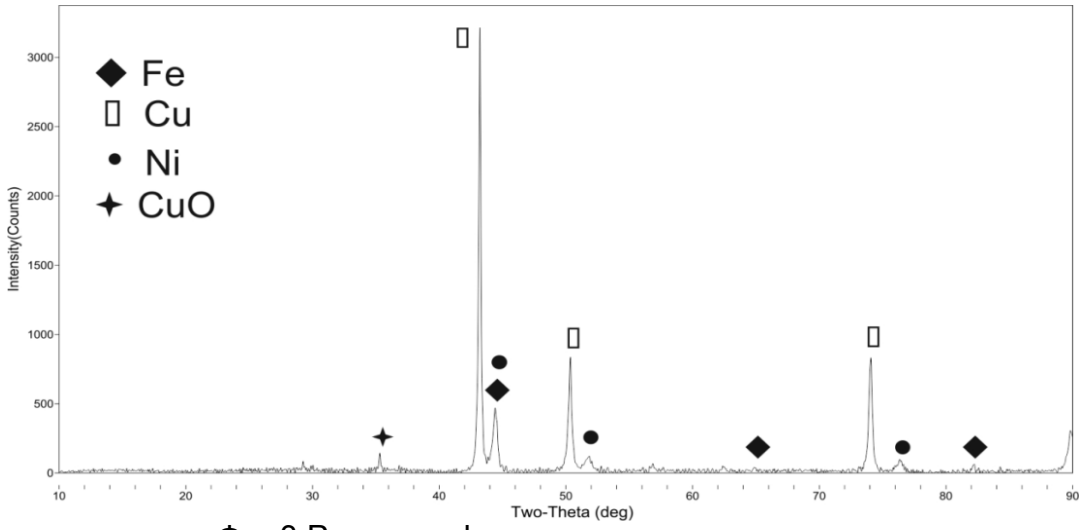
Таблица 3. Технологични параметри на отделните операции при нанасяне на медно покритие

No	Електропочистване	Активиране	Полагане на никелово покритие	Полагане на медно покритие
Спечен образец	10V 0.0035A/h	10V 0.0035A/h	10V 0.0035A/h	10V 0.0075A/h

За изследване характеристиките на нанесеното медно покритие бяха подготвени микрошлифове. Металографския анализ на микроструктурата бе извършен с оптичен микроскоп (Nikon Eclipse L150). Морфологията на нанесеното покритие бе изследвана чрез сканираща електронна микроскопия (SEM Joel, JSM 6060-LU). Фазовия състав на покритието бе установен чрез рентгеноструктурен анализ използвайки Cuα изключване. Разпределение на химичните елементи бе определено чрез EDS анализ (EDS, Joel, JSM 6060-LU). Микротвърдостта на покритието бе измерена чрез Vikers метод с натоварване 50g.

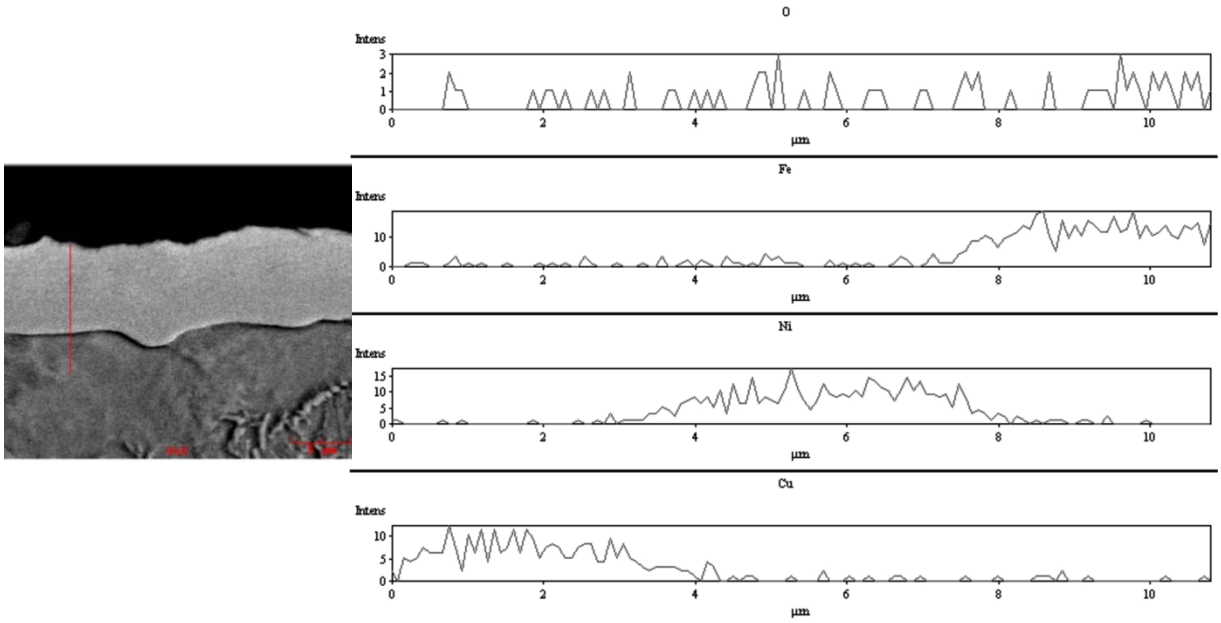
Резултати и анализ

На фиг.3 е представена рентгенограма за фазовия състав на нанесеното покритие. Разчетът на диаграмата показва, че получените дифракционни максимуми на линиите съвпадат с табличните значения на следните фази: Cu, α-Fe, Ni и CuO. Очаквано бе, да се регистрират именно фази на Cu и Ni, тъй като те са основните компоненти в състава на нанесените покрития. При сравнителен анализ на интензитетите на отделните линии за всяка една фаза, може да се каже, че регистрирания CuO е в минимални количества.



Фиг.3 Рентгено-фазов анализ на медно покритие

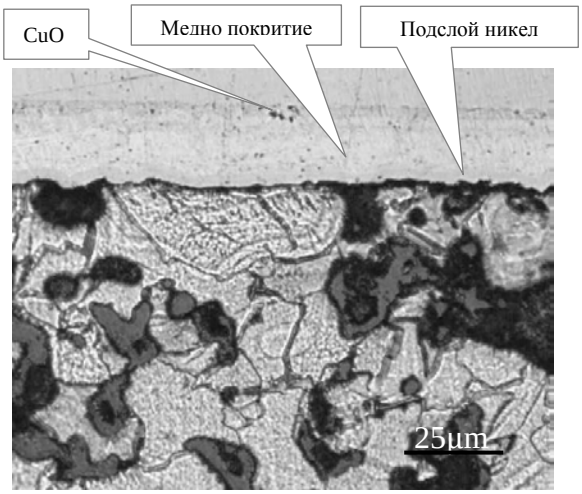
Направения EDS анализ на разпределение на елементите от повърхността в дълбочина потвърди формирането на медно защитно-декоратовно покритие. Представената на фиг.4 профилограма, показва наличие на елементите мед и никел на дълбочина приблизително 9μm, което говори за дебелина на покритието. Освен това са регистрират и оксиди на химичните елементи по цялата дълбочина на образеца.



Фиг.4 EDC анализ на образец с нанесено покритие

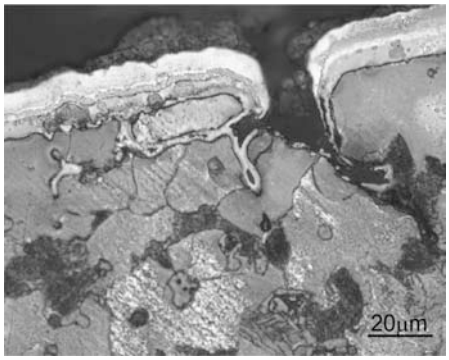
На фиг.5 е представена микроструктура на изследвания образец с нанесено защитно-декоративно покритие. На металографските снимки ясно се вижда формираното медно покритие върху подслой от никел. Структурата на металната основа се състои от ферит, перлит, окиси и пори. При по-големи увеличения се наблюдават регистрираните чрез рентгено-фазов анализ окиси на медта, изглеждащи като тъмни сфероидални обекти в структурата на покритието.

При по-подробно наблюдение на микроструктурата на образците се установи, че откритата порестост характерна за спечените сплави оказва влияние върху морфологията на полученото покритие. Прави впечатление, че големината на порите влияе върху изграждането на плътно и равномерно покритие. От посочената на фиг.5 микроструктура се вижда, че когато порите намиращи се на повърхността са с размери до 20 µm, полученото покритие е плътно и е с почти еднаква дебелина.



Фиг.5 Микроструктура на спечен образец с нанесено медно покритие

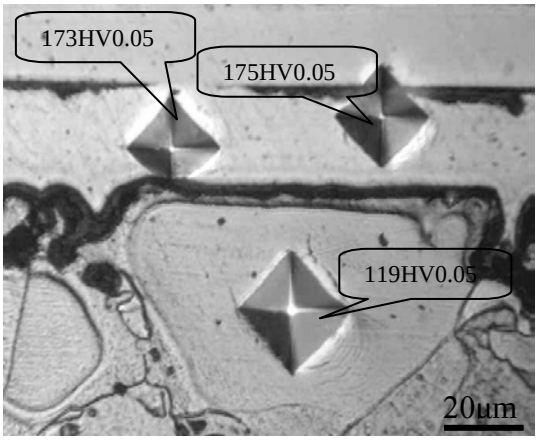
На локални места от повърхността на образеца се наблюдава прекъсване на покритието и навлизане му в дълбочина на порите, както и в откритата мрежа от пори. Това добре се забелязва на посочената на фигура 6 микроструктура. Наличието на повърхностно разположени пори с размери над 20µm, вероятно се явява бариера за изграждането на плътно покритие.



Фиг.6 Микроструктура на повърхността на образеца с формирано прекъснато покритие

Контрол на механичните свойства на покритието бе направен, чрез измерване на микротвърдостта чрез метод Викерс с натоварване 50g. Направени бяха няколко измервания, при което се установи, че микротвърдостта на покритието е приблизително еднаква и е175173 HV0.05. Паралелно бе измерена и микротвърдостта на металната основа, като измерването бе направено в отделни зърна от структурата (фиг.7). Резултатите показват, че микротвърдостта е 119HV0.05, характерна за ферито-перлитната структура.

Въз основа на получените резултати, относно микротвърдостта може да се каже, че нанесеното покритие създава възможност за уякчаване на синтерованите сплави, до определена дълбочина, съизмерима с дебелината на покритието.



Фиг.7 Микротвърдост на металната основа и покритието

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Върху синтеровани сплави на желязна основа, бе нанесено медно защитно-декоративно покритие, чрез метода “brush plating”, по методика описана в екпериментална част. Полученото покритие е с дебелина приблизително 9µm.

Чрез направения металографски анализ се установи, че формата и размерите на повърхностно разположените пори, влияят върху получаването на плътно и равномерно покритие.

Измерененатa микротвърдост на покритието (173-175 HV0,05) е значително по-висока от тази на металната основа.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. S. Rossi, L. Fedrizzi, F. Deflorian: Characterization of Commercial Metallic Coatings for Corrosion Protection of P/M Parts, International Journal of Powder Metallurgy, Vol. 40, No.4(2004), p. 33-40.

[2]. T. Bell: Surface Treatment and Coating of PM Components, Powder Metallurgy, Vol. 34, No.4 (1991), p. 253-258.

[3]. S. Badbury: Powder Metallurgy Equipment Manual, Vol. 3 (1986), p. 256-260.

[4]. M. J. Nash: Surface Treatments for Corrosion Protection of Sintered Iron Parts, Powder Metallurgy, Vol.33, No.1 (1990), p. 22-23.

[5]. M. Etaat, M. Ghambari, M. N. Riabi: Effect of Substrate Porosity on the Coating Adhesion of Iron Sintered Plated Parts with Infiltration Pretreatment, Materials Science Forum Vols. 534-536 (2007) pp 953-956

[6]. SIFCO PROCESS®INSTRUCTION MANUAL, Copyright ©2006, SIFCO Industries, Inc.

За контакти:

инж. ас. Десислава Минчева, Технически Университет Варна,
гр.Варна, ул. „Студентска” №1, тел.: 052-383-511, e-mail: mincheva_d@abv.bg

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА ХАРАКТЕРИСТИКАТА НА НАТОВАРВАНЕ НА СЪЕДИНИТЕЛ СЕГЕ ПО МОДЕЛ НА ПРЕСМЯТАНЕ MOONEY-RIVLIN ЗА ВИСОКОЕЛАСТИЧНИ МАТЕРИАЛИ

Стефан Тенев

Comparative analysis of load over flexible couplings type "SEGE". Mooney – Rivlin hyperelastic material model. Nominal torque T_{nom} = 80 working element is tested. Static characteristics are taken and data are software processed. Hyperelastic material settings are set with regard to CAD model Mooney – Rivlin. Theoretical and experimental values are compared. Finally, conclusions are drawn with respect to material model on the flexible couplings.

Key words: *flexible coupling, Mooney – Rivlin model, comparative analysis, software settings.*

ВЪВЕДЕНИЕ

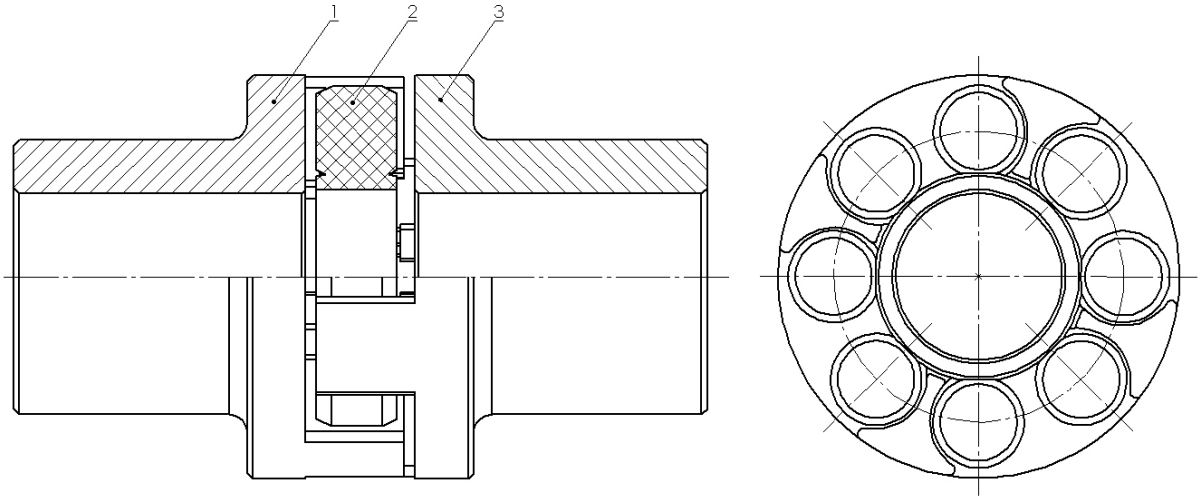
Интерес на изследване представляват високоеластичните материали отнасящи се към високомолекулните съединения (полимери). Характеризиращи се с големи и обратими еластични деформации, ниски модули на еластичност и добра енергопоглъщаемост [1]. Каучуците, гумите и някои каучукоподобни полимери са типични високоеластични материали. Отличаващите се с подобни отнасяния полимери намират широко приложение в техниката главно автомобилни и самолетни гуми, уплътнители, клапани, амортисьори и др.

Специфичното поведение на високоеластичните елементи предопределя тяхното задълбочено изследване, техния контролиран процес на изработване и правилното им експлоатиране.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Проведено е изпитване на еластичен съединител от тип СЕГЕ [2] със номинален въртящ момент 80 Nm (фиг. 1), където са въведени следните означения: 1,3 – метални полусъединители; 2 – гумен еластичен елемент.

Гумените елементи са с твърдост по Шор 65 единици.



Фиг. 1. Общ вид на еластичен съединител тип "СЕГЕ"

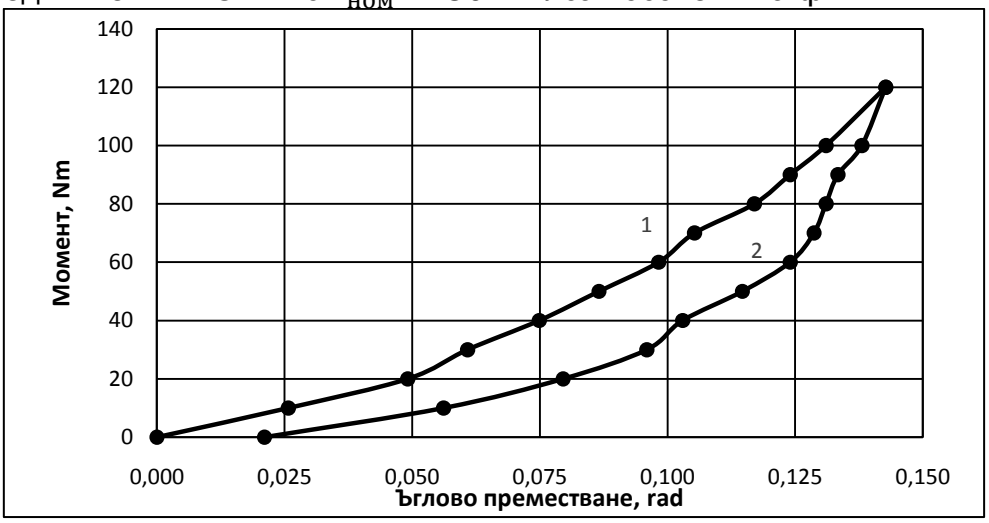
Извършени са експериментални изследвания на натоварване и разтоварване за горепосочения съединител. На таблица 1 са представени данните от изпитването.

Таблица 1. Ъглово преместване (в радиани) на полусъединител СЕГЕ за твърдост на гумения елемент 65 единици по Шор.

Ъглово преместване, rad	$T_{ном}$ = 80 Nm											
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
$\varphi_{нат}$ 65° Sh	0,000	0,026	0,049	0,061	0,075	0,087	0,098	0,105	0,117	0,124	0,131	0,143
$\varphi_{раз}$ 65° Sh	0,021	0,056	0,08	0,096	0,103	0,115	0,124	0,129	0,131	0,133	0,138	0,143

Снетите характеристики са обработени посредством регресивен анализ с програмния продукт Microsoft Office [3].

Кривата на натоварване (позиция 1) и кривата на разтоварване (позиция 2) за съединител тип СЕГЕ с $T_{\text{ном}} = 80\ Nm$ са посочени на фиг. 2.



Фиг. 2. Характеристика на съединителя при твърдост на еластичните елементи 65 ° Sh

Моделирането на еластични елементи в CAD системи е трудно. Изисква предварително експериментално изследване на конкретния елемент или на част от подготвения материал за изработване на същия, съобразено със съответния стандарт.

За програмно изразяване поведението на гумата като материал е необходимо да се избере правилния модел на пресмятане на еластомери. Най – често използвания модел е така наречения Mooney – Rivlin. Моделът е валиден при несвиваеми еластомери с деформация до 200 %, съответно при определена деформация, напреженията се изчисляват като производна на обменната плътност на еластичната енергия по отношение на деформационните компоненти [4]:

$$\sigma = \frac{dW}{d\varepsilon},$$

където:

σ – втори тензор на напрежения Пиола – Кирхов;

ε – десен тензор на деформации Коши – Грийн;

W – обемна плътност на еластичната енергия.

Съответно:

$$\varepsilon = U^2 = F^T.F,$$

където:

F – градиент на деформации;

F^T – транспонирана матрица на градиента на деформации;

U – тензор на деформации при деформирано състояние.

Тензорът на деформации Коши – Грийн представлява квадратна матрица с главен диагонал трите основни деформационни съотношения повдигнати на втора степен.

$$\varepsilon = \begin{vmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{vmatrix},$$

където:

$\lambda = \frac{l_1}{l_0}$ – деформационно съотношение в съответната посока от тримерна координатна система;

l_0 – дължина преди деформация;

l_1 – дължина след деформация.

Тъй като матрицата е симетрична, то тя може да се представи със следните деформационни инварианти:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2;$$
$$I_2 = \lambda_1^2.\lambda_2^2 + \lambda_2^2.\lambda_3^2 + \lambda_1^2.\lambda_3^2;$$
$$I_3 = \lambda_1^2.\lambda_2^2.\lambda_3^2$$

I_3 – отчита изменението в обема на елемента. Тъй като материалът е несвиваем, то стойността е равна на единица.

Обемната плътност на еластичната енергия се пресмята чрез модела Mooney-Rivlin като сума от деформационните инварианти [5].

$$W = a_{10}(I_1 - 3) + a_{01}(I_2 - 3) + a_{20}(I_1 - 3)^2 + a_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + a_{02}(I_2 - 3)^2 + 0.5k(I_3 - 1)^2$$

където:

a – константи определени чрез интерполация на кривите на напрежения – деформации (σ, ε). Броя на константите зависи от точността на напасване на двете криви;

κ – обемен модул на еластичност.

Моделът разглежда три основни режима на деформация:

1. деформации при опън - $\lambda_1 = \lambda, \lambda_2 = \lambda_3 = \frac{1}{\sqrt{\lambda}}$;
2. деформации при срязване - $\lambda_1 = \lambda, \lambda_2 = 1, \lambda_3 = \frac{1}{\lambda}$;
3. деформации при несиметричен опън - $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda, \lambda_3 = \frac{1}{\lambda^2}$.

За изследване на съединител СЕГЕ в програмна среда SolidWorks са зададени следните опции и параметри характеризиращи високоеластичния материал (гума):

1. Модел на материал – Hyperelastic Mooney Rivlin. Моделът се конкретизира с пет константи на уравнението на Mooney Rivlin, автоматично пресметнати от програмно зададени експериментални криви на напрежения – деформации (σ, ε). Данните са взети от източник [6] и са съобразени със специфичното натоварване на работните елементи на съединителя.
    1.1. Напрежения – деформации при опън(ASTM Methods) [7];
    1.2. Напрежения – деформации при срязване (ASTM Methods) [8];
2. Коефициент на Поансон, характеризиращ отношението на напречната спрямо надлъжната деформация на елемента. За гумата като материал $\mu = 0.4995$;
3. Плътност на гумата $\rho = 1080 \frac{kg}{m^3}$ – за най – често използвания тип синтетична гума EPDM [9];
4. Якост на опън $\sigma_B = 16.2\ MPa$ [9].

CAD програмата позволява също и задаване на параметрите: коефициент на термично разширение, коефициент на Поансон и плътност на материала в зависимост от промяната на температурата.

Високоеластичният модел има постоянен характер, т.е. напълно еластичен и не отразява остатъчна деформация, присъща на еластичния материал (гума). От посочените предимства и недостатъци следва, че моделът е използваем единствено при натоварване на експериментално проучения съединител.

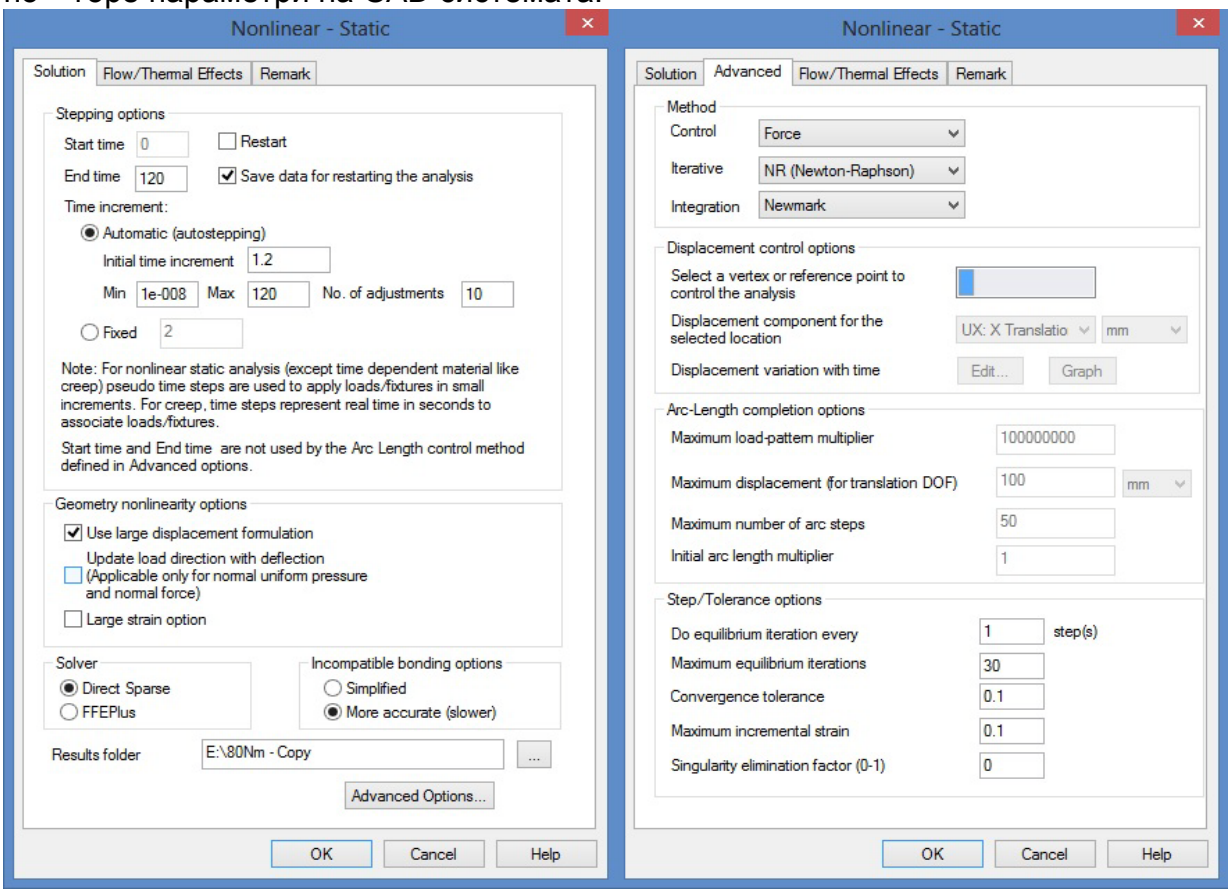
За сравнителен анализ на характеристиката на съединител СЕГЕ е достатъчно условие да се въведат посочените параметри в точка 1, 2, 3 и 4.

Необходимо е въвеждане на параметри определящи начина за пресмятане на 3D модела [10]:

1. Начало и край на времето за натоварване на работните елементи.
    1.1. start time - 0 s.;
    1.2. end time - 120 s.
2. Стъпки на пресмятане – автоматично задаване.
3. Геометрични опции при нелинеен характер на материала – използване на опция за големи премествания на материала.
4. Програмен калкулатор – Direct Sparse.
5. Контактни опции – прецизно решаване (More accurate).
6. Допълнителни опции.
    6.1. Контрол върху метода на решаване – контрол на силата на натоварване (Force control);
    6.2. Метод на итерации при изчисляване на стъпките в т. 2 – Newton – Raphson метод;
    6.3. Метод на обединяване – Newmark;
    6.4. Допуски в стъпките на пресмятане:
        6.4.1. Осъществяване на итерация на всяка – една стъпка (1 step);
        6.4.2. Максимален брой итерации за всяка стъпка на пресмятане – 30;

6.4.3. Относителен допуск на деформации при приблизително пресмятане – 0.1;
6.4.4. Допуск на деформационни интервали – 0.1;
6.4.5. Диапазон на елиминиращ фактор (0-1, при <1 програмата променя диапазона на параметрите характеризиращи приблизителното пресмятане) – 0.

На фиг. 3 са показани диалогови прозорци за въвеждане на посочените по – горе параметри на CAD системата.



Фиг. 3. Диалогови прозорци на CAD система SolidWorks

Важно за програмния продукт SolidWorks е задаването на точните гранични условия на натоварването на съединителя [11]:

1. Контакт между натоварващите (стоманени палци) и натоварваните (гумени цилиндри) елементи:
   1.1. Контакт без взаимно проникване на всички не контактуващи повърхнини - No Penetration:
      1.1.1. Коефициент на триене при движение (стомана – гума) – програмно зададено;
      1.1.2. Вид на контакт необходим за МКЕ – повърхнина към повърхнина (Surface to surface).
   1.2. Контакт без свободно пространство на всички контактуващи повърхнини – Bonded.
   1.3. Общ контакт (Global Contact) – без свободно пространство (Bonded).
2. Фиксиране на елементите:
   2.1. Фиксиране на единия полусъединител;

2.2. Включване на опция „Шарнир“ на повърхнината по която ще се зададе натоварващия въртящ момент.

3. Въвеждане на диапазон на натоварване на еластичен съединител СЕГЕ:
   3.1. Максимален въртящ момент $M = 120\,Nm$ приложен по вътрешната повърхнина на главината на полусъединителя;
   3.2. Графично въвеждане на въртящия момент във функция от времето – линейна функция $M(t) = k * t$.

На последно място е задължително да се конфигурира мрежата от крайни елементи за осъществяване симулацията на натоварване на съединител СЕГЕ.

За намаляване на времето за изчисления на 3D модела се въвежда опция Apply Mesh Control [12]. Това позволява на програмата да съсредоточи пресмятането в по – специфични области. Тъй като високоеластичния елемент се характеризира с големи деформации, то опцията Mesh Control е въведена за гумения елемент с по – малък размер на КЕ. Конфигурацията на мрежата е следната:

1. Размер на КЕ на полусъединителите – 7.39 mm;
2. Размер на КЕ на работния елемент – 3.45mm;
3. Draft Quality Mesh – опция за бърза оценка и по – добри резултати.

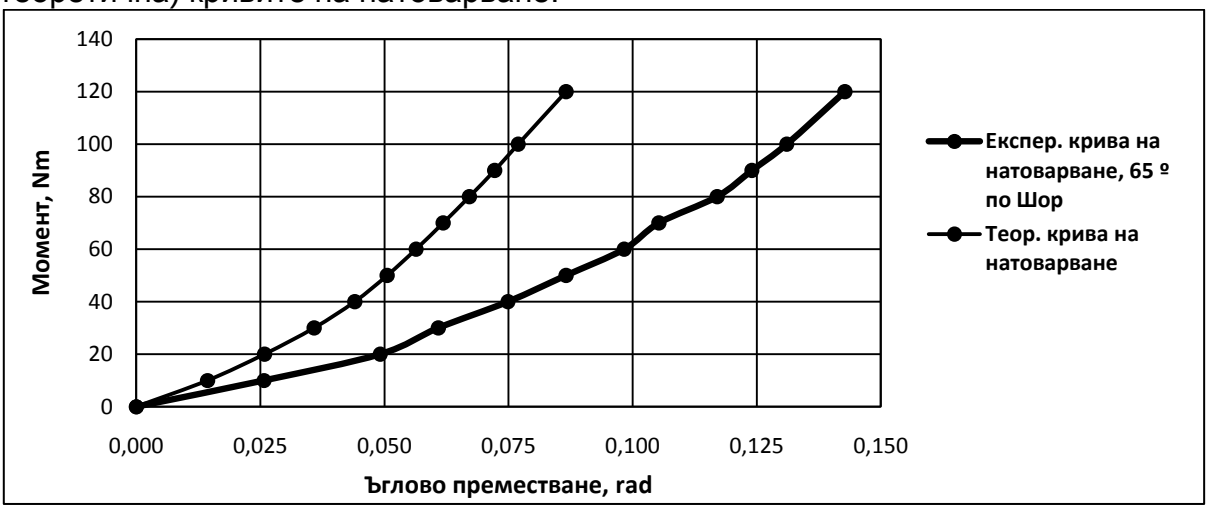
За да се избегне контактната задача (контакт по права линия) между цилиндричната повърхнина на гумените елементи и профила на палците представляващ полуокръжност е създадено контактно петно между същите с размер – ширина $b = 5\,mm$ и дължина $l = 14\,mm$.

Направена е симулация на натоварване на съединител СЕГЕ в програмна среда SolidWorks [13]. Данните са посочени в таблица 2.

Таблица 2. Ъглово преместване на полусъединител СЕГЕ при симулация в CAD среда.

Ъглово преместване	$T_{ном}$ = 80 Nm											
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
$\varphi_{нат}$, rad	0	0,014	0,026	0,036	0,044	0,051	0,056	0,062	0,067	0,072	0,077	0,087

Взета е експерименталната крива на натоварване при твърдост на гумения елемент 65 º по Шор. На фиг. 4 са съпоставени (експериментална и теоретична) кривите на натоварване.



Фиг. 4. Експериментална и теоретична крива на натоварване

Ясно се вижда на фиг. 4, че има разминаване между двете криви на натоварване. Това е възможно да се дължи на следните причини:

1. Основна причина в разминаването на характеристиките е в това, че кривите на напрежения – деформации (σ,ε) [14] са взети от тестови изпитвания на гума с различен процентен състав на съставящите я компоненти или с променен процес на вулканизация;
2. Радиално изместване на полусъединителите при експерименталното изследване – 1 mm;
3. Ъглово изместване - <2 º;
4. Неточност в измервателните инструменти.

Липсата на възможност да се изследват кривите напрежения – деформации (σ,ε) на еластичния елемент на съединител СЕГЕ допуска използване на метода на приближението, с който са достигнати стойности на натоварване близки до експерименталните.

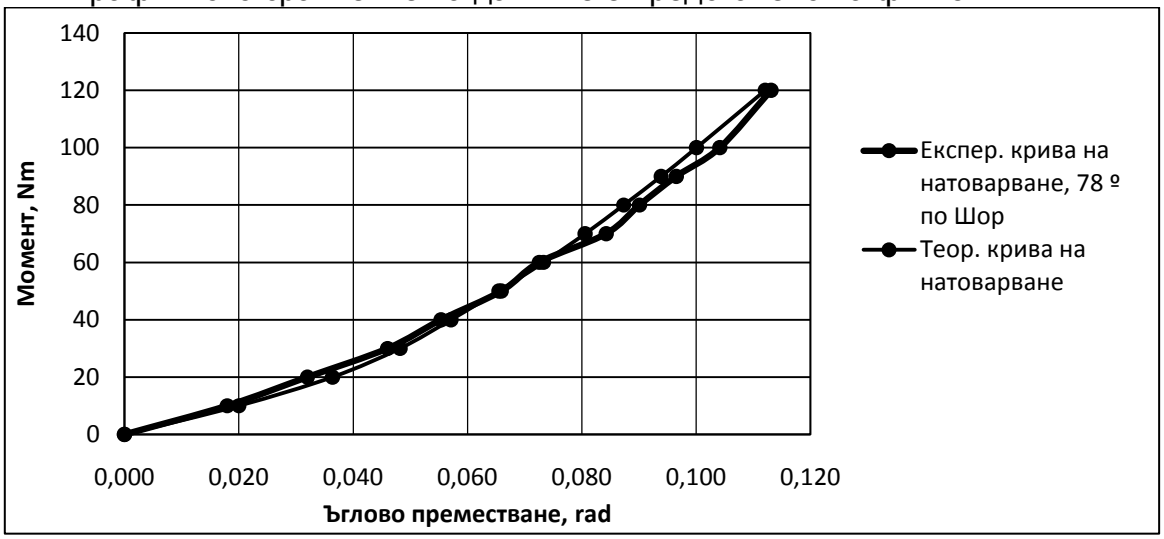
Чрез корекции на някои параметри споменати по – горе (основно криви напрежения – деформации (σ,ε) от източник [15]) е постигната сходимост на кривите на натоварване. Заедно с това е установена под 5 процента грешка от теоретичните и експериментални стойности на кривите на натоварване.

На табл. 3 са показани стойностите на ъглова деформация след корекция на параметрите на еластичния материал и повторна CAD симулация.

Таблица 3. Ъглово преместване в следствие на корекция на параметри на полусъединител СЕГЕ при симулация в CAD среда.

Ъглово преместване	$T_{ном}$ = 80 Nm											
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
$\varphi_{нат}$, rad	0	0,02	0,036	0,048	0,057	0,065	0,073	0,081	0,087	0,094	0,1	0,112

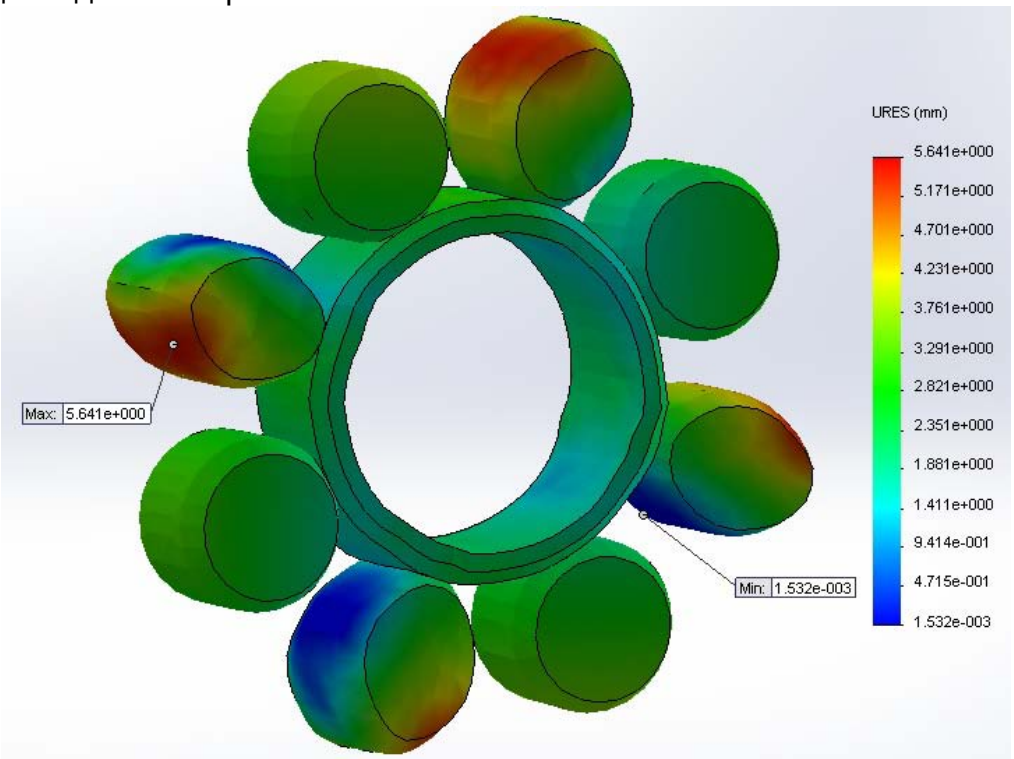
Графичното сравнение на данните е представено на фиг. 5.



Фиг. 5. Експериментална и теоретична крива на натоварване след корекция на параметри на високоеластичния материал

Приближението на фиг. 5 е постигната чрез няколко по – ред симулации на натоварване на съединител СЕГЕ.

Пълна представа за осъществените деформации на гумения елемент може да се добие от фиг.6.



Фиг. 6. Визуализация на деформацията на еластичния елемент на съединител СЕГЕ

За максимално зададения въртящ момент $M = 120\ Nm$, са отчетени:

1. Максимално еквивалентно напрежение в гумения елемент

$$\sigma_{\text{екв}} = 5{,}41\ MPa;$$

2. Максимална линейна деформация на гумения елемент

$$\varepsilon_{max} = 5{,}64\ mm.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От проведената симулация се вижда, че програмното изследване на еластомерите е затруднено и изисква предварително снемане на опитни данни за конкретния работен елемент и точно представяне на физико – механичните му свойства. Специфичните качества на гумата като материал са предпоставка за точно задаване на модел на пресмятане и параметри необходими за коректното натоварване в CAD среда.

Зададените параметри за високоеластичен материал в платформа SolidWorks позволяват единствено моделиране на кривата на натоварване.

Направения сравнителен анализ след корекция на подробно описаните настройките показва достатъчна сходимост на кривите на натоварване. Това от своя страна дава възможност за:

1. Моделиране на елементите за по – добро разпределение на напреженията;

2. Оптимизация на геометрията на съединителя за намаляване деформацията на работния елемент;
3. Увеличаване работоспособността;
4. Повишаване експлоатационните показатели и др.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Панайотов Ив. М.,Факиров Ст., Химия и физика на полимерите, Наука и изкуство, 1976 г., 536 с.

[2] БДС 16420 – 86,Съединители еластични с гумен елемент. Основни параметри, размери и технически изисквания.

[3] Колектив на СофтПрес, Microsoft Office 2007 В лесни стъпки, СофтПрес, 2008 г., 176 с.

[4] http://www.continuummechanics.org/cm/mooneyrivlin.html

[5] http://en.wikipedia.org/wiki/Mooney%E2%80%93Rivlin_solid

[6] Kallinikidou E., Nonlinear Analysis of Plastic and Rubber Components with SolidWorks Simulation, Documentation for Simulation Products Dassault Systems, 2010 г., 33 с.

[7] ASTM InternationalD 412 – 98a (Reapproved 2002), Standard Test Methods for Vulcanized Rubber and Thermoplastic Elastomers – Tension.

[8] ASTM International D 945 – 92 (Reapproved 1997), Standard Test Methods for Rubber Properties in Compression or Shear (Mechanical Oscillograph);

[9] Wolfgang Becker, Material 70 EPDM 291, Freudenberg FST – MCE Material Center EUROPE;

[10] John Steffen, Analysis of Machine Elements Using SolidWorks Simulation 2012, Schroff Development Corporation, 2012 г., 390 с.

[11] Randy Shih, Introduction to Finite Element Analysis Using SolidWorks Simulation 2013, Schroff Development Corporation, 2012 г., 445 с.

[12] Paul M. Kurowski, Engineering Analysis with SolidWorks Simulation 2012, SDC Publications, 2012г., 456 с.

[13] Matt Weber, SolidWorks Simulation 2014 Black Book, CreateSpace Independent Publishing Platform, 2014 г., 334 с.

[14] Huei-Huang Lee, Mechanics of Materials Labs with SolidWorks Simulation 2013, SDC Publications, 2013 г. 283 с.

[15] Biyan Chen , Nan Ma , XinBai , Hongmei Zhang and Yong Zhang, Effects of Graphene Oxide on Surface Energy, Mechanical, Damping and Thermal Properties of Ethylene-Propylene-Diene Rubber/ Petroleum Resin Blends, School of Chemistry and Chemical Engineering, State Key Laboratory of Metal Matrix Composites, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 2012 г.

ЗАКОНТАКТИ:

инж. Стефан Тенев, катедра „Транспортна техника и технологии” на Технически Университет Варна, гр. Варна, ул. „Студентска” №1, 9010, тел.: 052-383 502, e-mail: **stefo_83@abv.bg**

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ ПЛАВНОСТТА НА ДВИЖЕНИЕ НА ТРАНСПОРТЕН МОДУЛ С ПНЕВМАТИЧНО ОКАЧВАНЕ

Лило Кунчев

An experimental study on ride comfort of a transport unit with air suspension: *In this study is present a method of ride comfort testing of vehicles with air suspension. For road tests was build semi-trailer with air suspension of a mid-size car. The experimental results for a few road sections with different road surfaces are shown.*

Key words: *Ride comfort, air suspension, road test, acceleration, spectral density.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Окачването е важна част от конструкцията на автомобила. Неговите характеристиките трябва да осигуряват необходимият комфорт на пътниците при движение по неравности и в същото време добра устойчивост на движението в завой. Освен това, е необходимо да осигуряват оптимален контакт между колелата и пътя при различни условия на движение с цел постигане на максимална безопасност. Пасивното окачване използвано в повечето съвременни автомобили няма големи възможности за осигуряване на тези противоречиви изисквания. За да бъдат изпълнени те, е необходимо някои от елементите на окачването да имат регулируеми характеристики. Един от възможните начини за осигуряване на променлива еластичност на главните еластични елементи е чрез използване на окачване от пневматичен тип.

Целта на настоящата работа е създаването на натурен модел и методика, с помощта на които да се изследва влиянието на параметрите на пневматично окачване върху плавността на движение и моделирането на активно такова.

За нуждите на изследването бе изработен експерименталният транспортен модул показан на фиг. 1. Той представлява автомобилно ремарке, оборудвано с едноременно окачване тип McPherson от лек автомобил от висок клас. Пружините на окачването са заменени с пневматични еластични елементи с подходящи размери. Върху ремаркето могат да се закрепват метални тежести, така че да се реализират различни тегловни състояния. Захранването на пневматичната система на окачването става от монтираната върху ремаркето бутилка със сгъстен въздух или азот. Върху така оборудвания изпитателен модул лесно могат да се монтират различни възприемателни с които да се следят параметрите, характеризиращи работата на пневматичното окачване.



Фиг. 1. Експериментален транспортен модул.

МЕТОДИКА НА ЕКСПЕРИМЕНТА

Последователността на експеримента е следната:

1) установява се налягане на въздуха в системата на окачването p=2 bar. При по-ниско налягане статичното провисване е голямо и се получават чести удари в ограничителите на окачването (пробиви);

2) преминава се предварително избраният пътен участък със серия от постоянни скорости на движение - 20, 30, 40 km/h и т.н – до максималната скорост която позволява участъка (определя се от дължината му, вида и състоянието на пътната настилка); Различните стойности на скоростта не трябва да са по-малко от три за дадения участък [6].

3) по време на преминаването на участъка се извършват записи на следните параметри:

- ускорение на подресорените маси;
- ускорение на неподресорените маси;
- преместване на подресорените маси спрямо неподресорените;
- налягане на въздуха в системата – само на някой участъци, тъй като за нуждите на настоящето изследване няма голяма информативна стойност;

4) повишава се налягането в системата с 0,2 bar;

5) точките от 2) до 4) се повтарят;

Забележка: точка 4) се повтаря до достигане на налягане 3 bar, при което статичното провисване заема малка стойност и има опасност от удари в ограничителите на окачването при разтягане.

6) променя се налягането на въздуха в гумите и точки 1) до 5) се повтарят;

7) включва се допълнителен резервоар с обем V=0,01 m^3 (10 *l*) и точките 1) до 6) се повтарят.

По този начин се реализират най-малко 72 преминавания на един пътен участък, а ако налягането в гумите заеме повече от две различни стойности и участъка позволява повече от три различни скорости на преминаване, то броят на преминаванията и съответно реализираните записи се увеличава до 108 и повече на участък.

Изпитването се провежда най-малко на два вида пътни настилки, като дължината на участъка трябва да бъде не по-малка от 1000 m за асфалт, 500 m за паваж и 250 m за останалите настилки. Повърхнината на пътя трябва да бъде чиста (без лед, кал, сняг, вода и др.) и наклон не повече от 1,5 % [6].

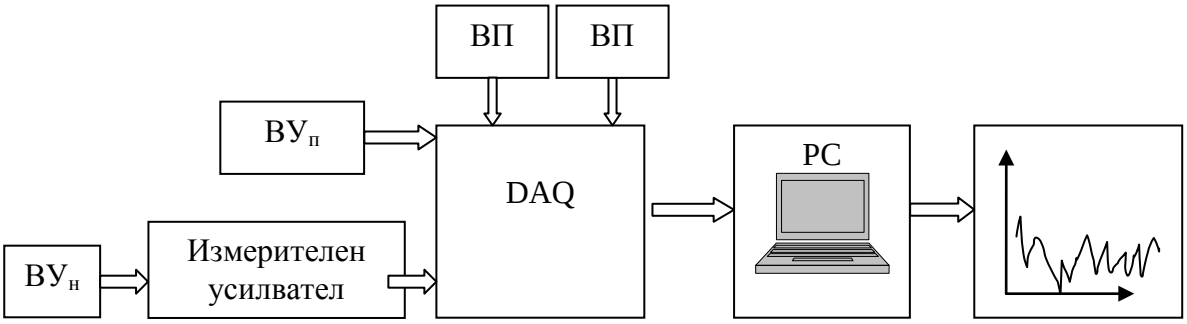
ИЗПОЛЗВАНА АПАРАТУРА

За нуждите на експеримента е използвана е следната измерителна апаратура:

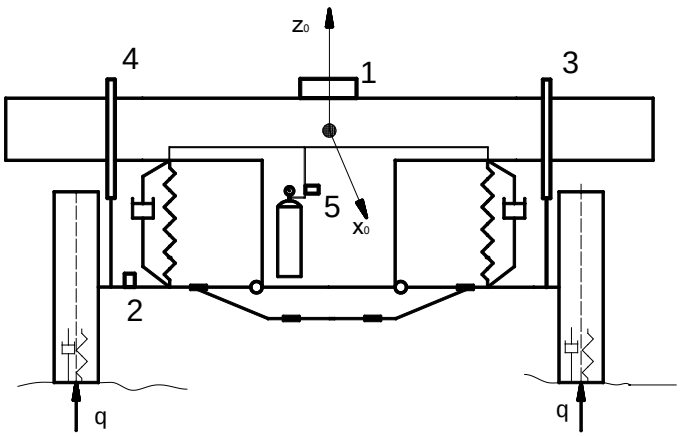
- възприемател за ускоренията на подресорените маси ($ВУ_п$) - акселерометър от инерционен тип на фирма PJ Messtechnik, с вграден усилвател на сигнала;
- възприемател за ускоренията на неподресорените маси ($ВУ_н$) - акселерометър от пиезоелектричен тип на фирма Brüel & Kjær;
- възприемателите за линейно преместване (ВП) на Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM) – индуктивен тип с обхват 0÷300 mm, с вградени усилватели;
- възприемател за налягане на HBM – тензорезистивен с обхват 0÷10 bar, с вграден усилвател (използван е ограничено);
- усилвател с автономно захранване на фирма Brüel & Kjær, усилващ сигнала на пиезоелектричния акселерометър;
- устройство за събиране на данни на фирма HBM, тип espressoDAQ - DQ 401 – четири канален аналогово-цифров преобразовател; начин на свързване - USB;

- персонален компютър захранван от акумулаторна батерия посредством инвертор 12DC – 220AC;

Програмното осигуряване за визуализация и извършване на записите на сигналите от възприемателите също е на фирма HBM. Наименованието на програмата е catman®Starter. Блок-схема на измерителната верига е показана на фиг. 2, а разположението на възприемателите на фиг. 3.



Фиг. 2. Блок-схема на измерителната верига.



Фиг. 3. Разположение на възприемателите. 1 – възприемател за ускоренията на подресорените маси; 2 - възприемател за ускоренията на неподресорените маси; 3 и 4 – възприемателите за относителните премествания между подресорените и неподресорените маси; 5 – възприемател за налягане.

ОБРАБОТКА НА РЕЗУЛТАТИТЕ

Обработката на резултатите се провежда в работна среда на MATLAB. Файловете със записите на дискретните стойности получени от възприемателите при преминаване през съответните участъци се поставят в директорията където се намират файловете за обработка на информацията, които съдържат:

- математическо очакване на ускоренията на подресорените - $\ddot{z}_{подр}$ и неподресорените маси - $\ddot{z}_{неподр}$.

$$M = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \ddot{z}_i \text{ , m/s}^2 \quad (1)$$

- центрирана случайна функция на ускоренията:

$$\ddot{z}_i^* = \ddot{z}_i - M \text{ , m/s}^2 \quad (2)$$

- дисперсия на ускоренията:

$$D = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(\ddot{z}_i^*)^2 \text{ , m}^2/\text{s}^4 \quad (3)$$

- средноквадратично отклонение:

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{D} \text{ , m/s}^2 \quad (4)$$

- корелационна функция:

$$R(t_s) = \frac{1}{n-m}\sum_{i=1}^{n-m}\ddot{z}_i^*.\ddot{z}_{i+m}^* \text{ , m}^2/\text{s}^4 \quad (5)$$

където $\ddot{z}_i^*$ е текущата центрирана стойност на ускорението при стойност на времето t_i;

$\ddot{z}_{i+m}^*$ – центрирана стойност на ускорението при стойност на аргумента $t_i + t_s$;

$m = 0,\ 1,\ 2,\ 3 \ldots n$ – число, определящо изместването по абсцисната ос и едновременно номер на точката на дискретния аргумент $t_s = m.\Delta t$;

Δt - стъпка на дискретизация на аргумента t.

При $n = 0$ (без изместване) корелационната функция е равна на дисперсията: $R(0) = D$. Стойността на $R(t_s)$ в този случай е максимална.

Нормирана корелационна функция (коеф. на корелация):

$$R^n(t_s) = \frac{R(t_s)}{D}, - \quad (6)$$

Корелационната функция е функция във времевата област. При статистическите изследвания на динамични системи са необходими и статистически характеристики в честотната област. Такава характеристика е енергийният спектър наричан още спектрална плътност. Корелационната функция $R(t_s)$ и спектралната плътност $S(\omega)$ са взаимно свързани чрез преобразованието на Фурие:

$$R(t_s) = \frac{1}{\pi}\int_0^{\infty} S(\omega)\cos\omega.t_s d\omega \quad (7)$$

$$S(\omega) = 2\int_0^{\infty} R(t_s)\cos\omega.t_s dt_s \quad (8)$$

Енергийният спектър на случайния процес изразява количествено разпределението на мощностите на неговите спектрални съставки.

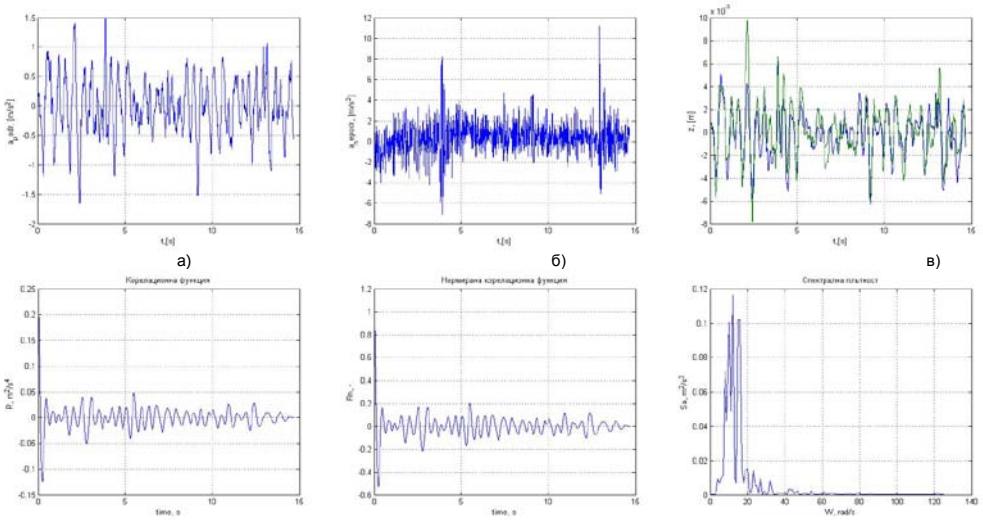
Тъй като при $t_s = 0$, $R(t_s) = D$ може да се запише:

$$D = \frac{1}{\pi}\int_0^{\infty} S(\omega)d\omega \text{, m}^2/\text{s}^4 \quad (9).$$

РЕЗУЛТАТИ ОТ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ

Записи при движение по асфалт със скорост v=40 km/h и налягане в еластичните елементи p=2,4 bar са показани на фиг. 4, а по нататък са показани

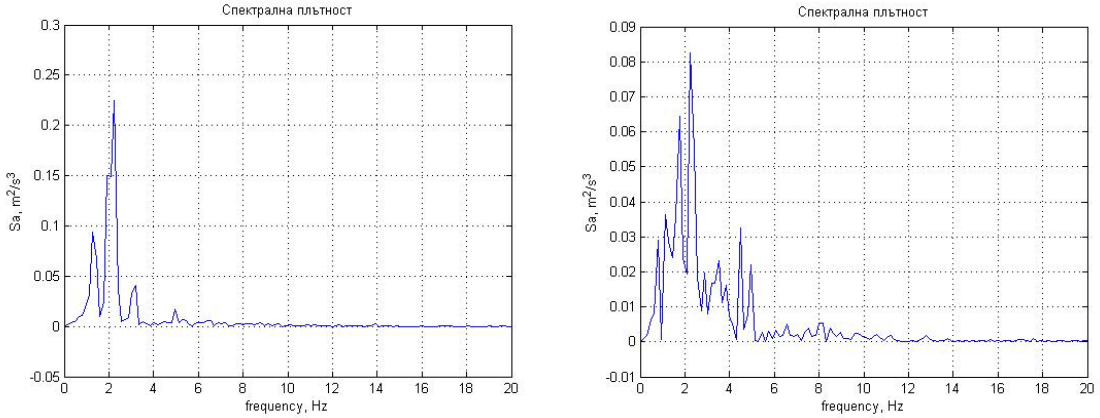
само характеристики, които имат важно значение за анализа и оценката на комфорта на движение. Използван е филтър, пропускащ трептения с честоти до 20 Hz:



а) б) в) г) д) е)

Фиг. 4. Записи при движение по асфалт със скорост 40 km/h, налягане в пневматичните елементи 2,4 bar. а) и б) ускорения на подресорените и неподресорените маси; в) премествания на подресорените маси спрямо неподресорените г) и д) корелационна и норм. корел. ф-ции; е) спектрална плътност $\sigma_{\ddot{z}} = 0{,}485$ m/s^2.

На фиг. 5 са показани спектралните плътности на ускоренията на подресорените маси при движение по асфалт с две различни налягания в пневматичните еластични елементи, с допълнителни резервоари. На тази фигура, както и на останалите графики на спектралните плътности, които не са показани тук поради ограничения обем на публикацията, се забелязва пик при честота около 2 Hz. Не се забелязва устойчива закономерност към изместване на основния пик при по-високи стойности на налягането, но съвкупността от по-малките локални екстремуми се измества към по-високите честоти с повишаване на налягането.

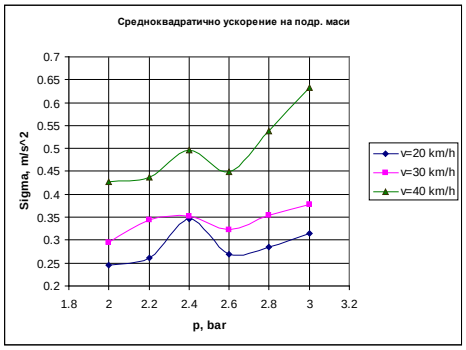


а) б)

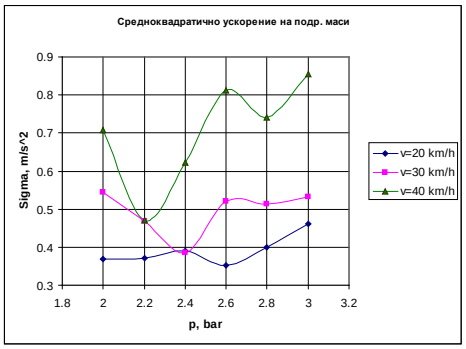
Фиг. 5. Спектрални плътности на ускоренията на подресорените маси при движение по асфалт при налягане в пневматичните еластични елементи $p = 2$ bar (а) и $p = 3$ bar (б).

Направени са записи и са изчислени спектралните плътности и средноквадратичните стойности на ускоренията на подресорените (фиг. 6 до фиг. 9) и неподресорените маси (фиг. 10 до фиг. 13) при движение по асфалт и паваж. Експериментите са извършени при движение по два пътни участъка с асфалтова

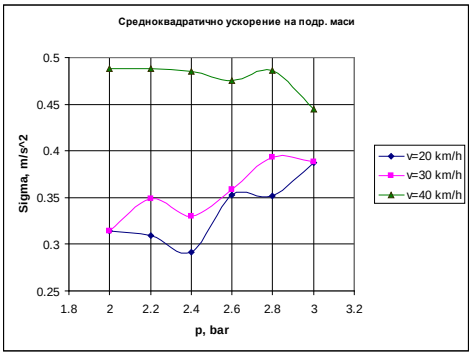
пътна настилка в района на ТУ-София – пред 4 блок и пред 7 блок и един павиран пътен участък със средна дължина на паветата 16-17 см.



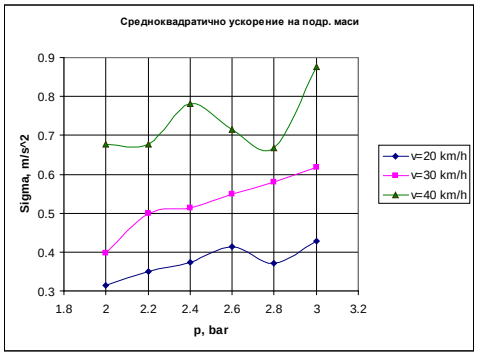
асфалт с резерв./p_r=2,5 bar /4бл



асфалт с резерв./p_r =2,5 bar/7бл

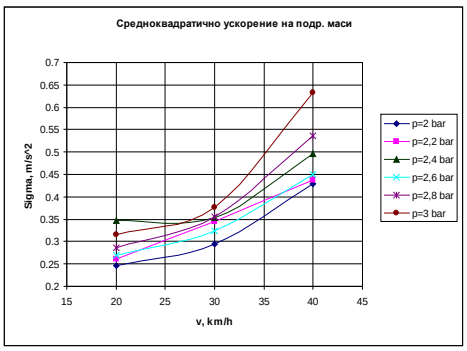


асфалт без резерв./p_r =2,5 bar/4бл

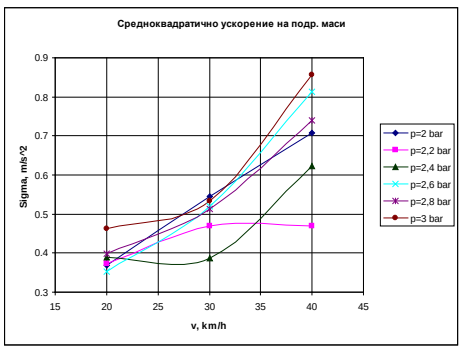


асфалт без резерв./p_r =2,5 bar/7бл

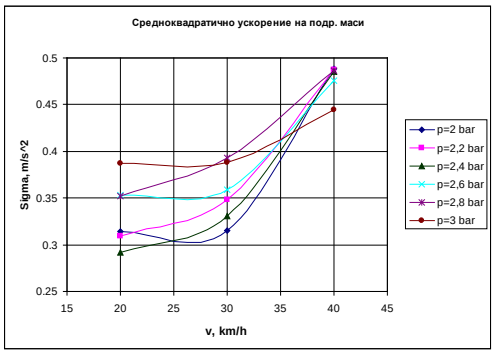
Фиг. 6. Средноквадратични ускорения на подресорените маси в зависимост от налягането на въздуха в пневматичните еластични елементи при движение по асфалт.



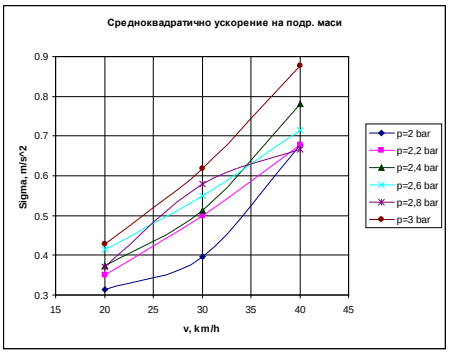
асфалт с резерв./p_r=2,5 /4бл



асфалт с резерв./p_r =2,5/7бл

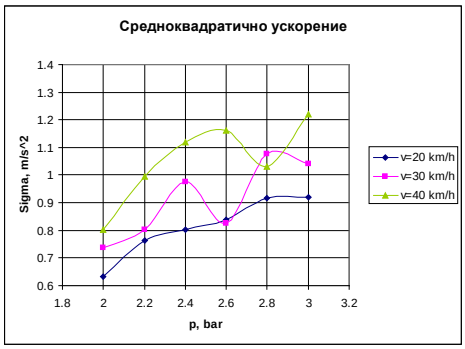


асфалт без резерв./p_r =2,5/4бл

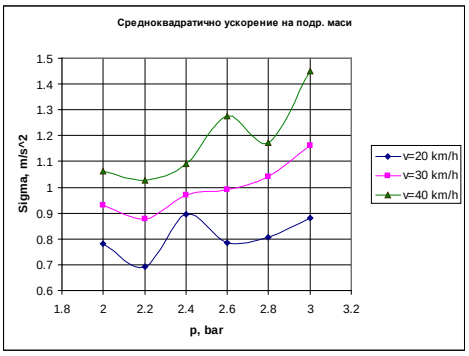


асфалт без резерв./p_r =2,5/7бл

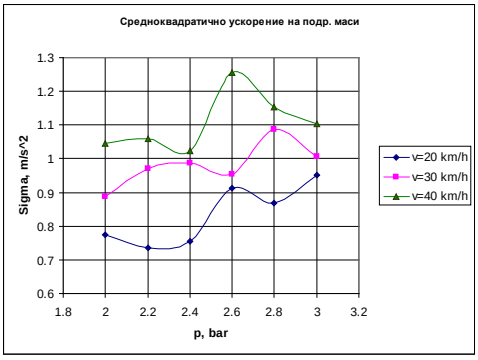
Фиг. 7. Средноквадратични ускорения на подресорените маси в зависимост от скоростта на движение при движение по асфалт.



паваж с резерв./p_r =2,5 bar

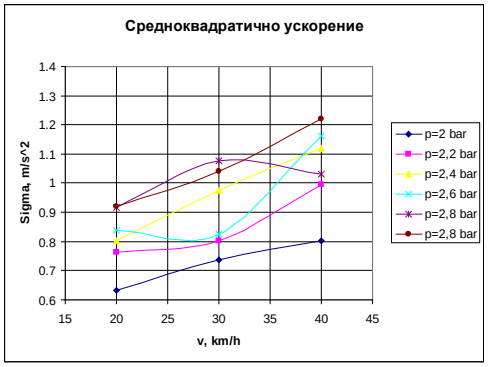


паваж без резерв./p_r =2,5bar

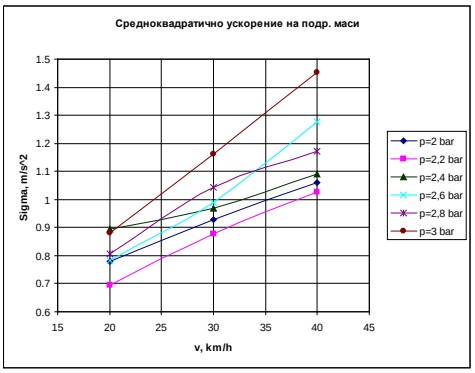


паваж без резерв./p_r =2 bar

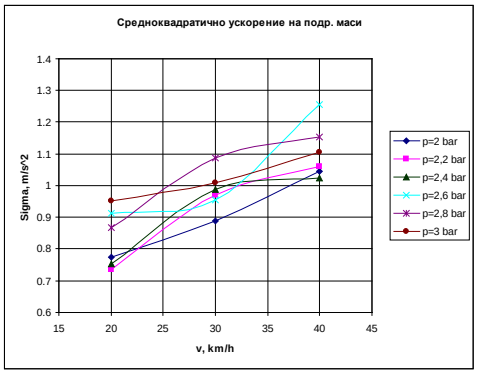
Фиг. 8. Средноквадратични ускорения на подресорените маси в зависимост от налягането на въздуха в пневматичните еластични елементи при движение по паваж.



паваж с резерв./p_r =2,5

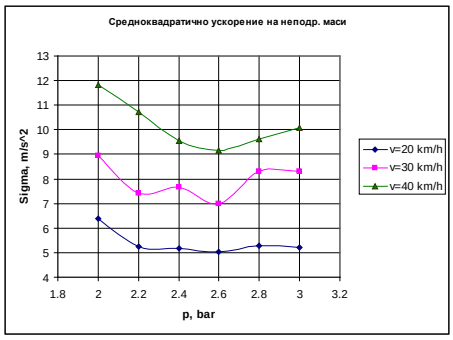


паваж без резерв./p_r =2,5

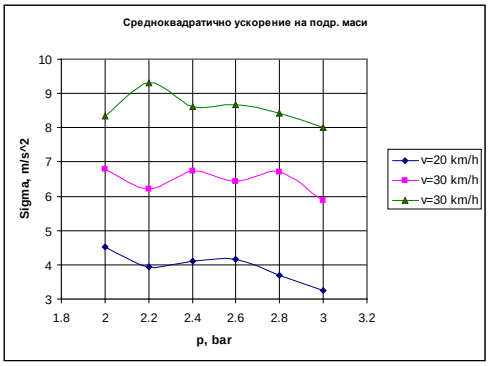


паваж без резерв./p_r =2

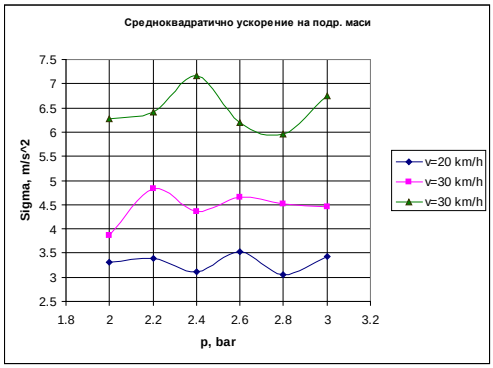
Фиг. 9. Средноквадратични ускорения на подресорените маси в зависимост от скоростта на движение при движение по паваж.



паваж с резерв./p_r=2,5 bar

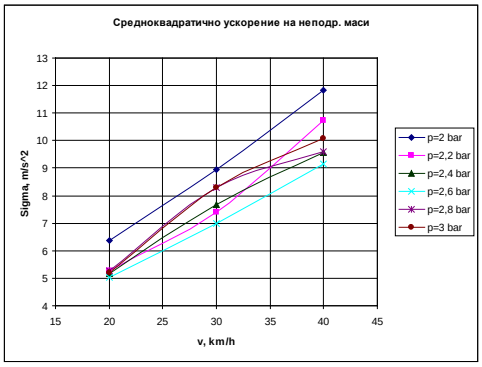


паваж без резерв./p_r=2,5 bar

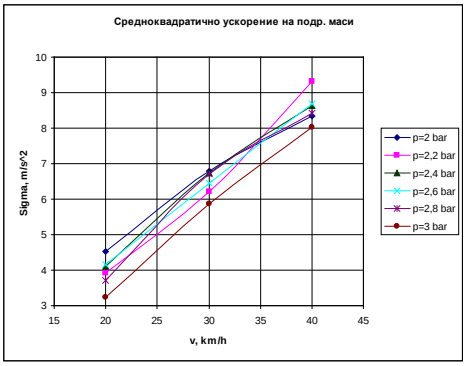


паваж без резерв./p_r=2 bar

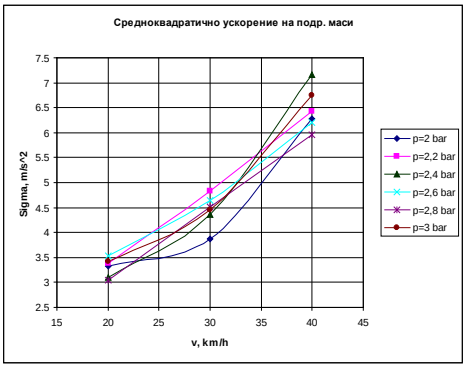
Фиг. 10. Средноквадратични ускорения на неподресорените маси в зависимост от налягането на въздуха в пневматичните еластични елементи; настилка паваж.



паваж с резерв./p_r=2,5 bar

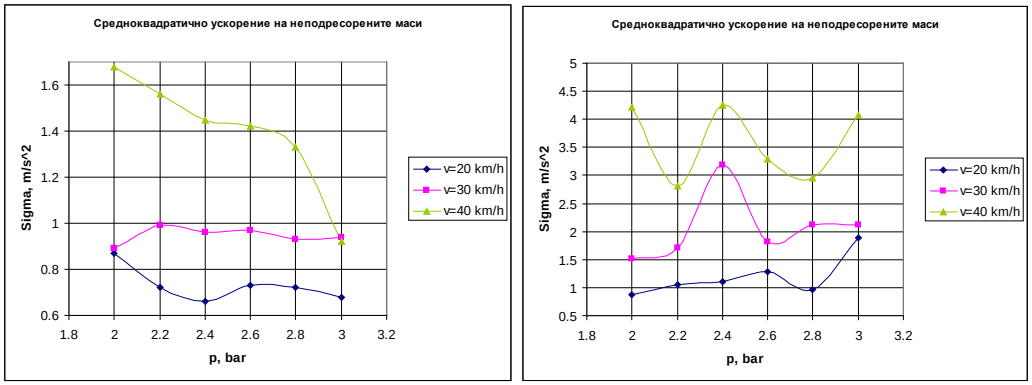


паваж без резерв./p_r=2,5 bar



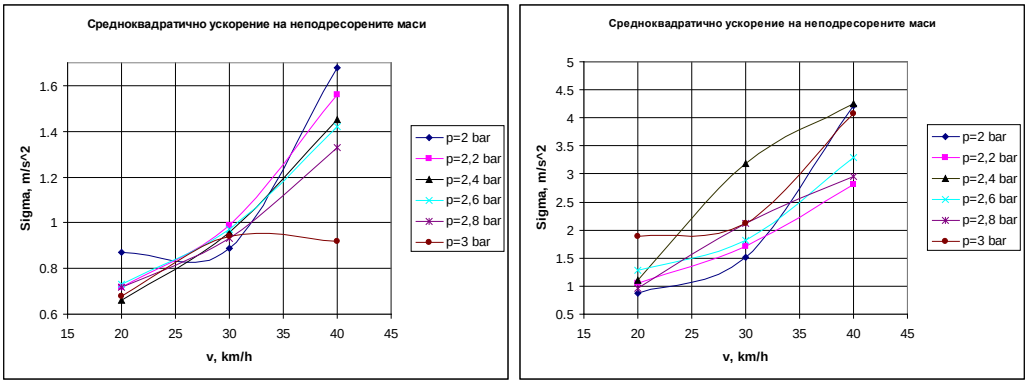
паваж без резерв./p_r=2 bar

Фиг. 11. Средноквадратични ускорения на неподресорените маси в зависимост от скоростта на движение; настилка паваж.



асфалт без резерв./p_r=2,5 bar/4 бл. асфалт без резерв./p_r=2,5 bar/7 бл.

Фиг. 12. Средноквадратични ускорения на неподресорените маси в зависимост от налягането на въздуха в пневматичните еластични елементи; настилка – асфалт.



асфалт без резерв./p_r=2,5 bar/4 бл. асфалт без резерв./p_r=2,5 bar/7 бл.

Фиг. 13. Средноквадратични ускорения на неподресорените маси в зависимост от скоростта на движение; настилка – асфалт.

Анализът показва, че при движение по асфалт, средноквадратичната стойност на ускоренията на подресорените маси с увеличаване на налягането в пневматичните еластични елементи проявява тенденция към нарастване (фиг. 6). Още по-силно нарастване се наблюдава при увеличаване на скоростта на движение (фиг. 7). Няма забележими промени в стойностите на средноквадратичните ускорения при включване или изключване на допълнителните резервоари към еластичните елементи.

При движение по паваж се забелязва увеличаване на средноквадратичните ускорения средно с около 10 %, когато резервоарите са изключени (фиг. 8 и фиг. 9). Намаляването на налягането на въздуха в гумите не се отразява съществено върху трептенията на подресорените маси. Наблюдават се същите тенденции към нарастване с увеличаване на скоростта, както при записите при движение по асфалт.

На фиг. 10 и фиг. 11 не се забелязва нарастване в стойностите на средноквадратичните ускорения на неподресорените маси с повишаване на налягането в еластичните елементи. Силно изразено нарастване има при увеличаване на скоростта на движение. Експеримента показва, че стойностите на средноквадратичното ускорение при изключени резервоари, са по-ниски с около 20% от тези получени при движение с включени резервоари. Намаляването на налягането на въздуха в гумите от 2,5 bar на 2 bar води до допълнително

редуциране на средноквадратичните ускорения на неподресорените маси с около 20%, като при по-високи скорости влиянието е по-силно – кривите са прогресивни.

Средноквадратичните ускорения на неподресорените маси при движение по асфалт проявяват тенденция към нарастване с увеличаване на скоростта (фиг. 12 и фиг. 13). Изследваните участъци имат разлика в състоянието на своите настилки. При движение по първи участък -, срдноквадратичните ускорения са два до три пъти по-големи от тези получени при движение по втори участък. Причина за това са честите единични неравности (дупки) намиращи се на първия участък. Спектралните плътности имат най-ясно изразена и постоянно присъстваща на всички графики (не са показани) пикова стойност при честоти около 8 Hz.

ИЗВОДИ ОТ НАПРАВЕНИТЕ ИЗСЛЕДВАНИЯ

Средноквадратичната стойност на ускоренията на подресорените маси с увеличаване на налягането в пневматичните еластични елементи проявява тенденция към нарастване. Още по-силно нарастване се наблюдава при увеличаване на скоростта на движение. На графиките на спектралните плътности се забелязва пик малко под 2 Hz при ниски стойности на налягането и около или малко над 2 Hz при по-високи стойности на налягането. Резултатите за неподресорените маси са аналогични. При тях пиковата стойност на спектралните плътности е около 8 Hz и съответства на собствената честота на неподресорените маси. При намаляване на налягането в гумите от 2,5 на 2 bar и движение по паваж със средна дължина на паветата 16-17 cm се наблюдава понижаване на средноквадратичната стойност на ускоренията на неподресорените маси с около 20 %. Не е забелязана такава закономерност при ускоренията на подресорените маси.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описаният натурен модел и методика, както и получените резултати от експериментите могат да бъдат използвани за оценка плавността на движение, а също така и при създаването на алгоритъм за оптимално управление на активни автомобилни пневматични окачвания.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Кунчев, Л.П. Динамика на автомобилната техника. Ръководство за лабораторни упражнения. София: Издателство при ТУ-София, 1997.

[2] Павлов, Н.Л. Моделно изследване на пневматично раменно окачване. Дисертация за получаване на образователна и научна степен "доктор", София, 2014.

3] Певзнер, Я.М., Горелик, А.М. Пневматические и гидропневматические подвески. Москва: Машгиз , 1963.

[4] Ротенберг, Р.В. Подвеска автомобиля. Москва: Машиностроение, 1972.

[5] Русев, Р.Г. Автомобилна техника – 2. Русе: Печатна база на Русенския Университет „Ангел Кънчев”, 2006.

[6] БДС 11012-73, Автомобили. Плавност на движението - методи за изпитване. София: Министерство на машиностроенето.

За контакти:

доц. д-р инж. Лило Кунчев, Технически университет - София, гр. София,
бул. „Климент Охридски” №8, тел.: 02/965-21-06, e-mail: lkunchev@tu-sofia.bg

СПЕЦИАЛИЗИРАНА КОМУНИКАЦИОННА СИСТЕМА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ И ПОВИШАВАНЕ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА АВТОВЛАКОВЕТЕ ПРИ ДВИЖЕНИЕ В АВТОМАГИСТРАЛНИ ПЪТНИ УСЛОВИЯ

Лило Кунчев

Using data from specialized gprs for management of transport processes in the road trains: *The paper ex amines t he pos sibility o f o btaining r eal-time dat a f rom s pecialized G PRS s ystem. The s ame i s intended for mobile vehicles. In this case, it applies to highway road trains.The system allows obtaining data (speed, speed headwind, angular velocity of the crankshaft of the engine and the transmission shaft, slope of the r oad dynamic b ehavior of t he f rame, i nstantaneous f uel c onsumption, et c.). Data analysis on t he movement of the train is form solutions for effective use by choosing a more economical route. The system allows the training of drivers choosing a more economical operation of the car.*

Key words: *road train, GPRS, graph theory, multicriteria analysis, transportation, fuel consumption, relative performance, transport company.*

1. ВЪВЕДЕНИЕ

В областта на автомобилните превози широко приложение са получили товарните автовлакове с голяма товароносимост за междуградски и международни превози, наречени „магистрални автовлакове”. Те притежават важни свойства като възможност за изменение на състава, вариантност на изпълнение на влекача, приложение на съвременни транспортни технологии в зависимост от товарите и пътно-експлоатационните условия, които в съвкупност обуславят висока степен на съответствие между експлоатационните им свойства и конкретните пътно-експлоатационни условия и, съответно, ефективност.

2. СТРУКТУРА И СЪСТАВ НА СЪВРЕМЕННАТА КОМУНИКАЦИОННА СИСТЕМА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ И ПОВИШАВАНЕ НА ЕФЕКТИВНОСТТА НА АВТОВЛАКОВЕТЕ ПРИ ДВИЖЕНИЕ В АВТОМАГИСТРАЛНИ ПЪТНИ УСЛОВИЯ

2.1. Структура на системата

1) Подсистема за следене на движението на автовлака в диспечерски център, даваща:

- координати и изчисление на маршрута между пунктовете;
- надморска височина;
- ограничение на скоростта по маршрута;
- карта на маршрута.

За изпълнението на оптималното движение е необходимо проследяване в диспечерски център. Чрез GPS системата се следи положението на транспортното средство, скоростта на движение и надморската височина навсякъде по маршрута.

2) Подсистема за отчитане на параметрите на работа на автовлака, информираща за:

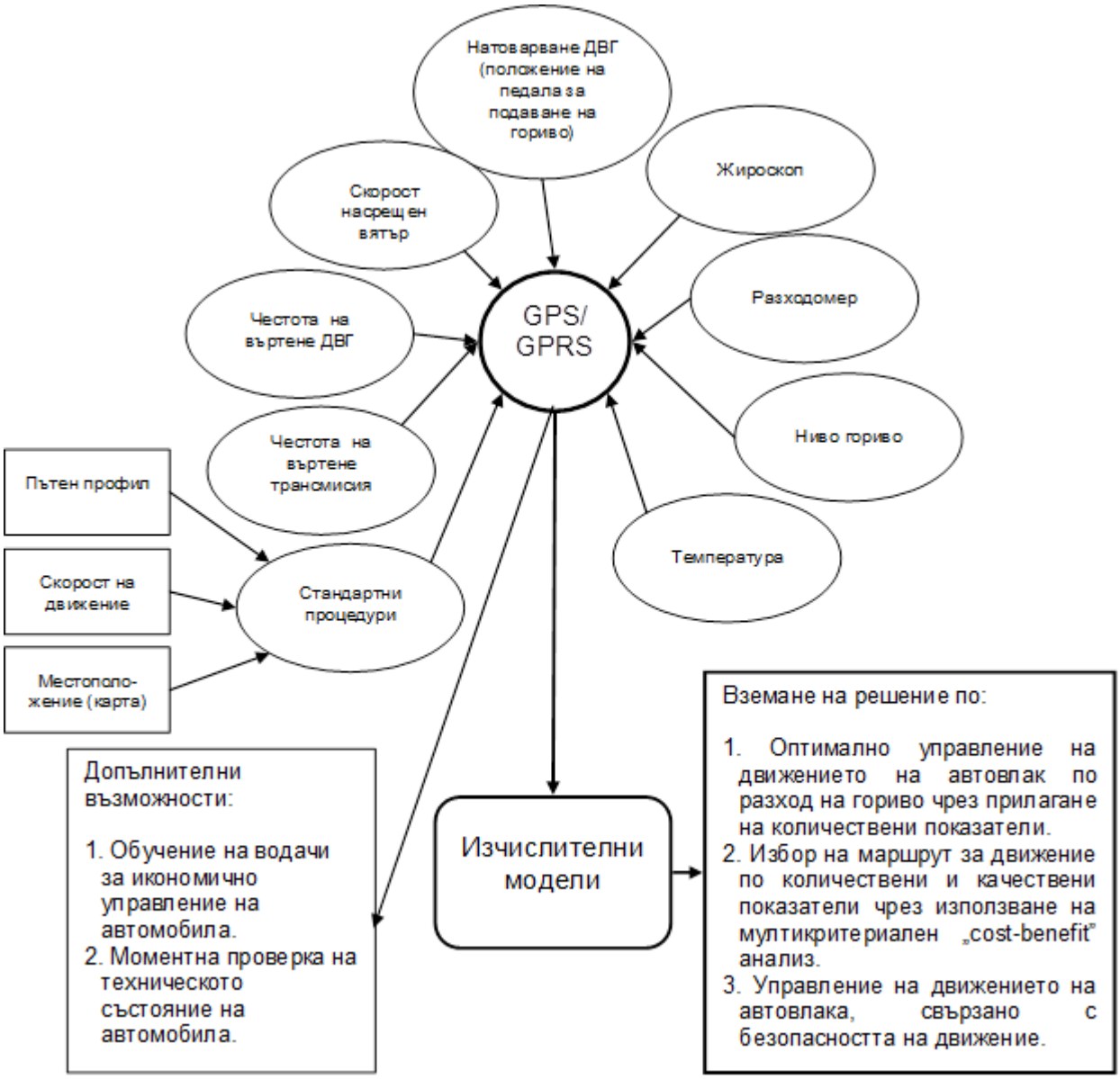
- разхода на гориво;
- честота на въртене на коляновия вал на двигателя на влекача;
- честота на въртене на трансмисията;
- натоварването на двигателя на влекача (по положението на педала за подаване на гориво);
- скоростта на насрещния вятър;
- жироскоп (положение на каросерията, пътни отклонения);
- разход на гориво;
- ниво на гориво в резервоара;
- температура.

Тези данни се използват за адаптиране на процесите и ефективна превозна дейност в транспортните фирми.

3) Подсистема за управление на ефективността, работеща по алгоритъм в съответствие с разработен математически модел, която използва данните от първите две подсистеми и чрез прилагане на изчислителни процедури приема решения относно:

- Оптимално управление движението на автовлак по разход на гориво чрез прилагане на количествени показатели.
- Избор на маршрут за движение по количествени и качествени показатели чрез използване на мултикритериален „cost-benefit" анализ.
- Управление движението на автовлака свързано с безопасността на движение.

Принципна схема на съвременната комуникационна система е показана на фиг. 1:



Фиг. 1. *Принципна схема на съвременната комуникационна система за изследване и повишаване на ефективността на автовлаковете при движение в автомагистрални пътни условия*

2.2. Състав на подсистемите

2.2.1. Подсистема за следене на движението на автовлака

За базова подсистема за следене на движението на автовлака в магистрални пътни условия се използва „Система за контрол и управление на транспортни средства”, разработена от Технопол ЕООД-гр. Стара Загора [11], която притежава висока надеждност и има следните стандартни възможности: изобразяване на местоположението на обектите в реално време; изобра-зяване на разхода на гориво в реално време; измерване, при необходимост, на температурата в транспортното средство в диапазон от -50^{0}C до +125^{0}C в реално време; получаване на информациа за транспортното средство, в движение, на всеки 10 секунди; получаване на информация за местонахождението на транспортното средство при изключен двигател, на всеки 10 минути; запис на точките от маршрута на всеки 10 секунди; 4 000 събития памет в модула; архивиране на информацията в компютъра на клиента; липса на ограничения на броя на компютрите, които могат да получават информацията; модул „справки” в програмата позволява изчертаване на изминатия маршрут върху съответната карта; генериране на пътен лист и информация за общо изминати километри по маршрути, време на работа на автомобила, време на престой, изразходвано гориво; обратна връзка от диспечерския софтуер към модула за включване и изключване на различни съоръжения в транспортното средство; вграден в програмата WEB сървър, чрез който е възможно дистанционно наблюдение на транспортните средства посредством GSM телефон или Pocket PC, което е удобно за спедиторски фирми при проследяване на пратката. Информацията в архива може да бъде използвана по всяко време от клиента, за много години назад. Педлаганата от Технопол ЕООД-гр. Стара Загора система е усъвършенствана и допълнена.

2.2.2. Подсистема за отчитане на параметрите на работа на автовлака

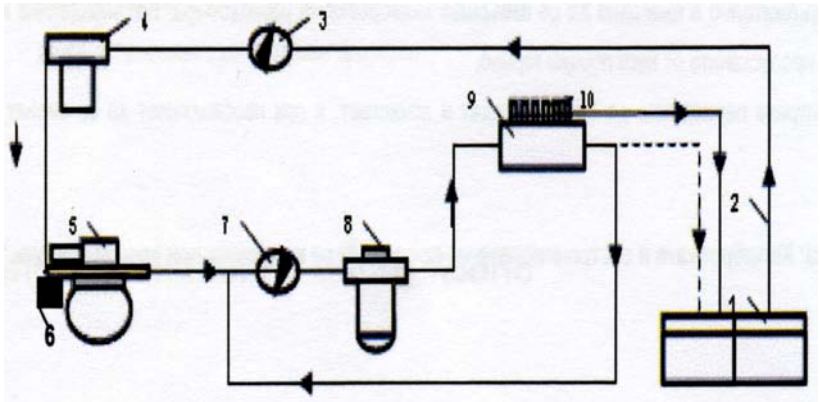
2.2.2.1. *Следене и управление на разхода на гориво*

В съвременната комуникационна система се реализира не само следене, но и управление на разхода на гориво. Отчита се разходът на гориво на транспортното средство, режимът на работа на двигателя и предавателната кутия, пътните условия и се определят случаите на нерационално използване на транспортното средство: работа с претоварване, превишаване на икономичната скорост на движение, престои и др.

Следенето и управлението на разхода на гориво се осъществява от бордово оборудване, канал за връзка и потребителски софтуер. Бордовото оборудване се поставя на транспортното средство и се състои от възприемател и регистратор. Основна част от бордовото оборудване е първичният възприемател за отчитане на разхода на гориво – разходомерът за течни горива РТГ-2 , [2,3].

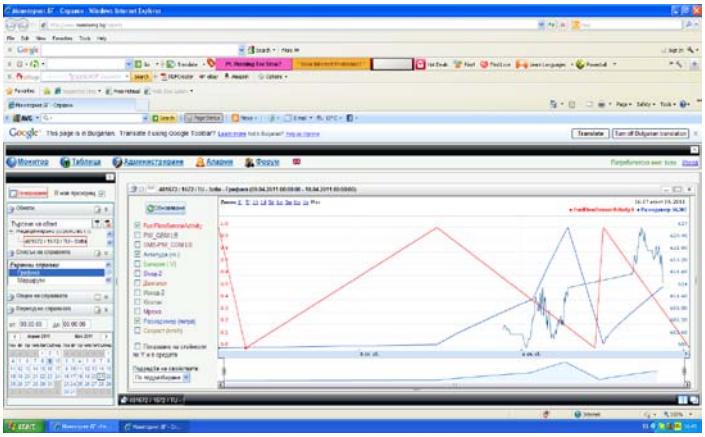
Разходомерът се състои от първичен възприемател за измерване на изразходваното от двигателя гориво и електронен блок. Електронният блок служи за управление и отчитане на разхода на горивото и отчита времето на работа на двигателя, изминатия път, разхода на гориво на час, на километър, моментния разход и т.н. За управление на разходомера за течни горива служи системата РУ-ТЕР. Тя има в два режима на работа: работен и сервизен. Каналът за връзка служи за предаване в реално време на информация за работата на транспортното средство. За предаване на данни в реално време се използва GSM-канал. Потребителският софтуер служи за аналитична обработка на данните за работа на машината и оформяне на отчети.

Схема на свързване на разходомера към хранителната уредба на двигател с вътрешно горене е показана на фиг. 2.



Фиг. 2. *Схема на свързване на разходомер за течни горива РТГ-2 към хранителната уредба на двигател с вътрешно горене: 1 – резервоар с гориво; 2 – горивопроводи; 3 – ръчна помпа за ниско налягане; 4 – груб филтър; 4 – груб филтър; 5 – разходомер; 6 – електромагнитен клапан; 7 – помпа за ниско налягане; 8 – фин филтър; 9 – горивонагнетателна помпа; 10 – дюзи*

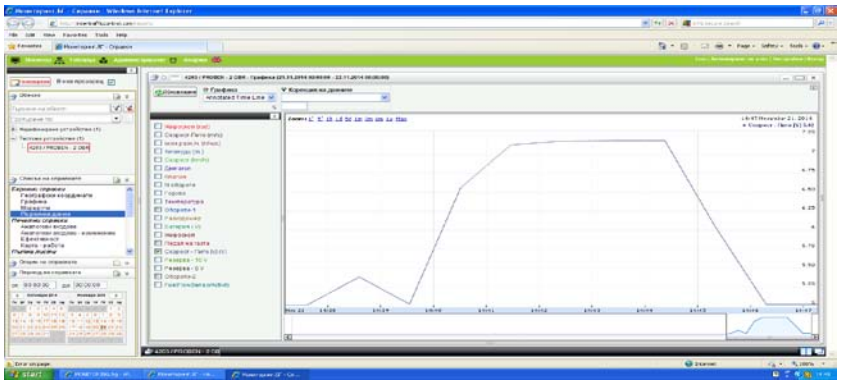
Проверката за точността на разходомери за течни горива в комуникационната система се извършва от измерителен лабораторен комплекс за проверка, фиг. 3. Върху него се измерва константата на разходомера и се въвежда в системата РУ-ТЕР. Данните се предават по GPRS канал и се отчитат от интернет. Пример на отчет по интернет с Измерителния лабораторен комплекс от фиг. 2 е показан на фиг. 3.



Фиг.3. *Пример на отчет по Интернет с комплекса от фиг. 2*

2.2.2.2. Отчитане на скоростта на насрещния вятър

Силата на съпротивление на въздуха зависи от относителната скорост на движение на транспортното средство и въздуха. При насрещен вятър относителната скорост се получава като към скоростта на транспортното средство се прибави скоростта на вятъра, а при попътен вятър – като се извади. При движението на автовлак в условията на силен насрещен вятър се наблюдава значително увеличаване на разхода на гориво спрямо разхода при безветрие или при попътен вятър.



Фиг. 4. *Графичен запис на данни от възприемателя за скоростта на насрещния вятър, направен от усъвършенстваната комуникационна система*

За да не се получи преразход, се препоръчва, когато транспортираните товари не са бързоразвалящи се да се намали скоростта на движение на автовлака с цел икономия на гориво. При транспортиране на бързоразвалящи се продукти, не се препоръчва намаляване на скоростта на движение в условията на силен насрещен вятър. В този случай информацията получена от възприемателя за скоростта на насрещния вятър може да се използва с цел избягване санкционирането на водача, поради неикономично управление по негова вина.

Определянето на скоростта на насрещния вятър става, като се определи скоростта на насрещния въздушен поток и се сравни със скоростта на движение на автомобила. Разликата между двете скорости представлява скоростта на насрещния вятър. Скоростта на насрещния въздушен поток се измерва посредством диференциален манометър и скоростомерна тръба на Пито-Прандтл, която се насочва така, че да отчита скоростта на насрещния вятър.

Графичен запис на данни получени от възприемателя за скоростта на насрещния вятър, направен от съвременната комуникационна система, е показан на фиг. 4.

2.2.2.3. Отчитане на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя и на изходящия вал на предавателната кутия или кардананния вал на влекача

Горивната икономичност на автомобилите се оценява по разхода на гориво Q_S в литри на 100 *km* изминат път при равномерно движение с постоянна скорост в определени пътни условия, $Q_S, [l/100\ km]$. За аналитичното определяне на разхода на гориво Q_S се използва зависимостта

$$Q_S = \frac{g_\partial}{36\rho_\text{г}\eta_\text{т}}(F_\psi + F_{wx}) = \frac{g_\partial}{36\rho_\text{г}\eta_\text{т}}(\psi G + Wv^2), [l/100km], \quad (1)$$

където $g_\partial, [g/kWh]$ е специфичният разход на гориво; $\rho_\text{г}, [kg/l]$ – плътността на горивото, $\eta_\text{т}$ – коефициент на полезно действие на трансмисията, F_ψ – силата на съпротивление на пътя, F_{wx} – силата на съпротивление на въздуха, ψ – коефициентът на съпротивление на пътя, $G, [N]$ – теглото на автовлака, $W, [Ns^2/m^2]$ – факторът на обтекаемост, $v, [m/s]$ – скоростта на движение. За да бъде определен аналитичното разходът на гориво Q_S, е необходимо да се знае стойността на специфичния разход на гориво g_∂, който от своя страна зависи от скоростния и товарния режим на двигателя.

Разходът на гориво зависи от три групи фактори: от горивната икономичност на ДВГ, чрез специфичния разход на гориво; от конструкцията на транспортното средство: коефициент на полезно действие на трансмисията, от формата на каросерията, от конструкцията на гумите и използваните материали влияещи върху съпротивлението при търкаляне, от конструктивно тегло, което влиза в състава на общото експлоатационно тегло;от условията на експлоатация: скорост на движение, наклон на пътя, полезно натоварване на автотранспортното средство (брой пътници и тегло на превозвания товар), коефициент на съпротивление от търкаляне (състояние на пътя и вътрешно налягане на въздуха в гумите), плътност на въздуха и др.

Номерът на предавката, включена в предавателната кутия на транспортното средство, се отнася също към експлоатационните условия. При предавателна кутия с ръчно (неавтоматично) управление това зависи от водача. Влиянието на номера на предавката, включена в предавателната кутия на автотранспортното средство се

отразява върху режима на работа на ДВГ и оттук, при равни други условия, – върху специфичния му разход на гориво.

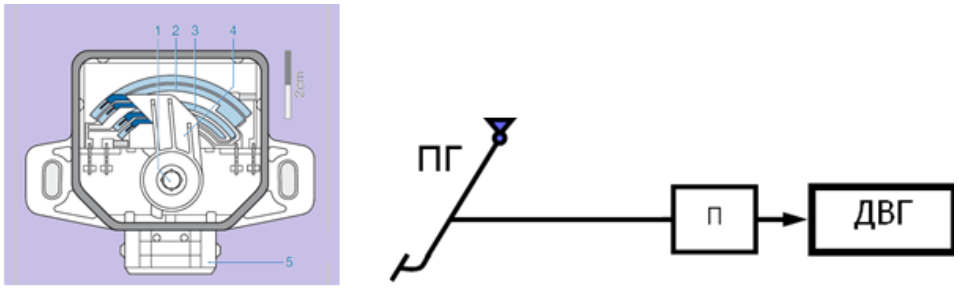
При условие, че транспортното средство се движи с постоянна скорост v и постоянно пътно съпротивление ψG, избрани така, че да могат да се реализират на няколко предавки, и се променя само номерът на предавката в предавателната кутия, приведената ъглова скорост и приведеният съпротивителен момент към коляновия вал на двигателя за всяка предавка ще бъдат различни и ще определят различен режим на работа на ДВГ и различен специфичен разход на гориво. Оптималната по отношение на разхода на гориво предавка включена в предавателната кутия ще зависи от изменението на $\eta_т$ и от консумираната мощност.

За определяне на предавателното число на предавателната кутия на влекача на магистралния автовлак се използва зависимостта $i_{ПК} = \frac{n_{ВХ}}{n_{ИЗХ}}$, където $n_{ВХ}$ е честотата на въртене на входящия (първичния) вал на предавателната кутия, свързан с коляновия вал на двигателя, [min^{-1}], а $n_{ИЗХ}$ - честотата на въртене на изходящия (вторичния) вал на предавателната кутия, [min^{-1}]. Като се знаят предварително стойностите на предавателните числа на отделните степени на предавателната кутия, се определя коя от тях е включена. При хидромеханични предавателни кутии по този принцип се определя общото предавателно число на възела хидротрансформатора – предавателна кутия. За отчитане на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя и на изходящия вал на предавателната кутия или на карданния вал се използват възприемателите на Хол.

2.2.2.4. Определяне на натоварването на двигателя на влекача по положението на педала за подаване на гориво

За натоварването на двигателя се съди по положението на педала за подаване на гориво. Така става ясно по каква характеристика работи двигателят: по външната скоростна (честотна) или по частична скоростна (честотна).

Положението на педала за подаване на гориво се определя с помощта на възприемател, фиг. 5.



Фиг. 5. *Възприемател за положението на педала за отчитане на положението на педала за подаване на гориво*

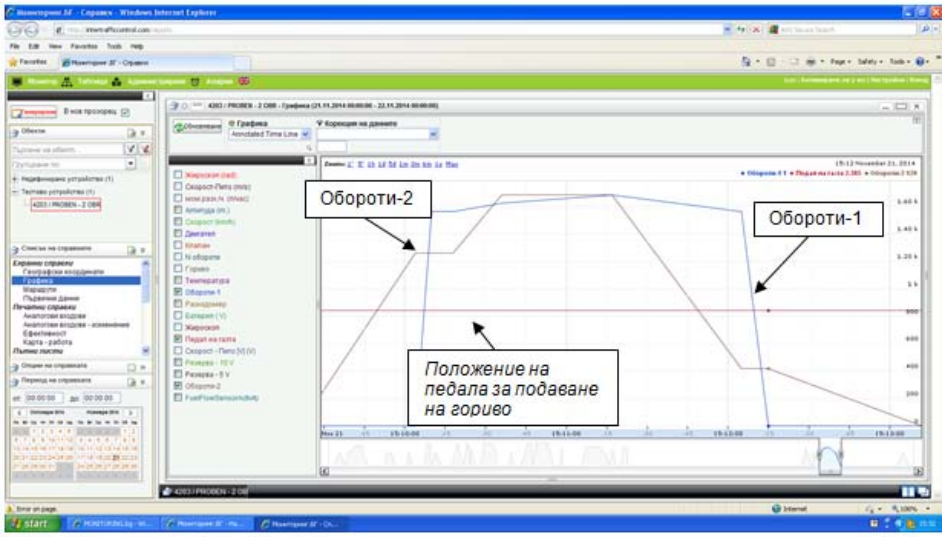
а) конструкция; б) блокова схема на свързване към двигателя

1 – вал; 2 и 3 – съпротивителни писти; 4 – контактни четки ; 5 - конектор; ПГ – педал за подаване на гориво; П – потенциометричен възприемател за положението на педала за подаване на гориво; ДВГ – двигател с вътрешно горене

Като се знае номерът на предавката включена в предавателната кутия, честотата на въртене на коляновия вал и натоварването на двигателя, подсистемата за управление на ефективността има възможност да изчисли оптималния режим на работа на двигателя и номер на предавката в предавателната кутия, при които

разходът на гориво ще е оптимален в текущия участък на маршрута по избран технико-експлоатационен критерий.

На фиг. 6 е показан запис от възприемателя за отчитане на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя (кривата „Обороти-1”), от възприемателя за отчитане на честотата на въртене на изходящия вал на предавателната кутия или на карданния вал (кривата „Обороти-2”) и от възприемателя за отчитане на положението на педала за подаване на гориво (кривата „Педал на газта”), направен от съвременната комуникационна система.



Фиг. 6. *Запис от възприемателя за отчитане на честотата на въртене на коляновия вал на двигателя, от възприемателя за отчитане на честотата на въртене на изходящия вал на предавателната кутия или на карданния вал и от възприемателя за отчитане на положението на педала за подаване на гориво, направен от съвременната комуникационна система*

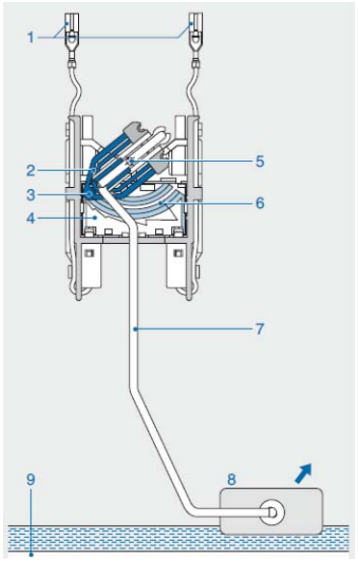
2.2.2.5. Определяне на положението на каросерията посредством жироскоп

Жироскопът се използва за установяване на опасни наклонявания на каросериите и чрез известяване за намаляване на скоростта на движение, може да се предотврати преобръщане на звената на автовлака. Също информацията подадена от него и записана в системата може да се използва при автотехнически експертизи след настъпило пътно-транспортно произшествие с преобръщане на звената на автовлака. С помощта на жироскопа може дистанционно да се направи диагностика на пневматичните еластични елементи на окачването (въздушните възглавници) – при спукване на въздушна възглавница каросерията ще се наклони.

В съвременната комуникационна система е предвиден съответен канал за предаване на данни, който носи наименованието „Жироскоп”, фиг. 8 и фиг. 11.

2.2.2.6. *Определяне на нивото на гориво в резервоара*

Тази възможнист е предвидена в стандартната система, предлагана от Технопол ЕООД-гр. Стара Загора [11] с цел предпазване от неконтролирано отклоняване на гориво от резервоара. За целите на съвременната комуникационна система нивото на гориво в резервоара е нужно да се отчита при изготвяне на отчети относно неговото периодично зареждане. Използва се възприемател за определяне на нивото на горивото в резервоара и е предвиден съответен канал за предаване на данни, който носи наименованието „Гориво“.



Фиг. 7. *Възприемател за нивото на гориво в резервоара: 1 – кабелни клеми; 2 – пружини на контактните четки; 3 – щифт; 4 – платка; 5 – ос; 6 – двоен контакт; 7 – лост на поплавъка; 8 – поплавък; 9 – дъно на горивния резервоар*

2.2.2.7. *Определяне на температурата на околния въздух*

Температурата на околния въздух влияе съществено върху режима на работа на двигателя. В съвременната комуникационна система е необходимо неговото отчитане и е осигурен отделен канал за предаване на данни, наречен „Температура”, фиг.7. Възприемателят за температура може да бъде поставен на различни места съобразно желанието на ръководния персонал на транспортната фирма. Ако се постави на цилиндровия блок, може да се следи дистанционно топлинното състояние на двигателя и да се даде оценка дали двигателят се експлоатира в оптимален температурен режим. С помощта на възприемателя може дистанционно и независимо от водача на автовлака да се извърши диагностика на охладителната уредба на двигателя. Възприемателят за температура може да бъде поставен и в кабината на водача и да се следи дали микроклиматът отговаря на предписанията в санитарните норми. Може да се следи и дали водачът злоупотребява със системите за отопление и вентилация, като по този начин води до преразход на гориво.

2.2.3. *Подсистема за управление на ефективността. Комплексна методика за определяне на оптимален маршрут за движение на автовлак*

Подсистемата за управление на ефективността се състои от програма, която приема решения по данните от първите две подсистеми чрез прилагане на изчислителни модели, представляващи комплексна методика за определяне на оптимален маршрут за движението на автовлак.

Основните фактори за избора на маршрут между два пункта са: разстояние (*km*), срокът за доставка (времепътуване), разход на гориво (*l/km*). Продължителността на движение на автовлак в различните участъци от пътя зависи от условията на пътя – план и профил, завои, ограничаване на максималната скорост, пътни условия, метереологични условия, натоварване на автомобила и др. Времепътването може да се определи като се отчита минималният разход на гориво и максимално допустимата скорост на движение. Икономията на гориво на автовлака зависи от вида му и неговото техническо състояние, режима на работа, трафика и метеорологичните условия, обучението на водача, организацията на транспортния процес и други фактори. Основните технико-експлоатационни фактори, които зависят от горивото са: разход на гориво за изминаване на определено разстояние; относителната ефективност; ефективен разход на гориво.

За отчитане на горепосочените фактори и пътни условия в [10] е разработена комплексна методика, която включва следните основни модели:

- Методика за оптимално управление на двжението на автовлак, чрез предварително оптимизиране на разхода на гориво за всеки маршрут, с прилагане на теория на графите;
- Прилагане на метода на мултикритериалния анализ AHP (Analytic Hierarchy Process) и определяне на критерии и подкритерии за оценка и избор на маршрут на движение на автовлак;

- Прилагане на метода Cost/Benefits Analysis, в които разходите на всеки маршрут се определят по методиката за оптимизиране на разхода на гориво с прилагане на теорията а графите, а ползите се определят по метода AHP;
- Избор на оптимален маршрут.

2.2.3.1. *Методика за оптимално управление движението на автовлак*

Методиката за определяне на разхода на гориво за всеки вариант на маршрут между два пункта се основава на теория на графите, [4,5,6,8,9]. Структурата на графа е показан на фиг. 8. Движението на автовлака се представя във вид на мрежа, формирана от участъци от маршрута и вариантите на управление във всеки участък. За тази цел маршрутът на движение на автовлака се разделя на отделни участъци, съобразно профила на пътя. За всеки участък се определят максимално допустимата скорост и възможните скорости за движение при различни предавки. Необходимо е да се определи това управление на движението на автовлака по зададен маршрут, за кето сумарните разходи за гориво за отделните участъци от пътя са минимални. Във всеки отделен участък от пътя разходите за гориво зависят от техническата скорост и съпротивлението при движение (профила на пътя). Маршрутът се разделя на *n* на брой участъци. За всеки участък се определят възможните скорости на движение на автовлака, които зависят от характеристиката на двигателя, предавката, съпротивителните сили при движението. В зависимост от режима на управление на автовлака (скорост и предавка) кривата на скоростта може да попадне в някоя от точките на вертикала 1. От всяка от тези точки може да се премине към точките на вертикала 2, като се отчита определен режим на движение на автовлака. На всеки режим на движение съответства определен разход на гориво. Този начин на представяне позволява движението на автовлака да се моделира по нов начин, чрез прилагане на теорията на графите.

Целта е да се определи преминаването на единица поток през мрежата на графа от началния връх 1 до последния връх Z така, че да е изпълнен максимум или минимум на зададена оптимизационна функция, т.е. оптимизационният модел разработен в [4,5, 6] е

$$Z = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} fw_{ij} . f_{ij} \Rightarrow \min (\max) \qquad (2)$$

където f_{ij} е потокът, преминаващ през съответната дъга на графа, fw_{ij} е зададена стойност на технико-експлоатационен параметър на оптимизация; *n* е броят на върховете на графа. Стойностите на f_{ij} могат да бъдат 0 или 1.

Целевата функция (2) изразява минималната (максималната) стойност на потока, преминаващ през графа. Ограничителните условия по модела са:

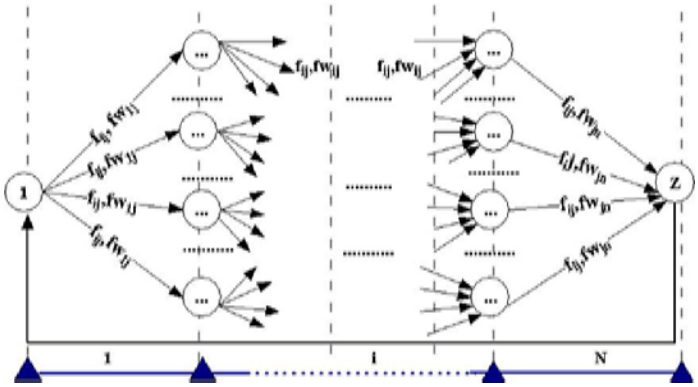
- Ограничаване на потока от минимална и максимална пропускателна възможност. В случая минималната пропускателна възможност е 0, а максималната е 1:

$$f_{ij}^{\max} \geq f_{ij} \geq f_{ij}^{\min}, \text{ т.е. } \mathbf{1} \geq f_{ij} \geq \mathbf{0} . \qquad (3)$$

- Във всеки връх на графа трябва входящият поток да е равен на изходящия:

$$\sum_{j=1}^{n} f_{ji} = \sum_{j=1}^{n} f_{ij} . \qquad (4)$$

- Потокът е с положителна стойност $f_{ij} \geq 0$.



Фиг. 8. *Графова структура*

За технико-експлоатационен параметър на оптимизация последователно се избират: Максимална относителна производителност: Минимален разход на гориво при движение с максимална скорост; Минимален разход на гориво.

За изчисление по този метод е съставена програма в MATLAB, [7]. Методът може да използва данните за технико-експлоатационните параметри, които зависят от консумацията на гориво, от GPRS система или тези параметри могат да бъдат определени теоретично.

Методиката е приложена за изследване на движението на автовлак в направления София-Бургас, София-Варна, Бургас-Варна и др., [4,5,6]. Изследванията показват, че най-висок разход на гориво се получава при оптимизация по критериите „максимална скорост" и „минимален разход на гориво". В този случай времепътуването е минимално. Оптималното разпределение на скоростите на движение на автовлак по критерий „минимален разход на гориво" повишава времепътуването в сравнение с останалите два критерия. Определянето на скоростта по критерий „относителна производителност" намалява разхода на гориво с около 20%, при минимално увеличаване на времепътуването.

2.2.3.2. Методика за избор на оптимален маршрут на движение на автовлак

Оптимизационният модел се състои от комплексна методика, основаваща се на теорията на графите за оптимално управление на движението на атовлак по зададен маршрут, методът на мултикритериалния анализ AHP (аналитична йерархия) и методът Cost/Benefits, [10].

Дефинирани са основни критерии и подкритерии за избор на маршрут на движение на автовлак.

- Основните критерии са: C1 – Критерии, характеризиращи пътя; C2 – Критерии, свързани с пропускателната способност на пътя; C3 – Критерии, свързани с удобството на пътуване на водача, според субективните му предпочитания.
- Подкритериите към първата група критерии са: C11 – Наличие на участъци с лошо състояние на пътя; C12 – Микронеравности; C13 – Грапавост;
- Подкритериите към втората група критерии са: C21 – Наличие на завои по пътя; C22 – Преминаване през населени места; C23 – Условия за образуване на задържания и опашки поради наличие на стеснени участъци от пътя;
- Подкритериите към третата група критерии са: C31 – Заведения и бензиностанции; C32 – Битово организирани паркинги; C33 – Ландшафт на пътя.

Методът AHP е приложен за избор на маршрут на автовлак от София до Варна, [10]. Изследвани са следните алтернативни маршрути: R1 – Път 1: София – Велико Търново – Варна; R2 – Път 2: София – Пловдив – Бургас – Варна; R3 – Път 3: София – Карлово-Бургас – Варна; R4 – Път 4: София – Карлово – Карнобат - Шумен – Варна. Изследването е проведено при следните начални условия:

- Изследва се превоз на масови товари. Бързоразвалящи се товари не са включени.

- Максималната скорост на автовлака при движение по магистрала е 100 *km/h*, а при движение по път II категория е 70 *km/ h*.
- Разглежда се движение през летния период.
- Маршрутите София – Карлово – Бургас – Варна (R3) и София – Карлово – Карнобат – Бургас – Варна (R4) през зимния период не са подходящи за използване, поради затруднения при лоши метереологични условия.
- Път (R2) София – Пловдив – Бургас – Варна в участъка София – Бургас е автомагистрала и не изисква специални такси. Този участък се затваря за движение на автовлакове за периоди от денонощието за дните събота и неделя.
- Участъкът Бургас – Варна не е автомагистрала. Този участък е труден за движение на автовлак.

За формиране на оценките е използвано мнението на пет експерти – водачи на автовлакове за изследваното направление. За отговор на експертите е приложена скалата 1-9 на Саати, [1]. Стойностите на оценките са средни от отговорите на водачите. Първоначално се прави оценка на основните критерии. Резултатите показват, че основно значение имат критериите, характеризиращи пътя (С1). В тази група основен подкритерий е наличието на участъци с лошо състояние на пътното платно (С11). За втората група основен подкритерий е преминаване през населените места (С22). За третата група основен подкритерий е наличието на ресторанти и бензиностанции (С31).

Резултатите от проведения мултикритериален анализ показват, че маршрут R2 – Път 2: София – Пловдив – Бургас – Варна има най-висока стойност на крайната оценка.

Методът Cost/Benefits позволява да се определи оптималният вариант за транспорт. Ползата за всеки вариант се определя от AHP резултатите. Разходите за всеки вариант са разходите за гориво, определени чрез предварителна оптимизация по модела разработен на основата на теория на графите. Минималната стойност на съотношението разходи/ползи (нормализирани разходи) показва оптималния вариант. В таблица 5 са показани резултатите от проведеното изследване. Оптималният марщрут, определен по комплексната методика е път 1: София – Велико Търново – Варна.

Таблица 5. Резултати от метода Cost/Benefits Analisys

Маршрут	Нормализирани разходи	Ползи (AHP оценка)	Съотношение Cost/Benefits
Маршрут 1 (Сф-Втн-Ва)	0,248	0,273	**0,910**
Маршрут 2 (Сф-По-Бс--Ва)	0,297	0,280	1,060
Маршрут 3 (Сф-Кв-Бс-Ва)	0,228	0,240	0,952
Маршрут 4 (Сф-Кв-Кн-Шн-Ва)	0,227	0,207	1,094

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Новата съвременна комуникационна система съчетава управленската насоченост и подхода за ефективност на автовлаковете като използва допълнителни първични възприемателии – за директно измерване на разхода на гориво, за чести на въртене, за температура, скорост на насрещния вятър и др.; използва нови методики и организация на работа на управляващия контролер за въвеждане на сигналите от първичните възприемателии и трафика на данните през GPRS; използва нови оригинални методики и програми за обработване на данните, отчитайки сигналите от първичните възприемателии и частните методики за обработване на сигналите с енергийно ефективна и „интелигентна” насоченост;

Предложената съвременна комуникационна система съдържа следните нови модели:

- Оригинална комплексна методика за определяне на оптималния маршрут между начален и краен пункт на движение на автовлак.
- Разработен е оригинален математически модел, основаващ се на теорията на графите, който позволява оптимално управление на движението на автовлака и на разхода на гориво по зададен маршрут. Моделът може да се прилага както в реално време, чрез получаване на данни от мобилна комуникационна система, така и за прогнозни цели за предварителен анализ и оценка.
- При алтернативни маршрути е необходимо да се направи оценка за избор на оптималния в зависимост от вида на товара и стратегията на транспортната фирма, като се приложи комплексната методика.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Saaty, T.L., How to make a decision: The Analytic Hierarchy Process, European Journal of Operational Research, Vol. 48, pp. 9-26, 1990.

[2] Stancheva, N., Petrov, V., 2012a. Intelligent computer system for control of energy efficiency of mobile machines. Machines, technologies, materials, 6(2), p.22-25, website< http://mech-ing.com/journal/Archive/2012/2/104_stancheva_tm11_ENG.pdf> [Accessed 27 June 2013].

[3] Stancheva, N., Petrov, V., 2012b. Analysis of systems for control of energy efficiency of mobile machines. Machines, technologies, materials, 6(7), p.7-10, website<http://mech-ing.com/journal/Archive/2012/7/tm/8_84_stancheva_tm12.pdf> [Accessed 27 June 2013].

[4] Stoilova S, L. Kunchev, K. Nedelchev. Investigation of technical and operational indices for the movement of a road train. Сп. Машини, технологии, материали,бр.1, стр.37-46, 2012, http://mech-ing.com/journal/1-2012.html

[5] Stoilova S. Network models for traffic management of vehicles. Сп. Машини, технологии, материали,бр.1, стр.47-56, 2012, http://mech-ing.com/journal/1-2012.html

[6] Stoilova S, L. Kunchev. Modeling the movement of a road train using dynamic optimization. Сп. Машини, технологии, материали,бр.1, стр.75-78, 2012, http://mech-ing.com/journal/1-2012.html

[7] Stoilova S., K. Nedelchev. An automated optimization using graph theory. Сп. Машини, технологии, материали,бр.7,стр.17-22, 2012, http://mech-ing.com/journal/7-2012.html

[8] Stoilova S, L. Kunchev. Application of the mobile satellite navigation system to study the movement of the road train. Сп. Машини, технологии, материали,бр.7, стр.23-30, 2012, http://mech-ing.com/journal/7-2012.html

[9] Stoilova, S., L. Kunchev. Modeling of the fuel consumption of road train using GPRS system. International conference on automobile and vehicle technologies AVTHEC'13, p.111-125, Istanbul, 2013

[10] Stoilova, S., L. Kunchev. Application of the multicriteria decision-making methodology for route selection of a road train. 3RD International congress science and management of Automotive And Transportation Engineering, 23rd - 25th of October, 2014 Craiova, Romania

[11] Traffic Control., http:// www.trafficcontrol.bg

За контакти:

Доц. д-р инж. Лило Кунчев, Технически Университет- София , бул."Кл. Охридски,
e-mail: lkunchev@tu-sofia.bg

Цифров корекционен филтър за измерване на звуково налягане

доц.д-р инж.Здравко Иванов

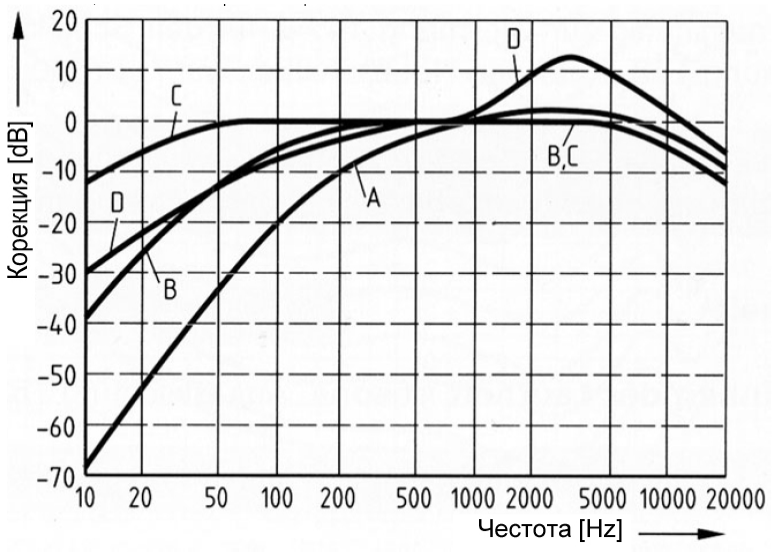
Digital correction filter for noise measurement: *On the basis of equal loudness curves is developed digital correction filter containing the correction values in a wide frequency range and amplitudes. It is used in determining the corrected sound pressure levels in noise measurements and reflects the subjective physiological perception. For the implementation of such digital processing of the sound signal it is necessary experimental data for sound pressure to be recorded in real time and structured in the respective arrays. The filter allows the simultaneous correction of the sound pressure levels for frequency and amplitude. The contour surface of the array traces equal loudness curves, which guarantees minimal deviations and errors. Regardless of the available large number of values by surface interpolation filter enables determination of corrections in random values of the input criteria.*

Key words: *Noise, method for measurement, internal combustion engine*

ВЪВЕДЕНИЕ

Субективното възприемане на звука се различава от неговите физически стойности. Съществуват честотни зони в спектъра на шума, в които човешкото ухо притежава естествени демпфиращи свойства, където звука се възприема по-слабо от действителния. В други честотни области звука резонира и се получава ефект на усилване. Тези ефекти водят до различно антропогенно възприемане в зависимост от честотата на излъчвания звук. Величината на честотната зависимост се изменя при нарастване нивото на шума. При по-ниските стойности тя е по-силно изразена, докато с нарастване силата на звука честотната зависимост намалява.

За отчитане и оценяване това възприятие са разработени различни методики, някои от които използват и различни мерни единици за оценка на силата на звука. В практиката на акустичните измервания се използват аналогови корекционни филтри, които са вградени в измервателната апаратура. Тези филтри се обозначават с латинските поредни букви A, B, C, D. Корекциите които те извършват са стандартизирани, например в DIN-IEC 651 или CCIR 468. На фиг.1. са показани корекциите, които извършват тези филтри в честотната област по DIN-IEC 651, [9].

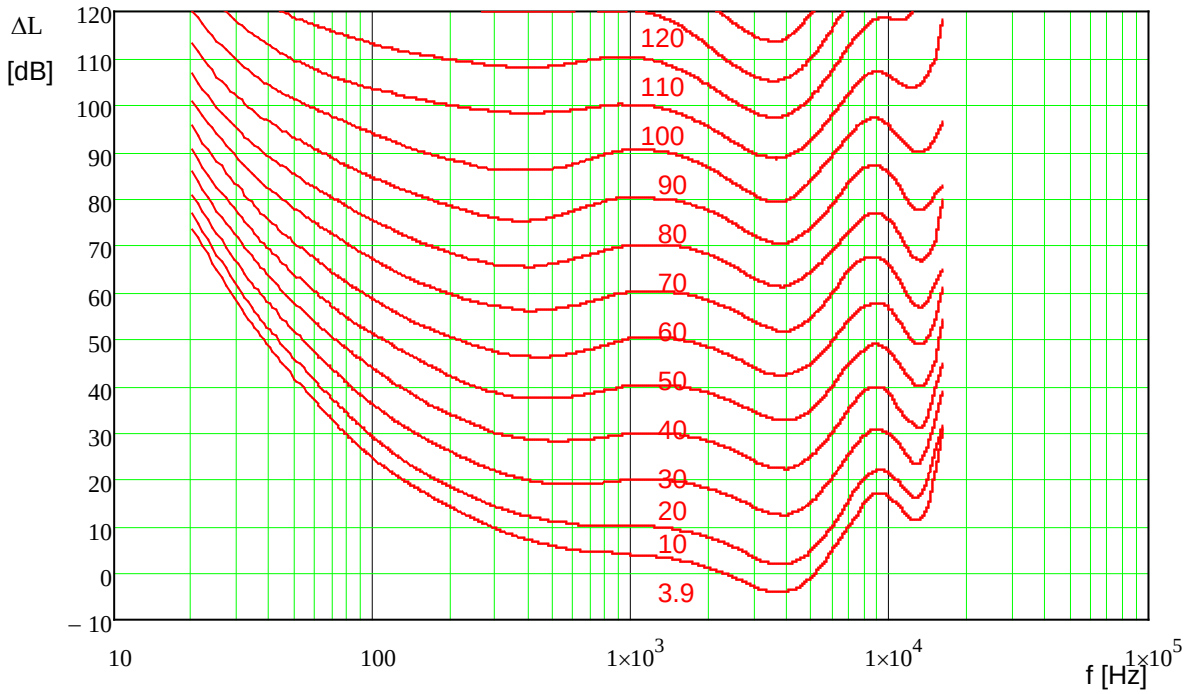


Фиг.1. Корекционни криви по DIN-IEC 651.

Показаните на фигурата корекционни криви са получени при обработка на кривите на еднаква гръмкост и са техен огледален образ. Корекциите които те отразяват са абсолютни, тъй като кривите са транслирани до ниво 0 [dB]. Крива A следва кривата на еднаква гръмкост при нива 20 до 40 [dB], крива B е при нива 50 до 70 [dB], крива C отговаря на звуци 80 до 90 [dB]. Крива D следва кривите на еднаква гръмкост за звуците с по-големи нива, поради което се използва приоритетно при измерване на авиационен шум. На графиката се вижда, че крива A намаля значително в областта на ниските честоти, докато останалите криви остават сравнително полегати, напромер крива C. Освен това се забелязва, че при честоти над 1000 [Hz] за известен интервал крива A заема положителни стойности. Ето защо при изследване на широкоспектърни шумове се препоръчва използване на A-корекция, [10], тъй като при нея се получават занижени резултати в сравнение с другите криви. При измерването на шум могат да бъдат извършвани корекции по една от тези криви или те да се включват последователно, като стойностите се регистрират поотделно.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Кривите на еднаква гръмкост, наричани още изофонни криви, са показани на фиг.2. Те са получени при фронтално излъчване на синусоидални тонове в свободно звуково поле.



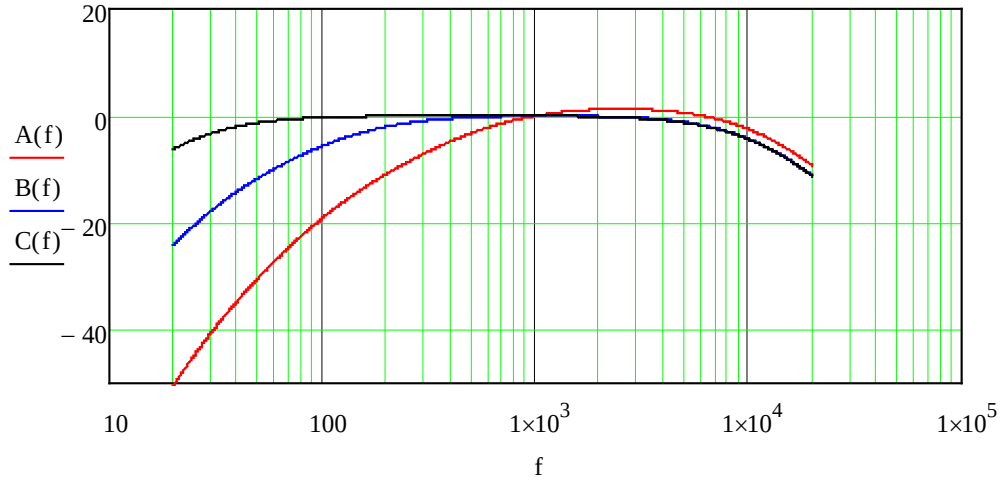
Фиг.2. Криви на еднаква гръмкост по D.W.ROBINSON и R.S.DADSON (ISO R226 (R454), DIN 45 630 BL.2 (DIN 1318)).

Корекционните криви, използвани за обработка на измерваните стойности на шума, са огледални на кривите на еднаква гръмкост. Показаните на фиг.1 са получени по следните емпирични формули, (1), (2) и (3), [9]:

$$A(f) := 20\log\left[\frac{12194^2\cdot f^4}{\left(f^2+20.59^2\right)\cdot\sqrt{f^2+107.6^2}\cdot\sqrt{f^2+737.8^2}\cdot\left(f^2+12194^2\right)}\right]+2.00 \qquad (1)$$

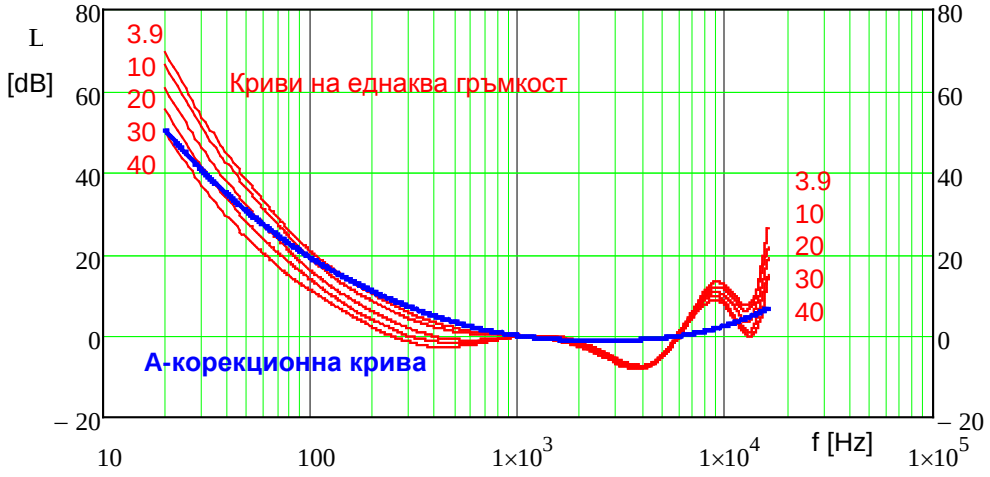
$$B(f) := 20\log\left[\frac{12194^2 \cdot f^3}{\left(f^2 + 20.59^2\right)\cdot\sqrt{f^2 + 158.5^2}\cdot\left(f^2 + 12194^2\right)}\right] + 0.17 \qquad (2)$$

$$C(f) := 20\log\left[\frac{12194^2 \cdot f^2}{\left(f^2 + 20.59^2\right)\cdot\left(f^2 + 12194^2\right)}\right] + 0.06 \qquad (3)$$



Фиг.3. Корекционни криви по формули (1), (2) и (3).

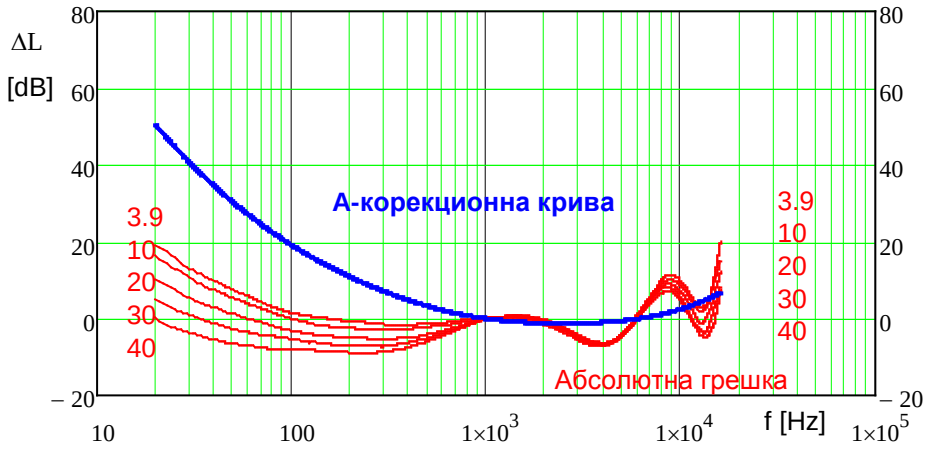
Проблемът при оценката на силата на шума с помощта на А-корекцията е комплексен, [7]. От една страна кривите на еднаква гръмкост са валидни само за чисти синусоидални или теснолентови сигнали, от друга страна формата на кривите зависи от нивото на шума. Характерът на изменение на кривите е идентичен, но в областта на ниските и високите честоти градиентите им се различават. Наклона на кривата при сила на звука 10 [dB] е значително по-голям от този на кривата при 120 [dB].



Фиг.4. Криви на еднаква гръмкост за нива на звуково налягане от 3.9 до 40 [dB].

На фиг.4. са показани кривите на еднаква гръмкост при нива на звуково налягане до 40 [dB], транслирани до ниво 0 [dB]. Нанесена е и корекционната крива А, получена по формула (1). Необходимата корекция в нискочестотната област е най-голяма. При честота 20 [Hz] корекцията към крива 3.9 [dB] е 69.5 [dB]. Тази крива

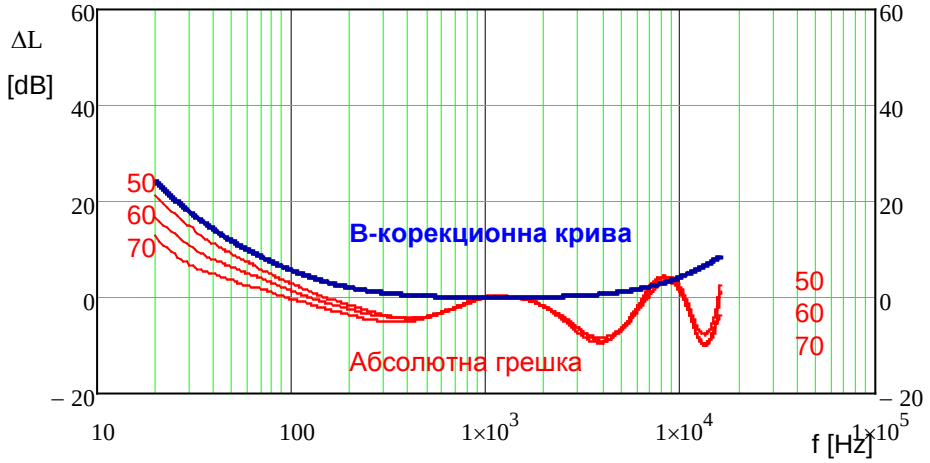
се нарича слухов праг и представлява най-ниските звуци, възприемани от човек за различните честоти. При следващите криви затихването постепенно намалява и за крива 40 [dB] подтискането за честота 20 [Hz] намаля до 50.5 [dB]. Всички криви преминават през стойност 0 [dB] при честота 1000 [Hz]. В областта на високите честоти кривите се развиват динамично, като при горната гранична честота за този диапазон 16 000 [Hz] отново най-ниската крива 3.9 [dB] показва най-голямо отклонение от 26.6 [dB], съответно за крива 40 [dB] подтискането за честота 16 000 [Hz] намаля до 6.7 [dB].



Фиг.5. Графика на абсолютната грешка на кривите на еднаква гръмкост за нива на звуково налягане от 3.9 до 40 [dB] относно корекцията по фирмула (1).

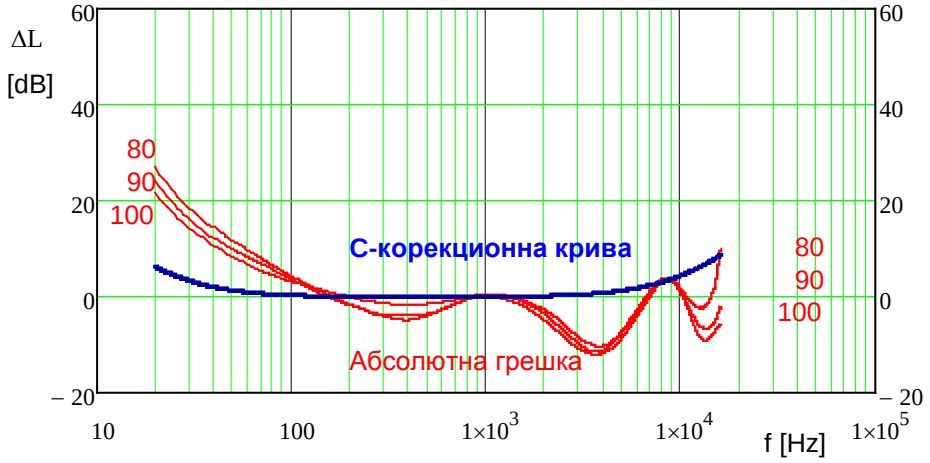
На фиг.5 са показани абсолютните стойности на отклонението на необходимите корекции и извършваните такива по формула (1). Както се вижда и от фиг.4 най-голяма погрешност при извършване на корекции се получава за крива 3.9 [dB], където отклонението е ΔL=19.092 [dB] за честота 20 [Hz] и ΔL=19.897 за честота 16 000 [Hz]. Най-малки са разликите за крива 40 [dB] в който диапазон по ниво на звуково налягане е препоръчително използването на тази корекция.

Същите тенденции се наблюдават и при анализа на поведението на другите криви на еднаква гръмкост и корекционни криви, използвани при по-високите нива на звуково налягане. Видно от фиг.2 наклонът на кривите намалява с нарастване на нивото на звука, но абсолютната грешка при използване на корекционни криви B, C и D нараства.



Фиг.6. Графика на абсолютната грешка на кривите на еднаква гръмкост за нива на звуково налягане от 50 до 70 [dB] относно корекцията по фирмула (2).

Погрешността на корекцията при ниските честоти, фиг.6, е от порядъка на тази при използване на А-корекция и се колебае в диапазона от около 15 до 20 [dB] за честота 20 [Hz]. В горната граница абсолютните разлики са значително по-малки от предходните. На фиг.7 са показани и графиките на абсолютните отклонения за корекционна крива С.



Фиг.7. Графика на абсолютната грешка на кривите на еднаква гръмкост за нива на звуково налягане от 80 до 100 [dB] относно корекцията по фирмула (3).

Тук абсолютните грешки са най-големи. За крива 80 [dB] и честота 20 [Hz] се регистрира най-голямо отклонение от кривата на еднаква гръмкост и корекционната крива със стойност ΔL=26.883 [dB]. За горната граница 16 000 [Hz] разликите са съответно ΔL=9.8633 [dB] за крива 80 [dB] и ΔL=-5.9667 [dB] за крива 100 [dB].

За съставяне на корекционния цифров филтър са използвани кривите на еднаква гръмкост, показани на фиг.2. Анализирани са 15 броя изофонни криви, започвайки от прага на чуването и завършвайки с нивото на болезнено възприемане на звука.

При превръщане на кривите в цифров вид са получени вектори с различна, но достатъчна за изследването дължина. След предварителна обработка на данните, [1], [5] и линейната апроксимация са намерени такива функции сред ограничен клас, които се приближават (апроксимират) до целевите функции по точно определен начин. Така от дискретните експериментално получени функции се получават съответните непрекъснати функции (4):

$$L(\alpha)_i := \text{linterp}\left(X_i, Y_i, \alpha\right) \qquad (4)$$

За преобразуване на данните в масив с определена стъпка, в случая 1 [Hz], в честотния интервал N1 до N2 се използва линейна интерполация. Процесът се извършва по следната процедура:

$$\Delta\alpha := 1$$

$$M := \frac{(N2 - N1)}{\Delta\alpha} \qquad (5)$$

$$j := 0..M$$

$$X_j := N1 + j\cdot\Delta\alpha$$

$$Y_{j,i} := L\left(X_j\right)_i \qquad (6)$$

След тази процедура изходния масив *Y* за изследвания честотен и динамичен диапазон е с размери *j=15 980* и *i=15*.

Въвежда се параметъра *St=100*, за преобразуване на елементарните стъпки и размери с цел превръщане на масива в квадратна матрица. Тогава за стъпката по честота получаваме:

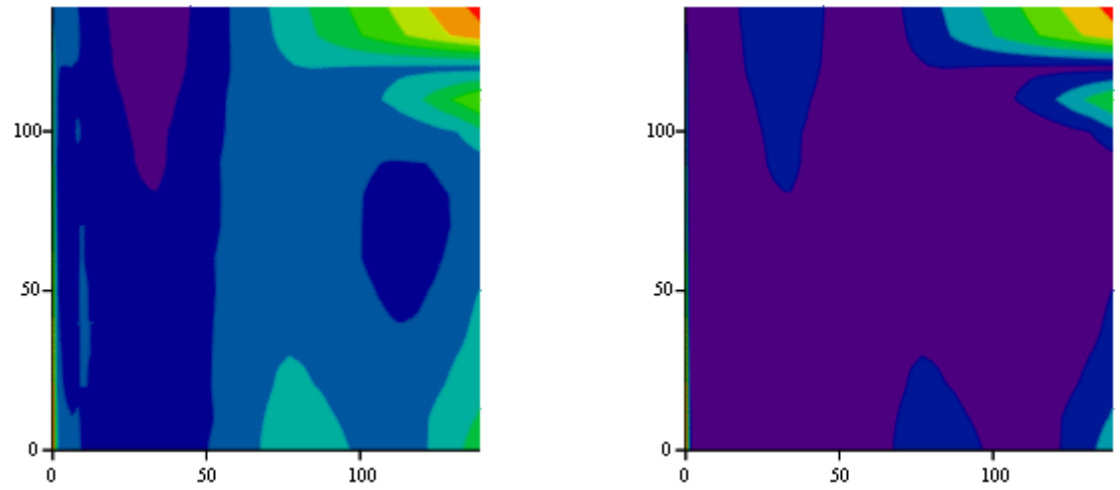
$$\Delta f := \frac{N2 - N1}{14 \cdot St}$$

$$\Delta f = 11.414 \quad [Hz]$$

Интерполират се данните по ниво на звуково налягане:

$$k := 0..\,14 \cdot St - 1 \qquad i := 1..\,St \qquad n := 1..\,15 \qquad j_i := i - 1$$

$$M_{k,\,i+(n-1)\cdot St} := \frac{L(\Delta f \cdot k)_{n+1} - L(\Delta f \cdot k)_n}{St} \cdot j_i + L\left(M_{k,\,0}\right)_n \qquad (7)$$

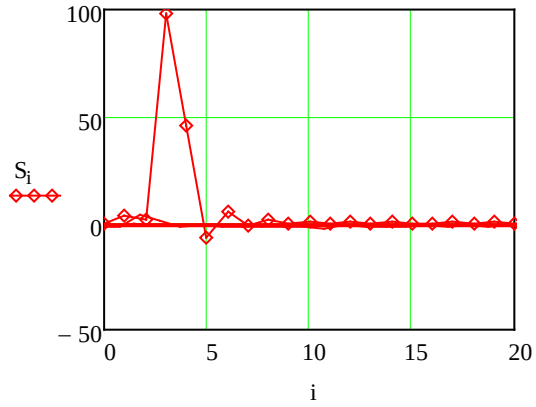


A B

Фиг.8. Контурни графики на цифровия корекционен филтър.

На Фиг.8. са показани контурните графики на текущите А и абсолютните В стойности на цифровия корекционен филтър в нормална скала. Вижда се, че в горния десен ъгъл на графиките корекциите нарастват значително. Това нарастване се отнася за високите нива на звуково налягане и при честоти близки до горната граница на изследвания диапазон 16 000 [Hz]. В този диапазон поради прекъснатост на експерименталните данни се получават екстраполирани стойности, които при използване за корекция трябва да бъдат отчетени като такива. Графика В показва хомогенност на данните в по-голямата част на динамичния диапазон по цялата повърхнина на филтъра.

Определянето на конкретната корекция по честота и амплитуда се извършва чрез повърхнинна интерполация на стойностите в корекционния филтър.



Фиг.9. Сплайн коефициенти на цифровия корекционен филтър.

След пресмятане на сплайн коефициентите, в случая общо 19 600, първите 20 от които са показани на графиката на фиг.9, числовия масив се интерполира двумерно по (8):

$$fit(x,y) := interp\left[S, Mxy, Mz, \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}\right] \qquad (8)$$

където:

$$x := \frac{f - N1}{\Delta f} \qquad y := \frac{L - L1_0}{\frac{(L15_0 - L1_0)}{(14 \cdot St)}}$$

f - честота на звуковото налягане, подлежащо на корекция;

L – текуща стойност на нивото на звуково налягане, подлежащо на корекция;

$L1_0$ и $L15_0$ –гранични стойности за нивото на звуково налягане на изофонните криви при честота 1000 [Hz] за честотния филтър.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработеният корекционен филтър покрива честотния и динамичния диапазон на антропогенното възприемане на шума. Неговите граници се определят от изходните данни за експериментално определените криви на еднаква гръмкост, които обхващат честотен диапазон от 20 [Hz] до 16 000 [Hz]. След честота 13 700 [Hz] градиента на кривите нараства значително. Експериментални изследвания за поведението на кривите за честоти по-високи от 16 000 [Hz] не са извършвани. Проведеното във връзка с тази разработка теоретично изследване на кривите в областта на честоти по-високи от 16 000 [Hz] показва, че очакваните корекции в нивото на звуково налягане например за честота 20 000 [Hz] е 62.177 [dB] за крива 3.877 [dB], и 49.12 [dB] за крива 100 [dB]. Посочените корекции за честоти извън кривите на еднаква гръмкост са само теоретични, съдържат грешки от цифровизацията на графиките и от степента на апроксимация и не трябва да се използват за обработка на експериментални данни.

Стойностите корекционния филтър са структурирани в квадратна матрица с размери 1400/1400. Тази размерност на матрицата създава повърхнина с гъста съвкупност от стойности, които точно копират изменението на кривите на еднаква гръмкост. Стъпката на матрицата на филтъра по честота е 11.414 [Hz], а по ниво на звуково налягане 0,1 [dB]. Тези стойности могат да бъдат програмно променяни чрез параметъра S в зависимост от необходимата точност на пресмятанията, разполагаемия технически ресурс и ограниченията за анализ на резултатите по време. При ориентировъчни пресмятания, за увеличаване на бързодействието на

изчислителния процес, параметъра S може да заема стойности S<100, което значително съкращава размерите на матриците. От друга страна стъпка по ниво на звуково налягане по-малка от 0.1 [dB], т.е. S>100, значително забавя изчислителния процес. При S=100 точността на изчислителните операции е изключително висока, имайки предвид разделителната способност на човешкото ухо по честота и сила на звука.

Точността на определяне на корекциите при двумерната апроксимация на повърхнината по формула (8) спрямо кривите на еднаква гръмкост е от порядъка на наколко десети от децибела и рядко надхвърля 1 [dB]. Тези отклонения са незначителни и много по-малки в сравнение с абсолютните отклонения, посочени на фиг.5, фиг.6 и фиг.7.

Филтъра се използва при измервания на шума в реално време и се отнася за стойности на звуково налягане, обработвани директно по методиката, разработена в [6]. При регистрация на експериментални данни чрез лентови октавни или терцоктавни анализатори филтъра работи при значително облекчени режими и за повишаване бързодействието на изчислителния процес размерите на матриците могат да бъдат минимизирани.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Иванов Н., Изследване периода на задържане на възпламеняване при автомобилни дизелови двигатели, Дисертация, 2003 г.

[2] Монева И., С.Стефанов, С.Георгиев, Сравнителен анализ на установените процеси на дизелов двигател от натурни и числени експерименти, Механика на машините, бр.49, Варна, 2003; ISSN 0861-9727.

[3] Казаков П., М. Стоянов Перспективи и програми за използване на възобновяеми енергийни източници. Международна научна конференция "Електромобили" ЕМ11, Русенски университет, Сборник доклади,2011.

[4] Иванов З.,Михайлов В., Мерсинков Хр., Шумови характеристики на газови електромагнитни вентили, Транспорт, екология, устойчиво развитие, ЕКОВАРНА 2013.

[5] Иванов Н., Иванов З., Метод за предварителна обработка на процеси в двигатели с вътрешно горене регистрирани с АЦП, Машиностроителна техника и технологии, НТС, Варна, 2002.

[6] Иванов З.,Михайлов В., Метод за измерване на шум при двигатели с вътрешно горене, Транспорт, екология, устойчиво развитие, ЕКОВАРНА 2013.

[7] Sontacchi Alois, Entwicklung eines Modulkonzeptes für die Psychoakustische Geräuschanalyse unter MatLab, Institut für Nachrichtentechnik und Wellenausbreitung der Technischen Universität Graz, 1998.

[8] Ch. Schierz, Akustik und Hören, Skript für die Vorlesung „Design interaktiver Systeme“, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2005.

[9] DIN-IEC 651.

[10] Martin Langhoff, Akustische Messtechnik, Anwendungen im Bereich der Lärmbekämpfung, Berlin, 2004.

За контакти:

Доц. д-р инж.Здравко Иванов, Технически Университет Варна, кат.ТТТ, тел.: 052-383 464, e-mail: zdrdi@mbox.actbg.bg

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ УСТОЙЧИВОСТТА НА ДВУОСЕН ТОВАРЕН АВТОМОБИЛ

инж. ЕВГЕНИ ВЪРБАНОВ АВРАМОВ

Stability analysis of two-axle truck. In this article are given parameters in stability analysis of two-axle truck with non-steady motion through a simulation model development environment Simulink.Presented a model for the general case in which the vehicle sredstvos different acceleration and radius of a horizontal path.

Key words: Normal Reactions, Lateral Reaction

ВЪВЕДЕНИЕ:

Взаимовръзките между големина и посока, сили и въртящ момент предизвикващи деформация на гумите може да се извършва по два начина теоретичен и експериментален. Експерименталните резултати могат да се получат в лабораторни и пътни условия. Лабораторните резултати понякога дават значителни отклонения от тези при пътните изпитания [1,2,3]. Чрез моделирането се избягват някои трудности, свързани с експерименталните изследвания [2,3,4]. В катедра ДТТ на Русенския университет се работи по тези въпроси и са разработени редица модели на движението на автомобилите, всеки от които е с различно предназначение. В [5] е разработен модел, който съдържа аналитични зависимости за определяне на нормалните, надлъжните и напречните реакции на пътя върху колелата на двуосен товарен автомобил при спиране в завой с постоянен радиус по път с надлъжен наклон. В него е отчетено преразпределението на натоварването между колелата на двата моста под действие на външните сили, приложени върху автомобила. Моделът е разработен на база на описания в [6,7] итеративен подход за определяне на реакциите, възникващи в контакта на автомобилните колела с пътя, като той е доразвит. Този модел не отчита напречния наклон на пътя и не е приложим при променлив радиус на завоя.

ИЗЛОЖЕНИЕ:

При теоретичното изследване устойчивостта на двуосен товарен автомобил е разработен и използван модел за определяне на реакции при неустановено движение на двуосен автомобил. По него е реализиран симулационен модел в програмната среда Simulink. Общата блок-схема на симулационния модел е представена на фиг. 1. Моделът дава възможност при неустановено движение, да се симулират всички реакции по мостове, във функция на времето.

Целта на работата е да се представят резултати, получени с модела, и да се анализират възможностите му за изследване на устойчивостта на автомобила срещу унасяне.

В някои от зависимостите на модела са използвани експериментално получени стойности при изпитване на конкретния модел гума.

Например за коефициента на сцепление φ, коефициента на напречно увличане K_δ и зависимостта им от натоварването

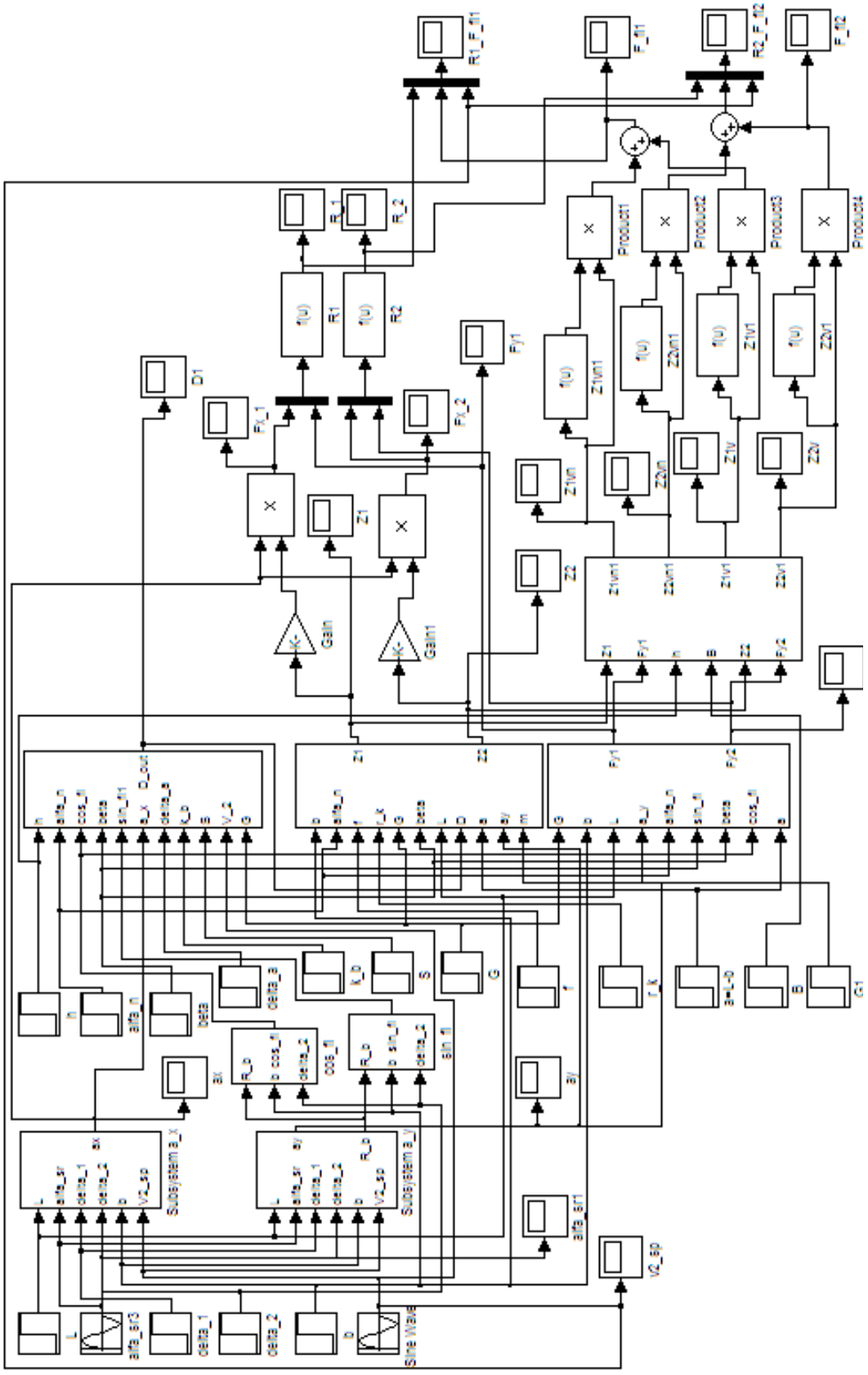
и налягането на въздуха в гумите. Геометричните и масови параметри, използвани в симулациите са взети от реален двуосен товарен автомобил със сдвоени гуми на задния мост. Основните от тях са :

- пълно тегло – 160 kN;
- надлъжна база – 5,0 m;
- разстояние от центъра на тежестта до задния мост – 1,875 m;
- напречна база – B = 2,25 m;
- челна площ – S = 7,4 m^2;
- коефициент на въздушно съпротивление – $k_в$= 0,6 Ns^2/m^4;
- височина до центъра на тежестта – h= 1,5 m;
- радиус на колелата rk = 0,505 m;
- коефициент на съпротивление от предвижване f – 0,018;
- начална стойност на коефициента на сцепление φ – 0,8;

В табл.1.1. са обобщени получените за разгледаните случай критични скорости срещу унасяне и условията на движение, при които се достигат те. За сравнение е дадена и определената критична скорост по класическата зависимост $V_{kp} = \sqrt{g\varphi_y R}$.

табл.1.1 Теоретично определени критични скорости срещу унасяне

Величина	Случай 1	Случай 2	Случай 3	Случай 4	Случай 5	Случай 6
t, s	-	Пр – 1,6 Зд – 2,4	-	Пр – 9,1 Зд – 8,5	Пр – 4,4 Зд – 4,9	Пр – не Зд – 4,3
V_{kp}, m/s (пр/зд мост)	14,1	14,4/13,6	Не се достига	14,0	14,6 / 13,9	Не / 13,7
α_{cp} , deg	9,45	9,45	0	9,62/ 9,40	9,62 / 9,11	- / 9,57
R_δ , m	28,6	28,6	∞	$\infty \rightarrow 28,6$	$\infty \rightarrow 28,6$	$\infty \rightarrow 28,6$
a_{cn} , m/s^2	0	-1	-6	0	-1,25	По синисоида
V_{kp} , km/h (модел)	**50,76**	**51,84/48,9**	**Не се достига**	**50,40**	**52,56 / 50,**	**Не / 49,37**
V_{kp} , km/h (класическа)	56,88	56,88	56,88	56,88	56,88	56,88
Разлика, km	**6,12**	**7,92**	**-**	**6,48**	**3,32 / 5,64**	**- /7,51**
Разлика, %	**10,8**	**13,9**	**-**	**11,4**	**5,8 / 9,9**	**- / 13,2**



Фиг. 1. Блок-схема на симулационния модел за определяне на реакциите в неустановен режим на движение на двуосен автомобил

За тестване работоспособността на симулационния модел в програмната среда Simulink и за поставената цел се изследваха няколко случая на неустановено движение:

Случай 1: Движение в завой с постоянен радиус и постоянна скорост на движение (*R=const, V= const*);

Случай 2: Спиране в завой с постоянен радиус и постоянно спирачно закъснение (*R=const, V=var,* $a_{сп}$*=const*);

Случай 3: Праволинейно спиране с постоянно закъснение (*R=0, V=var,* $a_{сп}$*=const*);

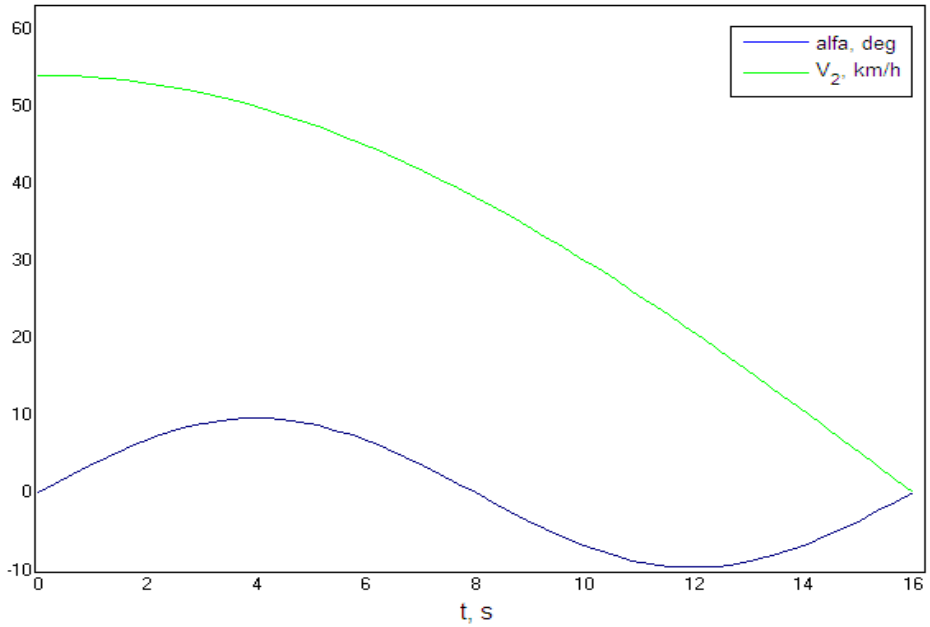
Случай 4: Движение в завой с променлив радиус и постоянна скорост (*R=var, V=const*).

Случай 5: Движение в завой с променлив радиус, променлива скорост и постоянно спирачно закъснение (*R=var, V=var,* $a_{сп}$*=const*);

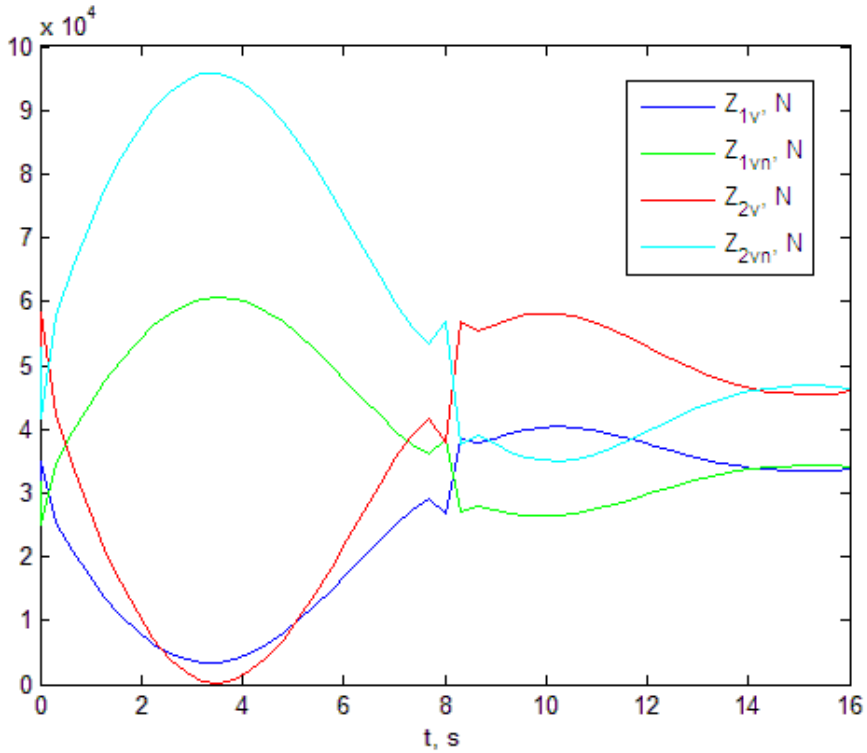
Случай 6: Движение в завой с променлив радиус, променлива скорост и променливо спирачно закъснение (*R=var, V=var,* $a_{сп}$*=var*).

За всички упоменати случаи на движение са получени графични зависимости на изменението на средния ъгъл на завъртане на управляемите колела $\alpha_{ср}$, радиуса на завоя R_{δ}, скоростта на движение V_2, нормалните Z_i, напречните F_{Yi} и надлъжните F_{Xi} реакции върху колелата, силата на сцепление $F_{\varphi i}$ и сумарните реакции R_i по мостове.

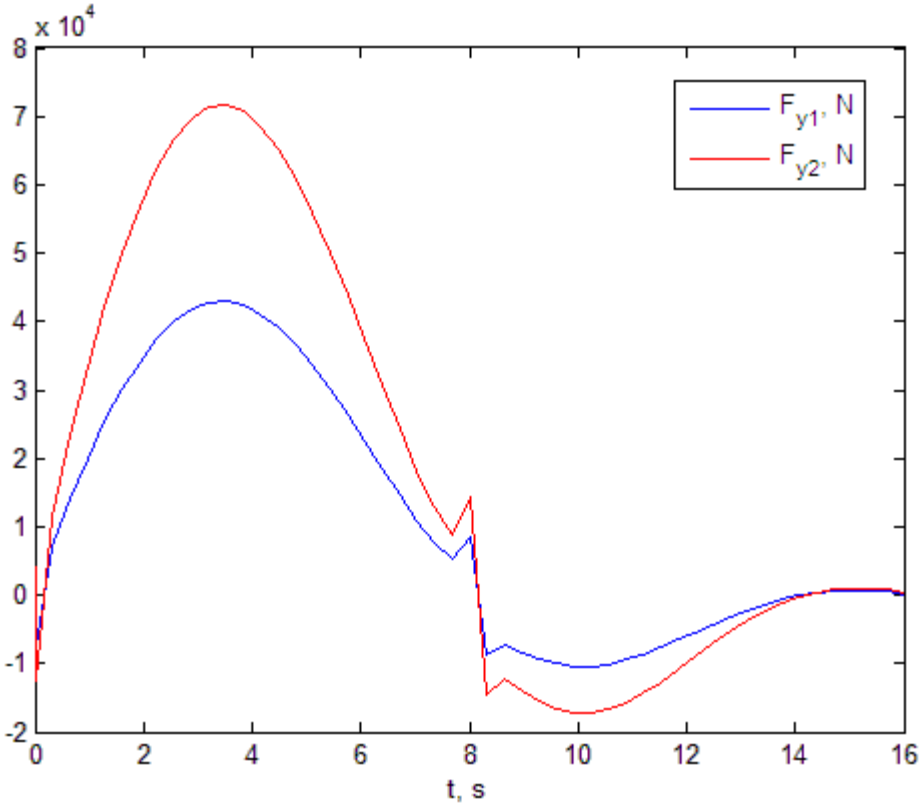
За всеки от изследваните случаи са представени по 6 графики. На всяка от тях са комбинирани и показани по подходящ начин по няколко величини във времето.



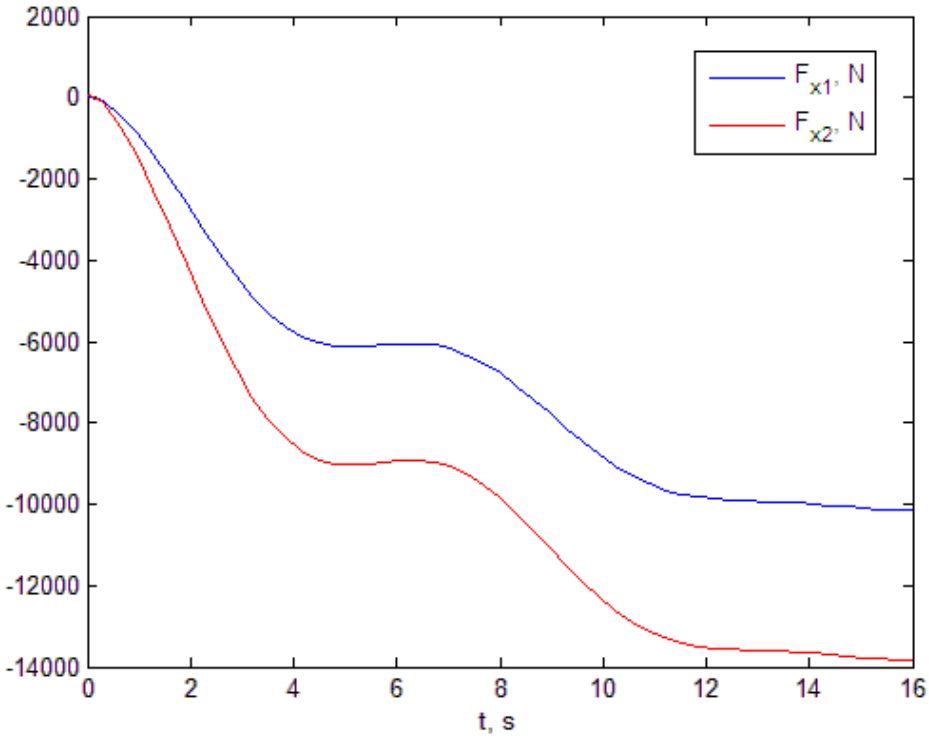
Фиг. 1.2 Изменение на средния ъгъл на отклоняване на колелата $\alpha_{ср}$ и скоростта на движение V_2 при шестия изследван случай на движение



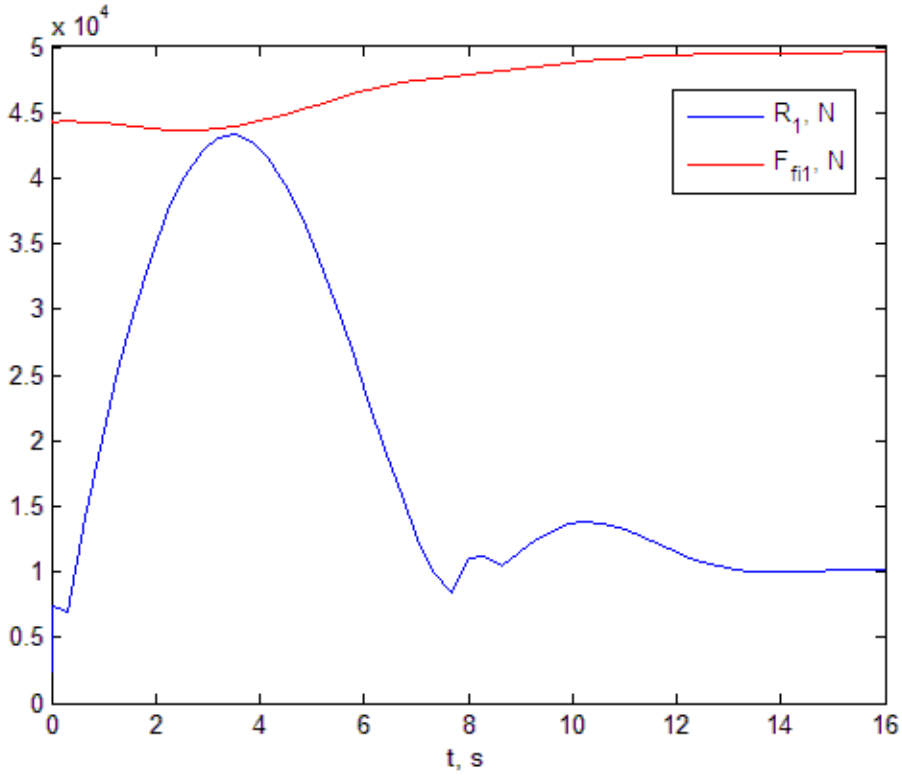
Фиг. 1.3. Изменение на нормалните реакции върху колелата Z_i при шестия случай на движение.



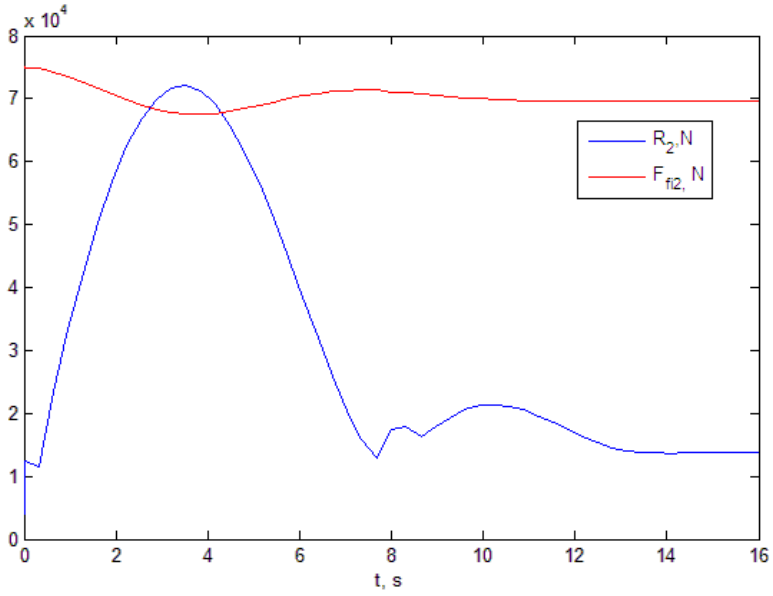
Фиг. 1.4. Изменение на напречните реакции по мостове F_{Yi} , при шестия изследван случай на движение



Фиг. 1.5. Изменение на надлъжните реакции по мостове F_{Xi} при шестия изследван случай на движение



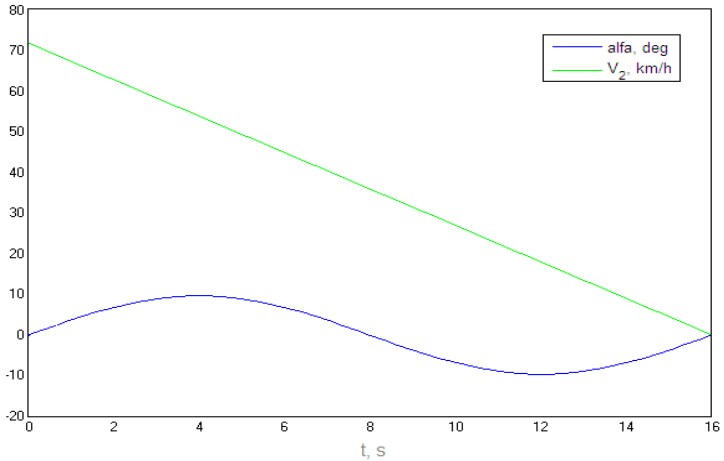
Фиг. 1.6. Изменение на сумарната реакция R_1 и силата на сцепление $F_{\varphi i1}$ за предния мост при шестия изследван случай на движение



Фиг. 1.7. Изменение на сумарната реакция R_2 и силата на сцепление $F_{\varphi 2}$ за задния мост при шестия изследван случай на движение

От показаните резултатите се вижда, че успешно може да се симулират всички реакции, действащи върху колелата на двуосен товарен автомобил при сложни неустановени режими на движение.

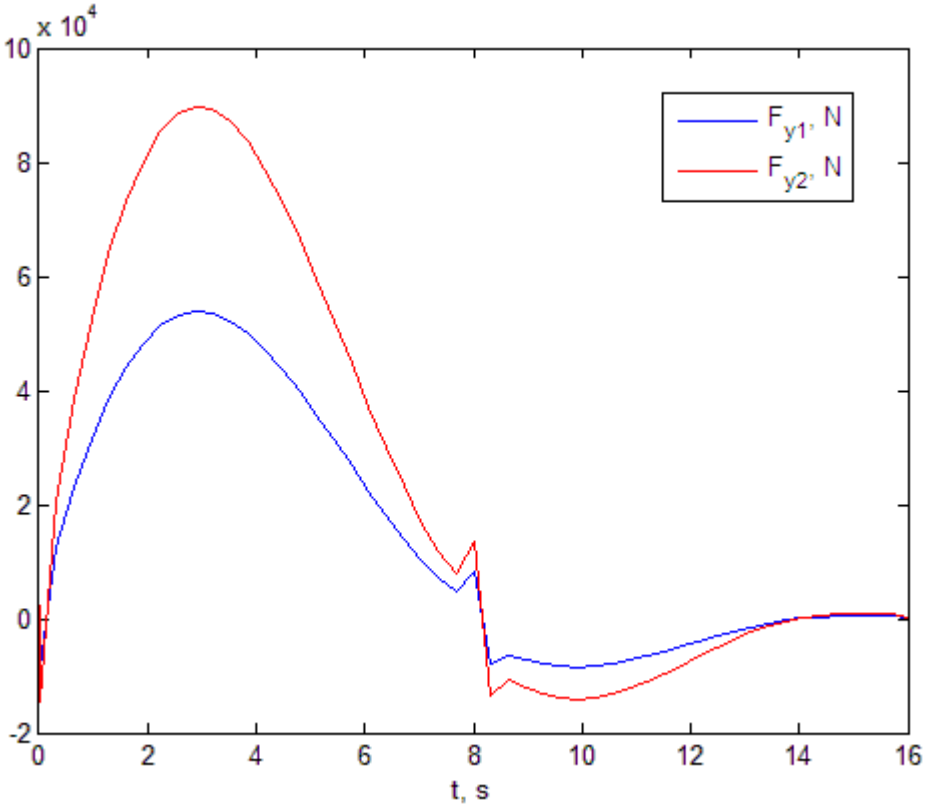
От фигурите, на които са показани сумарните реакции и силата на сцепление по мостове може да се оценява устойчивостта на автомобила срещу унасяне. Например за шестия случай се вижда, че има отрязък от време, в който сумарната реакция върху мостовете надхвърля силата на сцепление, което означава, че има унасяне на мостовете. От пресечните точки на сумарната реакция и силата на сцепление може да се определи в кой момент от време е настъпила загубата на устойчивост и съответните графики за изменение на скоростта (за случай 5- от фиг.1.8)може да се отчете каква е била стойността на скоростта в този същия момент.



Фиг. 1.8. Изменение на средния ъгъл на отклоняване на колелата α_{cp} и скоростта на движение V_2 при петия изследван случай на движение

Тя се явява критична срещу унасяне на някои от мостовете и загуба на устойчивост от автомобила. По този начин може да се определя критичната скорост във всеки конкретен случай на движение.

В табл.1.1. са обобщени получените за разгледаните случай критични скорости срещу унасяне и условията на движение, при които се достигат те. За сравнение е дадена и определената критична скорост по класическата зависимост $V_{kp} = \sqrt{g\varphi_y R}$.



Фиг. 1.9. Изменение на напречните реакции по мостове F_{Yi} , при петия изследван случай на движение

От фиг 1.8 и 1.9 се виждат и някои недостатъци на модела – при определени стойности на входните величини се получават прекъсвания в графиките. Например при ъгъл на отклоняване на колелата равен на 0 градуса, поради неопределеност, се получават неестествени пикове (около 8-та секунда).

Подобни пикове се получават и в началния момент. Пикове в подобни ситуации са получени при симулациите и при другите 5 случая на движение.

Същият проблем съществува и когато увличанията на мостовете δ_1 и δ_2 станат

Заключение :

Разработеният модел и реализацията му в програмната среда са работоспособни, дават достоверни резултати за всички реакции върху колелата и по мостове при различни случаи на неустановено движение на двуосен автомобил, и може да се използват в бъдещи изследвания. Резултатите, получени с модела може да се използват за изследване на устойчивостта срещу унасяне на автомобила. Те са по-прецизни от класическата методика, защото отчитат преразпределение на реакциите, изменението на коефициента на сцепление. За условията на тези изследвания при еднаква начална стойност на коефициента на сцепление на гумите, разликата между определената критична скорост срещу унасяне чрез модела и по класическата зависимост са в границите 3,32 – 7,92 km/h или 5,8 – 13.9 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бойков В. П., А. М. Кривицкий, Современые методы испытания пневматических шин. Э. И Минск, 1982
2. Воденик И. И., Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой. Автомобильная промышленость, кн. 10, стр. 18, 1980.
3. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. SAE, Warrendale, 2002
4. Литвинов А. С., Управляемость и устойчивость автомобиля. М.,Машиностроение, 1971.
5. Илчев П. И., Р. Иванов, Р. Русев, Модел за изследване изменението сцеплението на автомобила. София, Сб. Доклади от МНК MOTAUTO'03, 2003.
6. Любенов С. Параметри на системата за управление на колесни трактори. Хабилитационен труд, Русе, 1990.
7. Любенов С., И. И. Евтимов, Д. А. Кацов, Разпределение на напречните реакции върху управляемите колела при движение на трактора в завой, Русе, Н. Тр..ВТУ, 1989, т. 32, серия 6.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторът изказва своята благодарност на фонд „Научни изследвания" на Русенския университет, проект 2011 – ФТ – 01, с чиято финансова помощ работния колектив е конструирал и изработил мобилната уредба за изпитване на пневматични гуми, както и на колегите от катедра Двигатели и транспортна техника, консултирали при изпълнението на проекта.

За контакти:

Инж. Евгени Аврамов, Русенски университет, кат. Двигатели и транспортна техника, докторант, e-mail: evgeni-avramov@abv.bg

INVESTIGATION ON NEEDS OF BASIC GASOLINE ENGINE CONTROL PROGRAM CORRECTION WHEN OPERATING ON BUTANOL - GASOLINE BLENDS

K. Hadjiev, H. Stanchev, S. Iliev, University of Ruse

Abstract: *The experimental investigation is performed to evaluate the needs of basic gasoline engine control program correction when operating on butanol - gasoline blends. Blends with 10, 30 and 50% butanol by volume are investigated. As a result the injection duration and spark advance angle correction are determined.*

Keywords: *GASOLINE ENGINE, BUTANOL, FUEL BLENDS, FUEL METERING, SPARK ADVANCE.*

1. INTRODUCTION

The high emission standards for green house gases exist using of different type of high alcohols as an alternative fuels (both neat and blended with gasoline). The new low cost technology for butanol production and its very close characteristics to gasoline lead to active scientific work all around the world for replacement of gasoline with alternative fuels. There are lot hurdles to be overtaken to use neat butanol as an engine fuel. It has lower stoichiometric ratio and combustion rate than gasoline. This leads to different type of mixture formation and combustion process. As a result engine lost power and has low efficiency. That is why butanol is used as a blend with gasoline only. The main target of this investigation is to determine the percentage limit of butanol in fuel to which correction in existing engine control programs is not necessary.

2. THEORETICAL PART

Some specifications of different butanol-gasoline blends are given in table 1. It is evident that the stoichiometric relative air-fuel ratio decrease with increasing of butanol percentage in blend. Butanol has 20% higher calorific value than ethanol, but 25% lower than gasoline. The heat value of 1 kg air-butanol mixture is only 5% lower than the same quantity of air-gasoline mixture. This is due to the lower stoichiometric relative air-fuel ratio for butanol.

Table 1. Fuel specifications

Fuel composition (in vol. %)		**Specific gravity (kg/dm^3)**	**Calorific value (MJ/kg)**	**Stoichiometric relative air-fuel ratio (kg)**
100% gasoline	B0	0,740	44	14,7
90% gasoline 10% butanol	B10	0,747	42,91	14,26
70% gasoline 30% butanol	B30	0,761	40,73	13,58
50% gasoline 50% butanol	B50	0,785	38,55	12,9

The fuel viscosity influences on the fuel injection system. The kinematic viscosity of butanol is equal to viscosity of diesel fuel, but it is several times higher than viscosity of gasoline (Table 2).

Table 2.

Fuel	**Kinematic viscosity at 20°C, cSt**
Butanol	3,64
Ethanol	1,52
Gasoline	0,4 – 0,8
Diesel	>3

Very important factor for engine performance is combustion rate. In combustion chamber there is high turbulence and turbulence flame velocity is used as a combustion rate. It is known that turbulence flame velocity depends on laminar one. The optimal spark advance angle is strong dependable of combustion rate.

The laminar flame velocity depends on type of fuel, air-fuel mixture and initial temperature and pressure. Figure 1 shows laminar flame velocity versus relative air-fuel ratio for three fuels: isooctane, butanol and ethanol [1].

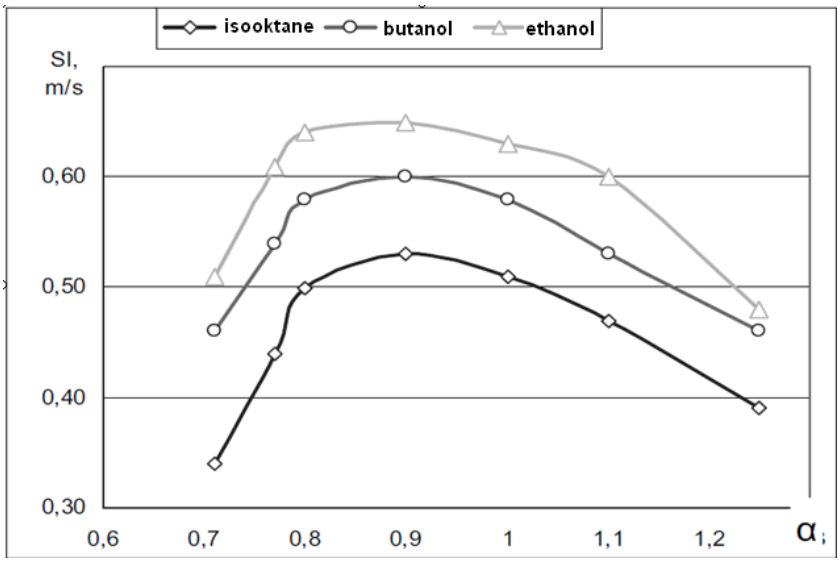


Fig. 1. Laminar velocity $\mathbf{S_L}$ versus relative air-fuel ratio **α** at pressure p=0.1 MPa and temperature T=393 K

Alcohols have higher combustion rate than gasoline. Combustion rate of Butanol is 12% higher than combustion rate of gasoline. The maximal combustion rate occurs at richen air-fuel mixture (around α=0.9). Investigation of heat release shows that the combustion duration of butanol is 10% shorter than that of gasoline [3]. The higher combustion rate of butanol leads to spark advance angle decreasing.

3. EXPERIMENTAL RESULTS

For investigation 1.3 l MPI engine is used. The engine performance (power, efficiency and emission) as a function of relative air-fuel ratio and spark advance angle are determined. Neat gasoline (B0) and butanol-gasolin blends B10, B30 and B50 are investigated. The experiment is done at different load and rotational speed of engine.

The necessary correction of injection duration for engine working on butanol-gasoline blends is determined first. Injection duration τ versus engine brake torque M_e , for different type of fuel, is shown on Figure 2. Engine speed is n=2000 $min^{-1}$and air-fuel mixture is hold stoichiometric for all fuels.

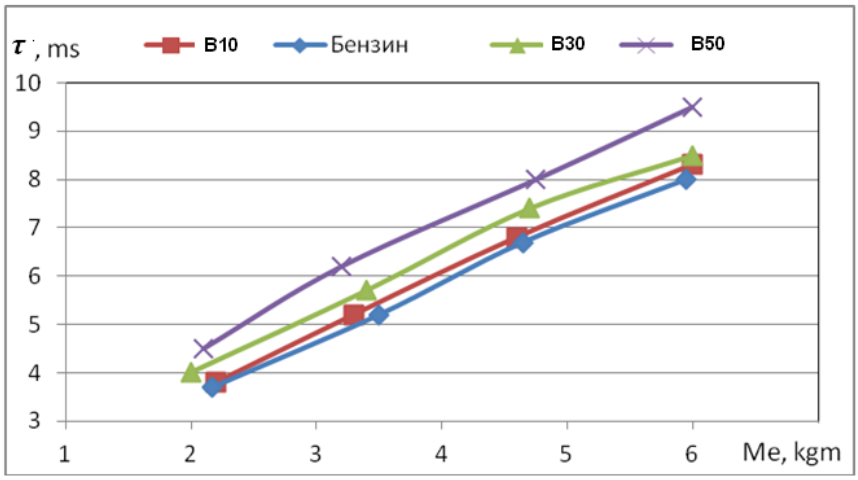


Fig. 2. Injection duration τ versus engine brake torque M_e at n=2000 min^{-1}

As a result of testing we can see that injection duration at constant torque increases with increasing of butanol percentage in blends. It is evident from figure 2 that for B10 increasing of injection duration is 3%, 8% for B30 and 16-18% for B50.

At engine speed n=3000 min^{-1} (Fig. 3) increasing of injection duration is bigger: 16% for B30 and more than 20% for B50.

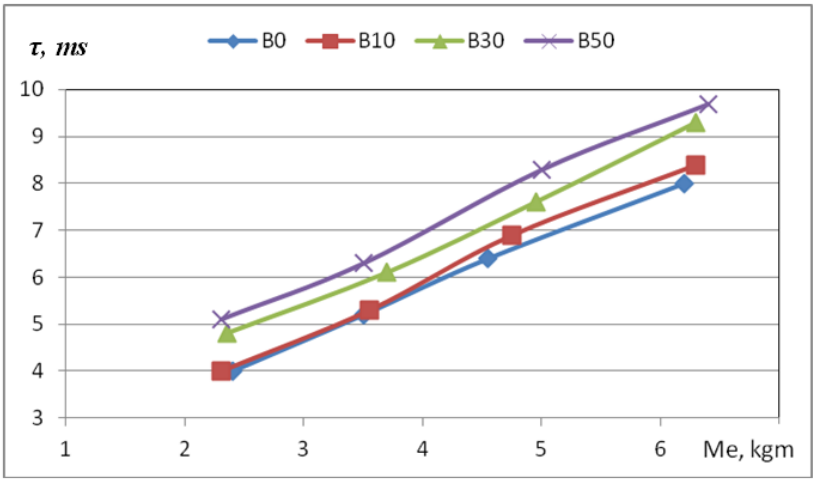


Fig. 3. Injection duration τ versus engine brake torque M_e at n=3000 min^{-1} and stoichiometric relative air-fuel ratio

The injection duration for maximal engine torque is determined from the characteristics for different fuels. Data are used to create figure 4. The injection duration increases with butanol percentage increasing. For B50 injection duration is 28% longer than neat gasoline.

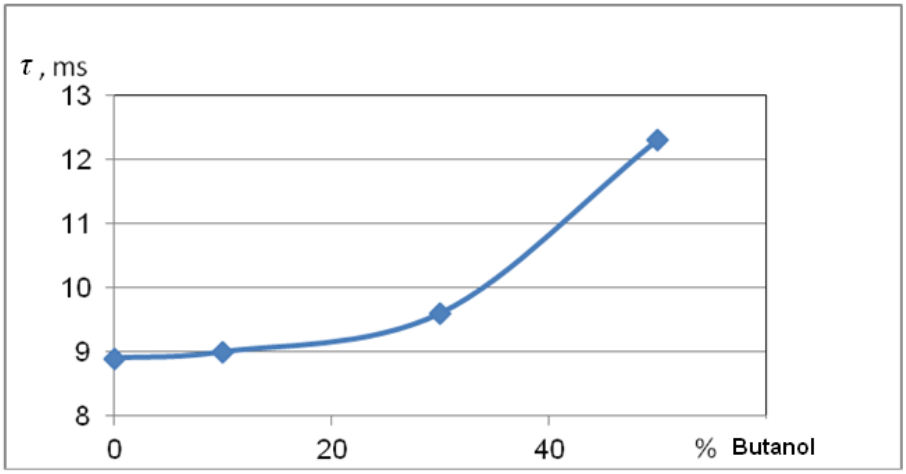


Fig. 4. Injection duration for maximal engine torque versus percentage of butanol in blends at engine speed n=3000 min^{-1}

The injection duration increasing is too long to be compensate under the signal from oxygen sensor. This means that a new injection program mast be installed in ECU (Electronic control unit) for blends with butanol percentage higher than 50%.

The second experimental series is devoted on determination of spark advance angle correction. The experiment is done at the same engine rotational speeds and same butanol-gasoline blends. The engine power and specific fuel consumption are measured at different spark advance angles.

The result at speed n=2000 min^{-1} and light load are shown on Fig.5 and Fig. 6. The maximal power decreases and occurs at small spark advance angle (near to TDC) with butanol percentage increasing. This is due to higher combustion rate of butanol than gasoline. The minimal specific fuel consumption increases with butanol percentage increasing.

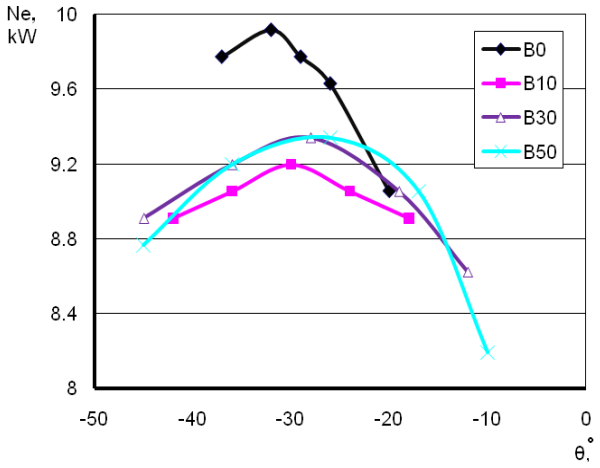


Fig. 5. Brake engine power N_e versus spark advance angle θ at speed n=2000 min^{-1} and different type of fuel

As a result of this experiment it is evident that with increasing of butanol percentage the bigger correction of spark advance angle is needed. When butanol in blend is more than 50% , for best results, a modification of engine control program must be done.

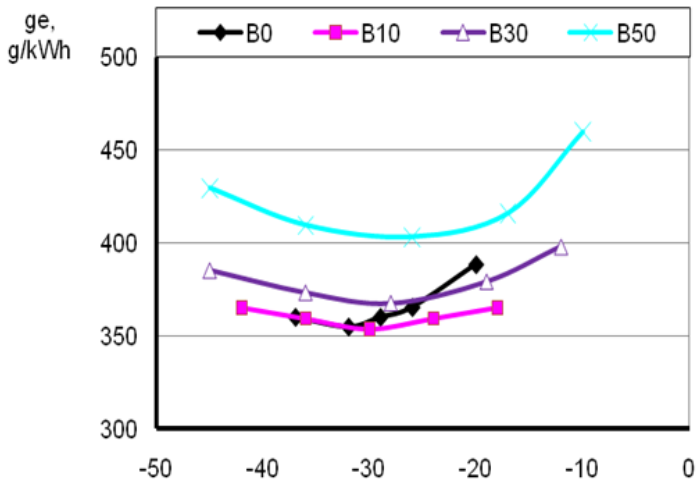


Fig. 6. Specific fuel consumption g_e versus spark advance angle θ at speed n=2000 min^{-1} and different type of fuel

4. CONCLUSION

Injection duration at constant torque increases with increasing of butanol percentage in blends. For B10 increasing of injection duration is 3%, 8% for B30 and 16-18% for B50. At engine speed n=3000 min^{-1} increasing of injection duration is bigger: 16% for B30 and more than 20% for B50.

The injection duration increasing is too long to be compensate under the signal from oxygen sensor. This means that a new injection program mast be installed in ECU (Electronic control unit) for butanol percentage in blend higher than 50%.

The optimal spark advance angle decreases with butanol percentage increasing. This is due to higher combustion rate of butanol than gasoline. At engine speed n=2000 min^{-1}
The optimal spark advance angle is 33 degrees BTDC for gasoline and 26 degrees BTDC for butanol – gasoline blend B50. For small percentage of butanol difference is negligible and it is not necessary any correction of engine control program.

REFERENCES:

1. S. Szweja, JD Naber. Combustion of n-butanol in a spark-ignition IC engine, Fuel, Vol.89, Issue 7, July 2010, pp. 1573-82.

2. Alasfour F., Butanol - A single cylinder engine study engine performance, International Journal of Engine Research, vol. 21-30, 1997.

3. Broustail J., Seers P., Halter F., Experimental determination of laminar burning velocity for butanol and ethanol iso-octane blends, “Fuel” No 89, 2010.

CONTACTS:

PhD Kiril Hadjiev, Department of Engines and Vehicles, University of Rouse, Phone.: +359 82/888433, 888332, e-mail: khadjiev@uni-ruse.bg