

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ ВАРНА



КАТЕДРА

ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

**ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ
УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ**

XXV НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ



ЕКОВАРНА 2019

16 -18 Май 2019

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

XXV НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ

Том двадесет и шести част 1
ISSN (Online) 2367- 6965
ISSN (Print) 2367- 6299

Научен секретар и редактор
доц. д-р инж. Росен Христов

Издателство ТУ-Варна

Съдържание

1. Когенерационная установка на базе дизель - генератора ДГА-900, работающая на растительном масле	5
Сергей Доценко, Александр Грабовенко, Игорь Швец	
2. Analyzing a two-stroke automobile engine using compressed air	11
Georgiy Tokhtar, Alexander Voronkov, Igor Nikitchenko, Eduard Teslenko, Artem Nazarov, Alexander Gurko, Nataliia Smirnova	
3. On calculation of thermal and stress-strain state of a cylinder head of a diesel engine liquid cooling	19
Alexander Gotz	
4. The effort calculation of pre-tightening connecting rod bolts and bolts of crankshaft bearing caps crankshaft piston engines	24
Alexander Gotz	
5. Анализ экологической безопасности и пути снижения токсичности отработавших газов автомобилей оснащенных дизельными двигателями	30
Дмитрий Доровских, Владимир Дорогин	
6. Обоснование необходимости использования биодизельного топлива как добавки к дизельному топливу	37
Дмитрий Доровских, Михаил Мерзликин	
7. Перспективы переоборудования дизелей в газо-дизели	43
Виктория Нестеренко, Павел Малютин	
8. Снижение токсичности отработавших газов тракторных дизелей	48
Е.Ю. Левина, В.А. Марков, В.Ф. Калинин, А.Ю. Корнев, С.А. Нагорнов	
9. Системи за промяна фазите на газоразпределение и системи за изключване на цилиндрите при съвременните ДВГ	56
Георги Петров	
10. Обзор и анализ на работен процес на двигател с външно смесообразуване работещ с газови горива	66
Богдан Шопов	
11. Смесовой бензин АЕ-95 как альтернатива А-95. Преимущества и недостатки его применения в разрезе топливной экономичности и экологичности	74
В. Безродный	
12. Моделирование при испытании автомобиля на топливную экономичность на дороге и на стенде с беговыми барабанами	77
Юрий Горбик	
13. Определение расхода жидкости adblue для системы нейтрализации выбросов оксидов азота	84
Сергей Кривошапов	
14. Методы оценки дорожного и аэродинамического сопротивлений по выбегу автомобиля	89
Игорь Мармут, Эрнест Рабинович, Михаил Буравцев, Дмитрий Кушнир, Константин Здебский	
15. Применение онтологического моделирования в разных отраслях	97
Евгений Калашников, Вячеслав Павленко	
16. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS	102
Vladimir Volkov, Alexander Nazarov, Ivan Nazarov, Yevgeny Shpinda	
17. Перспективы развития технической эксплуатации автомобилей	108
Волков В. П., Грицук И. В., Волкова Т.В. , Волков Ю.В.	

18.	Методы оценки технического состояния топливной аппаратуры Common Rail Евгений Зенкин	117
19.	Оценка уклона дороги методом скатывания автомобиля - часть 2 Владимир Зуев, Эрнест Рабинович, Михаил Буравцев, Александр Перов	124
20.	Мониторинг качества отдельных процессов производства услуг технической эксплуатации и ремонта автомобилей Сергей Мастепан, Олена Мастепан	131
21.	Изменение трибологических свойств моторных, трансмиссионных и компрессорных масел при эксплуатации транспортных машин Михайло Наглюк, Иван Наглюк	136
22.	Актуализация нормативов расхода ресурсов на то и ремонт клиентских транспортных средств на предприятии обслуживания автотранспорта Виктория Рижова	141
23.	Influence of the surface conditions on the vehicle motion stability Dmytro Klets, Olexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Ihor Slynchenko	150
24.	Influence on the engine power and flow fuel of the wheel car of the cylinder parts disconnection Polyanskii Alexandr, Andrei Molodan, Potapov Nikolai	160
25.	Исследование параметров движения транспортных средств на перегонах городских магистралей Наталья Семченко, Евгений Решетников	166
26.	Необходимость формирования систем перехватывающих паркингов в крупных городах Ольга Холодова, Елена Левченко	171

КОГЕНЕРАЦИОННАЯ УСТАНОВКА НА БАЗЕ ДИЗЕЛЬ - ГЕНЕРАТОРА ДГА-900, РАБОТАЮЩАЯ НА РАСТИТЕЛЬНОМ МАСЛЕ.

Сергей Доценко¹, Александр Грабовенко², Игорь Швец³

COGENERATION PLANTS BASED DIESEL - GENERATOR DCA-900, RUN ON VEGETABLE OIL.

Sergey Dotsenko¹, Alexander Grabovenko², Igor Shvets³

Abstract. In this article describes the test results of a cogeneration unit based on a diesel generator DGA-900, working on soybean oil. The features and advantages of a cogeneration plant, which increases the possibilities of efficient heat utilization, are described. The results of testing a diesel generator with soybean oil and diesel fuel are given.

В этой статье описаны результаты испытаний когенерационной установки на базе дизель-генератора ДГА-900, работающей на соевом масле. Описаны особенности и преимущества когенерационной установки, повышающей возможности эффективной утилизации тепла. Приведены результаты испытаний дизель-генератора на соевом масле и дизельном топливе.

1. Введение

В условиях высокой стоимости энергоносителей, использование экономичных источников энергии для многих предприятий является не только актуальным, но и жизненно необходимым. Сегодня выгоднее переход на производство собственной электроэнергии и тепла с применением когенерационных установок.

Когенерация является высокоэффективным способом использованием энергии топлива с получением двух форм полезной энергии - тепловой и электрической. Главное преимущество когенерационной установки перед обычными теплоэлектростанциями состоит в том, что преобразования энергии здесь происходит с большей эффективностью. Иными словами, система когенерации позволяет использовать то тепло, которое обычно просто безвозвратно теряется. При этом снижается потребность в закупке энергии на величину произведенной тепловой и электрической энергии, что способствует уменьшению производственных затрат.

Когенерационные установки для комбинированного производства электрической энергии и тепла были созданы специалистами ОАО «Первомайськдизельмаш» на базе стационарных двигатель - генераторов (ДвГА) с утилизацией теплоты выпускных газов, воды охлаждения двигателя, масла и газозооушной смеси после турбонагнетателя. Теплота, утилизируется от охлаждения двигателя и выхлопных газов, в виде горячей воды может подаваться в систему горячего водоснабжения, отопления или использоваться в технологических операциях и холодильных машинах.

Температура выхлопных газов на входе в теплообменник утилизационный водогрейный (ТУВ) составляет 520 ... 550°C, при этом в среднем на 100 кВт электрической мощности потребитель получает до 135 кВт тепловой энергии для отопления, горячего водоснабжения или использования в технологических процессах.

Электрический КПД таких установок при любом режиме нагрузки имеет высокий показатель и достигает 36%, а общий КПД (электрический + тепловой) - до 90%. В результате обеспечивается максимальный экономический эффект использования топлива.

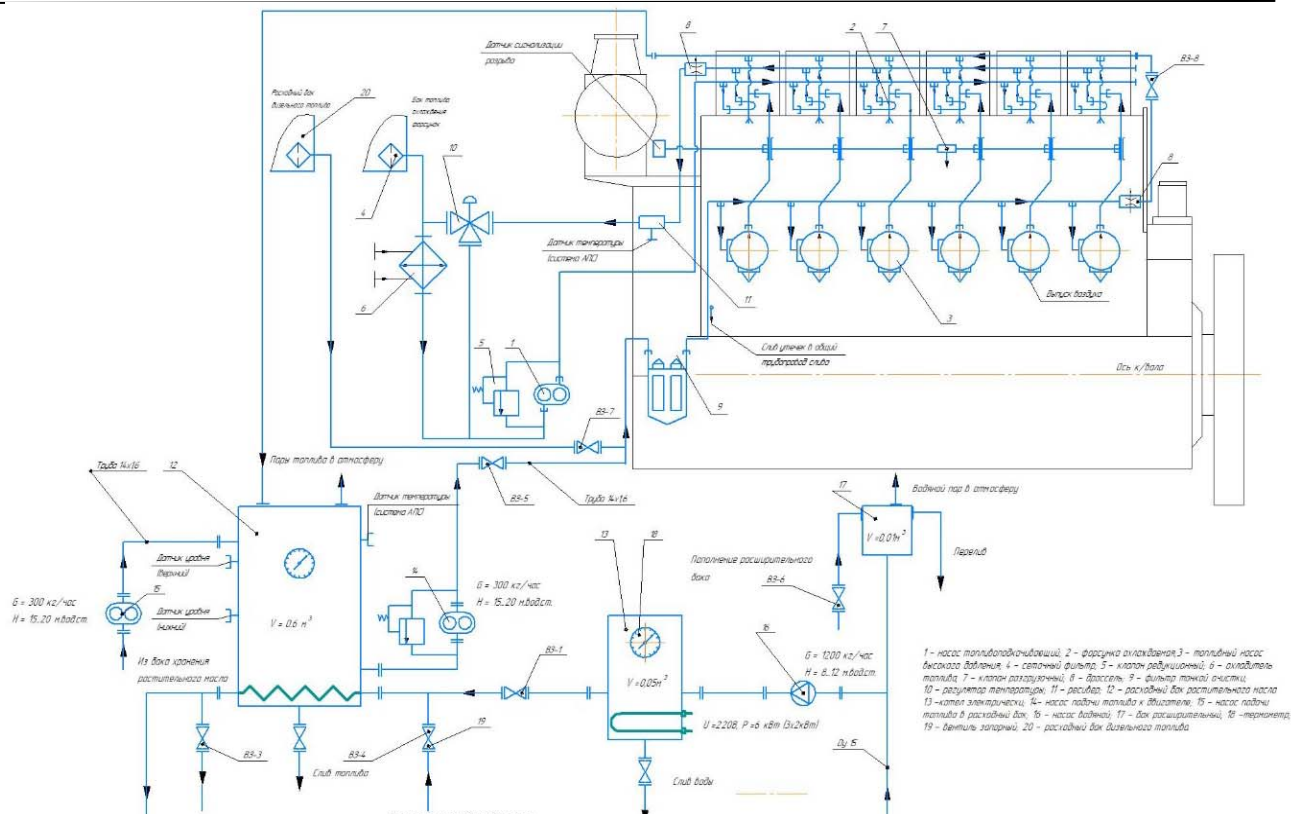


рис.1 Схема когенерационной установки ДГА-900

Не маловажным моментом при работе когенерационной установки является выбор моторного топлива. Основным видом моторного топлива на данный момент является топливо нефтяного происхождения. С каждым годом запасы нефти истощаются и энергия, которая получается с их помощью, дорожает. Кроме того, при сжигании нефтяного топлива в атмосферу выбрасывается большое количество вредных веществ, повышается концентрация CO_2 , которая способствует парниковому эффекту.

На данный момент все больше внимание привлекает биологическое топливо, ресурсы которого не иссекают. При использовании биотоплива в выпускных газах практически отсутствует сера. Также биологическое топливо нейтрально в отношении эмиссии CO_2 .

2. Изложение.

Для дизельных двигателей одним из таких топлив может быть соевое масло. Одной из важных характеристик топлива является плотность, так как по ней можно делать выводы о фракционном и химическом составе топлива, о ее теплотворной способности. Плотность дизельного топлива согласно ДСТУ 4840:2007 составляет **$820\text{--}845\text{кг/м}^3$** , а плотность соевого масла составляет **$916\text{--}922\text{кг/м}^3$** . При этом при температуре 20°C плотность соевого масла составляет **920кг/м^3** , а при температуре 80°C - **879кг/м^3** .

Второй из важных характеристик топлива является кинематическая вязкость. Кинематическая вязкость дизельного топлива, при температуре 40°C , согласно ДСТУ 4840:2007 составляет **$2,00 - 4,50 \text{ м}^2/\text{с}$** . Кинематическая вязкость соевого масла, при температуре 20°C составляет **$59 - 72 \text{ м}^2/\text{с}$** . В этом случае текучесть дизельного топлива лучше, оно легче фильтруется через очистные фильтры. С другой стороны более вязкое соевое масло имеет лучшие смазочные свойства, в результате увеличивается срок службы самого двигателя и топливного насоса высокого давления в среднем на 60%. Также при использовании соевого масла ухудшается смесеобразование, распыливание и сгорание топлива. Пусковые качества двигателя также ухудшаются.

Но при повышении температуры вязкость соевого масла резко уменьшается. В процессе испытаний было выявлено, что при температуре 75 – 80⁰С вязкость соевого масла составляет **4 – 5 м²/с**.

Параметры дизель - генератора ДГА-900, замерены при проведении стендовых испытаний, приведены в табл.1.

Таблица 1. Параметры ДГА-900 при работе на соевом масле и дизельном топливе

Наименование параметров		Размерность	Результаты замеров при работе			
			на соевом масле			на ДТ
1. Мощность дизель-генератора		%	50	75	100	100
		кВт	453	675	903	900
2. Температура воздуха на входе в ТК		°С	22	22	23	23
3. Температура выпускных газов на выходе из цилиндров	1- цили.	°С	390	405	430	420
	2- цили.	°С	400	420	445	450
	3- цили.	°С	370	400	425	430
	4- цили.	°С	370	400	430	440
	5-цил.	°С	400	420	435	450
	6- цили.	°С	390	410	430	425
4. Средняя температура выпускных газов по цилиндрам .		°С	387	409	433	436
5. Температура выпускных газов перед ТК		°С	430	480	530	530
6. Температура выпускных газов после ТК		°С	380	405	430	425
7. Максимальное давление сгорания по цилиндрам.	1- цили.	МПа	7,8	9,4	11,2	10,6
	2- цили.		7,8	9,4	11,2	11,0
	3- цили.		7,5	9,2	11,2	11,0
	4- цили.		7,5	9,0	10,8	10,7
	5- цили.		7,6	9,1	10,8	10,8
	6- цили.		7,5	9,0	11,0	10,6
8.Среднее максимальное давление сгорания по цилиндрам.		МПа	7,6	9,2	11,0	10,8
9. Давление наддувочного воздуха во впускном коллекторе		МПа	0,05	0,095	0,155	0,15
10. Температура воды на входе в ОНВ		°С	28	28	29	28
11. Температура топлива перед ТНВД		°С	75	75	75	20
12. Удельный расход топлива (измеренная) дизель-генератора		г/кВт·год	280	259	252	221

Испытания проводились на дизеле 6ЧН26/34 в составе серийного дизель-генератора ДГА-900 мощностью 900 кВт. Для максимального использования теплоты топлива разработана система охлаждения ДГА-900 при работе его в составе когенерационной установки. Особенностью системы охлаждения является то, что она выполнена из трех контуров. В первом контуре отбирается тепло от топлива, охлаждающей распылители форсунок, масла системы смазки, дизеля. Во втором контуре

отбирается тепло от наддувочного воздуха. В третьем контуре отбирается тепло от выпускных газов дизеля. Наличие трех контуров охлаждения позволяет получать подогретую воду с разной температурой.

При запуске двигатель работал на дизельном топливе, потом происходил переход на соевое масло. Для нормальной работы топливной системы при работе на соевом масле температура топлива перед топливным насосом высокого давления поддерживалась на уровне **75°C**, что обеспечило приемлемый уровень ее вязкости. Топливо подогревалось в топливном баке, при этом падения температуры при прохождении топлива от бака до топливного насоса высокого давления составляла **2 - 4°C**.

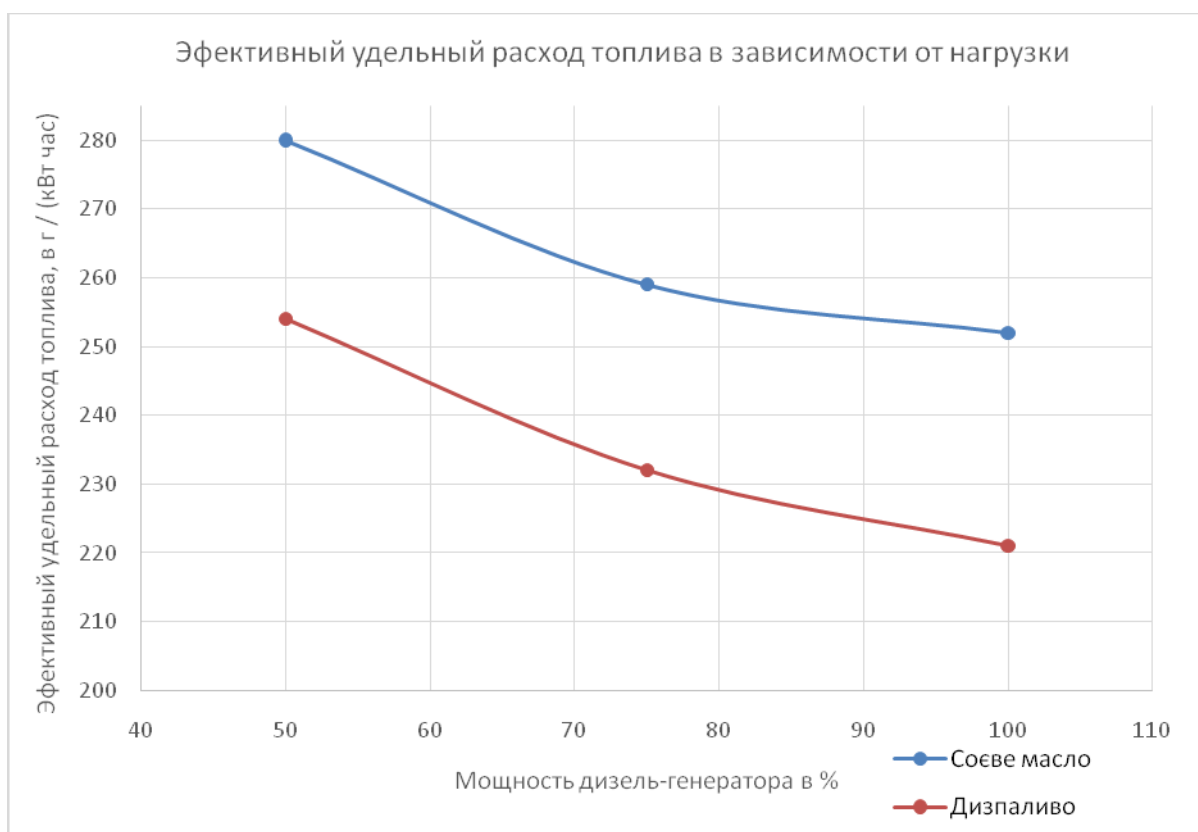


рис.2 Эффективный удельный расход дизельного топлива и соевого масла в зависимости от нагрузки

Удельный расход соевого масла увеличился на **14-15%** по сравнению с удельным расходом дизельного топлива. Это в первую очередь следствие того, что теплота сгорания соевого масла (теплоту сгорания $Q_H = 37300 \text{ кДж/кг}$) более низкая (на **14%**), чем у дизельного топлива (теплоту сгорания $Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$).

Анализ параметров работы дизель - генератора при работе на дизельном топливе и соевом масле свидетельствует о том, что такие определяющие параметры рабочего процесса дизеля как максимальное давление сгорания и температура выпускных газов на выходе из цилиндров практически совпадают.

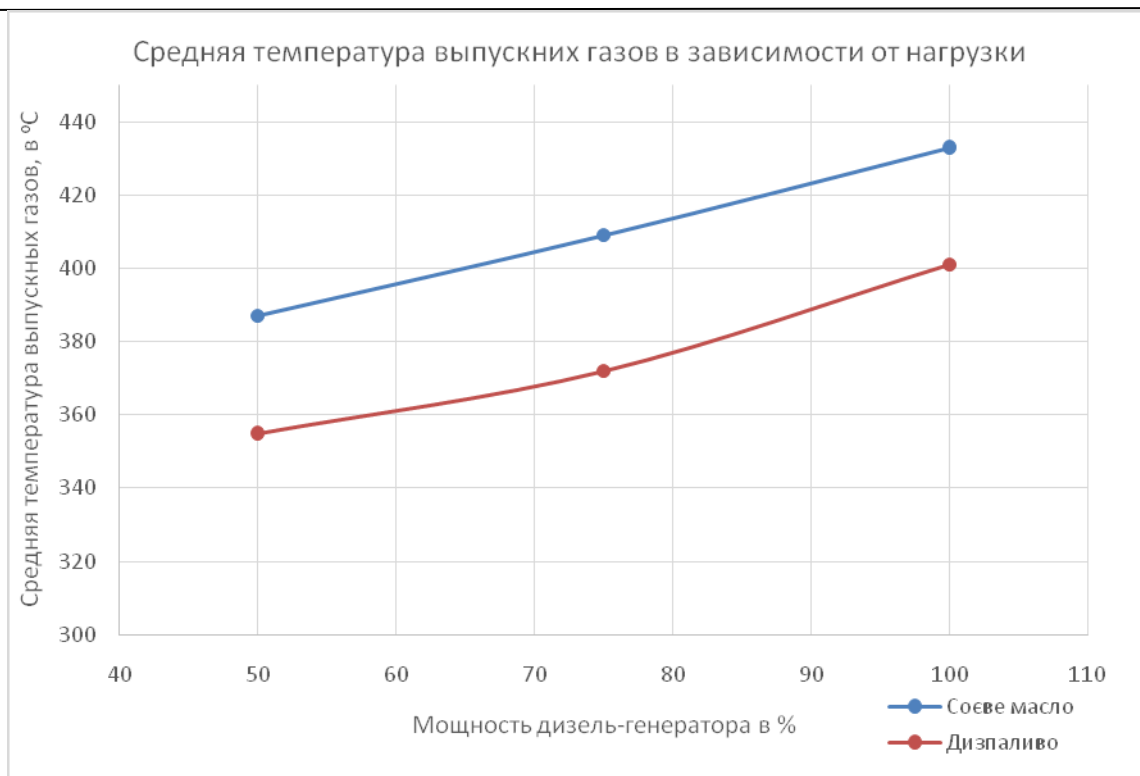


рис.3 Температура выпускных газов на выходе из цилиндров в зависимости от нагрузки



рис.4 Максимальное давление сгорания в зависимости от нагрузки

По результатам проведенных испытаний ДГА-900 на соевом масле его электрический КПД составил 37,5%, тепловой КПД - 52%, а общий КПД когенерационной установки - 89,5%.

3. Заключение

Проведенные испытания дизель - генератора ДГА-900 при работе на соевом масле показали, что после доработки конструкции дизеля 6ЧН26/34 и его систем, он может успешно применяться в когенерационных установках, использующих в качестве топлива растительные масла. К изменениям конструкции двигателя можно отнести следующие:

- необходимость подогрева соевого масла в топливном баке для уменьшения его вязкости;
- уменьшения угла опережения впрыска топлива;
- увеличения диаметра трубопроводов для улучшения пуска непрогретого двигателя.

Литература.

1. Gorbov V. ,Energeticheskiye topliva, Nikolayev , UGMTU, 2003, p.318
2. Voznitskiy I.V., Sudovyye dvigateli vnutrennego sgoraniya, tom 1: M. Morkniga, 2008., 282 s.
3. Dotsenko S., Konvertatsiya dizelnykh dviguniv silyskogospodarskyoi tehniki dlya roboti na metilovomu efiri ripakovoï oliï. KNTU, 2007. Vip. № 37– pp 219–223.
- 4.. Voznitskiy I.V, A. S. Punda, Sudovyye dvigateli vnutrennego sgoraniya, tom 2: M. Morkniga, 2008., p. 470

За контакти: 1. Доценко Сергей Михайлович – к.т.н., доцент кафедры «Энергетического машиностроения» Первомайского филиала национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Первомайск, Украина,
e-mail: admin@ppi.net.ua.

2. Грабовенко Александр Иванович – преподаватель кафедры «Энергетического машиностроения» Первомайского филиала национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Первомайск, Украина,
e-mail: goi70@ukr.net

3. Швец Игорь Анатольевич – преподаватель кафедры «Энергетического машиностроения» Первомайского филиала национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Первомайск, Украина,
e-mail: sheva_pm@ukr.net

Доклад рассмотрен на заседании кафедры «Энергетическое машиностроение» Первомайского филиала Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова 18.02.2019 года.

ANALYZING A TWO-STROKE AUTOMOBILE ENGINE USING COMPRESSED AIR

Georgiy Tokhtar ¹, Alexander Voronkov ², Igor Nikitchenko ³, Eduard Teslenko ⁴,
Artem Nazarov ⁵, Alexander Gurko ⁶, Nataliia Smirnova ⁷

Abstract. The work is dedicated to solving the problem of developing the methodology of organizing the work processes of the pneumatic engine for the automobile combined power plant with higher economic and environmental parameters compared to the internal combustion engine, that is important for cities with heavy traffic as well as for specific enterprises of mining and oil-and-gas industries. In the course of the research the analysis, integration and systematization of the existing works devoted to the use of pneumatic engines in automobiles have been carried out, the theoretical fundamentals of organizing the work processes of pneumatic engines based on the static and dynamic computer models have been developed. According to the results of the research the software for modeling the work processes of the automobile pneumatic engines with and without heating has been developed.

Keywords: combined power plant, work processes, pneumatic engine, compressed air.

1. Introduction

During the last two decades, the use of combined power plants has increased in the global automotive industry. It consists of a traditional internal combustion engine and an auxiliary one, as a rule, a less powerful electric motor. The auxiliary engine is used in the operational conditions in which the internal combustion engine does not operate efficiently producing high emissions (when driving in a dense traffic flow, parking, etc.). The use of such hybrid power units in practice makes it possible to save up to 30% of fuel and significantly reduce the emissions of harmful substances with exhaust gases. However, when using the electric motor in the car a number of disadvantages appear: the driver's location near a source of strong electromagnetic radiation, harmful to human health; pollution of the environment when disposing of the used batteries; the additional weight of electrical equipment; insufficient operational efficiency due to low temperatures and others [1].

An alternative to the electric motor, which does not have these disadvantages, in automotive hybrid power plants, is the environmentally friendly, simpler, more reliable pneumatic motor. Beginning with 2000 the publications appeared associated with the use of pneumatic motor in modern vehicles. But today, there is no information about the theoretical and experimental study of the vehicle pneumatic engine. The work deals with the development of a methodology for creating highly efficient workflows of the pneumatic motor of a combined vehicle power plant.

2. Exposition

The aim of the work is:

1. To develop a method for determining the required power of the pneumatic engine to achieve the maximum speed of the car, taking into account the specification of routes and time, which will allow calculate the speed and acceleration of the car with a combined power unit.
2. To develop a method of experimental research for working processes of pneumatic engines with heating and without heating of compressed air with different systems of air distribution.
3. To perform physical and mathematical modeling of the working processes of the pneumatic engine, carry out optimization studies and recommend its defining dimensionless design parameters.

The actions to increase the efficiency of car functioning in conditions of a dense transport stream are developed and the parameters of the movement of the car such as slowdown are determined during stopping and speedup at returning to a transport stream. As the technical tool for fixing the parameters of the movement of vehicles in the central part of Kharkiv the GPS

navigator was used. The received values of speed of the movement are processed in the package Statistika 10 [2].

Very low speed of the movement of public transport vehicles whose average value during the working day is $V_{cp} = 11.29$ km/h on Sumskaya Street and $V_{cp} = 14.56$ km/h on Pushkinska Street is characteristic for the central part of the city.

Speedup of a car at the beginning of motion in conditions of a dense transport stream and during the movement with the maximum speed up to 30 km/h also takes place with increased air pollution. Theoretical dependence for continuous acceleration is received by means of the regression analysis.

Vehicles (micro-bus and car) with the pneumatic engine have to run at the maximum speed of 30 km/h, having the engine power of $N_{Vmax} = 12.5$ kW and $N_{Vmax} = 5.8$ kW. Determination of power and dynamic characteristics of the pneumatic engine was calculated for these vehicles according to traction and high-speed by conducting analysis of the car movement.

The work focuses on the development of the integrated method of experimental investigation of searching for design values of pneumatic engines and their elements with spool-type and valve air distribution that includes experimental methods of conducting the experiment and determining actual values of indicator and effective parameters of pneumatic engine operation obtaining a non-dimensional coefficient and a criterion that characterize energy and economic efficiency of the engine work processes: the coefficient of practical realization of the completeness of the indicator diagram with regard to the static model, the coefficient of completeness of filling with regard to the static model and the coefficient of the air technical losses.

The methods of experimental testing of pneumatic engines with and without air heating have been developed. The bench system of pneumatic engine supply with compressed air consists of containers with a gas manifold pressure regulator, a flow meter, an air tank with low pressure, an electric heater, an air filter and connecting pipelines. The test bench allows testing pneumatic engines with the pressure of the compressed air 0,5–2,5 MPa and the temperature ranging from 0 to 120 °C. To maintain the target temperature level of the compressed air it is necessary to use an electric air-and-water heater before a flow meter and after a flow meter it is necessary to use an air-to-air heater.

Pneumatic engines motor tests related to the study of their work processes were conducted at the department of Internal Combustion Engines in KhNAHU [3].

A comparative analysis is proposed of the results of the experimental research of the working processes of a pneumatic engine with a spool-type air distributor, the impact of the revolution of the crankshaft n , the pressure of the compressed air at the entrance to the pneumatic engine p_s and its temperature $T_s = 293$ K on the indicator values of work processes and effective characteristics of a pneumatic engine are determined (Fig. 1, 2).

The changes of indicated power of work processes and effective characteristics of operation of a piston pneumatic engine with a spool-type air distributor have been determined at the mode of speed characteristics for a wide range of inlet air pressure. Practical and scientific value of the results of the experimental study of a pneumatic engine lies in identifying the regularities of a physical nature of thermodynamic processes in the engine cylinder, the factors that affect these processes during energy losses when converting the potential energy of the compressed air into the useful mechanical work [4].

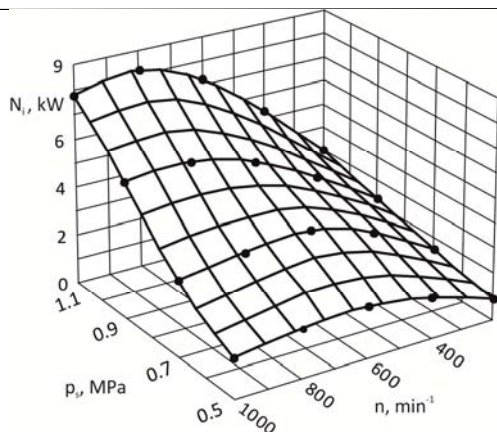


Fig. 1. Change of the indicated power of a pneumatic engine N_i according to speed performance without heating inlet compressed air

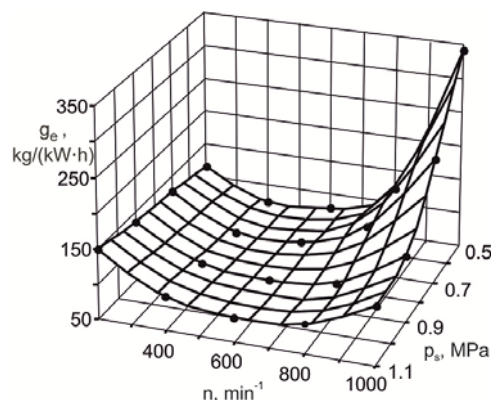


Fig.2. Change of the effective consumption of the compressed air g_e of a pneumatic engine according to speed performance without heating inlet compressed air

The research conducted shows that a pneumatic engine operates with a maximum efficiency factor at the lowest pressure of the inlet compressed air ($p_s = 0.5$ MPa). At this mode the flow density of the energy carrier is $g_e = 78.0$ kg/(kW·h), the effective efficiency factor is $\eta_e = 0.46$. When the inlet pressure p_s increases, the flow density of the energy carrier g_e and hourly consumption of the compressed air G increase too. Herewith, the engine effective power N_e increases manifold. According to the speed characteristic the highest inlet pressure is $p_s = 1.1$ MPa (increased by 2.2 times), the engine output increased from 1.57 to 6.24 kW (increased by 3.97 times).

The regularity of inlet air temperature reduction t_{out} has been detected at increasing the number of rotations of the pneumatic engine crankshaft (Fig. 3).

$$t_{out} = -0,01264 \cdot n - 12,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5)$$

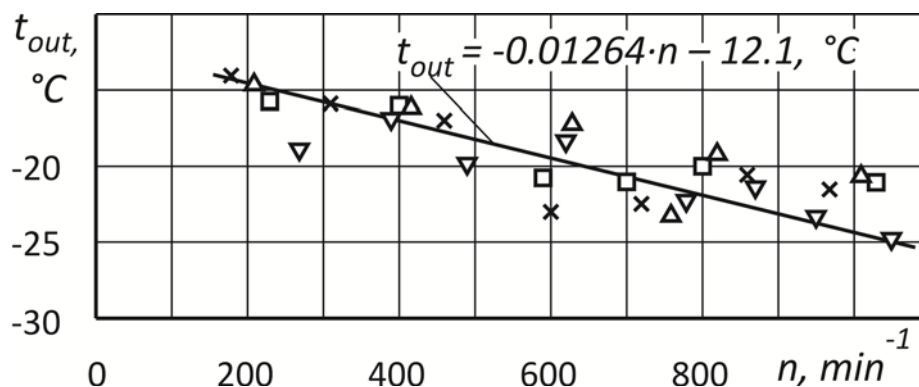


Fig. 3. Dependence of the outlet exhaust air temperature and the frequency of the crankshaft revolution:

× – $p_s = 0,5$ МПа; Δ – $p_s = 0,7$ МПа;
 □ – $p_s = 0,9$ МПа; ▽ – $p_s = 1,1$ МПа

The level of the outlet temperature t_{out} is the index of the pneumatic engine operation reliability without frostbite of outlet ports and possible violations of conditions of oiling its parts.

The results of the experimental study of the impact of heating the compressed air at the entrance to the pneumatic engine are presented in Fig. 4, 5 [5,6]. Storage of some compressed air under high pressure (20 – 50 MPa or more) in a vehicle is connected with a decrease of the pressure to working values (0.4 – 2.5 MPa) with the inevitable fall in temperature in this case: the higher the pressure in the container and the lower its initial

temperature, the more air is cooled in the pressure regulator. Without preheating the compressed air the temperature at the end of the expansion process falls up to ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$). The continuous work of the pneumatic engine causes frostbite of outlet ports, violations of conditions of oiling the parts of a sleeve assembly. All this requires heating the air to the minimum permissible temperature $t_s = (-5\text{ }^{\circ}\text{C})$ before entering a pneumatic engine.

In the work the method has been developed to determine the value of the heated air temperature taking into account its reduction when strangling in the gas pressure regulator and heat energy consumption for minimum required air heating.

Heating the inlet compressed air $t_s = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ does not affect the change of the cycle indicated work L_i , indicated mean pressure p_i , indicated power N_i . Heating the air reduces the mass cycle charge by 23–24% at the cycle work $L_i = \text{const}$.

When heating the inlet air the value at the modes of speed performance increases from 2.92 to 3.24 kW at $p_s = 0.7\text{ MPa}$ and from 4.25 to 4.61 kW at $p_s = 0.9\text{ MPa}$ presented in the graph (Fig. 4).

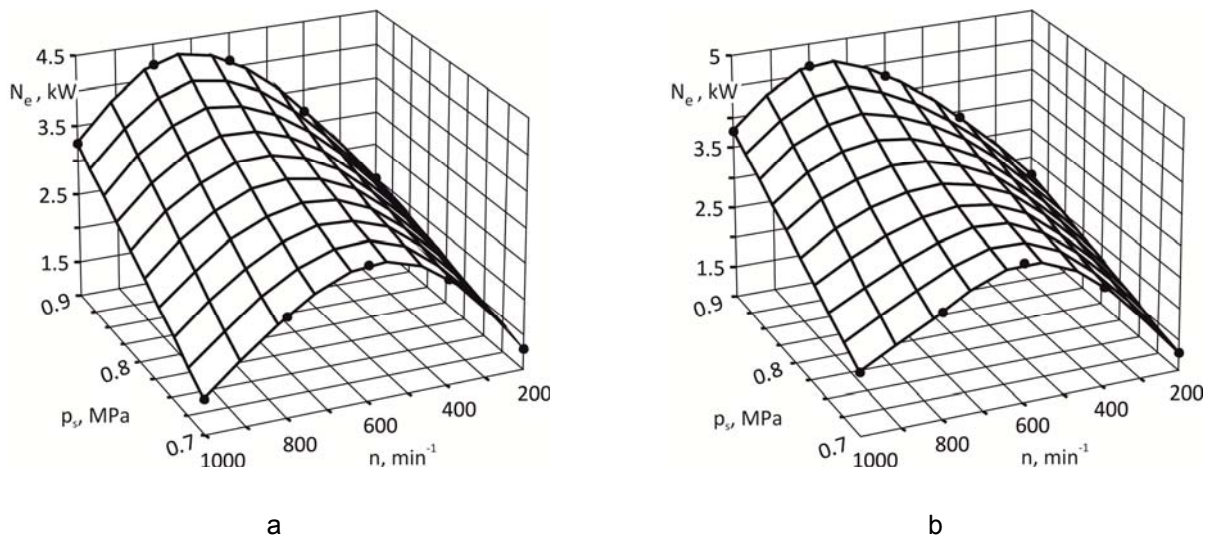


Fig. 4. Change in the effective power of a pneumatic engine according to speed performance without heating (a) and with heating (b) of the inlet compressed air

The graphs (Fig. 5) show that when heating the air at the entrance to the pneumatic engine, the value of the efficient specific compressed air consumption at the modes of speed performance decreases from 74 kg / (kW·h) to 55 kg / (kW·h) at $p_s = 0.7\text{ MPa}$ and from 82 kg / (kW·h) to 57.5 kg / (kW·h) at $p_s = 0.9\text{ MPa}$ that corresponds to 26–30%. Herewith, decrease of characteristics takes place not because of the ideal work process but because reducing air density and mechanical losses.

Reduction of the value of the air output almost completely corresponds to the reduction of the density ρ_n , which decreases from 8.324 to 6.368 kg / m³ or by 23.5 % at $p_s = 0.7\text{ MPa}$, by 24.5 % at $p_s = 0.9\text{ MPa}$, but the voluminous value of the compressed air output V when heating it at the entrance to the pneumatic engine remains the same as during a pneumatic engine operation without heating.

The work provides a theoretical method of calculation of the work processes of pneumatic engine based on the dynamic model of V.D. Zinevych, V.G. Dyachenko with the improvements. The method takes into account the changes in geometric dimensions of inlet system, gas distribution phases, valve lift height, pressure, speed and temperature of air at inlet and outlet and allows to determine the impact of these and other design parameters on indicators of the work processes of pneumatic engine.

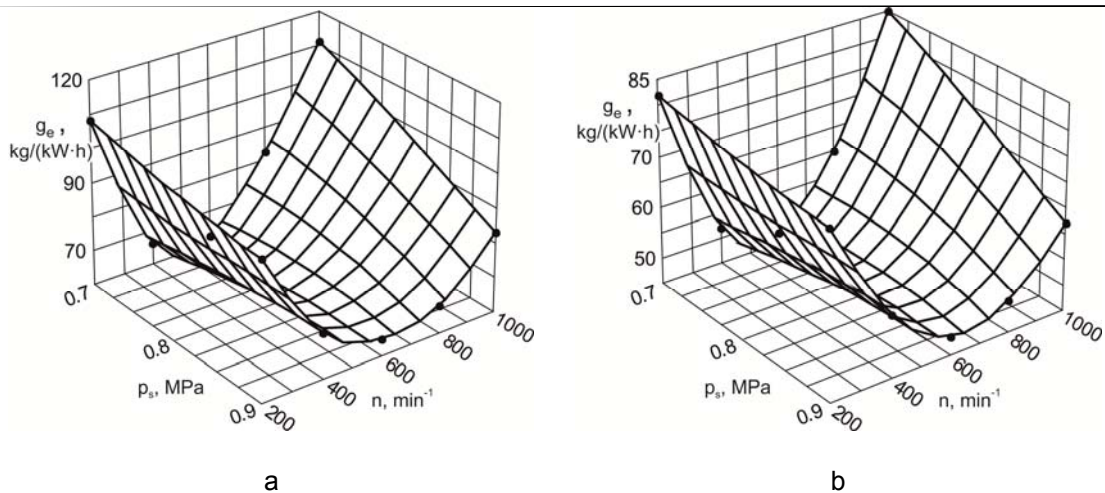


Fig. 5. Change in the indicated flow density of the compressed air without heating (a) and with heating (b)

On the base of work processes calculation, the method of study of the work processes of pneumatic engine with valve air distribution allows the following:

- to obtain design indicator diagrams of the work process, that are appropriate to the diagrams taken during experimental tests of pneumatic engine on a test bench under the conditions without heating and with inlet heating at the modes of speed and load characteristics with given inlet values of pressure p_s and temperature T_s ;
- to determine by design indicator diagram and experimental data of mechanical efficiency the indicator and net factors of work processes of pneumatic engine.

Experimental studies were carried out on the basis of ZAZ car with a pneumatic motor that has spool-type air distribution. The pneumatic car was developed by the Department of Internal Combustion Engines of Kharkiv National Automobile and Highway University.

During the road tests the following was carried out:

- verification of choice of rational parameters of the power plant while driving the car in the urban cycle;
- evaluation of the possibility of the vehicle movement with an alternative powertrain at speeds not exceeding the estimated average traffic speed in Kharkiv;
- verification of the adequacy of choice of parameters of the pneumatic power plant meets the type of vehicle involved in the road traffic.

According to the data of calculation and the tests conducted the graphs shown in Fig. 7 were built.

Comparing the calculation data with the results of experimental studies of ZAZ car, which were conducted in road conditions (full weight of the pneumatic motor takes into account the weight of the trailer), it was established that the parameters of vehicle acceleration on the road in the first, second, third and fourth gear coincides with the theoretical calculations (Fig. 6). The car in real road conditions is capable of accelerating up to 30 km/h engaging four gears. The acceleration j of the car in different gears and at different speed was determined.

So, if we analyze the calculations shown in Fig. 6 and compare them with the experimental studies, we can conclude that the ZAZ car equipped with a pneumatic motor is capable of moving in the city area with the speed up to 30 km/h, at the same time overcoming the total resistance of road in the first gear no less than 0.325, the slope of the road up to 2.2 %. In the graphs (Fig. 6,b) one can see that the experimental curves of vehicle acceleration in the 2nd and 3rd gear differ from the theoretical ones to the lower side. This is due to the changes in the real external speed characteristics of the pneumatic motor due to a decrease in pressure of the compressed air in the cylinders.

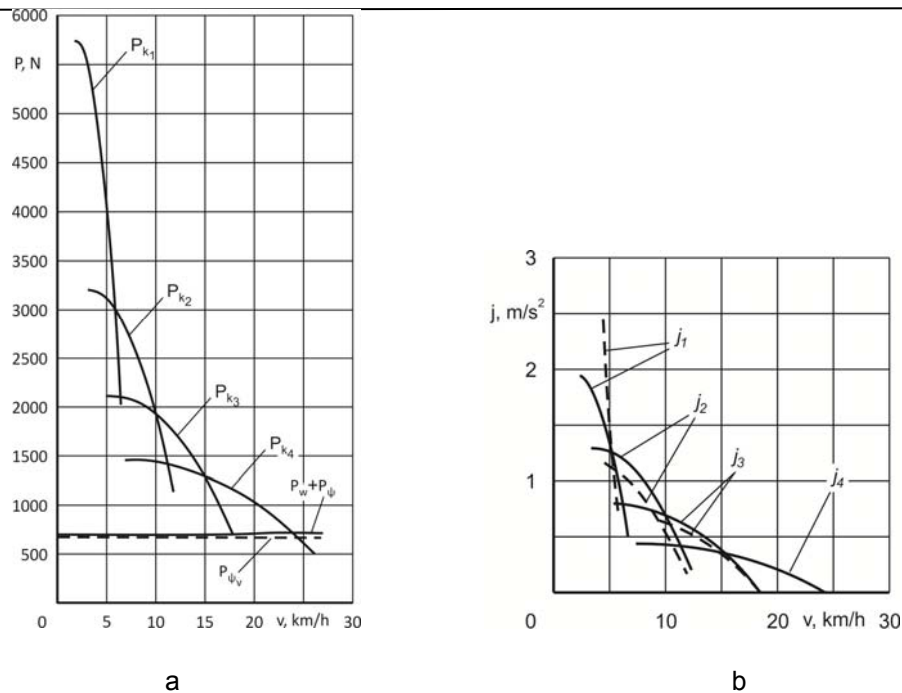


Fig. 6. Graphs obtained from the results of traction calculation of the car with a pneumatic motor:

a – the power balance of the car with a pneumatic motor while driving in urban conditions;

b – acceleration of the car with a pneumatic engine during driving in urban conditions in the first, second, third and fourth gears:

---- according to the results of the experiment; ——— according to the results of calculations

Joint work of the pneumatic-motor and the ICE in the combined power plant shows that at revolutions up to $800-1000 \text{ min}^{-1}$ it is expedient to use the pneumatic motor. For more loaded engine operating conditions they use an internal combustion engine. Depending on the lay-out diagram, the engines can operate separately or simultaneously.

When the pneumatic motor operates without heating as part of a combined power plant, the fuel consumption and exhaust emissions are equal to zero.

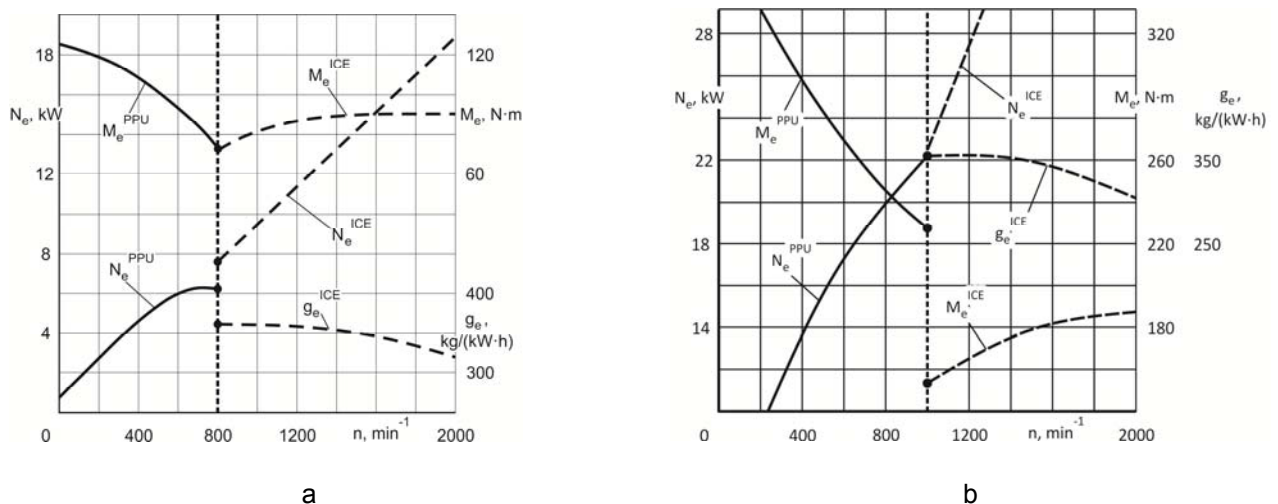


Fig. 7. Speed characteristics of combined power plants:(a) with a spool type air distributor; (b) with a valve type air distributor

The accuracy of the constructed models are confirmed by the comparative analysis of calculated and experimental data, which was consistent with the results of other authors; the use of analysis of variance, with determination of the values of the Fisher criterion.

3. Conclusions

In this work the methodology of organizing the working processes of the pneumatic motor of a combined power plant of the car was developed, which has higher efficiency performance and environmental friendliness in comparison with internal combustion engines that is relevant for cities with heavy traffic, as well as for specific mining, oil and gas industries.

The method was developed to determine the impact of constructive and adjusting parameters on the pneumatic motor performance, which made it possible to obtain a criterion of the quality of the working process that allowed to use them in calculations for determining the actual value of the indicator work and cyclic mass of the charge;

The method to determine the influence of constructive and adjusting parameters of the pneumatic motor was developed that allows for runtime calculations of the workflow using static and dynamic models to determine the actual values of indicator and effective parameters of the engine, which is the basis for organizing effective operational processes of vehicle pneumatic motors.

By the method of experimental testing of pneumatic motors with different air distributing systems the following results were obtained:

- piston automotive pneumatic engines with spool-type and valve air distributors without heating have reached the nominal power $N_e = 6.22$ kW and $N_e = 19.9$ kW, respectively, with operating consumption of compressed air $g_e = 91.45$ kg/(kW·h), where $g_e = 41.9$ kg/(kW·h);
- piston automotive pneumatic engines with spool type and valve air distributors with air heating have reached the nominal power $N_e = 6.78$ kW, $N_e = 20.02$ kW, respectively, with operating consumption of compressed air $g_e = 61.1$ kg/(kW·h), $g_e = 31.1$ kg/(kW·h).

Literature

1. Abramchuk F. I. O dostoinstvah i tselesoobraznosti primeneniya porshneвого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной установки / F. I. Abramchuk, A. I. Voronkov, I. N. Nikitchenko // Vestnik HNADU: sb. nauch. tr. – 2010. – Vyp. 48. – S. 200–206.
2. Parametryi dvizheniya marshrutnogo avtomobilnogo passazhirskogo transporta v tsentralnoy chasti g. Harkova / P. F. Gorbachov, A. I. Voronkov, A. S. Koliy, I. N. Nikitchenko // Vestnik HNADU: sb. nauch. tr. – 2013. – Vyp. 60. – S. 34–37.
3. Voronkov A. I. Rabochiy protsess avtomobilnogo пневмодвигателя: monografiya / A. I. Voronkov, I. N. Nikitchenko. – H.: HNADU, 2015. – 200 s.
4. Voronkov A. I. Izmenenie effektivnykh ekonomicheskikh pokazateley raboty пневмодвигателя po skorostnyim harakteristikam / A. I. Voronkov // Vestnik HNADU: sb. nauch. tr. – 2015. – Vyp. 68. – S. 57–61.
5. Voronkov A. I. Izmenenie po skorostnyim harakteristikam pokazateley rabocheho protsessa pri podogreve szhatogo vozduha na vhode v пневмодвигatel / A. I. Voronkov // Vestnik HNADU: sb. nauch. tr. – 2015. – Vyp. 71. – S. 13–16.
6. Voronkov A. I. Opredelenie minimalno neobhodimogo podogreva szhatogo vozduha na vhode v avtomobilnyy пневмодвигatel pri razlichnykh usloviyakh ekspluatatsii / A. I. Voronkov, E. V. Teslenko, T. A. Udovik // Vestnik HNADU: sb. nauch. tr. – 2016. – Vyp. 75. – S. 100–108.

Contacts:

1. D. Sc Eng. Georgiy Tokhtar, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Theoretical Mechanics and Hydraulics”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380677558151, e-mail: tgi@khadi.kharkov.ua
2. D. Sc Eng. Alexander Voronkov, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Internal Combustion Engines”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380672959096, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua
3. PhD Eng. Igor Nikitchenko, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Internal Combustion Engines”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380993116110, e-mail: igor.nikitchenko@gmail.com

4. Postgraduate Eduard Teslenko, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Internal Combustion Engines”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380678538385, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua
5. 5. Postgraduate Artem Nazarov, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Internal Combustion Engines”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380996537401, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua
6. 6. D. Sc Eng. Alexander Gurko, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Automation and Computer-Integrated Technologies”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380667572952, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua
7. 7. D. Sc Eng. Nataliia Smirnova, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department “Highway Design, Geodesy and Land Management”, 25 Yaroslava Mudroho str., Kharkiv, Ukraine, +380975099793, e-mail: NataliaVS.0105@gmail.com

The report has been reviewed

**О РАСЧЕТЕ ТЕПЛОВОГО И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО
СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ ЖИДКОСТНОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ
АЛЕКСАНДР ГОЦ**

**ON CALCULATION OF THERMAL AND STRESS-STRAIN STATE OF A
CYLINDER HEAD OF A DIESEL ENGINE LIQUID COOLING**

ALEXANDER GOTZ

Annotation. In an internal combustion engine (ICE), stresses arise from the action of a variable gas force and from a variable temperature due to the combustion of fuel in the combustion chamber in the cylinder head and piston, while the thermal stresses are much higher than the stresses from the power load. Therefore, at the design stage of a new engine design, they are calculating the durability of heat-stressed parts, since they limit the reliability of a piston engine. The paper discusses the method of selecting source data when calculating the thermal and stress-strain state of the cylinder head of a diesel engine using the finite element method and using the Solid Works software package. The stages of creating and preparing a solid model of a cylinder head to create a finite element model are described using the example of the 8ChN12 / 13 diesel engine (KAMAZ 740.75-440). The main loads acting on the cylinder head during the assembly period are considered: efforts from pressing in valve seats and bushings, as well as from tightening the bolts for fastening the head to the crankcase. The shape of the elements for the finite element model of the cylinder head was chosen from the condition of reducing the estimated time. This condition was suited to the shape of a finite element in the form of a tetrahedron with four nodal points. These elements made it possible to reduce the computational grid in cross sections, for example, stress concentration. It is shown that high-frequency temperature fluctuations that occur as a result of the flow of the working process of a piston engine do not affect the thermal strength of the cylinder head, and high-frequency temperature fluctuations due to changes in the engine operating conditions affect. The changes in the basic characteristics of the aluminum alloy from which the cylinder head is made with temperature and cyclic thermomechanical loading of low frequency are given. It is shown that with increasing temperature, the endurance limit of the material decreases at low frequency loads.

Keywords: cylinder head, thermal state, stress-strain state, diesel, finite element, aluminum alloy.

Introduction. During operation of the transport diesel engine in unsteady conditions in the cylinder head and the piston, stresses arise not only from the variable gas force, but also variable temperature stresses caused by the temperature difference in individual sections of these parts, since the thermal state in the combustion chamber changes over time. Note that calculations [1] often show that the temperature stresses of heat-stressed parts exceed the stresses from the power loads by an order of magnitude. Therefore, at the design stage of a new piston engine with specified in the terms of reference indicators of durability, the calculation of durability is given to the cylinder head or piston. We consider the method of selection of the initial data in the calculation of thermal and stress-strain state of the cylinder head of the transport diesel engine using the finite element method and using the software complex Solid Works, taking into account the nature of the loading during Assembly, as well as in conditions

Purpose of research. To propose a method of selection of initial data in the calculation of thermal and stress-strain state of the cylinder head of the transport diesel engine of liquid cooling, taking into account the loads arising from the pressing of the seats and valve bushings, installation of injectors, fixing the head during Assembly, as well as during the operation of the diesel engine.

The proposed method of research. Since the calculation is carried out in SolidWorks software [2, 3], it is necessary to build a solid 3D model of the cylinder head (HZ) before the construction of the finite element model (FEM). Building a 3D model of HZ can be carried out in three ways: direct, reverse and combined. The direct method is to build a solid model according to the drawings of HZ. The reverse is in sizing and building a 3D model of the finished product. Since the HZ is a complex spatial detail with branched internal geometry (cooling cavities, inlet/outlet channels, oil lines), it is necessary to know more precisely the dimensions of the internal cavities for the most accurate construction of the solid model. Let us consider in more

detail the combined method of determining the parameters on the example of the HZ diesel 8CHN12/13 (KAMAZ 740.75-440). Dimensions and dimensions of the superstructure HZ are taken from the drawings. To clarify the geometry of the internal cavities of the head must be cut into several horizontal layers. It should be borne in mind that the cutting tool has its own thickness, which must be considered and compensated for when building a 3D model. Otherwise, the resulting dimensions and geometry will be distorted. At the same time, the increase in the number of cuts allows more accurate modeling of the internal cavity of the HZ, while making the error due to extrapolation of the cut material. When constructing a 3D model based on the reverse engineering method, special attention should be paid to the location and correctness of the size of small chamfers, fillets, automatically constructed surfaces (the operation of pulling the cross sections with the curve forming [2, 3]). You should also pay attention to the elements of zero thickness.

On the basis of the created solid-state three-dimensional model (see Fig. 1 b) a finite element model (FEM) of the HZ is constructed using the SolidWorks Simulation software package. As shown by the experience of the use of FEM in the calculation of HZ diesel air cooling [1] – the most appropriate to use in FEM four-node tetrahedra, the use of which helps to reduce the estimated time compared to other FE [1,2], and also allows more accurately describe the geometry of the HZ compared to hexahedra or pentahedra (eight and six nodal elements).

When constructing the FEM, it is necessary to reduce the size of the sides of the FE in the places of stress concentration (inter-valve jumper, jumper between the pipelines and the hole for installing the nozzle, etc.) and in the sections of a sharp temperature drop. After building FEM HZ diesel 8CH 12/13 (740.75-440) 28005 consists of finite elements and nodal points 47347 (Fig. 3).

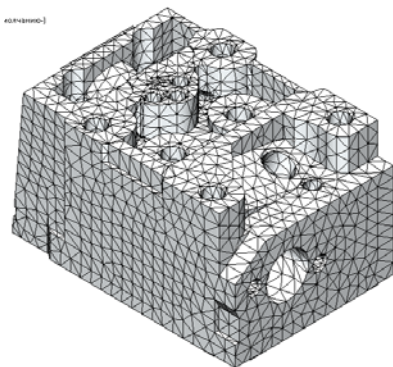


Fig. 1. Finite element model of HZ

To determine the maximum temperature of the loading cycle, it is necessary to specify the characteristics of the material from which the HZ is made. In this particular case, the HZ is made of aluminum alloy Ak9ch (AL4).

For calculations of the heat-stressed deformed state (HSDS) it is necessary to know not only the main characteristics of the material, but also the laws of change of these characteristics depending on the temperature. The change in the modulus of elasticity E , tensile strength σ_v and yield $\sigma_{0.2}$, coefficients of linear thermal expansion α and thermal conductivity λ , as well as the mass heat capacity C from temperature T is necessary to take from the data given

in the literature [4].

Mechanical properties of aluminum alloy Ak9ch (AL4) deteriorate significantly when heated from 300 to 423 °C. Tensile strength σ_v decreases from 317 MPa to 292 MPa, yield strength σ_t – from 170 MPa to 130 MPa, and the modulus of elasticity E – from $0.72 \cdot 10^5$ MPa to almost $0.66 \cdot 10^5$ MPa [3]. All this leads to a sharp decrease in the durability of the HZ.

The coefficient of thermal expansion α and the coefficient of thermal conductivity λ are less dependent on temperature.

For fig. 2 the graphs of low-cycle fatigue of aluminum alloy at temperature change of the tested samples are given. Since the HZ tests thermomechanical loads of low frequency when the engine is operating in real conditions, the results shown in Fig. 2, can be used in the calculation of HZ durability. The validity of the use of these data for the conditions of high-speed diesel engines is justified in [4].

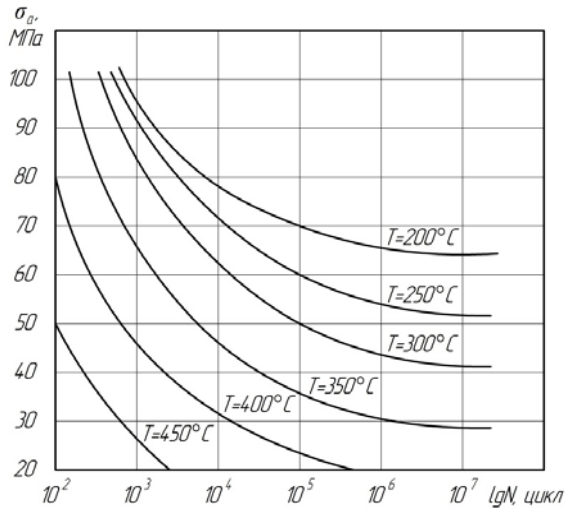


Fig.2. The fatigue curves for the alloy under cyclic thermomechanical loading is of low frequency (1/30 Hz)

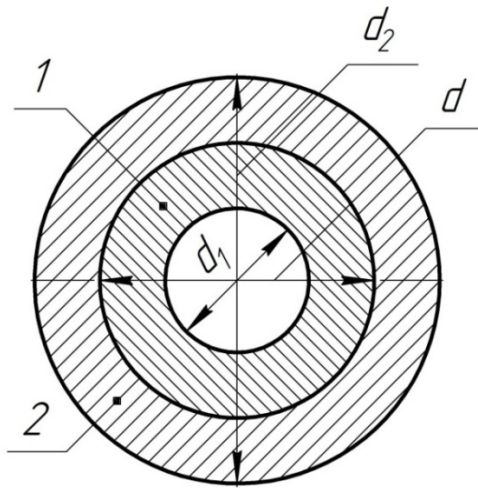


Fig.3. Coupling when pressing two cylindrical parts: 1 – internal part; 2 – external part

pressure p on the HZ surface (see Fig. 3 – part 2) equals [6]:

$$p = \frac{\frac{\delta - (\alpha_{AL} - \alpha_{SCH})\Delta t d_2}{d}}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{1 + k_1^2}{1 - k_1^2} - \mu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{1 + k_2^2}{1 - k_2^2} + \mu_2 \right)}, \quad (1)$$

where δ – the difference between the diameters of parts (tension in the connection of parts 1 and 2) (see Fig. 3); α_{AL} and α_{SCH} – coefficients of linear thermal expansion of aluminum alloy and gray cast iron, respectively, 1/deg; d – diameter of the landing surface of the hole in HZ; d_2 – the outer diameter of the valve seat or sleeve; E_1 – modulus of elasticity of gray cast iron (parts 2), from which the valve seat and sleeve; $k_1 = d_1/d$ – the ratio of the inner diameter of the seat or valve sleeve to the diameter of the landing surface HZ; μ_1 – Poisson's ratio for gray cast iron; E_2 – modulus for aluminum alloy for HZ; $k_2 = d/d_2$ – the ratio of the diameter of the landing surface HZ to the nominal diameter d_2 (using the principle of Saint-Venant [6], that the mating parts have the same thickness); μ_2 – Poisson's ratio for the material HZ.

When installing the nozzle, the nut is tightened, the force is assumed in the form of a uniformly distributed pressure within the pressure cone [5] at the point of contact of the sealing washer of the nozzle with the support surface of the HZ [5].

If you mark the F_f – surface area of the nozzle on the inner surface of HZ, m^2 , then this surface acts uniformly distributed load:

We divide conditionally all the stresses arising in the cross sections of the HZ from the Assembly to the operation of the engine on the stresses caused by mechanical action, as well as caused by the temperature difference:

(a) stresses caused by mechanical action on the HZ:

- press-fit seats and the valve;
- tightening the nozzle nut or bolt;
- tightening of HZ mounting bolts or studs;
- gas power

b) the stresses caused by the temperature difference in the cross sections of HZ.

Let us consider in more detail how to determine the stresses caused by mechanical action on the HZ.

When pressing the seats and valve bushings on the HZ has contact pressure, as they are connected during hot landing, with the outer diameters of the seats and valve bushings larger than the diameter of the hole in the HZ, where these parts are installed (Fig. 3). Pressing can be carried out under pressure or due to the temperature difference of parts 1 and 2 (see Fig. 3). After pressing on the inner surface of the part 2

(HZ) there is a contact pressure, the value of which can be determined using the Lamé solution [5, 6], since the mating parts have the same length. Since the valve seats and bushings are made of grey cast iron and the HZ is made of aluminium alloy, an additional contact pressure arises on the contact surface due to the difference between the α_{AL} and α_{SCH} – coefficients of linear temperature expansion of the aluminium alloy and grey cast iron, respectively. Finally, the contact

$$p_g = p_z - p_0, \quad (2)$$

where p_z – the maximum combustion pressure in the design mode, PA; p_0 – atmospheric pressure, PA.

The tightening forces of the cylinder head bolts (in our case individual cylinder heads) are determined depending on the gas force P_g :

$$P_g = (p_z - p_0)F_p, \quad (3)$$

where p_z is the maximum combustion pressure at the design mode, PA; p_0 is the atmospheric pressure, PA; F_p is the piston area, m².

If the head is multi-cylinder (common to several or all cylinders), then P_g is multiplied by the number of cylinders.

The force coming on one bolt, respectively, is equal to:

$$P_b = P_g / i_b = \frac{(p_z - p_0)F_p}{i_b}, \quad (4)$$

where i_b is the number of bolts holding the cylinder head.

The tightening force of the fastening bolt HZ at a given factor of the joint density ν is [5]:

$$Q_0 = \nu(1 - \chi)P_b, \quad (5)$$

where χ is the coefficient of the main load of the threaded connection (usually $\chi = 0.2 \dots 0.4$), and is applied to the FEM in the form of a uniformly distributed load over the surface.

To ensure the joint density between the HZ and the cylinder block take $\nu = 1, 2 \dots 2, 5$ – with soft gaskets; $\nu = 2, 5 \dots 3, 5$ – with metal gaskets; $\nu = 3, 0 \dots 4, 0$ – with flat metal gaskets.

The main load factor can be determined by calculation using the formula [5]:

$$\chi = \frac{\sum \lambda_d}{\sum (\lambda_d + \lambda_b)}, \quad (6)$$

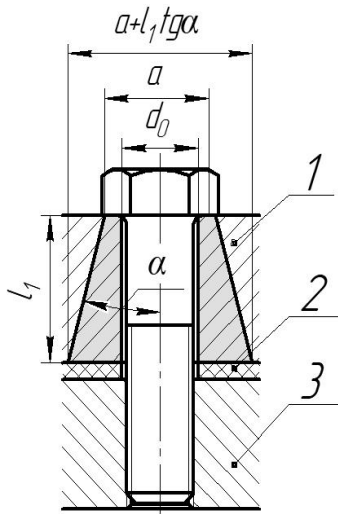


Fig. 4 Scheme of fastening of the cylinder: 1– HZ; 2 – gasket; 3 – block of wood

where $\sum \lambda_d$ – the sum of the coefficients of compliance of the retracted parts (parts of the housing system) [5]; $\sum (\lambda_d + \lambda_b)$ – the sum of the coefficients of compliance of the retracted parts and bolt (Fig. 4).

The coefficient of compliance of the thin λ_d intermediate part (gasket) was determined by the formula:

$$\lambda_d = \frac{l_1}{E_d \frac{\pi}{4} [(a + l_1 \tan \alpha)^2 - d_0^2]}, \quad (5)$$

here l_1 is the thickness of the gasket; a is the outer diameter of the bearing surface of the nut (bolt head); $\tan \alpha = 0.4 \dots 0.5$ (for the pressure cone); d_0 is the diameter of the bolt hole; E_d is the elastic modulus of the gasket, N/m².

To determine the strength of gas pressure selected maximum pressure of the combustion p_z on the current mode of operation of the engine.

To determine the temperature stresses arising in the HZ cross sections during diesel operation, it is necessary to solve the unsteady thermal conductivity problem with the choice of boundary conditions describing the thermal interaction of the HZ surface and the environment [1], which will determine the thermal stress state of the HZ. As in [1] calculation methodology is reviewed in detail, in the present work this calculation we are given.

Note only that the temperature change in HZ caused by the working process (high-frequency oscillations) does not have a significant effect on the stress-strain state of the HZ. Calculation and modeling of the stress-strain state of the HZ is carried out only when the diesel engine is operating at different operating modes. The complex heat exchange in the diesel cs is

unsteady, which is associated with changes in the temperature and pressure of the working fluid not only during the cycle, but also under different operating conditions. In addition, the transport diesel 80...90% of the time working on the pseudo-steady state.

Conclusion. The proposed method of selection of the initial data in the calculation of thermal and stress-strain state of the cylinder head of the transport diesel engine of liquid cooling, taking into account the loads arising from the pressing of the seats and valve bushings, the installation of injectors, fixing the head during Assembly, as well as when the diesel engine in operation allows to calculate the strength, as to predict the reliability of the HZ in operation.

References

1. Gots A. N., Ivanchenko A. B., Prigunov M. P., French I. V. Modeling of thermal stressed state of a cylinder head tractor diesel air cooled Fundamental'nye issledovaniya 2013. №6...5. P. 1061...1067; URL: <http://fundamental-research.ru/ru/article/view?id=31686> (date accessed: 26.07.2018). (in Russ.).
2. Alyamovsky, A. A. COSMOSWorks. Osnovy rascheta konstrukcij na prochnost' v srede SolidWorks. [Fundamentals of structural analysis for durability in the environment of SolidWorks]. Moscow: DMK Press, 2010. 784 p.
3. Alyamovsky A. A. Inzhenernye raschety v SolidWorksSimulations. [Engineering calculations in SolidWorksSimulations.] Moscow: DMK Press, 2010. 464 p.
4. Abramchuk F.I., Marchenko F.P., Razleytsev N.F. and other. Sovremennye dizeli: povyshe-nie toplivnoj ekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti. [Modern diesel engines: improved fuel efficiency and a long strongly]. Edited by A. F. Shekhovtsova. Kiev: Tehnika, 1992. 272 p.
5. Iosilevich G.B., Lebedev P.A., Streljaev V.S. Prikladnaya mekhanika. [Applied mechanics]. Moscow: Machine-building, 2013. 576 p.
6. Gots A. N. Chislennye metody rascheta v energomashinostroenii. [Numerical methods of calculation in power engineering]: textbook. Moscow : FORUM : INFRA-M. 3rd edition, revised and expanded. 2017. 352 p.

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 (VISU)*

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

РАСЧЕТ УСИЛИЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ЗАТЯЖКИ ШАТУННЫХ БОЛТОВ И БОЛТОВ КРЕПЛЕНИЯ КРЫШЕК КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

АЛЕКСАНДР ГОЦ

THE EFFORT CALCULATION OF PRE-TIGHTENING CONNECTING ROD BOLTS AND BOLTS OF CRANKSHAFT BEARING CAPS CRANKSHAFT PISTON ENGINES

ALEXANDER GOTS

Annotation. To increase the power density of automotive and tractor engines leads to increased loads on parts of the crank mechanism. To ensure the specified reliability indicators, it is necessary to give an accurate analysis of the loads. Reviewed currently used method of calculation of the effort pre-tightening connecting rod bolts or mounting bolts of main bearing caps to ensure that the density of the junction of the threaded connections. It is shown that before the joint between the cover and the crank head of the connecting rod will close, the tightening force deforms the liner sliding bearing. Thereby we decreasing the force on the security of the strength connection. The calculation of the stress for the deformation of the liner by the amount of its protrusion, which ensures the fit of the inserts when they are installed in the boring of the bearing. From the calculation it is seen that the force on the deformation of the liner is at least 30...40. % of the force value, which provides the density of the joint between the crank head and the cover. The methods of calculating the effort pre-tightening connecting rod bolts, or bolts crankshaft bearing piston engines, as a conventional threaded connection. An example of calculating the tightening force of connecting rod bolts for the D-245 diesel.

Key words: connecting rod bolt tightening force, the density of the joint, ledge of the plain bearing, the coefficient basic load.

Introduction. One of the main trends in the development of automobile and tractor engines is to increase their specific power, which leads to a significant increase in the load on the parts, especially of the crank mechanism. Increases the speed of the crankshaft (even in diesel engines), which increases the amount of force of inertia of parts, performing reciprocating or rotational motion. This leads to the need to continuously improve the design of the main parts and components of the engine, to Refine the calculation method in order to ensure the reliability of the power units. This is especially true of the details of the crank mechanism. For example, reducing the tightening force of the connecting rod bolt leads to the fact that on the in instake stroke the joint between the cover and the crank head is opened and the entire load from the inertia forces of the parts performing reciprocating motion is perceived by the connecting rod bolt, and not by the threaded connection of the crank head. Such loads occur especially when the diesel engine is operating at maximum idle speed. As a result, bolt failure may occur due to fatigue strength. An example of such destruction is shown in Fig. 1. In this regard, it is necessary to reasonably choose the tightening force of connecting rod bolts or bolts for mounting the covers of the



Fig1. The nature of the destruction of the connecting rod bolt due to the weakening of the tightening force

main bearings, i.e. threaded connections, which include the bearings of the sliding bearings.

Purpose of research. To discuss the method of calculating the tightening force of connecting rod bolts or bolts securing the covers of the main bearings, taking into account the additional effort on the deformation of the bearing inserts sliding on the bed circumference, which reduces the reserve factor of the joint density.

Method of research. Consider the methods of calculating the tightening force of connecting rod bolts or bearing caps, given in the textbooks. The tightening force Q_z is chosen taking into account the fact that under the action of the force unloading the joint, the density of the latter remains sufficient. In all textbooks, manuals and handbooks [1 - 5] it is recommended to define Q_z from the condition:

$$Q_z = (2 \dots 3)P_{ib}, \quad (1)$$

where P_{ib} is the force per bolt.

Such bolts, providing the density of the joint of the crank head of the connecting rod and the cover or the main bearings, usually two (except for the covers of the main bearings of V-shaped engines), the force per bolt is equal to $P_{ib} = P/i_b$, where P – the force falling on the joint; $i_b = 2$ – the number of bolts, providing the joint density.

The threaded connection of the crank head of the connecting rod or the cap of the main bearing has its own characteristics, because when the bolt or nut is tightened at the initial stages of tightening, the joint is not closed. This is because mounted in the bore liner of the slide bearings has a protrusion above the plane of the bore the magnitude of Δh , and when tightening the nut or bolt to be screwed in first, the deformation (compression) of the insert around the perimeter that ensures a snug fit of the insert into the bore. It is the compression of the liner along

the perimeter that ensures its pressure on the boring surface after tightening the bolts, since this pressure protects the liner from turning during engine operation with increasing

specific loads on the sliding bearings. For fig. 2 it is shown that after installing the inserts in the borehole along the perimeter, they exceed the boring by the amount of protrusion Δh (Fig. 2), so the joint is not closed yet.

Only after the inserts around the perimeter are compressed by Δh , the joint will close, and this connection can be considered as a standard threaded connection [6, 7]. Thus, in the initial stages of tightening the connecting rod bolts or covers of the main bearings, the axial force is used only for the deformation of the liner, and not to ensure the density of the joint. This was first indicated in [4] and on the basis of experimental studies on the connecting rods of tractor diesels indicated that the total effort required to compress the liner is 30...40 % of the required tightening force of the connecting rod bolts.

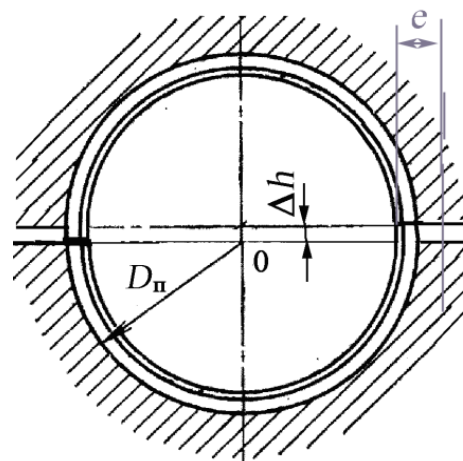


Fig. 2. Scheme of installation of inserts in the crank head of the connecting rod: D_p – diameter of the bed; Δh – protrusion of the liner; e – line applications of axial load to close the joint

Consider how the forces on the deformation of the liner differ from the pre-tightening forces of connecting rod bolts calculated by formula (1).

This will calculate the torque settings connecting rod bolts diesel 4CHN 11/12,5 (D-245.9E3) according to the existing technique [1] and rate as reasonably selected the pre-loaded pressure.

On the connecting rod bolt on the stroke of the inlet acts the force of inertia [1, 2]:

$$P_j = [(m_{pg} + m_1)(1 + \lambda)r\omega_r^2 + (m_2 - m_{kr})r\omega_r^2] = \\ = [(m_{pg} + m_1)(1 + \lambda) + (m_2 - m_{kr})]r\omega_r^2, \quad (2)$$

where $m_{pg} = 2,285 \text{ kg}$ – the mass of the piston group (piston, piston pin, piston rings, retaining rings); $m_1 = 0,93 \text{ kg}$ – part of the mass of the connecting rod, referred to the axis of the piston pin; $\lambda = r/l_{ch} = 0,272$; $r = 0,0625 \text{ m}$ – crank radius; $l_{ch} = 0,230 \text{ m}$ – the length of the connecting rod; $\omega_r = 276.45 \text{ rad/s}$ – angular speed of the crankshaft; $m_2 = 1.77 \text{ kg}$ – part of the weight of the connecting rod, referred to the axis of the connecting rod; $m_{kr} = 0.360 \text{ kg}$ – weight of the crank head cover.

Note that in the literature [1 -5] it is not specified which mode should be used to calculate the inertia force P_j by the formula (2). We believe that for tractor diesel engines calculation should be done at idling speed at maximum engine rpm (typically, this frequency is $n_{imax} = (1,05 \dots 1,10)n_{nom}$, where n_{nom} is the engine speed in nominal conditions). For the diesel engine D-245.9E3 maximum engine speed at idling speed $n = 2400 \text{ min}^{-1}$ [6].

After the calculation of the formula (2), we find that the force acts on the connecting rod $P_j = 26268,85 \text{ N}$. The joint density between the crank head and the connecting rod cover of automobile and tractor engines is usually provided by two bolts. Then one bolt has a load $P_{jb} = P_j/i = P_j/2 = 13134.43 \text{ N}$ (here i is the number of bolts). In the future, the calculation of the tightening force will lead to one bolt, assuming that the second bolt has the same tightening force.

Then, according to the recommendations in (1), the pre-tightening force Q_z of the connecting rod bolt is equal to

$$Q_z = (2 \dots 3)P_{jb} = 26268,85 \dots 39403,28 \text{ H}. \quad (3)$$

The calculated tightening force of the connecting rod bolt is distributed some how to the compression of the liner and to ensure the joint density. Let us now determine the force required to compress along the perimeter of the liner when it protrudes by Δh (see Fig. 2).

In tractor diesel engines used liners made from bimetal steel-aluminum alloy that in some cases apply even coating with a thickness of 0.025 mm . Manufactured ear method joint rolled bimetallic strip. Therefore, when calculating the stress on the deformation of the liner along the perimeter, we will take into account the mechanical properties of only the steel base and the aluminum antifriction alloy, since the coating does not affect the deformation of the inserts. In the derivation of the equations, we assume that when tightening the bolts, the deformation of the steel base and the aluminum layer of the liner do not exceed the limits of elasticity.

For the calculation we introduce the following notation: t – total liner thickness; $t = t_{st} + t_{al}$; t_{st} and t_{al} – thickness steel base and aluminum antifriction layers, respectively; E_{st} and E_{al} – their elastic moduli; $b_{st} = b_{al}$ – width liner; $F_{st} = b_{st} t_{st}$ and $F_{al} = b_{al} t_{al}$ – square cross sections steel base and an antifriction layer; $l_{st} = \pi R_{st}$ and $l_{al} = \pi R_{al}$ – the length of the perimeter of the steel base and the aluminum layer of the liner (see Fig. 2); R_{st} and R_{al} –

the average radius of the steel base of the half-plate and the average radius of the aluminum layer of the half-plate.

When determining the lengths of l_{st} and l_{al} we will proceed from the known value of the diameter of the bed D_p (see Fig. 2), and thickness t_{st} and t_{al} .

Then

$$R_{st} = 0,5(D_p - t_{st}) \text{ и } R_{al} = 0,5D_p - t_{st} - 0,5t_{al}.$$

Since E_{st} , E_{al} and l_{st} , l_{al} , a large load falls on the deformation of the steel base of the liner. For the deformation of the steel base of half liner on the value of Δh required to make an effort

$$P_{st} = (\Delta h E_{st} F_{st}) / (\pi R_{st}) \quad (4)$$

Similarly, for the aluminum layer

$$P_{al} = (\Delta h E_{al} F_{al}) / (\pi R_{al}). \quad (5)$$

Then to compress the protrusions of half liner on the value of Δh will take

$$P_{vk} = P_{st} + P_{al} = \frac{\Delta h E_{st} F_{st}}{\pi R_{st}} + \frac{\Delta h E_{al} F_{al}}{\pi R_{al}}. \quad (6)$$

Connecting rod bearings (production value) of diesel 4CHN 11/125 (D-245.9E3) have dimensions of: width of the insert $b_{st} = b_{al} = 0,031 \text{ m}$; the total thickness $t = 0,002875 \text{ m}$, the thickness of the steel base of the liner $t_{st} = 0,002335 \text{ m}$; thickness of aluminum alloy $t_{al} = 0,00054 \text{ m}$ [4, 6]; diameter of the rod bed under the liner (see Fig. 2) – $D_p = 0,073996 \text{ m}$. Then the average radius of the steel base $R_{st} = 0,03583 \text{ m}$ and aluminum alloy $R_{al} = 0,03339 \text{ m}$. The Square cross sections steel base of half liner and aluminum alloy equal: $F_{st} = 0,031 \cdot 0,002335 = 72,385 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; $F_{al} = 0,031 \cdot 0,00054 = 16,74 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$; elastic modulus $E_{st} = 1,8 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$; $E_{al} = 0,71 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$.

In domestic practice, for the inserts of connecting rods and main supports of tractor diesel engines, the value of the protrusion is assigned within $\Delta h = 0.05 \dots 0.07 \text{ mm}$ [4]. Substituting the value of the initial data into the dependence (6), we obtain that at $\Delta h = 0.05 \text{ mm}$ $P_{vk} = 6411.12 \text{ N}$, and at $\Delta h = 0.07 \text{ mm}$ – $P_{vk} = 8975.95 \text{ N}$.

If from the calculated value of pre-torque (3) connecting rod bolt R_{vk} subtract the force attributable to the deformation of the liner on the value of Δh , then the density of the joint between the cover and the crank head of the connecting rod is provided with the force R_s :

- at $\Delta h = 0.05 \text{ mm}$ $R_s = Q_z - P_{vk} = 19857.46 \dots 32991.89 \text{ N}$;
- at $\Delta h = 0.07 \text{ mm}$ $R_s = Q_z - P_{vk} = 117,292,9 \dots 30427,33 \text{ N}$.

According to the dependence (3), it was assumed that the bolt tightening force exceeds the inertia force applied to the threaded connection by 2 or 3 times:

$$R_s / P_{jb} = 2 \dots 3.$$

In fact, we get:

- when $\Delta h = 0.05 \text{ mm}$ $R_s / P_{jb} = 0.658 \dots 0.772$;
- when $\Delta h = 0.07 \text{ mm}$ $R_s / P_{jb} = 0.756 \dots 0.837$.

Thus, instead of a two-or three-fold reserve of joint density in the connection between the cap and the crank head in accordance with the dependence (1), a value even less than 1 is obtained. Similarly, it can be shown that the deformation of the bearing bearings during the Assembly of the main support and cover will require a significant effort, which reduces the factor of the joint density reserve. In this case, the calculation is carried out only for thin-walled connecting rod inserts, and for thick-walled bearings of the main

bearings of the crankshaft (their thickness is about 1.5 times more), the R_{vk} force will be even greater.

The proposed method of calculation. Therefore, the following method of selecting the pre-tightening force for mounting bolts of bearing joints of the crankshaft of piston engines may be quite logical. First, using the above method, we determine the R_{vk} force required for the deformation of the sliding bearing half-plate by Δh (see Fig. 2 and formula (6)).

Further, when the joint is closed, we determine the pre-tightening force of the bolt R_s as in the usual threaded connection [7] (the calculation is carried out on one bolt):

$$R_s = v(1 - \chi)P_{jb}, \quad (7)$$

where v is the factor of the joint density reserve; χ is the coefficient of the main load of the threaded connection.

When assembling due to crushing of asperities at the junction of the connection is reducing the effort of the preliminary inhaling, and, in addition, may increase the external load when operating at off-design mode. Therefore, at variable loads, it is recommended to assign a reserve coefficient of the joint density within $v = 2,5 \dots 3,5$ [7, 8]. The main load factor of the threaded connection for connecting rod bolts of automotive and tractor engines can be adopted $\chi = 0,18 \dots 0,2$ [8, 9], and for the covers of the main bearings – $\chi = 0,2 \dots 0,22$. To clarify the value of χ can be calculated or determined experimentally on the finished structure [9, 10].

If you now calculate the pre-tightening force R_s for connecting rod bolts diesel 4CHN 11/125 (D-245.9E3) in accordance with the dependence (7), we obtain

$$R_s = 3(1 - 0,2) \cdot 13134,43 = 31522,62 \text{ N.}$$

This effort is really preliminary, as it provides the density of interface with a given coefficient (in this case taken the average value of $v = 3,0$) without taking into account the effort that is required to make to the deformation of the bearing shell by the amount Δh . The total tightening force Q_z of the bolt, taking into account the stress on the deformation of the liner is equal to:

$$Q_z = R_{vk} + R_s. \quad (8)$$

Thus, for the connecting rod bolts diesel 4CHN 11/125 (D-245.9E3) the full tightening force equal to

$$Q_z = (6411,12 \dots 8975,95) + 22814,29 = 29225,41 \dots 31790,24 \text{ N.} \quad (9)$$

Let us calculate the approximate value of the torque of connecting rod bolts at these values of the tightening force. As is known [7, 8] when tightening the threaded connections, the torque on the key must overcome the friction forces in the thread and on the bearing surface of the nut:

$$M_{kl} = 0,5Q_z d_2 \left(\frac{P}{\pi d_2} + f_r \right) + Q_z f_t (a + d_0)/2, \quad (10)$$

where d_2 – the average diameter of the thread; P – thread pitch; f_r – coefficient of friction in the thread; f_t – coefficient of friction at the end of the nut; a – the outer diameter of the bearing end of the nut; d_0 – the diameter of the hole in the housing under the bolt.

For diesel 4CHN 11/125 (D-245.9E3) the initial data for the calculation are $d_2 = 0.01303 \text{ m}$; $P = 1.5 \text{ mm}$; $f_r = 0.2$ [8]; $f_t = 0.2$; $a = 0.0196 \text{ m}$; $d_0 = 0.015 \text{ m}$.

Substituting in the formula (10) the values Q_z and the initial data we obtain:

$$M_{kl} = 190...200 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

In the literature [6] torque of connecting rod bolts 160...180 $\text{N}\cdot\text{m}$.

Summary. Analysis of the proposed methods for the calculation of the efforts of the pre-tightening of bearing connections piston engine (connecting rod bolts and crankshaft bearing cap) shows that to ensure the specified density ratio of the joint connections according to the given methodology is impossible. This can be done if the compression force of the inserts is taken into account in the calculations.

LIST OF REFERENCES

1. Chinov N. D., Ivashchenko N.. etc. Construction of internal combustion engines. Under editor N. D. Chinov. Moscow: Mechanical Engineering, 2010. 496 p.
2. Lukanin V. N., Alekseev I. V., Shatrov M. G. etc. Internal combustion Engines. Book. 2. Dynamics and engineering. Under the editorship of V. N. Lukanin. Moscow: Higher School. 2005. 240 p.
3. Wichert, M. M., Dobrogaev R. P., M. I. Lyakhov etc. Design and calculation of automotive engines. Under the editorship of Yu. A. Stepanov. Moscow: Mechanical Engineering, 1964. 552 p.
4. Tractor diesel engines: Handbook. B. A. Vzorov, A. V. Adamovich, A. G. Arabian, and others. Under the General editorship of B. A. Vzorov. Moscow: Mechanical Engineering, 1981. 535 p.
5. Mechanical Engineering, Encyclopedia. Internal combustion engine. T. IV-14. L. V. Grechov, N.A. Ivashchenko, V. A. Markov, and others; Under the General editorship of A. A. Alexandrov and N.. Ivashchenko. Moscow: Mechanical Engineering, 2013. 784 p.
6. Horosh A.I., Horosh I.A. Diesel engines of transport and technological machines. Sankt-Peterburg, Moscow, Krasnodar: Lan Publishing House, 2012. 704 p.
7. Iosilevich G. B., Stroganoff G. B., Sharlovski J. V. Tightening and locking of threaded connections: Handbook. 2nd ed., Rev. and extra. Moscow: Mechanical Engineering], 1985. 224 p.
8. Birger I. A., Shorr B. F., Iosilevich G. B. The calculation of the strength of machine parts: Handbook. 4th ed., and extra. Moscow: Mechanical Engineering. 1993. 640 p.
9. Gotz A. N. Experimental determination of the coefficient of the main load of the threaded connection of the connecting rod head with the oblique connector. Tractors and agricultural machinery. No, 2017. P. 37...43.
10. Gotz A. N. Calculation and experimental determination of the main load factor of the threaded connecting rod. Fundamental study. No 12-2, 2017. P. 263...267. (in Russ.).

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 Stoletovyyh (VISU)*

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

АНАЛИЗ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ ОСНАЩЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Дмитрий Доровских¹, Владимир Дорогин¹

¹ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет» - Российская Федерация, Тамбов

THE ANALYSIS OF ENVIRONMENTAL SAFETY AND WAY OF DROP OF TOXICITY OF THE FULFILLED GAZ OF THE CARS EQUIPPED WITH DIESEL ENGINES

Dmitriy Dorovskikh¹, Vladimir Dorogin¹

¹Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education «Tambov state technical university» - Russian Federation, Tambov

Abstract. Use of the motor transport involves consequences which negatively influence the environment. Main types of impact of the equipment on the environment are: gaseous, firm and liquid blowouts, warmth blowouts, resource depletion and also discomfort and road accidents. On the first place according to quantitative contents and degree of negative impact on the person, animal and flora there are gaseous blowouts of motor transport. The fulfilled gases of cars come to the lower layer of the atmosphere, and process of their dispersion considerably differs from process of dispersion of high stationary sources, harmful substances are practically in zone of breath of the person. Therefore the motor transport should be referred to category of the most dangerous sources of pollution of atmospheric air near highways and in the cities. Now the main problem of environmental safety of the motor transport of the country is drop of toxicity of the fulfilled gases of diesel engines and also drop of liquid, firm blowouts and economy of natural resources.

Keywords: the diesel engine, harmful blowouts, converter of the fulfilled gases.

1. Введение:

Использование автомобильного транспорта влечет за собой последствия, которые отрицательно влияют на окружающую среду. Предотвращение и минимизация данных последствий является одной из важных задач «экологизации» автотранспортного сектора.

Основными видами воздействия техники на природную среду являются: газообразные, твердые и жидкие выбросы, выбросы теплоты, истощение ресурсов, а также дискомфорт и дорожно-транспортные происшествия (ДТП).

На первом месте по количественному содержанию и степени отрицательного воздействия на человека, животный и растительный мир стоят газообразные выбросы автотранспорта. В Российской Федерации только дизельными двигателями выбрасывается свыше 12 млн. т вредных веществ в год [1].

Выбросы основных загрязняющих веществ значительно ниже в дизельных двигателях. Поэтому принято считать их более экологически чистыми. Однако дизельные двигатели отличаются повышенными выбросами сажи, образующейся вследствие перегрузки топлива. Сажа насыщена канцерогенными углеводородами и микроэлементами; их выбросы в атмосферу недопустимы.

В связи с тем, что отработавшие газы автомобилей поступают в нижний слой атмосферы, а процесс их рассеяния значительно отличается от процесса рассеяния высоких стационарных источников, вредные вещества находятся практически в зоне дыхания человека. Поэтому автомобильный транспорт следует отнести к категории наиболее опасных источников загрязнения атмосферного воздуха вблизи автомагистралей и в городах.

В таблице 1 приведены сведения среднего удельного выброса загрязняющих веществ транспорта при скорости 40 км/ч

Таблица 1. Средние удельные выбросы загрязняющих веществ транспорта при скорости 40 км/ч

Вид загрязняющего вещества	Средний удельный выброс при скорости транспорта 40км/час	
	В час	На километр
Оксид углерода	752 г/ч	23,7 г/км
Несгоревшие углеводороды	29,4 г/ч	0,93 г/км
Оксиды азота	33,2 г/ч	1,05 г/км
Свинец	1,11 г/ч	0,035 г/км
Суммарное количество отработавших газов (при 0°C)	28,95 м ³ /ч	0,914 м ³ /км
Средний расход топлива	2,75 кг/ч	0,087 кг/км

Серьезную опасность представляют аварийные и эксплуатационно-технологические разливы топливно-смазочных материалов. Повсеместно растет загрязнение окружающей среды аккумуляторной кислотой, консервантами, моющими средствами, охлаждающей жидкостью и другими эксплуатационными материалами, а также продуктами коррозии [1].

При истирании тормозных колодок в воздух и почву попадают медь, ванадий, молибден, никель, хром, а при износе покрышек – кадмий, свинец, цинк [2]. Особая опасность этих выбросов заключается в том, что в них содержится сажа, способствующая глубокому проникновению тяжелых металлов в организм человека. В таблице 2 представлены твердые выбросы автотранспортной техники в РФ за год [2].

Таблица 2. Твердые выбросы автотракторной техники в РФ

Вид выбросов	Единица измерения	Значение
Продукты износа шин, тормозов	Тыс. т	180
Шины	Млн. шт	60
Металл	Млн. т	6

При сгорании 1 кг дизельного топлива выделяется около 80...100 г токсичных компонентов (20...30 г CO, 20...40 г NO_x, 4...10 г CH, 10...30 г SO_x, 0,8...1,0 г альдегидов, 3...5 г сажи и др.) [4]. Вклад выбросов дизелей транспортных средств в общую концентрацию в атмосфере оксидов азота составляет около 20 и 26 % [2]. Дизели обладают чрезвычайно высокой токсичностью из-за повышенного содержания NO_x, бензола, альдегидов и сажи, несмотря на то, что по сравнению с бензиновыми двигателями имеют значительно меньшие выбросы CO и CH.

Среди вредных веществ по абсолютным выбросам лидирует оксид углерода (CO) – 10,3 млн. т в год. На втором месте диоксид азота (NO₂) – 1,8 млн. т в год, на третьем – углеводороды (CH) – 1,5 млн. т в год. По экологической опасности приоритет принадлежит NO₂, Pb, SO₂ и сажевым частицам. Снижение выбросов именно этих веществ необходимо обеспечить в первую очередь. Заметную роль в загрязнении атмосферы играют выбросы SO₂, CO и бензапирена. Серьезную опасность представляют также пыль асбеста, водящего в состав фрикционные материалы: накладки ведомых дисков сцепления и тормозных колодок, пыль от истирания шин и асфальтового покрытия дорог, а также выбросы CO₂.

2.Изложение:

При эксплуатации двигателей внутреннего сгорания токсичные вещества выделяются в атмосферный воздух вместе с топливными испарениями, картерными газами и отработавшими газами (ОГ). Топливные испарения поступают в атмосферу из элементов системы питания. При определении степени экологической безопасности дизелей топливными испарениями можно пренебречь вследствие малой испаряемости дизельного топлива и герметичности топливной системы дизеля. Всего с испарениями в

атмосферу выбрасывается около 8% углеводородов (СН).

Доля картерных газов, представляющих собой смесь несгоревших углеводородов, которые попадают через неплотности цилиндропоршневой группы в картер, с парами топлива и масла в картере, для дизеля не превышает 0,2...0,3% суммарного выброса токсичных веществ.

Отработавшие газы являются основным источником токсичных выбросов и представляют собой смесь газообразных продуктов полного и неполного сгорания топлива, избыточного воздуха и различных микропримесей (газообразных, жидких и твердых частиц), поступающих из цилиндров двигателя в его выпускную систему. Для определения отдельных составляющих отработавших газов используются различные физико-химические, физические и химические методы. Сложность оценки отработавших газов автомобильных дизелей заключена в многообразии вредных веществ, а также в широком диапазоне изменения их концентраций.

Опасными накопителями канцерогенных веществ, т.е. вызывающих раковые заболевания, в частности бензапирена, являются твердые частицы углеродного продукта – сажи. Дизельные двигатели в течение цикла испытания выбрасывают в атмосферу в 10...1000 раз больше мельчайших частиц сажи, чем бензиновые двигатели [3]. Выброс таких частиц по массе достигает 1% от расхода топлива. Кроме того, три несгоревших атома углерода на 1000 сгоревших дают дымность ОГ газов порядка 30%.

Токсичность ОГ дизелей во многом зависит от качества дизельного топлива. При уменьшении содержания серы в топливе с 0,31 до 0,03% содержание NO_x в ОГ снижается на 0,2-1,8%, СН_x – на 24,4%, сажи – на 13,2-22,6% [4].

Увеличение цетанового числа топлива с 45 до 51 приводит к уменьшению периода воспламенения, жесткости работы двигателя и максимального давления сгорания. Как следствие, снижается дымность при пуске и средних нагрузках. На повышенных нагрузках цетановое число практически не оказывает влияния на дымность, хотя на этом режиме происходит интенсивный выброс сажи.

На величину выбросов вредных веществ с ОГ сильно влияет техническое состояние двигателя. В дизелях любая неисправность элементов системы топливоподачи повышает дымность ОГ, а выработка ресурса двигателя увеличивает выброс токсичных веществ (таблица 3). Так, из-за износа деталей цилиндропоршневой группы дымность может увеличиться в два раза [5].

Таблица 3. Влияние технического состояния двигателя на выброс вредных веществ с ОГ

Вид неисправности	Изменение выбросов, %				Изменение расхода топлива, %
	СО	СН	NO_x	Дымность	
Нарушение регулировки ТНВД	+5...50	+5...25	25...+25	+25...100	+5...25
Нарушение угла опережения начала впрыскивания топлива	+5...50	0...25	-100...+100	-25...+50	+5...25
Износ основных деталей двигателя	+50	+100	-25	+100	+15
Неисправность форсунок	+25...50	+50...100	-25	-25...+25	+10...20
Повышенное сопротивление впуску воздуха и выпуска ОГ	+50...100	+50...100	-50	+100	+15
Повышенное сопротивление движению	Увеличение до 20%				+5...20

На количество вредных веществ в ОГ дизеля существенное влияние оказывает угол опережения начала впрыска топлива. При уменьшении угла впрыска топлива приводит к уменьшению образования оксидов азота. однако при этом возрастают выбросы сажи и ухудшаются мощностные и экономические показатели двигателя.

Негативное влияние на дымность оказывают и такие факторы, как уменьшение давления подъема иглы форсунки и закоксовывание ее сопловых отверстий, забивание воздушного фильтра.

Неисправности трансмиссии и ходовой части автотракторной техники увеличивают потребляемую мощность, а, следовательно, и расход топлива, что также приводит к росту выбросов вредных веществ с ОГ двигателя.

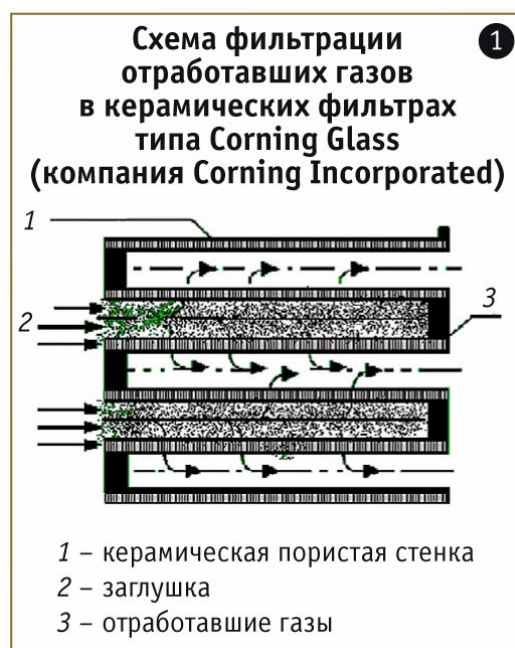
Таким образом, в настоящее время основной проблемой экологической безопасности автомобильного транспорта является снижение токсичности отработавших газов дизельных двигателей, а также снижение жидких, твердых выбросов и экономия природных ресурсов.

В последние годы все большее распространение получают дизельные фильтры и фильтры-нейтрализаторы, объединяющие функции фильтра и нейтрализатора. При разработке фильтра для улавливания дисперсных частиц (иногда именуемого сажевым фильтром) необходимо решить две весьма сложные задачи:

- фильтрацию потока нагретых газов с частицами размером от 200 нм до 10 мкм;
- периодическое или непрерывное удаление накопленных частиц (регенерацию сажевого фильтра).

Наибольшее распространение получили керамические структуры складчатого типа, впервые предложенные фирмой CorningIncorporated [6]. У такой структуры (фиг. 1) максимальная фильтрующая поверхность в единице объема (в пределах $1...3 \text{ м}^2/\text{дм}^3$), а отсутствие подвижных элементов обеспечивает ее длительную работоспособность.

Технологии изготовления таких фильтроэлементов позволяют в широких пределах варьировать размеры и длину каналов, общую пористость и размер пор, базовый материал (кордиерит, оксид алюминия, карбид кремния и др.) и некоторые другие параметры. При общей пористости свыше 50%, размерах сквозных пор 10...30 мкм, толщине стенки около 0,5 мм общий объем фильтровального блока для дизеля должен быть близок к рабочему объему его цилиндров. В этом случае возможно добиться гидравлического сопротивления незагрязненного фильтра на уровне 150...200 мм вод. ст. при приемлемых габаритах. По мере работы сопротивление фильтра возрастает из-за загрязнения.



Фиг. 1. Схема фильтрации

Продолжительность работы до достижения критического сопротивления (обычно 700...1000 мм вод. ст.) зависит от концентрации дисперсных частиц в отработавших газах, размеров и характеристик фильтра, содержания серы в топливе и некоторых других факторов, но обычно не превышает нескольких часов, после чего фильтр необходимо регенерировать[6].

Процесс регенерации заключается в окислении накопленных дисперсных частиц и освобождении фильтрующей поверхности. Практическое применение получили три схемы регенерации:

- термическая, заключающаяся в искусственном разогреве ОГ до температуры интенсивного окисления дисперсных частиц кислородом 650...700 °С;
- введение присадок в дизельное топливо, снижающих температуру окисления дисперсных частиц до средних температур выхлопа 300...400 °С;
- использование диоксида азота, получаемого каталитическим окислением NO, содержащегося в ОГ.

Термическая схема реализуется в виде установки перед фильтром специальных горелок, включающихся при достижении критического значения гидравлического сопротивления фильтра. Известны и другие схемы нагрева ОГ до температуры, при которой происходит интенсивное окисление накопленной сажи. В некоторых случаях вместо топлива применяют природный или сжиженный газ.

Добавка в дизельное топливо присадок: металлоорганических соединений железа, марганца и др. – сопровождается снижением температуры сжигания дисперсных частиц за счет каталитического эффекта, достигаемого при введении активного металла или его соединений в объем дисперсной частицы. Недостатком метода является накопление на фильтре продуктов окисления присадок – оксидов железа, марганца и др., что несколько повышает сопротивление фильтра и требует его периодической очистки.

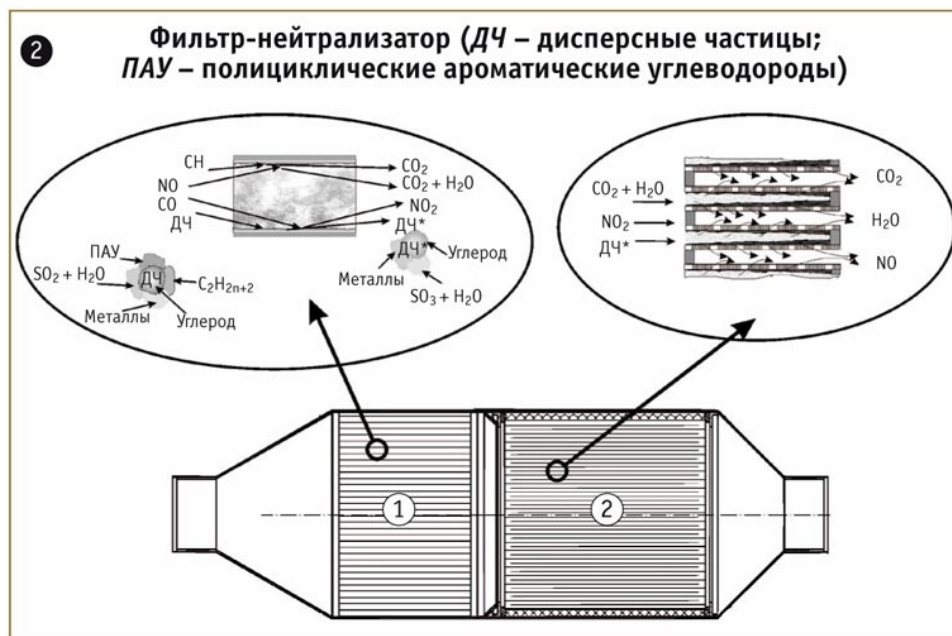
Наибольшее распространение в последние годы получила схема низкотемпературного (300...400°С) окисления дисперсных частиц с помощью диоксида азота. Диоксид азота, получаемый при каталитическом окислении содержащегося в ОГ монооксида азота ($2\text{NO} + \text{O}_2 = 2\text{NO}_2$), обладает более высокой, чем кислород воздуха, способностью окислять дисперсные частицы. Это позволяет добиться устойчивой регенерации фильтра при температурах до 400°С, т. е. при обычных температурах ОГ дизеля. Важно отметить, что продуктом взаимодействия диоксида азота с углеродом является NO ($2\text{NO}_2 + \text{C} = 2\text{NO} + \text{CO}_2$), т. е. монооксид является лишь носителем активного кислорода и в процессе регенерации не расходуется.

Выбор схемы регенерации обусловлен конструкцией и состоянием дизельного двигателя, требованиями по очистке (экологическими стандартами), качеством топлива, экономическими критериями и рядом других условий, связанных с надежной и безопасной эксплуатацией сажевого фильтра. Так, термические методы, как правило, сопряжены с дополнительным (до 10%) расходом топлива и пожароопасностью из-за практически неуправляемого горения накопленной сажи. Добавки присадок в топливо помимо очевидных проблем с приготовлением, хранением и заправкой имеют определенные ограничения и по появлению в ОГ дополнительных дисперсных частиц (оксидов железа, марганца и проч.), которые становятся дополнительной нагрузкой на фильтр и нуждаются в утилизации[7].

От этих недостатков в значительной мере свободен метод каталитической (NO_2) регенерации. Конструктивно каталитическая схема регенерации удачно реализуется в фильтрах-нейтрализаторах (фиг. 2), где стоящий перед фильтровальным блоком (поз. 2) катализатор (поз. 1) не только окисляет CO и HC, но и генерирует NO_2 , необходимый для регенерации накопленных на фильтре дисперсных частиц. Функции каталитического окисления, включая генерирование диоксида азота, и функцию фильтрации может выполнять и фильтровальный блок, на поверхность которого нанесен каталитический слой.

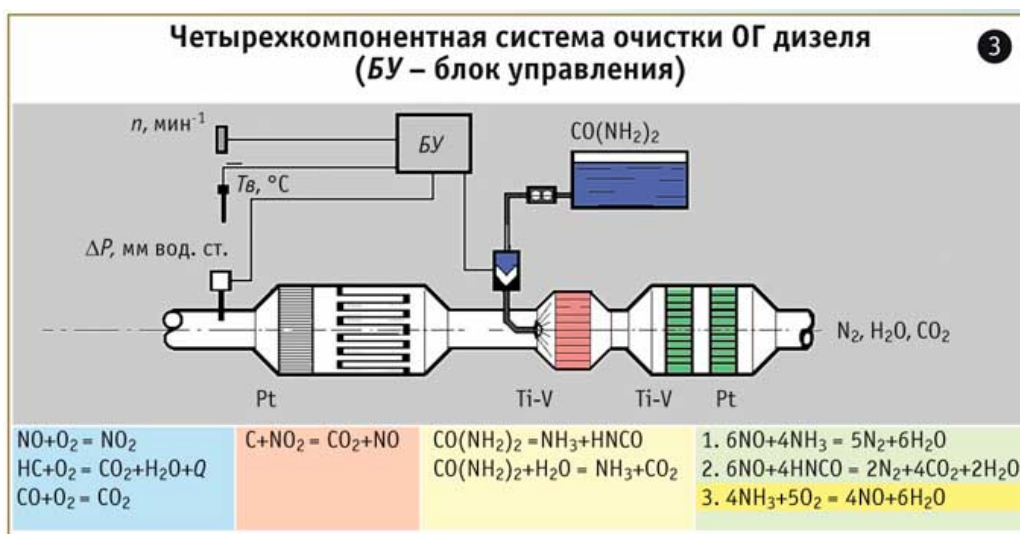
Принято считать, что регенерация с помощью NO_2 устойчиво протекает в том

случае, если количество диоксида азота в 8...10 раз превышает содержание дисперсных частиц. В этом плане мероприятия по сокращению выбросов NO_x , например, за счет совершенствования рабочего процесса ограничивают применимость метода каталитической регенерации на двигателях с низким исходным выбросом дисперсных частиц. Например, для достижения уровня Euro4 с помощью фильтра с каталитической регенерацией необходимо, чтобы исходные выбросы дисперсных частиц не превышали уровень Euro3.



Фиг. 2. Схема фильтра-нейтрализатора

Стандарты Euro5 и выше для дизелей требуют совместного использования обоих перечисленных выше методов обезвреживания токсичных компонентов, которое может рассматриваться как система комплексной, или четырехкомпонентной, очистки отработавших газов дизелей. В этом случае в выпускной системе дизеля последовательно устанавливают окислительный нейтрализатор и фильтр (фильтр-нейтрализатор), систему восстановления оксидов азота и систему финишной очистки, а также системы электронного управления этими агрегатами. Структура таких систем приведена на Фиг. 3 [8], но их широкое внедрение пока сдерживается недостаточной надежностью, довольно большими габаритными размерами и весьма внушительными затратами.



Фиг. 3. Схема четырехкомпонентной очистки ОГ дизеля

Отметим, что все процессы по каталитическому обезвреживанию токсичных компонентов, и особенно NO_x , весьма чувствительны к содержанию серы в топливе. При каталитическом окислении диоксида серы до триоксида последний взаимодействует с активным компонентом катализатора и/или с материалом носителя (окислительный нейтрализатор), либо с катализатором восстановительного нейтрализатора (SCR-процесс), либо с фазой основного адсорбента – оксидом или карбонатом бария (технология NO_x -адсорбер). Поэтому по мере ужесточения экологических стандартов возрастают и требования по содержанию серы в топливе.

3. Заключение:

Большинство факторов, влияющих на экологические показатели дизелей в условиях эксплуатации, можно устранить своевременным проведением технических обслуживания и текущего ремонта.

Требования Специального технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории РФ, вредных (загрязняющих) веществ» могут быть обеспечены лишь с использованием систем очистки ОГ от токсичных компонентов, образование которых не удастся предотвратить путем совершенствования рабочего процесса и/или использования высококачественного или альтернативных видов топлива.

При фильтрации ОГ дизеля целесообразно использовать керамические фильтры складчатого типа. Наиболее предпочтительным и экономически оправданным методом периодической или непрерывной регенерации таких фильтров от накапливаемых дисперсных частиц является их окисление диоксидом азота, генерируемым с помощью окислительного каталитического нейтрализатора, который обеспечивает и снижение CO и HC.

Для обеспечения требований, предъявляемых к дизелям стандарта Euro5, потребуется совместное применение окислительного и восстановительного нейтрализаторов и фильтра с каталитической системой регенерации.

Литература :

1. Sajt Regional'nogo ekologicheskogo centra «Dubna» - <http://www.ecocenter.dubna.ru>.
2. Sineva E.N. Vozdejstvie avtotransporta na okruzhayushchuyu sredu g. Dubna (analiz i prognoz) // Materialy 16-j nauch. konf. Studentov, aspirantov i molodyh specialistov g. Dubna, 23 marta - 3 aprelya 2009 g. - Dubna: Mezhdunarodnyj universitet prirody, obshchestva i cheloveka «Dubna», 2010. - S. 176-177.
3. Kaplina S.P. Ekologicheskoe sostoyanie okruzhayushchej sredy urbanizirovannoj territorii / S.P. Kaplina, I.Z. Kamanina // Fundamental'nye issledovaniya. M.: ID «Akademiya estestvoznaniya». - 2014. - №6 (chast' 4). - S. 760-764.
4. Gosudarstvennyj doklad «O sostoyanii i ob ohrane okruzhayushchej sredy Rossijskoj Federacii v 2012 g.» - <http://www.mnr.gov.ru/regulatory/list.php?part=1101>.
5. CHernecov, D.A. Zagryaznenie okruzhayushchej sredy sel'skohozyajstvennoj tekhnikoj / D.A. CHernecov // Voprosy sovremennoj nauki i praktiki. Universitet im. V.I.Vernadskogo. – Tambov, 2011. – № 1(32).– S. 23 – 27.
6. Vasil'ev, I.P. Povyshenie effektivnosti ochistki otrabotavshih gazov dizelej / I.P. Vasil'ev, Dvigateli vnutrennego sgoraniya, M.: - 2014. - №1 - S. 84-88.
7. Marchenko, A.P. Toksichnost' otrabotavshih gazov dizelya pri ispol'zovanii topliv rastitel'nogo proiskhozhdeniya / A.P. Marchenko, A.P. Stokov, A.F. Minak, A.A. Osetrov, O.YU. Lin'kov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – Har'kov: Har'kovskij Politekhnikeskij Institut. – 2002. – №1. – S. 22-25.
8. Holy, G. Improved Catalyst System for SULEV Legislation First Practical Experience / G. Holy, R. Bruck, P. Hirth // SAE International Congress and Exposition Detroit, Michgan (CoboCentr), March 6-9, 2000 : SAE Technical paper №2000-01-0500, 2000. – P.7.

Контакты: Associate Professor, Candidate of Technical Sciences. Dmitriy Dorovskikh, Tambov state technical university, ul. Sovetskaya 106, Tambov, 392000, Russian Federation, phone +79107558995, e-mail: dima.dorovskikh@yandex.ru

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА КАК ДОБАВКИ К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ

Дмитрий Доровских¹, Михаил Мерзликин¹

¹ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет» - Российская Федерация, Тамбов

JUSTIFICATION OF NEED OF USE OF BIODIESEL FUEL AS ADDITIVES TO DIESEL FUEL

Dmitriy Dorovskikh¹, Mihail Merzlikin¹

¹Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education «Tambov state technical university» - Russian Federation, Tambov

Abstract. Ever-increasing requirements of the European sanitary standards to composition of the fulfilled gases of internal combustion engines cause need of receiving and use of ecologically cleaner low-sulphurous diesel fuel. However application of diesel fuel with the low content of sulfur leads to deterioration in its operational parameters, for example, of the greasing properties. One of the most perspective ways of improvement of quality of the considered fuel is addition of biofuel to it (methyl air of vegetable oils) as dietary supplements. The big need for biofuel demands evidence-based search of ways of intensification of technological processes of its receiving. Now there is rather small amount of works of the technologies of receiving devoted to development and probe of use of biofuel in heat engines which discrepancy besides does not allow to use their results unambiguously. The existing devices are not able to cope with problem of intensification of technological process any more, and other perspective directions are still not developed.

Keywords: alternative types of fuel, diesel fuel, biological additives.

1. Введение:

Сжигание чистых нефтепродуктов приводит к ежегодному выбросу 30 миллионов вредных веществ. Большое потребление топлива обеспечивает энергией подвижной состав предприятий, которые используют в сельском хозяйстве. Однако обеспечить потребности сельского хозяйства в качественном дизельном топливе пока удастся не везде и не в полном объеме.

Кроме того, увеличение потребления энергии, которая по прогнозам [1] возрастет к 2030г. на 60%, истощение залежей нефти и газа, повышение цен на дизельное топливо и целый ряд других факторов вызывает необходимость искать возможность получения и использования топлива из возобновляемого растительного сырья.

По оценкам Международного валютного фонда к 2050 г. количество автомобилей вырастет до 3 млрд., при этом доминирующую роль будут играть дизельные двигатели. За 120-летний путь, который прошел в своем развитии дизельный двигатель, выявлены его преимущества: высокая экономичность и конкурентоспособность по сравнению с другими энергетическими установками. До настоящего времени не исчерпан потенциал его эффективности, о чем свидетельствует непрерывное улучшение технико-экономических показателей.

Дизелизация мирового моторного парка на протяжении ряда лет определяет опережение производства и потребления дизельного топлива по сравнению с автомобильным бензином. Мировая тенденция к более высоким темпам роста потребления дизельного топлива сохранится на долгосрочный период.

Мировой автопарк, объем которого уже сегодня превышает 900 млн. единиц, включает грузовые (около 30 %) и легковые (порядка 70 % вместе с автобусами) автомобили. Из ежегодно выпускаемых 40...45 миллионов автомобилей более 55 % приходится на замену выводимых из эксплуатации транспортных средств, а остальные 45 % составляют ежегодный прирост мирового автопарка. В среднем один автомобиль потребляет 2,2 тонны в год моторного топлива. Для удовлетворения потребностей мирового автопарка необходимо иметь около двух миллиардов тонн топлива, на

изготовление которого в зависимости от глубины переработки требуется свыше 5 млрд. тонн нефти [2]. Во всем мире ежегодно добывается около 5 млрд. тонн нефти. Из них около 70 % нефти идет на производство бензинов и дизельных топлив. По многочисленным оценочным прогнозам экспертов (даже при сохранении неизменным этого уровня добычи) её запасов может хватить только на 40...50 лет [2,3]. В таблице 1 на основании обработки материалов [3] представлена динамика изменения использования нефти как энергоресурса и оценочный прогноз её запасов в процентах от всех видов существующих энергоресурсов.

Таблица 1 – Прогноз использования нефти как энергоресурса, (%)

Ресурс	Годы											
	1940	1980	2000	2020	2030	2040	2050	2060	2070	2080	2090	2100
Нефть	11	51	35	22	11	6	4	3	0	0	0	0

Прогнозные оценки разных авторов отличаются друг от друга [3,4], но все эксперты приходят к одному выводу – о возможном истощении запасов нефти в недрах и прекращении её промышленного использования как основного вида энергоносителя для тепловых двигателей. Из-за опережающего спроса на моторное топливо будет неизбежно возрастать дефицит нефти, который уже к 2025 г. может превысить величину более 2,5 млн. тонн в день [5].

2. Изложение:

Обеспечение всевозрастающей потребности в дизельном топливе в условиях уменьшающихся объёмов переработки нефти на долгосрочный период осложнено рядом факторов. Во-первых, рост потребления авиационного топлива (керосина) вызывает снижение выхода дизельных фракций из нефти. Известно [6], что на каждый 1 % роста производства керосина выход дизельного топлива уменьшается на 0,8...0,9 %.

Во-вторых, развитие производства жидких парафинов для нужд микробиологического синтеза сокращает выработку дизельных топлив на величину выхода жидких парафинов и более легкокипящих продуктов деструкции [6].

В-третьих, нефть является ценнейшим и одним из основных (вместе с природными горючими газами) сырьевых ресурсов для нефтехимической промышленности, которая даже в условиях экономического кризиса укрепила свои позиции на рынке и продолжает успешно развиваться.

Эта тенденция является характерной практически для всех стран мира. В России в 2018 г. из 516 млн. тонн извлеченной из недр нефти на отечественном рынке осталось порядка 275 млн. тонн, из которых в нефтехимический сектор направлено около 22 млн. тонн [5,6].

Спрос на продукты предприятий нефтехимической промышленности все время возрастает, обуславливая увеличение темпов роста мощностей и ассортимента ее продукции. Продукты переработки нефти идут на производство пластиков, полимеров, резинотехнических изделий и лакокрасочных материалов, работать с которыми гораздо выгоднее, чем с моторными топливами.

Многие крупные нефтяные компании стали освобождаться от активов нефтепереработки и ориентироваться на нефтехимию. В долгосрочной перспективе интерес для нефтяных компаний представляют альтернативные источники энергии: обеспечение спокойного будущего компаний возможно только при широкой диверсификации деятельности, включая трансформацию из нефтегазовых гигантов в многопрофильные энергетические компании.

В соответствии с «Энергетической стратегией России на период до 2030 года», утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р, к 2020 году добычу нефти нужно довести до 525 млн. тонн. По мнению экспертов [3,6], несмотря на актуальность и заманчивость этой задачи, она должна быть

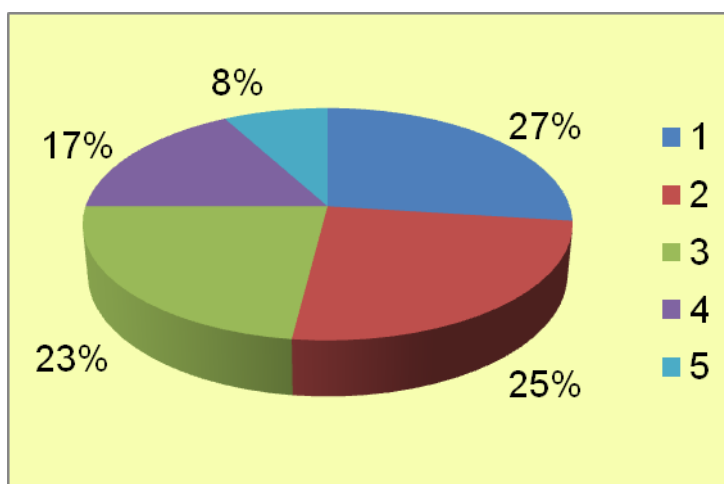
подкрепленанадежными сведениями о наличии потенциальных запасов нефти для её выполнения. Статистические данные позволяют надеяться на успешное выполнение планов стратегии и выглядят на первый взгляд довольно убедительно (табл. 2).

Таблица 2 – Добыча нефти в России за последние годы, млн. т

Годы	2008	2009	2010	2011	2012	2020
Добыча нефти	472	477,3	505	510	516	525*

Однако надеяться на удовлетворение спроса на моторные топлива отечественных потребителей пока преждевременно. По данным [4,6], созданы новые пути экспорта нефти, которые пока не обеспечены ресурсами. В работе [5] подчеркивается, что «только по одному магистральному нефтепроводу ВСТО, если он заработает на полную мощность, надо будет ежегодно перекачивать до 80 млн. тонн нефти за рубеж». По мнению экспертов [6], только на протяжении 15...20 лет можно будет выполнять запланированную добычу нефти, за этим последует существенное сокращение до 250 млн. тонн. К 2035 году наша страна практически не сможет ни экспортировать нефть, ни стабильно поставлять нефтепродукты для нужд отечественной экономики и населения. Все вышеперечисленное свидетельствует «о наличии в топливно-энергетическом комплексе существенных многофакторных всевозрастающих кризисных явлений глобального характера».

Энергетический кризис, связанный с неуклонным повышением мировых цен на нефть, неизбежно приводит к росту цен на дизельное топливо, реализуемое на внутреннем рынке Российской Федерации. Основными потребителями дизельного топлива являются: грузовой автотранспорт, сельскохозяйственное производство и автобусные перевозки (фиг. 1).



1 – транспорт (27 %); 2 – сельское хозяйство (25 %); 3 – автобусные перевозки (23 %);
4 – прочие, в том числе Минобороны и МЧС (17%); 5 – строительство (8%).

Фиг. 1. Структура спроса на дизельное топливо (прогноз на 2020 год)

Использование возобновляемых источников энергии в качестве моторного топлива позволит решить не только энергетические, но и глобальные экологические проблемы. Известно [7], что во все возрастающей антропогенной атаке на биосферу Земли ведущая роль принадлежит нефтяным моторным топливам, вызывающим загрязнение окружающей среды преимущественно в процессе эксплуатации тепловых двигателей.

Только в России в атмосферу ежегодно выбрасывается с отработавшими газами около 30 млн. т вредных веществ: до 15 млн. т монооксида углерода CO, 12 млн. т оксидов азота NO_x, 2 млн. т несгоревших углеводородов CH_x, 1 млн. т сажи (углерода C) [7].

Биодизельное топливо является основным ресурсом для диверсификации источников энергии, сохранения энергетической безопасности, развития растениеводства, как основного поставщика энергетического сырья для получения биодизельного топлива, «смягчения последствий изменения климата за счет сокращения выбросов парниковых газов» [8].

Название «биотопливо» обобщает такие виды источников энергии, как: биогаз, биоэтанол, биометанол, диметиловый эфир, биодизель. Смесевое дизельное топливо приводит к увеличению часового расхода биодизеля, снижению мощности двигателя, меньшему содержанию в отработавших газах оксида азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов. Тем самым снижается дымность отработавших газов. Сырьем для биодизеля, получаемого на основе метиловых эфиров отработанных растительных масел, является масло из возобновляемого сырья, которое в подогретом состоянии смешивается с алкоголятом калия. Алкоголят представляет собой раствор, где смешиваются катализатор (гидроокись калия) с метанолом до полного растворения. Завершающим звеном является само дизельное топливо, которое смешивается с полученным метиловым эфиром для получения биодизеля.

С увеличением концентрации метилового эфира подсолнечного масла в смеси с дизельным топливом увеличивается плотность, вязкость, содержание серы, но уменьшается теплота сгорания.

Существуют технологии получения топлива из пищевого или непищевого сырья, тем самым данный источник энергии подразделяется на биотопливо первого и второго поколения.

В некоторых проведенных исследованиях применяют подсолнечное масло, которое тоже можно считать биотопливом. В результате работы ДВС на смеси подсолнечного масла и дизельного топлива после 604 ч на верхней перемычке всех поршней образовалось большое количество нагара, вторые поршневые кольца пригорели. Топливные фильтры приходилось менять через 20 – 40 часов работы двигателя. Гильзы цилиндров и подшипники шатуна были в хорошем состоянии. Износ гильз был меньше, чем при работе на дизельном топливе [9].

В данном процессе было использовано чистое подсолнечное масло. Если бы масло смешать с алкоголятом, чтобы в дальнейшем получить неочищенный метиловый эфир растительного масла (Э-фаза). Затем Э-фазу очистить и смешать с дизелем, то можно предположить, что нагара стало бы меньше, а время использования топливного фильтра увеличится.

У применения сырьевой базы на основе пищевого (подсолнечник) и не пищевого (рапс и рыжик) растительного сырья имеются проблемы связанные с затратами на выращивание, меньшим получением масла с гектара по сравнению с микроводорослями. Эти виды сырья замещаются использованием микроводорослей богатых липидами, являющимися основой для синтеза топлива. Продукт полученный на основе данного сырья будет являться биотопливом третьего поколения.

Разработка новых подходов к переработке водорослевого сырья позволяет из одной и той же биомассы получать различные виды топлива. При определённых условиях культивирования микроводоросли способны синтезировать биоэтанол и водород. Ряд микроводорослей синтезируют в процессе роста углеводороды. Так, зелёные одноклеточные колониальные водоросли *Botryococcus braunii* обладают замечательной способностью образовывать и аккумулировать жидкие углеводороды (до 86 % от веса сухой биомассы). Углеводороды, экстрагируемые из биомассы *B. braunii*, после гидрокрекинга можно рассматривать как источник моторного топлива. Водоросли с высоким содержанием крахмала и углеводов можно переработать путём аэробной или анаэробной ферментации в биоэтанол, биобутанол и водород. Для получения биотоплива для дизельных двигателей используется процесс переэтерификации триацилглицеридов, входящих в состав липидной фракции водорослевой биомассы (масло). Одновременно с биодизельным топливом из водорослей можно получать и

этанол: после извлечения масла оставшаяся часть биомассы зачастую содержит достаточное количество крахмала и других углеводов. Триацилглицерины водорослей, а также полученное из них биодизельное топливо, подвергают гидротермальному сжижению, которое проводится при повышенных давлении и температуре на гетерогенных катализаторах. Затем гидрогенизацией и деоксигенацией получают смесь углеводородов. Дополнительная операция гидрокрекинга, которой подвергается уже полученное топливо, позволяет повысить выход целевого продукта – биологического топлива для дизельного двигателя (зелёный биодизель), содержащего углеводороды с короткими углеводородными цепочками (не более 10 атомов углерода) [9]. В таблице 3 представлены результаты сравнительной характеристики рапса и микроводоросли *Haematococcuspluvialis*.

Таблица 3. Сравнение рапса и микроводоросли *Haematococcuspluvialis* как энергоисточников

Культура	Продуктивность биомассы, т/га в год	Общее энерго-содержание, ГДж/га в год	Продуктивность по маслу, т/га в год	Энерго-содержание по маслу, ГДж/га в год
1	2	3	4	5
Рапс (Германия)	3,1	75,6	1,2	44,7
Рапс (Финляндия)	1,6	39,0	0,65	24,2
Рапс озимый (Россия)	1,0-2,5	24,0-61,0	0,3-0,75	11,1-28,0
<i>Haematococcuspluvialis</i> (в среднем)	38,2	763	13,8	422
<i>Haematococcuspluvialis</i> (максимально)	91,8	1836	33,2	1014

В среднем по продуктивности получения масла, энергосодержанию масла микроводоросли *Haematococcuspluvialis* опережают в десять раз рапс. Сами по себе микроводоросли приносят больше масла с гектара, чем рапс и другие масляничные культуры в 15 – 100 раз.

Подсолнечное масло в качестве биотоплива, является не лучшим выходом, поэтому стоит применять смесь переработанного подсолнечного масла до метилового эфира с биодизелем.

Лучшим видом растительного сырья для биотоплива являются водоросли, например хлорелла, в связи с тем, что требуется минимум затрат на их выращивание, можно получить больше масла с гектара, чем другие масляничные культуры.

В целом сырьем для производства биодизельного топлива могут служить любые виды растительных масел: рапсовое, соевое, арахисовое, пальмовое и другие, отработанные подсолнечное и оливковое, дистилляты дезодорирования растительных масел, животные жиры, а также липиды водорослей и микроводорослей.

В этой связи не следует воспринимать выполнение решений Киотского протокола как чисто коммерческого механизма, построенного на торговле квотами на выбросы. Основное в нем – необходимость снижения эмиссии парниковых газов, ведущую роль в котором будет играть использование биодизельного топлива.

Поскольку по объемам производства в ряде стран первое место занимают дизельные топлива, то к ним предъявляются жесткие требования по содержанию серы и ароматических соединений, установленные Европейским экономическим Советом EN 590: содержание серы должно быть менее 0,001...0,005 % (масс.), а содержание полициклических ароматических углеводородов – не более 11 %.

Процесс обессеривания дизельных топлив неизбежно привел к потере целого ряда их ценных потребительских качеств: противоизносных и антистатических свойств,

химической стабильности. На первом месте стоят противоизносные свойства, так как надежность дизельных двигателей, прежде всего, определяется качеством работы топливной аппаратуры, а в общем объеме прогрессирующих издержек из-за потери работоспособности прецизионных элементов топливного насоса высокого давления основную часть составляют топливные потери [10].

3. Заключение:

Известно [10], что в режиме граничного трения, характерном для работы топливных насосов высокого давления, главную роль играют поверхностно-активные соединения серы, сорбирующиеся на трущихся поверхностях и принимающие участие в трибохимических реакциях, приводящих к образованию защитной серовитной пленки. Для устранения этих недостатков экологически чистых дизельных топлив нужно дозировать в них смазывающие присадки или добавки, среди которых наиболее эффективными являются метиловые эфиры растительных масел или биодизельное топливо.

Немногочисленные известные технологии получения биодизельного топлива морально устарели, поскольку характеризуются высокой энерго- и материалоемкостью при низкой производительности. Для устранения этих негативных явлений требуется найти инновационные технологии, использующие новый тип реакторов, устраняющий негативные стороны известных аппаратов для получения биотоплива.

Литература:

1. Markov, V.A. Ispol'zovanie rastitel'nyh masel i topliv na ih osnove v dizel'nyh dvigatelyah: Monografiya / V.A. Markov, S.N. Devyanin, V.G. Semenov, A.V. SHahov, V.V. Bagrov. – M.: ООО NIC «Inzhener» (Soyuz NIO), ООО «Oniko-M», 2011. – 536 s.;
2. Aleksandrov, A.A. Al'ternativnye topliva dlya dvigatelej vnutrennego sgoraniya / A.A. Aleksandrov, I.A. Arharov, V.V. Bagrov i dr.; pod red. A.A. Aleksandrova i V.A. Markova. – M.: ООО NIC «Inzhener», ООО «Oniko-M», 2012. – 791 s.;
3. Maksimcev, I.A. Energetika XXI veka: ekonomika, politika, ekologiya / I.A. Maksimcev, G.L. Bagiev, N.F. Gazizullin //Evrazijskij mezhdunarodnyj nauchno-analiticheskij zhurnal «Problemy sovremennoj ekonomiki». – 2008. – № 4 (28). – S. 114-125;
4. Semenov, V.A. Izmeneniya na neftyanom rynke /V.A. Semenov // Energetika za rubezhom. – 2002. – № 2. – S. 55-56;
5. Grunis E.B. Sovremennoe sostoyanie resursnoj bazy i prognoz urovnej dobychi nefi v Vostochnoj Sibiri / E.B. Grunis // Geologiya nefi i gaza. – 2009. – № 6. – S. 23-29;
6. Grunis E.B. Sostoyanie resursnoj bazy TEK i puti innovacionnogo razvitiya do 2050 g. /E.B. Grunis //Geologiya nefi i gaza.– 2009. – № 5. – S. 2-10;
7. Markov, V.A. Toksichnost' otrabotavshih gazov dizelej / V.A. Markov, R.M. Bashirov, I.I. Gabitov.–M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2002. – 376 s.;
8. Markov, V.A. Primenenie smesevyh biotopliv na osnove metilovyh efirov rastitel'nyh masel v transportnyh dizelyah / V.A. Markov, S.A. Nagornov, S.N. Devyanin // Bezopasnost' v tekhnosfere. – 2011. – № 6. – S. 26-33;
9. Aliev, A.M. Sovershenstvovanie metoda i razrabotki sredstv diagnostirovaniya plunzhernyh par pri tekhnicheskom servise toplivnoj apparature : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk. : 05.20.03 / Aliev Arsen Magomedovich. – M., 2011. – 18 s.;
10. Ulyukina, E.A. Uluchshenie ekspluatacionnyh svojstv sovremennyh i perspektivnyh motornyh topliv dlya sel'skohozyajstvennoj tekhniki : avtoref. dis. ... dokt. tekhn. nauk. : 05.20.03 / Ulyukina Elena Anatol'evna. – M., 2012. – 33 s.;

Контакты: Associate Professor, Candidate of Technical Sciences. Dmitriy Dorovskikh, Tambov state technical university, ul. Sovetskaya 106, Tambov, 392000, Russian Federation, phone +79107558995, e-mail: dima.dorovskikh@yandex.ru

ПЕРСПЕКТИВЫ ПЕРЕОБОРУДОВАНИЯ ДИЗЕЛЕЙ В ГАЗО-ДИЗЕЛИ

Виктория Нестеренко¹, Павел Малютин²

PROSPECTS OF RE-EQUIPMENT OF DIESEL ENGINES IN GAZO-DIESEL ENGINES

Victoria Nesterenko¹, Pavel Malyutin²

Abstract. The basic features and advantages of gazo-diesel engines are stated. Preconditions of use of gas as motor fuel in Ukraine are described. The basic ways of re-equipment of diesel engines in gazo-diesel engines are specified.

Keywords: Motor fuel, gas diesel engines, spark ignition, «spark charge», fuel equipment.

1 Введение:

Влияние вредных выбросов судовых дизелей на глобальное экологическое состояние воздушного бассейна является ограниченным и оценивается в 5-7% от общего количества выбросов вредных веществ стационарными энергетическими установками и сухопутными транспортными средствами. Однако, из-за относительно большой агрегатной мощности судовые дизеля могут быть основными источниками загрязнения атмосферы в таких локальных зонах как порты, водные акватории рек, особенно на территории городов. Выбросы вредных веществ в атмосферу с отработанными газами судовых дизелей есть одним из главных загрязнителей воздушного бассейна, близлежащего к судоходным акваториям рек. При этом основное внимание специалистов, которые занимаются проблемами повышения экологической безопасности судовых дизелей, направлено на вопросы, которые касаются очищения отработанных газов дизелей от окислов азота NOx.

Экологические характеристики дизельных двигателей определяются, главным образом, содержанием в продуктах сгорания окислов азота NOx. Решение проблемы токсичности выпускных газов судовыми двигателями регламентируется требованиями Международной Морской Организации (ИМО).

Решение проблемы загрязнения воздушного бассейна Мирового океана выбросами вредных веществ, в частности окислами азота NOx с отработанными газами судового дизеля связаны, прежде всего, с созданием высокоэффективных технологий снижения концентрации NOx на выпуске из дизельной установки, и это в полной мере относится как к судам, которые проектируются и строятся, так и к судам, которые находятся в эксплуатации.

Согласно Приложения VI Международной Конвенции по предотвращению загрязнения судами (MARPOL) «Ограничение на выбросы NOx» от января 2016 г., все новые судна должны отвечать стандартам уровня III, которые предусматривают снижение выбросов на 80% в сравнении со стандартами уровня I, для эксплуатации в зонах, обозначенных как зоны контроля выбросов NOx.

2. Изложение:

Предпосылки использования природного газа как моторного топлива

Причина образования в отработанных газах вредных веществ - горение топлива. Характерной особенностью дизеля является периодическое горение предварительно неперемешанного топлива и окислителя. Указанное обстоятельство обуславливает наличие гомофазного и диффузного типов горения: первый определяется сгоранием смеси, которая образовалась за период задержки зажигания, второй - сгоранием

оставшегося количества топлива в диффузном фронте пламени. Существующие методы снижения выбросов NO_x делятся на первичные, направленные на снижение количества окислов азота, которые образуются в цилиндре дизеля, и вторичные, что предусматривают химическую нейтрализацию NO_x перед выпуском выхлопных газов в атмосферу.

Первичные методы, в свою очередь, могут быть разделены на две группы:

- такие, что предусматривают изменение конструкции двигателя или отдельных его элементов (как правило, они могут быть реализованы лишь при разработке новых конструкций): усовершенствование систем впрыскивания топлива, смесеобразование и газообмена; впрыскивание воды непосредственно в двигатель; организация вихревого движения заряда в камере сгорания;

- методы, которые не нуждаются в существенном изменении конструкции дизеля, реализация которых возможна при незначительной модернизации двигателя (применение альтернативных топлив, переводение дизеля на работу на вода-топливных эмульсиях (ВТЭ), увлажнение воздуха на входе в двигатель, рециркуляция части отработанных газов).

Альтернативные топлива применяются в газо-дизельных двигателях. Газо-дизелем называют двухтактный или четырехтактный двигатель, в цилиндры которого подается газо-воздушная смесь, а топливо впрыскивается через штатные форсунки дизеля. Она зажигается небольшой, так называемой «запальной дозой», дизельного топлива.

За последние годы у Украины наблюдается стойкий рост использования сжатого природного газа (СПГ) как моторного топлива. Главной причиной такого повышенного «внимания» к газовому моторному топливу является его низкая стоимость сравнительно с бензином и дизельным топливом. В настоящее время Украина по количеству автотракторных двигателей внутреннего сгорания (ДВЗ), которые работают на СПГ, размещается на седьмом месте в мире. Следует отметить, что к преимуществам использования природного газа как моторного топлива относятся его высокие физико-химические свойства. На 85 - 99% он состоит из метана CH_4 и имеет высокую теплоту сгорания стехиометрической газо-воздушной смеси. Имеет также высокую антидетонационную стойкость, октановое число у него свыше 105 - 110 од. (за моторным методом). Хорошо смешивается с воздухом. В отличие от бензинов и дизельных топлив, не содержит ядовитых примесей и добавок. Имеет широкие пределы зажигания. Отработанные газы двигателей, которые работают на природном газе, содержат незначительное количество нормируемых вредных выбросов. Эти и другие свойства позволяют отнести природный газ к экологически чистым моторным топливам.

Поэтому двигатели, в которых используют природный газ как моторное топливо, могут значительно улучшить достаточно сложную экологическую ситуацию, которая сложилась за последние десятилетия в Украине. Природный газ как моторное топливо ДВС Украины используется и может быть использован для таких типов двигателей и транспортных силовых агрегатов :

1. Для бензиновых двигателей с искровым зажиганием, дооборудованных дополнительной системой питания СПГ. При этом на двигателе устанавливается дополнительное газобаллонное оборудование (ГБО), в результате чего он становится двух топливным.

2. Для дизелей, переоборудованных для работы по газодизельному циклу. В таком случае на ДВЗ устанавливается дополнительное газодизельное (ГД)

оборудование в комплекте с баллонами для хранения СПГ, в результате чего автомобиль также становится двух топливным.

3. Для «чисто» газовых двигателей с искровым зажиганием, создаваемых на базе дизелей. В этом случае автомобиль может работать только на СПГ.

4. Для перспективных транспортных силовых агрегатов в сочетании с топливными элементами (топливными ячейками), в которых природный газ используется в качестве водородосодержащего топлива.

Каждый из вышеприведенных типов двигателей и способов переоборудования имеет свои преимущества и недостатки. Их рассмотрение и углубленный анализ в рамках данной работы невозможно. Поэтому в этой работе основное внимание уделено вопросам переоборудования (конвертирования) дизелей в газо-дизели.

Основные способы переоборудования дизелей в газо-дизели

Конструкция дизеля, рассчитанная на высокие нагрузки и давления, может быть с успехом использована для создания высокоэффективного газового двигателя. На сегодня наибольшее распространение получили два способа переоборудования дизелей для работы на газовом топливе:

1. Переоборудование дизелей в «чисто» газовые двигатели с искровым зажиганием.

2. Переоборудование дизелей для работы по газодизельному циклу.

Если в первом случае в конструкцию двигателя вносятся существенные изменения (снижается степень сжатия, устанавливаются дополнительные системы зажигания, питания и регулирования подачи газового топлива), то во втором случае дизель дооборудовался лишь дополнительной системой питания и регулирования подачи газового топлива.

Особенностью газодизельного цикла является то, что температура самовоспламенения газа намного превышает температуру самовоспламенения дизельного топлива, и для ее надежного зажигания необходимо впрыскивать в цилиндры газо-дизеля так называемую «запальную дозу» дизельного топлива.

Основным преимуществом газо-дизелей является то, что они без снижения мощности могут работать как за дизельным циклом (лишь на дизельном топливе), так и за газодизельным циклом (на природном газе и дизельном топливе). При этом величина «запальной дозы» дизельного топлива может колебаться в пределах от 3...5% к 30% от номинальной затраты топлива. Следует отметить, что для надежного зажигания газозавоздушной смеси, которая содержится в цилиндрах газо-дизеля, достаточно 3...5% величины «запальной дозы» на всех скоростных и нагрузочных режимах. Однако достичь таких значений «зажигательной дозы», не изменяя конструкцию топливной аппаратуры (ТА), невозможно. Если в конструкцию топливной аппаратуры вносят изменения (уменьшают диаметр или ход плунжеров топливного насоса высокого давления (ТНВД), уменьшают площадь проходных отверстий форсунок или их количество), то это приводит к тому, что газо-дизель при работе за дизельным циклом теряет до 25...40% мощности.

В связи с этим на газо-дизелях, которые работают на номинальных и близких к нему режимах в качестве аварийных газо-дизель генераторов, «запальная доза» дизельного топлива колеблется в пределах от 15...20% до 25...30%. Такие значения величины «запальной дозы» не требуют внесения изменений в конструкцию топливной аппаратуры. Регулировать ТА на низшие значения «запальной дозы» не рекомендуется, поскольку это

может привести к пропускам подачи топлива по секциям ТНВД и ухудшить охлаждение распылителей форсунок.

Существенное влияние на энергетические и экологические показатели работы газодизеля имеет выбор способа регулирования его мощности. К ним принадлежат: качественный способ регулирования, при котором, изменяя положение (управляя) газовой заслонкой, изменяют количество газа, который подается в газо-воздушный смеситель, изменяя качество газо-воздушной смеси; количественный способ регулирования, при котором, управляя газо-воздушной заслонкой, установленной за газо-воздушным смесителем, изменяют количество газо-воздушной смеси, которое подается в цилиндры газодизеля; смешанный способ регулирования, при котором, управляя газовой и воздушной заслонками, регулируют количество газа и воздуха, которые подаются к газо-воздушному смесителю; смешанный способ регулирования, при котором, управляя газовой заслонкой, регулируют количество газа, который подается к газо-воздушному смесителю, а изменяя положение газо-воздушной заслонки, регулируют количество газо-воздушной смеси, которое подается в цилиндры газодизеля.

3. Заключение:

1. Одним из эффективных способов использования природного газа как моторного топлива есть переоборудование дизелей для работы за газодизельным циклом.
2. Применение газодизельного цикла позволяет:
 - уменьшить на 50 - 55 % эксплуатационные расходы дизельного топлива за счет замещения его природным газом;
 - снизить в 2-4 раза дымность отработанных газов и в 2-2,5 выбросы твердых частей у дизелей, которые находятся в эксплуатации и не отвечают требованиям Евро-5;
 - снизить уровень внешнего и внутреннего шума без изменения конструкции ДВС.
3. Использование при работе за газодизельным циклом смешанного способа регулирования мощности с микропроцессорным управлением подачей топлива и газа в сочетании с нейтрализатором отработанных газов позволит выполнить нормы Евро-5 что особенно важно для ДВС что работают в городских и близких к ним районах.

Литература:

1. Gajnullin A.I., Gritsenko A.I., Vasilev J.N., etc. Natural gas as motor fuel on transport branch. - M: Bowels, 1986. - 255 with.
2. Genkin K.I. Gas engines. - M. Mashgiz, 1962. - 116 with.
3. Automobile manual (book). Translated from English. First Russian edition. - M: At the wheel. 2000. - 896 with.
4. Vasilev O.D., Chokin A.R.. Ceramic fuel cells: achievement and further perspectives in Ukraine//Elektroinform. - 2003. - N 1. - with. 24 - 27.
5. Dolganov K.E., Kovalev S. A, Kuhtik V.V. Ruqmipment of diesel engines into gas diesels (Conversion)//Avtodorozhnik of Ukraine. - 1993. - N 2. - with. 13 - 16.
6. Automobiles (equiped) with gas-petroluem and gas diesel engines: special features of constrution and technical maintenance / Dolganov K.E., A.G.Govorun, O.I.Pjatnichko, etc. - To: Technics, 1991. - 128 with.

7. Redzjuk A.M., Gutarevich J.F. European norms of internal combustion engines ecological indicators entered in Ukraine//Standardization, certification, quality. - 2002. - N 1 (16). - with. 16 - 23.
8. Kornilov G. S. Modern requirements to automobile engines and the ways of their achievement in domestic motor industry//Magazine AAI. - 2001. - N 2 (10). - with. 31 - 34.
9. Egorenkov B. A. Yas diesel engine works more softly//Automobile the industry, - 1992. - N 4. - with. 17 - 18.
10. Dotsenko S.M. The fuel efficiency inereasing of marine gas diesel generators by means of intensification the fuel mixture injection: undesirable, Ph.d. in pfysics Science, Mykolayiv, 2006, 169 with.

За контакти: 1. Нестеренко В.В., к.т.н., доцент, Первомайский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, кафедра «Энергетическое машиностроение», Первомайск, 55200, Украина, e-mail: vik6462@ukr.net

2. Малютин П.В., преподаватель, Первомайский колледж Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, отделение «Двигатели и автомобили», Первомайск, 55200, Украина, e-mail: ppi@net.ua

Доклад рассмотрен на заседании кафедры «Энергетическое машиностроение» Первомайского филиала Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова 18.02.2019 года.

НАМАЛЯВАНЕ НА ТОКСИЧНОСТТА НА ОТРАБОТИЛИТЕ ГАЗОВЕ ОТ ТРАКТОРНИ ДИЗЕЛОВИ ДВИГАТЕЛИ

СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Е.Ю. Левина, В.А. Марков, В.Ф. Калинин, А.Ю. Корнев, С.А. Нагорнов

THE DECREASE IN EMISSIONS TRACTOR DIESEL ENGINES

Abstract. A fundamentally new type of fuel for diesel engines in which there are no hydrocarbons of petroleum origin is proposed. The use of composite fuel for diesel engines allows you to create technologies with high environmental performance by eliminating the use of toxic substances of petroleum origin, reduce the harmful effects of mobile energy on the environment, affect the expansion of the raw energy base, increase the shelf life of biodiesel fuel

Key words: diesel, biodiesel, composite fuel, exhaust gas toxicity.

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы предотвращения загрязнения окружающей среды в современном мире приобрели мировоззренческий и нравственный характер. Общепринятый критерий прогресса – рост производительных сил уже не соответствует требованиям цивилизации, испытывающей разрушительное действие глобальных экологических проблем, и должен быть отвергнут.

Важность вопросов экологии не подлежит сомнению. Их осмысление заставляет по-новому пересмотреть многие привычные концепции, включая традиционные процессы эксплуатации дизельных двигателей, их роль в загрязнении окружающей среды, снижения жизненного уровня. Эти аспекты находятся в неразрывной связи, поэтому рассмотрение каждого из них по отдельности нецелесообразно.

Наблюдаемое разрушение и исчезновение природных экосистем, замена их на антропогенные экосистемы (так называемые культурные ландшафты), истощение природных ресурсов, в первую очередь, пригодной для питья пресной воды и естественных лесов, загрязнение окружающей среды, снижение биоразнообразия и продуктивности экосистем – все это свидетельствует о приближении необратимой деградации биосферы.

Для биосферы вредны любые загрязнения, т.к. каждый вид загрязнения воздействует на разные компоненты экосистем в различной степени. При этом всегда для каждого компонента экосистем найдется критический загрязняющий фактор. Во многих случаях эти факторы проявляются не сразу, а через несколько поколений, поэтому предугадать сейчас последствия от их воздействия не всегда возможно. Загрязнение окружающей среды ухудшает ее качество, снижая возможности жизни для человека. В первую очередь, это сказывается на здоровье людей, способствуя росту числа заболеваний всех систем, злокачественных новообразований, отравлений, аллергических реакций и прочих. Кроме того, в результате воздействия загрязнений происходят необратимые изменения в геноме человека. Многие виды загрязнений снижают плодородие земель, делают непригодными к потреблению продукты и воду.

Основными источниками выброса загрязняющих веществ (ЗВ) в окружающую среду является автотракторная техника. Легко видеть, что между состоянием

окружающей среды и здоровьем жителей имеется прямая и непосредственная взаимосвязь. Ведь люди живут в этой среде, дышат воздухом, пьют воду, питаются выращенной на этой земле сельхозпродукцией, выловленной в местных водоемах рыбой и т.д. И если эти компоненты среды загрязнены, то избежать роста числа заболеваний людей невозможно. Иначе пришлось бы жить в скафандрах, питаясь лишь консервами и бутилированной водой.

Кардинальный перелом в переходе от ископаемых источников энергии к возобновляемым возможен только в том случае, если будет найден принципиально новый, неиссякаемый, легко получаемый и дешевый источник энергии, не образующий опасных отходов. Поэтому все усилия прогрессивно мыслящих политических деятелей, ученых и специалистов должны быть направлены на поиск такого источника энергии, а не на борьбу с глобальным потеплением. Так называемое глобальное потепление — это современный период многовекового и даже многотысячелетнего климатического цикла. Этот период характеризуется переходом от холодного/влажного к теплому/сухому климату и сопровождается разнонаправленными погодными турбулентностями. Влияние человеческой деятельности на эти глобальные процессы не только планетарного, но и космического масштаба ничтожны.

Одним из перспективных путей решения указанной проблемы является получение нового смесового моторного топлива с улучшенными эксплуатационными и экологическими показателями по сравнению с обычным дизельным топливом, результаты исследований этого направления изложены в настоящей статье.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Основной задачей совершенствования экологических показателей дизельных двигателей является снижение вредных веществ, содержащихся в выбросах с отработавшими газами.

Требования к современным топливам всё время ужесточаются. Для дизельного топлива основные направления совершенствования: это увеличение цетанового числа и снижение содержания ароматических и серусодержащих соединений. В России обозначен постепенный переход к стандартам Евро-5 и Евро-6, что потребует не просто соблюдения новых экологических характеристик топлива, но и совершенно другого подхода к нефтепереработке, что связано с очень большими капиталовложениями.

С другой стороны, в последние годы всё более широкое значение приобретает биодизельное топливо, синтезируемое по реакции метанолиза из растительных масел. Преимущества биодизельного топлива (метиловых эфиров растительных масел, МЭРМ) перед нефтяным топливом хорошо известны.

В то же время физико-химические характеристики биодизельного топлива не в полной мере соответствуют требованиям, которые предъявляются к дизельному топливу и закреплены в соответствующих ГОСТах. Это требует в настоящее время определённой модификации дизельных двигателей для работы на чистом биодизельном топливе. Допустимая добавка биодизельного топлива к нефтяному в настоящее время составляет 5 % (об.). Кроме того, в отличие от углеводородов нефтяного топлива, в состав биодизельного топлива входят сложные эфиры, в основном, непредельных высших карбоновых кислот. Это снижает устойчивость биодизельного топлива при хранении. Ещё один важный недостаток биодизельного топлива, широко обсуждаемый общественностью, это использование для его получения пищевых растительных масел.

Следовательно, для возможности более широкого применения биодизельного топлива необходимо, во-первых, изучить целесообразность использования нетрадиционных растительных масел в качестве сырья для его производства. Во-

вторых, создание органического композитного топлива, эквивалентного по физико-химическим параметрам нефтяному дизельному топливу, но обладающего лучшими экологическими свойствами, является весьма актуальной задачей.

Были синтезированы компоненты композитного органического топлива: биодизельное топливо (высокомолекулярный компонент) и сложные эфиры предельных алифатических кислот и спиртов (низкомолекулярный компонент). Определены физико-химические характеристики синтезированных компонентов (табл. 1).

Таблица 1. Физико-химические характеристики сложных эфиров

Сложный эфир	Плотность, кг/м ³ , 20 °C	Вязкость, мм ² /с, 20 °C	Температура кипения, °C
Амиловый эфир масляной кислоты	871	0,56	185
Изоамиловый эфир масляной кислоты	865	0,60	178
Октиловый эфир масляной кислоты	863	1,39	242
Гептиловый эфир валериановой кислоты	860	2,75	243
Октиловый эфир валериановой кислоты	859	3,41	260
Нониловый эфир валериановой кислоты	858	4,1	273
Нониловый эфир капроновой кислоты	856	4,8	289
МЭРМ	879	6,30	280-320

Температуры кипения синтезированных эфиров (кроме нонилового эфира капроновой кислоты) ниже, чем у биодизельного топлива, следовательно, их использование позволяет получить топливо широкого фракционного состава, аналогичное нефтяному. В композитном топливе будут присутствовать как высококипящие фракции (биодизельное топливо), так и низкокипящие (предельные эфиры).

Из синтезированных эфиров и биодизельного топлива были составлены топливные композиции (табл. 2), для которых определены физико-химические характеристики.

Таблица 2. Содержание компонентов (об.%) в композитных топливах (КТ)

Компонент	КТ 1	КТ 2	КТ 3	КТ 4	КТ 5
Амиловый эфир масляной кислоты	10	10	—	6	2
Изоамиловый эфир масляной кислоты	10	10	10	—	—
Октиловый эфир масляной кислоты	10	10	10	—	—
Гептиловый эфир валериановой кислоты	10	10	10	6	2

Октиловый эфир валериановой кислоты	10	—	—	6	2
Нониловый эфир валериановой кислоты	10	10	10	6	2
Нониловый эфир капроновой кислоты	10	10	10	6	2
Биодизельное топливо	30	40	50	70	90

Исследуемые композитные топлива представляют собой смесь сложных предельных и непредельных эфиров различной молекулярной массы. Компоненты топлива имеют различную температуру кипения и плавления (что окажет влияние на такие характеристики топлива, как фракционный состав и температура вспышки и температура помутнения), различную плотность и вязкость, что будет определять соответствующие характеристики композитного топлива.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что плотность четырёх синтезированных эфиров соответствует плотности нефтяного дизельного топлива, для ещё трёх эфиров этот показатель несколько выше 860 кг/м^3 ; вязкость эфиров масляной и валериановой кислот ниже, чем это требуется для дизельного топлива, что позволит компенсировать в композитном топливе высокую вязкость биодизельного топлива – метиловых эфиров рапсового масла, (МЭРМ).

Фракционный состав композитных топлив, МЭРМ и нефтяного летнего дизельного топлива представлен на рис. 1. Видно, что с увеличением содержания низкомолекулярных эфиров температуры начала кипения, а также перегонки 50 % фракции уменьшаются.

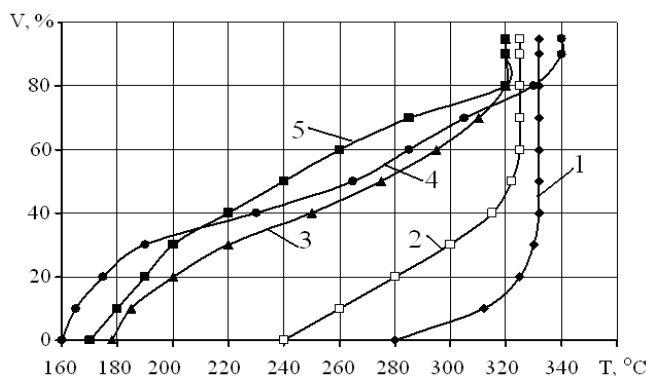


Рисунок 1. Фракционный состав композитных топлив:
1 – МЭРМ, 2 – КТ5, 3 – КТ3, 4 – ДТ, 5 – КТ1

Для композитных топлив с содержанием низкомолекулярных эфиров 60 и 70 % температура перегонки 50 % фракции даже ниже, чем для нефтяного топлива.

Температура перегонки 96 % фракции и конца кипения определяются присутствием биодизельного топлива и одинаковы для всех композитных топлив. Самым близким к нефтяному дизтопливу по фракционному составу является композитное топливо с 50 % (по объёму) содержанием низкомолекулярных эфиров.

Наличие низкокипящих фракций в композитном органическом топливе приближает его фракционный состав к составу нефтяного дизельного топлива, улучшает пусковые свойства биодизельного топлива и позволяет использовать такое топливо без специальной адаптации двигателя.

Для анализа показателей топливной экономичности и токсичности отработанных газов дизельного двигателя, работающего на биодизельных топливах, проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) на смесях нефтяного дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла. Исследуемый дизель выпускается Минским моторным заводом (ММЗ) для малотоннажных грузовых автомобилей ЗиЛ-5301 «Бычок», а его модификации – для автобусов Павловского автомобильного завода (ПАЗ) и тракторов «Беларусь» Минского тракторного завода (МТЗ).

Дизель испытывался на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН. Как показали результаты проведенных исследований, различия в составе и свойствах исследуемых топлив оказывает влияние на показатели работы дизеля (табл. 3).

Таблица 3. Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатели дизеля	Применяемое топливо		
	ДТ	МЭРМ	Композитное топливо
Часовой расход топлива G_T , кг/ч:			
- на режиме максимальной мощности	19,23	20,07	21,12
- на режиме максимального крутящего момента	12,51	13,14	13,48
Крутящий момент M_e , Н·м:			
- на режиме максимальной мощности	310	311	311
- на режиме максимального крутящего момента	359	357	357
Дымность ОГ K_x , % по шкале Хартриджа:			
- на режиме максимальной мощности	15,0	6,0	5,0
- на режиме максимального крутящего момента	36,0	25,0	20,0
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч):			
- на режиме максимальной мощности	246,6	257,0	258,0
- на режиме максимального крутящего момента	222,1	234,5	235,2
Эффективный КПД дизеля η_e :			
- на режиме максимальной мощности	0,343	0,348	0,350
- на режиме максимального крутящего момента	0,381	0,382	0,384
Интегральные удельные выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла, г/(кВт·ч):			
- оксиды азота e_{NOx}	5,948	6,043	5,173
- монооксид углерода, e_{CO}	2,782	1,949	1,754
- несгоревшие углеводороды, e_{CHx}	1,006	0,784	0,745

Данные табл. 3 свидетельствуют о том, что перевод исследуемого дизеля с нефтяного ДТ на биодизельное и композитное органическое топливо позволяет заметно улучшить экологические показатели двигателя. Так, на режиме максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ при такой смене топлива дымность ОГ K_x сократилась с 15 до 6 % по шкале Хартриджа, т.е. в 2,5 раза. В случае использования композитного органического топлива это

снижение ещё более заметно. На режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ дымность ОГ снизилась с 36 до 20 – 25 % по шкале Хартриджа. На режимах 13-ступенчатого испытательного цикла интегральные удельные массовые выбросы монооксида углерода e_{CO} сократились с 2,782 до 1,949 – 1,754 г/(кВт·ч), т.е. более чем на 30 %. Интегральные удельные массовые выбросы несгоревших углеводородов e_{CH_x} снизились с 1,006 до 0,775 – 0,745 г/(кВт·ч), т.е. примерно на 25 %. При этом интегральные удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NO_x} изменились сравнительно слабо, но в сторону увеличения при использовании биодизельного и композитного органического топлива. Наконец, эффективность процесса сгорания, характеризуемая эффективным КПД дизеля η_e , при его питании органическими топливами даже несколько возросла. Это может быть связано с увеличением в органическом топливе доли кислорода и, как следствие, с увеличением полноты сгорания топлива. Однако по той же причине из-за снижения теплоты сгорания органического топлива, его часовой расход увеличивается.

Следует отметить, что результаты проведенных исследований подтверждают возможность использования в дизелях органических топлив, а также возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля, работающего на этих биотопливах. Наибольшее приближение к свойствам нефтяных дизельных топлив обеспечивает применение композитного органического топлива.

Были проведены исследования эмиссии оксидов азота, углерода и несгоревших углеводородов на смесевом дизельном топливе, содержание МЭРМ в котором варьировалось от 0 (чистое нефтяное дизельное топливо) до 100 % (чистое биодизельное топливо) и композитном биодизельном топливе, с содержанием низкомолекулярных предельных эфиров от 0 до 100 %. Результаты представлены на рис. 2.

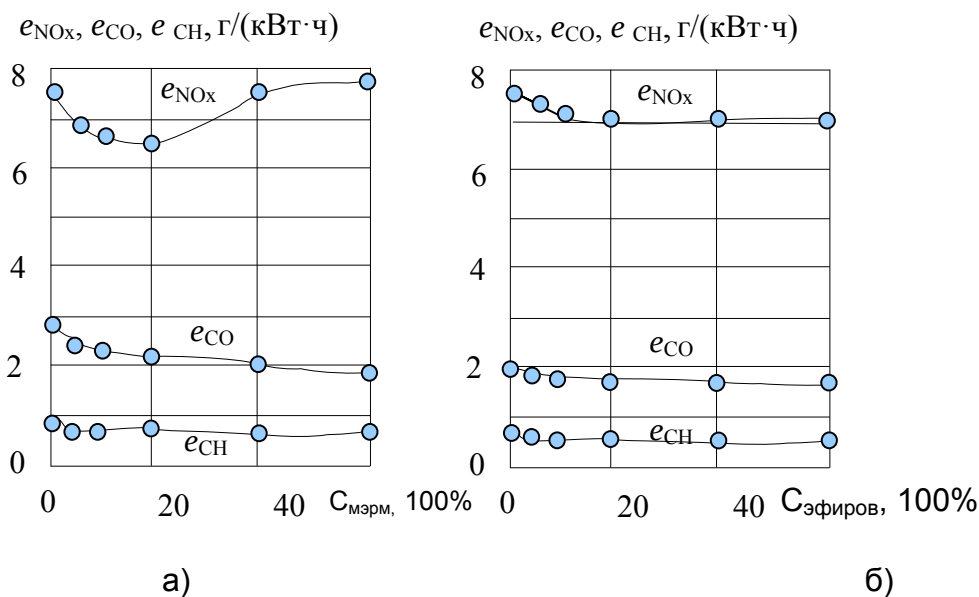


Рисунок 2. Зависимости интегральных удельных массовых выбросов оксидов азота, углерода и несгоревших углеводородов от содержания биодизельного топлива в смесевом дизельном топливе (а) и от концентрации низкомолекулярных эфиров в композитном биодизельном топливе (б)

Ранее показано, что, несмотря на существенное различие природы биогенных и техногенных процессов окисления, для оценки энергии этих процессов успешно используется одинаковый подход: отнесение количества выделяющейся энергии к количеству потреблённого в процессе кислорода. В соответствии с расчётом

теплота окисления триолеина (его формулу можно считать эквивалентной формуле растительного масла) составляет 4,70 ккал на 1 литр потреблённого кислорода.

Нами были рассчитаны теплоты сгорания продуктов алкоголиза растительных масел – метиловых эфиров высших жирных кислот и они составили 4,68 ккал на 1 литр потреблённого кислорода. Таким образом, теплоты, выделяющиеся при аэробном метаболизме растительных остатков и при использовании продуктов переработки растительного сырья в качестве биотоплива, в расчёте на 1 литр потребляемого кислорода практически одинаковы, что соответствует концепции единства законов природы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выявлено, что причиной несоответствия физико-химических характеристик биодизельного топлива требованиям ГОСТ, является наличие в нём только высококипящих фракций, состоящих из метиловых эфиров высокомолекулярных непредельных карбоновых кислот.

Установлено, что для улучшения эксплуатационных и экологических свойств биодизельного топлива наиболее перспективным является добавление сложных эфиров предельных карбоновых кислот и спиртов меньшей молекулярной массы.

Подобраны исходные соединения и параметры реакции этерификации для получения предельных эфиров.

Экспериментально определены эксплуатационные и экологические характеристики композитного топлива.

Определено, что гигроскопичность топлив при хранении определяется их строением и зависит не только от присутствия в молекуле функциональных групп, способных образовывать связи с водой, но и от пространственной структуры молекулы.

Экологические характеристики композитного топлива лучше, чем товарного дизельного топлива или биотоплива. При работе двигателя (в разных режимах) на композитном топливе содержание оксида углерода (II) в выхлопных газах на 25–40 % ниже, чем при работе на нефтяном дизельном топливе и на 15–30 % ниже, чем при работе на биотопливе. Соответствующие значения для выбросов углеводородов составят 20–35 % и 20–30 %, а для такого показателя, как дымность выхлопных газов это 15–20 и 10–15 %.

Таким образом, использование композитного топлива для дизелей позволяет создавать технологии с высокими природоохранными характеристиками за счет исключения применения токсичных веществ нефтяного происхождения, уменьшать вредное воздействие мобильной энергетики на окружающую среду, повлиять на расширение сырьевой энергетической базы, увеличить сроки хранения биодизельного топлива.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Эффективное использование нефтепродуктов в сельском хозяйстве /С.А. Нагорнов, С.В. Романцова, А.Н. Зазуля, И.Г. Голубев. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2006. – 192 с.

[2] Марков В.А., Нагорнов С.А., Левина Е.Ю. Улучшение экологических характеристик дизельного двигателя при работе на водно-биотопливной эмульсии, Тракторы и сельхозмашины, 2015, № 11, стр. 3-6.

[3] Марков В.А., Нагорнов С.А., Левина Е.Ю. Влияние состава водно-биотопливной эмульсии на работу дизельного двигателя, Тракторы и сельхозмашины, 2015, № 12, стр. 7-8.

Контакт:

Калинин Вячеслав Федорович, Тамбовский государственный технический университет, советник при ректорате, д.т.н., профессор г. Тамбов, Ул. Советская, 106. тел.: 8(4752)63-01-77; e-mail: kalinin@tstu.ru

СИСТЕМИ ЗА ПРОМЯНА ФАЗИТЕ НА ГАЗОРАЗПРЕДЕЛЕНИЕ И СИСТЕМИ ЗА ИЗКЛЮЧВАНЕ НА ЦИЛИНДРИТЕ ПРИ СЪВРЕМЕННИТЕ ДВГ

SYSTEMS FOR CHANGING THE GAS DISTRIBUTION PHASES AND SYSTEMS FOR CYLINDER DEACTIVATION OF THE MODERN ICE

Georgi Petrov

Abstract: Due to increased environmental requirements for transport vehicles, a significant improvement in the combustion process in ICE is essential. Until now, from all options such as propulsion units, fuel cells, rechargeable batteries, etc., hybrid-drive vehicles that also use ICE are the best and most affordable. This calls for reserves to be sought in terms of increasing the efficiency of the conventional engine and hence reducing emissions. The introduction of electronically controlled ignition systems and direct fuel injection systems in gasoline engines has achieved a sensible effect in this direction. But other technical solutions need to be implemented to improve the performance of the ICE. The most accessible and mass-produced are the variable gas distribution systems and those that allow at low load to deactivate a part of the cylinders. These systems should also be able to work in full synchronicity with other ICE systems and controlled by the control electronics module.

Key words: system for cylinders deactivation, valve, ICE, variable gas distribution

1. Въведение:

Конвенционалните ДВГ, които се използват в различните превозни средства работят в режим на пълно натоварване през не повече от 15-20% от времето на експлоатация [1]. Тези стойности са значително по-ниски при автомобили и автобуси, които се използват основно в градски условия (таксите и автобуси градски транспорт). С нарастването броя на превозните средства в градовете се увеличават и значително вредните емисии отделяни от тях. При експлоатацията на автомобилите в града е характерен режим, при който двигателя работи с ниско натоварване, но в режими на често ускоряване и принудителен празен ход, или при изключена предавка, в режим празен ход [2]. Тези променливи режими също от своя страна спомагат за увеличаване количеството отделяни вредни емисии и най- негативното е, че се генерират в гъсто населени места, както и особено около кръстовища, където автомобилите ускоряват и са съвсем близо до пешеходците.

От характеристиките на ДВГ е известно, че най-икономичния режим е, когато натоварването е в рамките на 70-80% от максималното [1]. И тук се изпада в определено противоречие, че за осигуряване на безопасно изпреварване е необходимо двигателят да има възможност да осигури по-голяма мощност и въртящ момент за кратко време, а при установен режим значително по-ниска. Хибридните автомобили, които напоследък масово навлизат в експлоатация са едно добро техническо решение, защото комбинацията ДВГ и електродвигател, както и различните възможности за регенеративно спиране (възстановяване на енергията при режим спиране) позволяват значително подобряване икономичните и екологични характеристиките на тези автомобили [2].

Основните проблеми в работата на ДВГ на неустановени режими са познати на конструкторите още в средата на 20-ти век (макар, че тогава основния проблем не е бил в екологичните изисквания). Установено е, че ефективността на ДВГ значително може да се увеличи при възможност за изключване на част от цилиндрите в режим на малко натоварване и престой. Първите такива конструкции са използвани при дизелови тракторни двигатели [3], на които разтоварващия канал на помпените елементи на ГНП е по-широк и позволява в режим на празен ход двигателя да работи на 2-ва цилиндър. Фактически помпените елементи на цилиндрите, които работят постоянно са с тесни разтоварващи канали и са различни от другите, които в същото положение не подават гориво. При реализирането на тази конструкция [3] се прекратява единствено подаването на горивото в изключените цилиндри, но при нормално работещи клапани тези цилиндри генерират помпени загуби, които допълнително натоварват работещите цилиндри.

При бензиновите двигатели реализирането на изключване на цилиндрите е още по-трудно [4], поради невъзможност за отклоняване потока гориво-въздушна смес към даден цилиндър. Дори и с внедряването на система за деактивиране на клапаните, когато се използва общ колектор и карбуратор, в зоната пред пълнителния клапан на неработещите цилиндри се натрупва гориво по стените и при следваща активация се постига известно обогатяване на сместа.

С навлизането на електронно управляемите системи за впръскване на гориво и управление на запалването се появяват възможности за доста по-гъвкаво регулиране на ДВГ [4]. Но, ако се цели единствено прекратяване процеса на горене, чрез изключване подаването на гориво и искра, това е лесно осъществимо, но помпените загуби генерирани в изключените цилиндри ще натоварят допълнително работещите и ефекта ще бъде минимален.

Друга особеност на бензиновите двигатели е, че при наличието на дроселна клапа се генерират помпени загуби, като за намаляването им, клапата трябва да бъде максимално отворена за конкретния режим. Освен това чрез различни механизми се намаляват помпените загуби генерирани и в самите цилиндри [5].

Динамичният контрол на запалването и впръскването на горивото са значително по-лесно осъществими, но от не по-малко значение за подобряване показателите на ДВГ е управлението на фазите на газоразпределение. Тези механизми работят и със системите за изключване на цилиндрите [6], за това ще бъдат разглеждани паралелно.

При статични фази на газоразпределение, ефективната работа на двигателя е в сравнително тесни граници на честотата на въртене, при които се развива максимална мощност и въртящ момент [6]. Това налага компромиси при другите режими на работа. Самите фази в този случай се определят теоретично от режима на експлоатация, при който най-често ще работи конкретния двигател. При двигателите, които се използват за задвижване на електрогенератори, водни помпи и др. е възможно сравнително точно определяне режима на работа и от там по-прецизно изчисляване фазите на газоразпределение, но при автомобилите, особено тези, които се движат в градски условия това е невъзможно. Чисто технически осъществяването на променливи фази за газоразпределение е сравнително сложен процес [7], но реализирането му от своя страна позволява чувствително подобряване ефективността на ДВГ и от там намаляване отделяните вредни емисии.

2. Изложение:

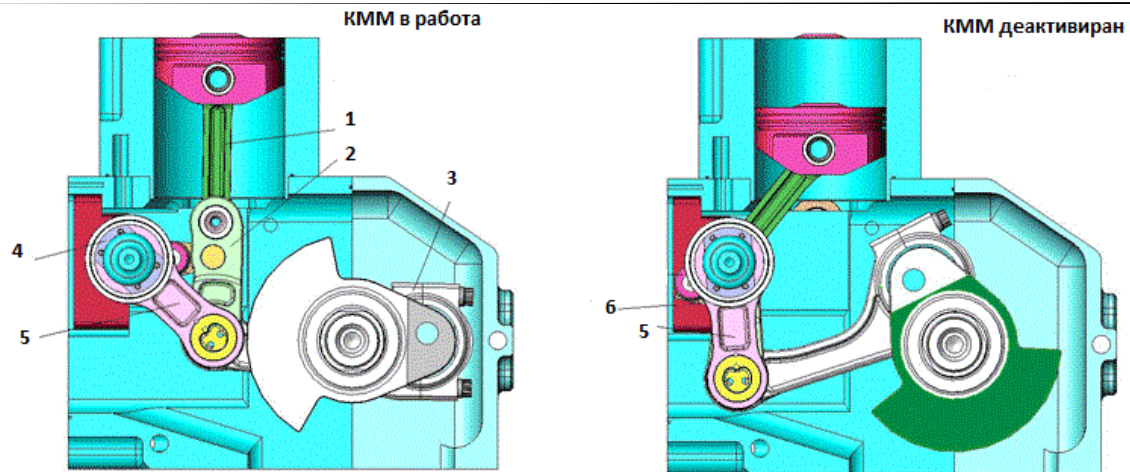
Конструкции на различни системи за деактивиране на цилиндрите.

При реализирането на различни системи за изключване на цилиндрите се е целяло дори и спиране на буталата в съответните цилиндри (фиг.1), като по този начин изцяло се изключват помпените и механичните загуби от триене в тези режими [1]. Като цяло това е една доста сложна в кинематично отношение схема и до момента не е внедрена в масово производство.

Друг недостатък на посочената схема е и неравномерното износване на бутало-цилиндровата група, както и съответното възможно преохлаждане на цилиндрите.

При конструирането на различните механизми за променливо газоразпределение е подхождено по няколко начина за решаване на проблема [6]:

- промяна височината на повдигане на клапана;
- промяна фазите на газоразпределение чрез завъртане на разпределителните валове;
- използване на различни електромагнитни, електро-пневматични, хидравлични и други системи, които позволяват отваряне и затваряне на клапаните без разпределителен вал и от своя страна позволяват много по-точно динамично регулиране на фазите на газоразпределителния механизъм (ГРМ).



Фиг. 1. КММ с възможност за деактивиране на буталата

1 - мотовилка бутална; 2 - регулираща кобилица; 3 - основна мотовилка; 4 - регулиращо рамо; 5 - опорна кобилица; 6 - свързващ шарнир



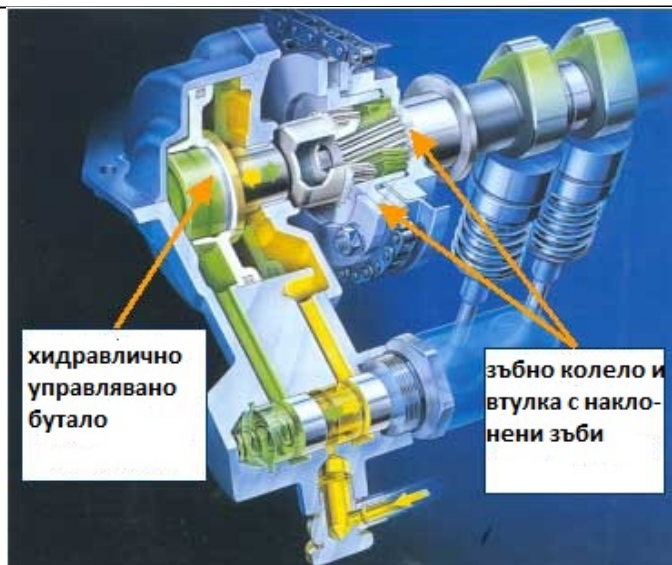
Фиг.2. ГРМ с променливи фази чрез промяна положението обтегача на веригата:

1 - корпус на хидравличния разпределител; 2 - управляващ шибър; 3 - зъбно колело за изпускателните клапани; 4 - верига ГРМ; 5,9 - плъзгачи (горен и долен); 6 - бутало на обтегача; 7 - зъбно колело за пълнителните клапани; 8 - хидравличен цилиндър; 10 - гайка на цилиндъра

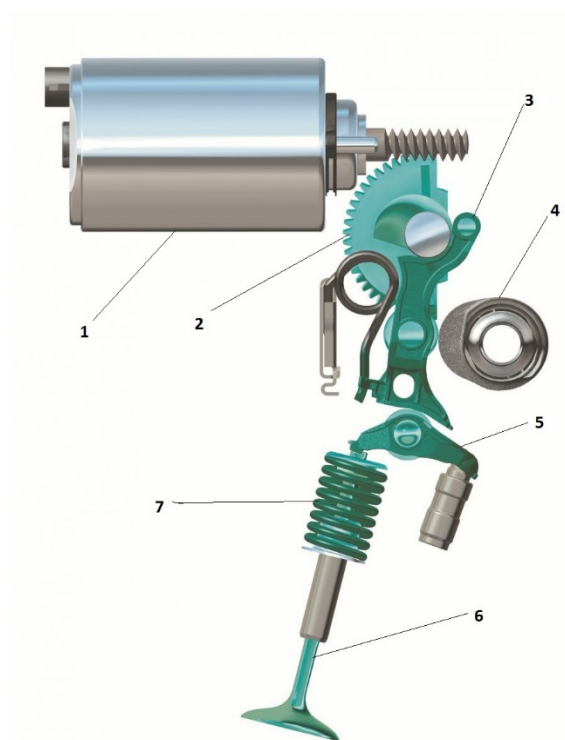
На фиг. 2 е показана една сравнително по-елементарна схема [6], която позволява известно завъртане на разпределителните валове в рамките на 15-20 градуса чрез промяна натяга на веригата. Тя се движи по плъзгачите 5 и 9. Чрез буталото 6 се позволява преместване по вертикалата на плъзгачите, като по този начин се променят броя на звената между зъбните колела в различните зони и валове се завъртат спрямо колянния вал. Чрез хидравличен разпределител 1 се регулира преместване на буталото 6, като се променя налягането в двете камери на цилиндъра.

Най-добри резултати за променливо газоразпределение се постигат чрез комбиниране на вариантите с относително завъртане на разпределителните валове и отделно промяна височината на повдигане на клапана. На фиг.3 и фиг. 4, са показани двете конструкции на БМВ [7].

Едната е Валвотроник - контролираща повдигането на клапана в рамките на 0-9,5 mm, като стъпката на повдигане е с възможност за регулиране от 0,5-0,8 mm. Втората - системата Ванос, позволява ъглово преместване на разпределителните валове чрез осово движещо се хидравлично бутало, което въздейства върху втулка с наклонени зъби. Комбинацията на тези системи позволява да се намали разхода на гориво с до 20 % спрямо двигателите със статично газоразпределение [6].



Фиг.3. Променлив ГРМ „Ванос“ на БМВ



Фиг.4. Система „Валвтроник“ на БМВ за промяна хода на клапаните:

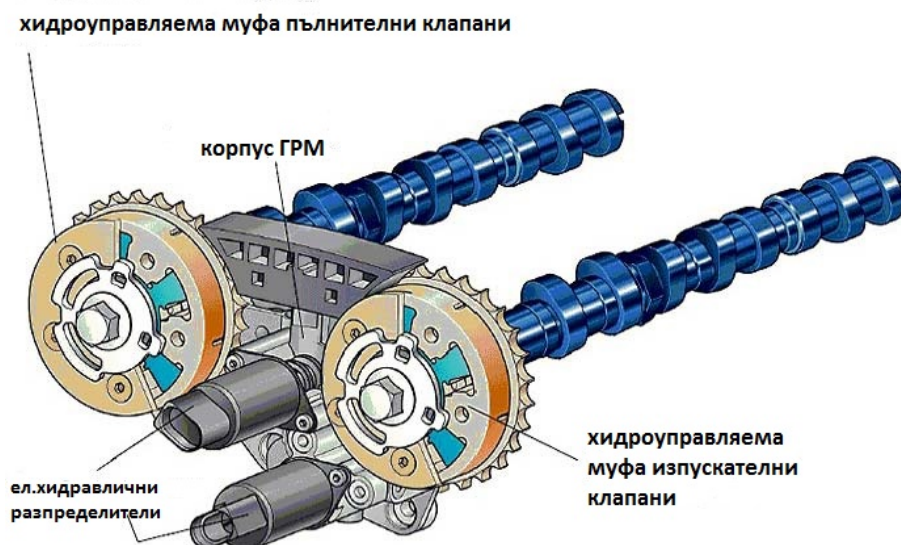
- 1 - стъпков електродвигател; 2 - зъбен сектор; 3 - регулираща кобилица; 4 - разпределителен вал;
5 - кобилица за клапана; 6 – клапан; 7 – пружина

Подобни системи, с малки конструктивни различия, се използват и от други автопроизводители, и като цяло надеждността на всички тези системи е в приемливи нива. Друго предимство на системите за променливо газоразпределение е това, че позволяват рециркулация на отработените газове без допълнителна система и по този начин се снижават нивата на азотни окиси [5].

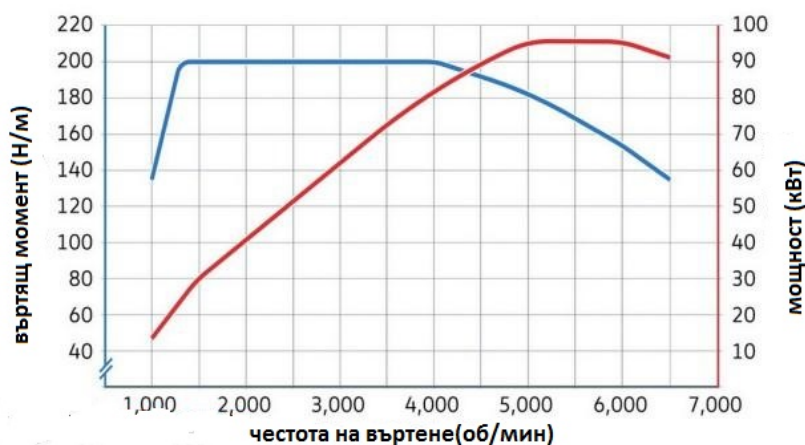
Една интересна схема [8] е реализирана от Фолксваген в двигателя 1,4 TSI EA 211/СРТА, който е в серийно производство от 2014 год. и се предлага в цялата моделна гама на компанията. Конструкцията е с променливи фази на газоразпределение и с възможност за изключване на 2-ва от 4-те цилиндъра. Този двигател отговаря на екологични норми Евро 6, осигурява въртящ момент от около 200 Nm и мощност от 140

НР. Системата работи за изключване на 2-ри и 3-ти цилиндър (фиг.7), като при деактивирането им в определена последователност затваря и двете групи клапани на съответните цилиндри. При изключване на цилиндрите, за да се осигури равномерна работа на двигателя, останалите в работа се натоварват допълнително и това налага допълнително отваряне на дроселовата клапа за коригиране на сместа. Намаляват се помпените загуби в зоната на дроселиране. Системата за изключване на цилиндрите работи в диапазона от $1400-4000 \text{ min}^{-1}$ и въртящ момент от $25-75 \text{ Nm}$ [8]. Тези стойности съответстват приблизително на 70% от разстоянието, което изминава автомобила в европейския изпитателен цикъл. На фиг.6 е показана скоростната характеристика на двигателя, като прави впечатление широкия оборотен диапазон, в който е реализиран максималния въртящ момент. Следващите модификации на този двигател, които са снабдени с турбокомпресор достигат стойности от 250 Nm въртящ момент. Както е известно [9], в управлението на ГРМ могат да участват и работят съвместно две системи, за промяна фазите на ГРМ (фиг. 5) и системата за деактивиране на цилиндрите (фиг.7). Изключването на клапаните е осъществено като чрез електрически актуатор се премества по шлицови канали на разпределителния вал блока с гърбици, на който едната от гърбиците е неактивна и не въздейства на клапана.

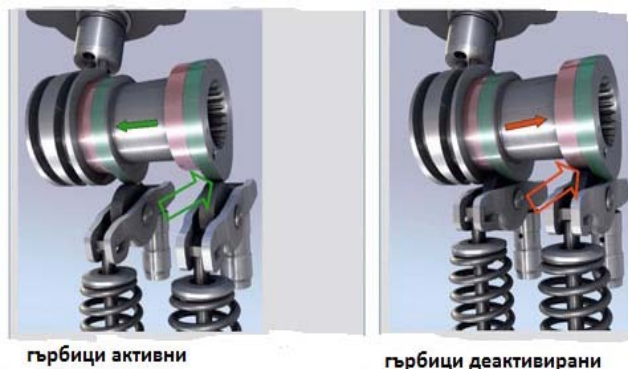
Същевременно системата за променлив ГРМ (фиг. 5), позволява двигателя да работи в режимите с ниско натоварване по цикъла на Аткинсън, с различни степени на сгъстяване и разширение и в режим на по-висок товар с осигуряване на високи стойности на въртящия момент.



Фиг.5. Променлив ГРМ Фолксваген с хидроуправляеми муфи



Фиг.6. Скоростна характеристика двигател 1,4TSI



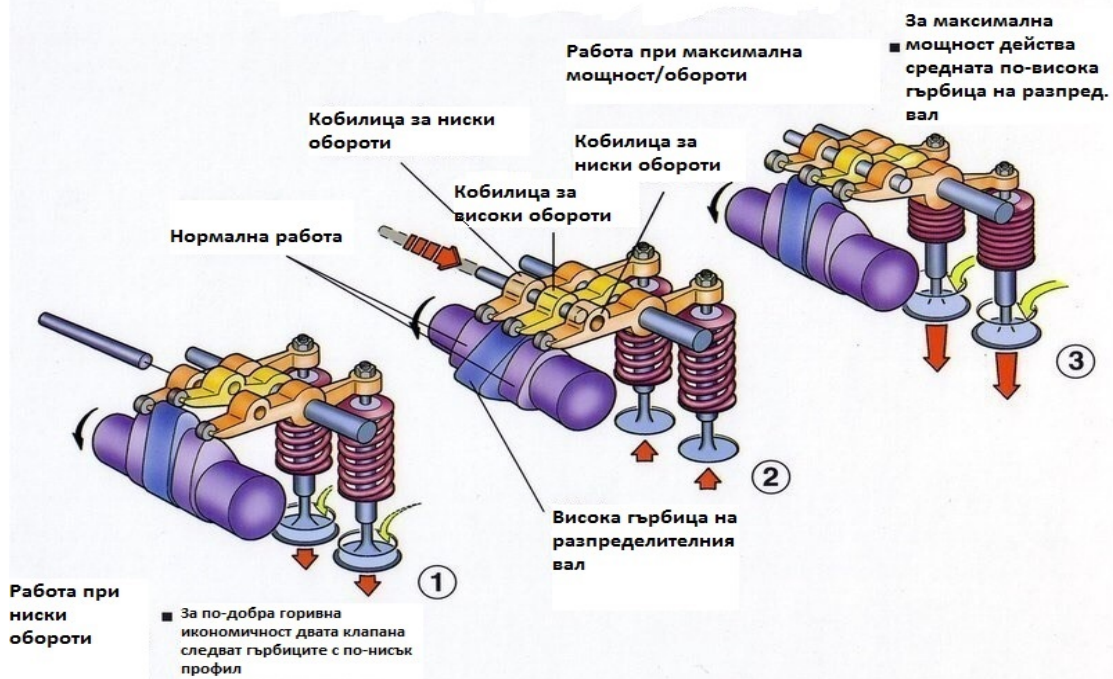
Фиг.7. Система за деактивиране на клапаните чрез осово преместване на гърбичния блок по разпределителния вал

За намаляване на вибрациите на този тип двигатели се монтират хидравлични тампони от дизеловите варианти и двумасов маховик. Като обобщение може да се каже, че комбинацията на тези две системи позволява разхода на гориво да се снижи с до 18%, [8], а вредните емисии в рамките на 114 g CO₂.

Друг подход при решаването на проблема с оптимизиране на горивния процес чрез промяна фазите на ГРМ е с въвеждането в работа на друга гърбица, чиито профил е съобразен с конкретния режим на работа [6] (система Хонда, фиг.9), и комбинирането с механизъм за деактивиране на клапаните при режими на нисък товар, осъществен чрез използването на хидравлично деактивиращи се повдигачи (фиг.8), които при сигнал от електронния блок и подаване на налягане към разблокиращите щифтове оставят клапаните на цилиндъра затворени.



Фиг. 8. Хидравлично деактивиращ се повдигач



Фиг. 9. Система Honda с различен профил на гърбиците

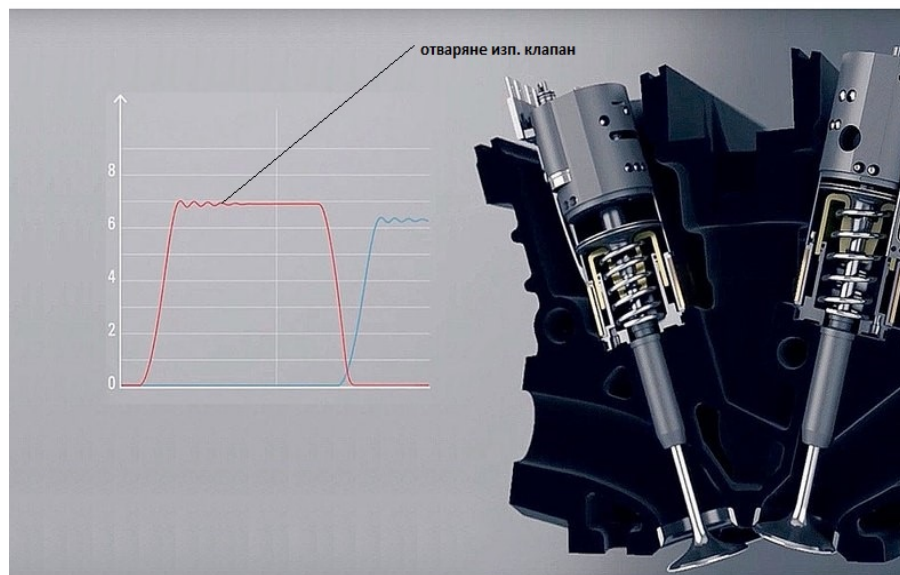
Системата, която се прилага от Хонда (фиг.8), изключва в зависимост от натоварването и режима на работа, два или три цилиндъра на шестцилиндровия двигател, схема (6 – 4 - 3). Като в режим на работещи три цилиндъра са активирани 4 – 5 – 6 ти, т.е. само единия ред, а при режим четири, са активирани 1- 2 -5- 6 ти. Характерно за този двигател е, че за намаляване на вибрациите при работа на системата е използването на т.нар. динамична опора (тампон), който е хидравличен тип и се управлява от електронния управляващ блок. При изключването на цилиндрите се затварят и двете групи клапани.

Други системи, които предлагат още по-съвършено регулиране фазите на ГРМ са тези, при които клапаните се управляват автономно за всеки цилиндър чрез електрически, пневматични, хидравлични и др. изпълнителни механизми. Една интересна конструкция [10] реализирана от шведската фирма Freevalve (фиг.10), която е с пневматично отваряне и хидравлично затваряне на клапаните и без наличие на разпределителен вал позволява много по-прецизно регулиране фазите на ГРМ в синхрон с останалите системи на двигателя. При монтиране на цилиндрова глава с тази система на двигател Волво с обем 1,6 / са постигнати стойности на мощността от 230 HP и въртящ момент от 320 Nm, което представлява увеличение с 47% на мощността, 45% увеличение на въртящия момент и 15% намаляване разхода на гориво спрямо конвенционалния двигател. Друго предимство на тези системи е и възможността в бъдеще да бъдат реализирани и конструкции без дроселна клапа, което допълнително би подобрило ефективността на този тип двигатели. Определено тези системи са доста по-гъвкави и имат бъдеще, но за сега са ограничени от масово производство, поради по-ниската си надеждност [10].

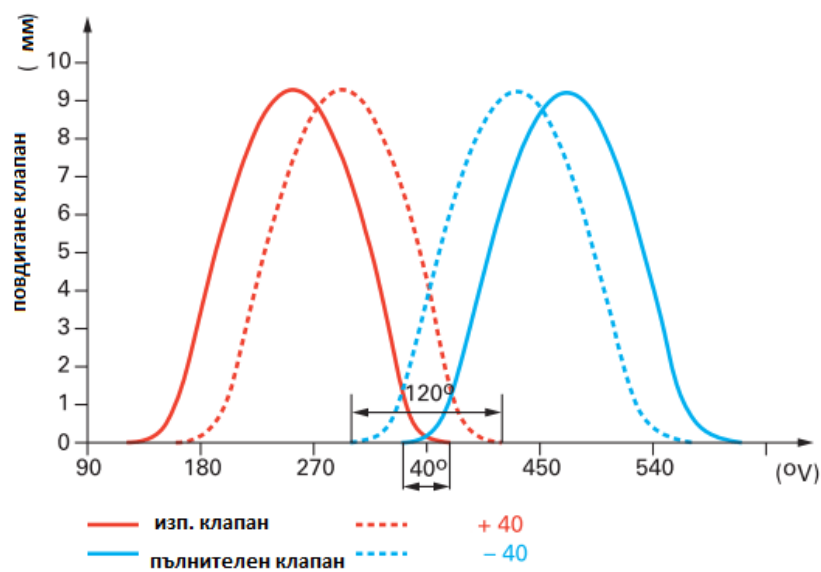
Системите за деактивиране на цилиндрите навлизат все по масово при бензиновите двигатели поради доказаната си ефективност, особено при променлив режим на експлоатация. И ако в началото това е било приоритет на многоцилиндровите двигатели, то сега навлизат в моделите с малък работен обем - пример е трицилиндровият двигател на Форд Екообост, който има възможност за изключване на един от цилиндрите. При анализирание на различните системи за деактивиране на цилиндрите освен положителните ефекти е забелязан и известен негативен ефект породен от известно преохлаждане на неработещите цилиндри. При затваряне на клапаните и продължаващо движение на буталото, ако са износени буталните пръстени, е възможно и проникване на известно количество масло в горивната камера. При последващото активиране то може

да изгори със съответните негативни последици. При системите на БМВ изпускателния клапан остава в нормално работно положение, което позволява навлизането на известно количество отработили газове в цилиндъра и по този начин се съхранява температурния режим и се намалява възможността за проникване на масло в цилиндъра.

Друго техническо решение при многоцилиндровите двигатели е възможността да бъдат изключвани различни цилиндри по даден алгоритъм, система - Dinamic skip fair [11], което позволява също прецизно поддържане на нормален температурен режим.



Фиг.10. Система Freevalve



Фиг.11. Диаграма на фазите на газоразпределение

3. Заключение:

Като се анализират различните системи за изключване на цилиндрите и системите за променливо газоразпределение е установено, че най-добър ефект по отношение на горивна икономичност и екологични показатели се получава при съвместната им работа. Когато се използва само променлив ГРМ се получава частично подобряване, защото се изменя единствено момента на отваряне и затваряне на клапаните, но не и продължителността на процеса (виж фиг. 11). А това от своя страна също налага компромиси и когато при високи обороти пълнителните клапани се отварят с изпреварване, при увеличаване на скоростта на сместа в края на такта пълнене е налице и по-ранно затваряне, което определено влошава показателите.

По принцип всички разглеждани системи могат да работят съвместно и със системите, които осигуряват пълно изключване на двигателя при престой (старт-стоп).

Освен деактивирането на различни цилиндри, системите за променлив ГРМ дават възможност и за осъществяване на рецикулация на отработилите газове без допълнителна система. Това се постига чрез увеличаване ъгъла на припокриване на клапаните, при което се дава възможност на част от газовете да се върнат в цилиндъра в такта пълнене. По този начин се снижават нивата на отделяните азотни окиси, а при понижаване температурата на горене се ограничава и възможността за поява на детонация.

Друго важно предимство на двигателите снабдени със системи за променлив ГРМ е възможността им да работят в определени режими по цикъл на Аткинсън – Милър. Известни са два подхода в реализирането на това решение, единия с късно отваряне (след ГМТ) на пълнителния клапан, а втория с късно затваряне (след ДМТ), при което част от гориво-въздушната смес се връща в колекторните тръби. В случая се получават различни степени на сгъстяване и разширение, което от своя страна води до повишаване на индикаторния КПД и подобряване на екологичните показатели. Но негативния ефект при този процес е, че максималния въртящ момент се реализира в зоната на високи честоти на въртене, обикновено около 4000 min^{-1} и механизмите за променливо газоразпределение позволяват двигателя да работи при ниски товари по този цикъл, а когато са нужни високи стойности на въртящия момент - по цикъла на Ото.

При сравнение на конвенционалните системи с променлив ГРМ и тези с електро-, хидравлично или пневматично действие са установени определено предимствата на втория тип конструкции. От фиг.11 се вижда, че разпределителния вал отваря клапаните по синусоидален закон, а при системата от фиг. 10 е налице много по-бързо отваряне и затваряне на клапаните, което позволява много по-прецизно регулиране фазите на ГРМ. Друго съществено предимство, че може да бъде избегнато и приложението на дроселова клапа, което също ще намали помпените загуби.

Системите за изключване на цилиндрите, които се ползват в дизеловите двигатели обикновено се отнасят за многоцилиндрови конструкции с по-голям работен обем. Характерното при тях е, че се изключват клапаните, но не се използват променливи фази на ГРМ поради малката по обем горивна камера и опасността от съприкосновение между буталото и клапана.

Известни са различни схеми, като голяма част конструктивно са оформени в подобие на разглежданите. Целта е в бъдеще да бъдат внедрявани в двигатели с по-малък работен обем, което определено ще подобри екологичните показатели на експлоатираните автомобили.

Всички използвани системи за изключване на цилиндрите водят до повишаване на горивната икономичност и намаляване на отделяните вредни емисии. Характерното за тях е, че намаляват комплексно всички вредни компоненти (CO_2 , CO , NO , CH) и облекчават работата на каталитичните неутрализатори.

Според различни източници деактивацията на цилиндрите води до намаляване разхода на гориво в рамките на 15- 20% в зависимост от режима на експлоатация. За двигателя на Фолксваген 1,4 TSI в цикъл NEDC намаляването на разхода е с $0,4 \text{ l/100 km}$, което съответства на понижаване отделяния CO_2 с 10 g на километър.

Литература:

1. Michtenko N. I., Chliahov V. S., Kolesnikova T. N., Suprun V.L. Avtomobilnie dvigateli s otkluchenia cilindrov. Konstrukcii , analiz. Available at: <https://www.twirpx.com>.
2. Bahmutov S.V., Karunin A.L., Krutachov A.V., Lomakin V.V., Selifonov V.V., Karpuhin K.E., Baulina E.E, Uriukov U.V. Konstruktivnie shemi avtomobili s gibridnie silovimi ustanovkami, MG TU "MAMI", Moskva, c. 72. Available at: www.mospolytech.ru/storage/files/kaf/auto/books/95.pdf.
3. Iliev L., Kostov V., Pilev D. - Gorivni uredbi i avtomatichno regulirane na DVG. Sofia, Tehnika, 1985 , c. 304.
4. Bozhinov B. Lekii avtomobili injekcionni sistemi za gorivo. Sofia, Tehnika, 1997, c. 128.

-
5. Beach A., Shayler P., Mcchee M. The effects of cylinder deactivation on the thermal behavior and performance of a three cylinder spark ignition engine. Available at: <https://www.jstor.org/stable/26284961>
 6. Karakayis A. Investigation of control system strategies for hydraulic valve actuation in an IC engine. Available at: <http://about.brighton.ac.uk/cereev/publications/new/Investigation%20of%20Control%20System%20Strategies%20for%20Hydraulic%20Valve%20Actuation.pdf>.
 7. Sai A.S., Tarasenko V.E. Regulirovanie faz gazoraspredelenia DVS, rep.bsatn.by/saj-a-s-regulirovanie.
 8. Programa samoobuchenie 510 - Sistema otkluchenia cylindrov (AST) dvigatelei 1,4 l. 103 kw TSI. Available at: <http://volkswagen.msk.ru>, <http://vwts.info>, <http://vwts.ru>.
 9. Programa samoobuchenie 246 - Sistema avtomaticheskovo izmenenia faz gazoraspredelenia. Available at: https://vwts.ru/engine/syst_avt_izm_faz_rus.
 10. Gundersen Y. Free Valve Technology. Available at: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:542744/FULLTEXT01>.
 11. Eisazadeh K., Younkins M. Fuel economy gains through Dynamic - Skip-Fire in spark ignition engines. Available at: https://www.tulatech.com/wp-content/uploads/2018/02/2016-01-0672_fuel_economy_gains_through_dynamic-skip-fire_in_spark_ignition_engines.pdf.

За контакти: Eng. Georgi Petrov, University of Ruse, Department "Engines and Vehicles", 8, Studentska str., Ruse, Bulgaria, phone - 0877329911, e-mail: petrov_g_@abv.bg.

Докладът е рецензиран.

**Обзор и анализ на работен процес на двигател с външно
смесообразуване работещ с газови горива**

Богдан Шопов

**Overview and analysis of the working process of a spark ignition engines
fuelled with CNG and LPG**

Bogdan Shopov

Abstract. This paper presents overview of the working process of a spark ignition engines fuelled with CNG and LPG. In first half paper presents test result obtained from running a 1.5L, 4 cylinder Proton Magma retrofitted spark ignition car engine with dynamometer. Performance, fuel consumption and exhaust emissions measurements were recorded under steady state operating conditions for gasoline and compressed natural gas. In the last half of the paper present study deals with to investigate the effect of dual mode of operation on combustion characteristics of engine and cyclic variation in a modified multi-cylinder spark ignition engine. Experiments will be conducted with baseline gasoline and later with dual fuel mode of experiments i.e gasoline with LPG with different ratios (25%,50%,75% and 100% of liquefied petroleum gas by mass).

Keywords. Engine performance, Compressed natural gas, Liquefied Petroleum Gas, Petrol, Combustion.

1. Въведение: Добре известно е, че запасите от изкопаеми горива по целия свят намаляват с обезпокоителни темпове и вече се наблюдава недостиг на суров петрол. В допълнение към този проблем е и влошаващото се качество на въздуха в урбанизираните зони. Оттук произтича и обществената загриженост за по-строго регулиране на емисиите на отработените газове, както в глобален мащаб, така и локално – всяка държава определя контрола върху замърсяването. Все още автомобилите, използващи горивни клетки за задвижване, и тези, задвижвани от електрическа енергия, срещат проблеми по отношение на изминатия пробег и ускорението си. С оглед на тези проблеми двигателят с вътрешно горене ще продължи да доминира в транспортния сектор. Съотношението на тегло/мощност (като към теглото прибавим и резервоара и количеството гориво) за двигателя с вътрешно горене е много по-добро от съотношението тегло/мощност за автомобилите с електрозадвижване или тези, които се задвижват от горивни клетки. Тези фактори са водещи, за да може учени и изследователи да се съсредоточат върху разработването на екологосъобразни технологии за двигатели с вътрешно горене, въвеждане в употреба на по-екологични горива – алтернативи на конвенционалните горива, като целта е запазването на сега съществуващата технология на двигателя с вътрешно горене и запазването на мощността на двигателя. Най-големият проблем на изкопаемите горива е нивото на CO_2 , което се отделя в атмосферата при тяхното изгаряне. Проблем е намаляването на залежите на изкопаемите горива. Към днешна дата световният резерв на природен газ е около 6000 Tscf и на базата на текущото потребление запасите са достатъчни за около 66 години. Това довежда до повишен интерес към използването на природния газ като гориво за двигатели с вътрешно горене. Редица учени изчерпателно са изследвали характеристиките на природния газ и неговите предимства спрямо тези на конвенционалните горива. Затова в последните години навлизаме в епоха, в която превозните средства ще използват разнообразни технологии. Свидетели сме на разработки, които подобряват ефективността на двигателите с вътрешно горене. Предвижда се да се разшири спектърът на използваните горива, съществуват разработки за автомобили движещи се с горивни клетки, влакове използващи хибридна технология за задвижване. Енергийната сигурност и устойчивост, диверсификацията на източници са обсъждани въпроси, тъй като те се отнасят до различни алтернативи на горивата. Поради някои от неговите благоприятни физико-химични свойства природният газ е отлично гориво за двигатели с искрово запалване. Освен това двигателите с искрово запалване могат лесно да се преобразуват за работа с природен газ с добавяне на втора горивна система. Природният газ е използван като гориво за превозни средства още от 30-те години на миналия век

според Международната асоциация за превозни средства, използващи природен газ (IANGV). В днешно време се движат около 4.5 милиона превозни средства, използващи природния газ, като цифрата на тези автомобили непрекъснато расте. За да се използва природният газ като алтернативно гориво, трябва да разполагаме с достатъчно източници или резерви на приемливи състави на природен газ.

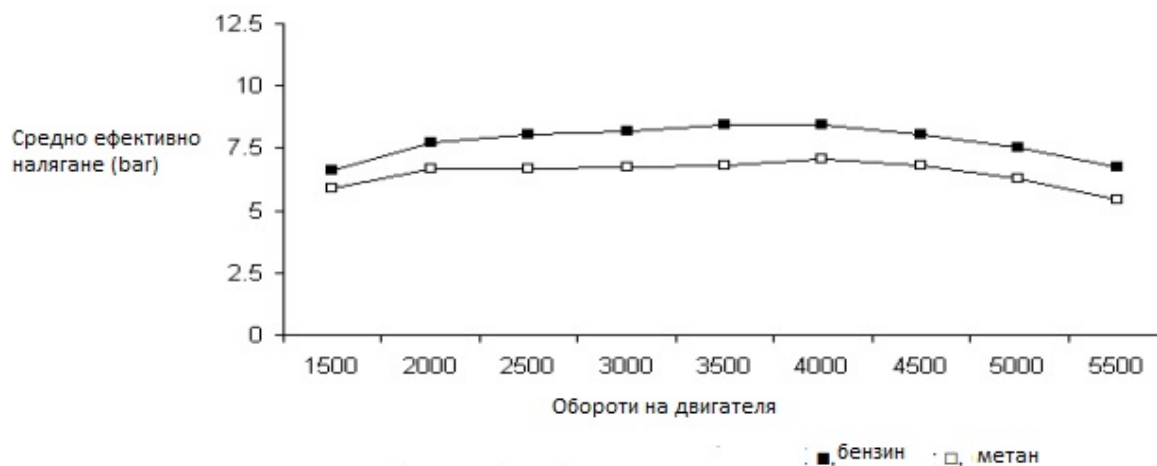
2. Изложение

Целта на този доклад е обобщение и анализ на резултатите от актуални научни експерименти проведени във водещи в областта на прилагането на газовите горива за автомобилни цели държави, като Индия и Малайзия, където процентът на автомобили използващи газови горива е най-висок, в сравнение с автомобилите използващи конвенционални горива. В доклада се представят и сравняват експерименталните данни по следните параметри: средно ефективно налягане, специфичен разход на гориво, анализ на товарна характеристика, анализ на индикаторна диаграма, анализ на средна температура на газа, анализ на скоростта на топлоотделяне. На таблица 1 са представени някои от свойствата на природния газ и бензина. Целта на учените от Малайзия е да разработят горивна система за директно впръскване на природен газ на двигател с повишаване на степента на сгъстяване. Използван е 1.5 литра 4-цилиндров мотор Campro Proton. С това изследване на практика се оценяват средното ефективно налягане на двигателя при работа с природен газ, характеристиките на вредните емисии в отработилите газове, специфичният разход на гориво и ефективността на двигателя при работа с бензин и природен газ. Резултатите от това изследване ще бъдат база за сравнение при проектиране на малазийска система за едноточково подаване на природен газ при двигател с искрово запалване.

Таблица 1. Свойства на бензина и метана.

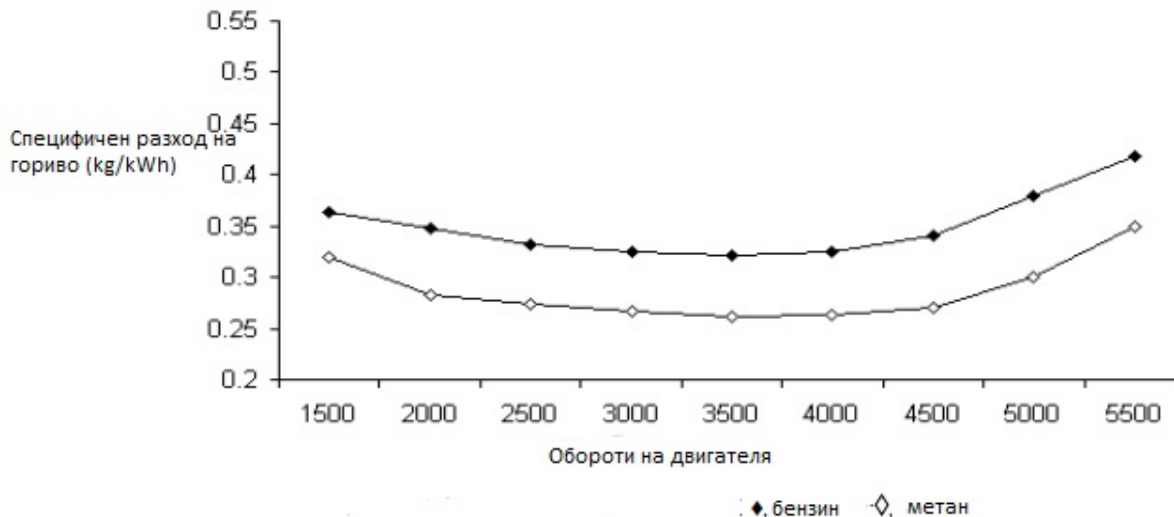
свойства	бензин	Метан
Октаново число	80-90	120
Моларна маса (kg/mol)	110	16.04
Тегло на фракцията въглерод /%/	87	75
Плътност на стехиометричната смес (kg/m ³)	1.38	1.24
Топлинна стойност (MJ/kg)	43.6	47.377
Топлинна стойност на стехиометричната смес (MJ/kg)	2.83	2.72
Ограничение на пламъка (% във въздуха)	1.3-7.1	5-15
Температура на възпламеняване	480-550	645

2.1 Експериментът с метан е извършен в Университетът Малая, като е използван 4 цилиндър 1500 кубиков двигател Proton Magma 12.



Фигура 1. Средно ефективно налягане в зависимост от оборотите.

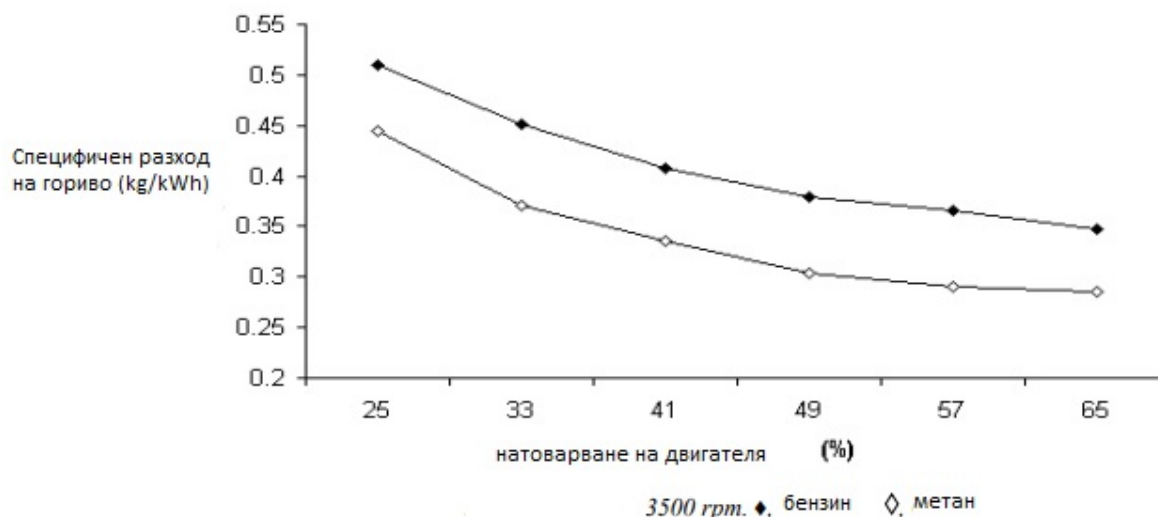
При работа с метан през целия честотен диапазон се наблюдава намаляване на средното ефективно налягане в сравнение с работата с бензин. Част от загубата на средното ефективно налягане се дължи на по-ниската скорост на горене и по-ниската скорост на пламъка при работа с метан. От извършени експерименти е известно, че скоростта на горене при метана е около 24-25 m/s, докато скоростта на горене при бензина е около 33 m/s. По отношение на горна мъртва точка на буталото горенето започва по-рано при метан в сравнение с работата с бензин и затова буталото има по-голяма отрицателна работа. Останалата част от загубата на ефективното налягане се дължи на изместването на въздуха от метана. Средната стойност на спада на ефективното налягане при работа с метан спрямо работата с бензин е около 16% или 1.25 bar.



Фигура 2. Специфичен разход на гориво при външна честотна характеристика с бензин и метан в зависимост от оборотите.

На фигура 2 е показан специфичния разход на гориво при външна честотна характеристика. От графиката се наблюдава, че в диапазона на ниските обороти разходът е висок, при нивата на средните обороти разходът е нисък и се увеличава при високите обороти на двигателя. Това е така, защото при ниските обороти загубите на топлина към стените на горивната камера са пропорционално по-големи, което води до по-висок разход на гориво за произведена енергия. От графиката също се вижда, че специфичния разход на гориво в целия честотен диапазон е по-нисък, отколкото разхода на гориво при бензин. Това се дължи на факта, че отоплителната стойност на метана е с 9% повече в сравнение с бензина. Най-ниският специфичен разход на гориво е при 3500

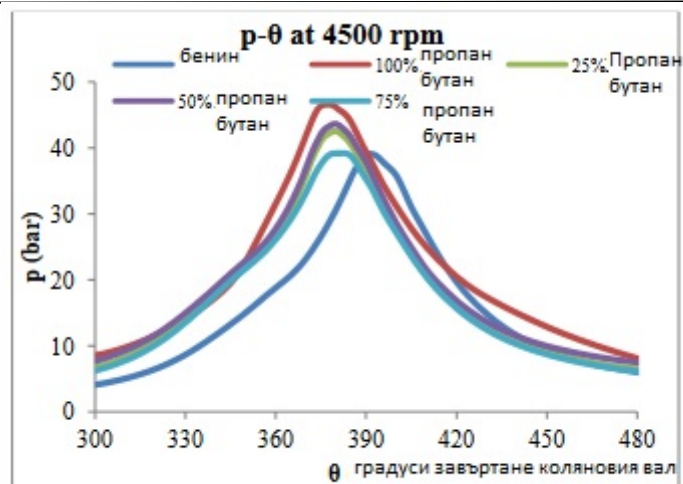
оборота и за двата вида гориво – 0,323 kg/kWh за бензин и 0,264 kg/kWh за метан. Като цяло при експеримента с метан се наблюдава около 18% по-ниски стойности при работа с метан отколкото при работа с бензин. Въпреки това средната специфична консумация на спирачна енергия на двигателя при експеримента по външна честотна характеристика е 15,26 MJ/kWh за бензин и 13,61 MJ/kWh за метан. Средно двигателя работещ с метан консумира с около 1.65 MJ по-малко енергия на киловат час в сравнение при работата му с бензиново гориво.



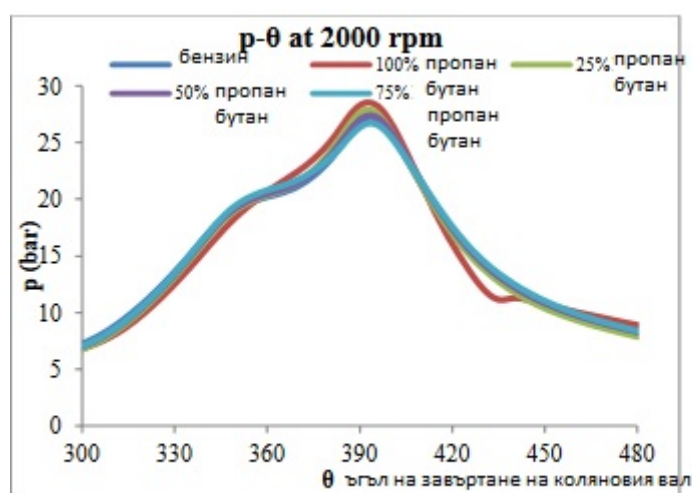
Фигура 3. Товарна характеристика при 3500 оборота.

На фигура 3 е представена товарната характеристика при 3500 оборота. Причината за бързото увеличаване на специфичния разход на гориво с намаляване на натоварването е че силата на триене остава по същество постоянна, докато мощността намалява. В резултат на това спирачната мощност пада по-бързо от потреблението на гориво и по този начин се покачва специфичния разход на гориво. Най-нисък е специфичния разход на гориво при 65% натовареност на двигателя, както за бензин, така и за метан. 0,331 kg/kWh при 2500 оборота, 0,336 kg/kWh при 3000 оборота и 0,348 kg/kWh при 3500 оборота за работа с бензиново гориво. Съответно при метана тези стойности са: 0,282 kg/kWh при 2500 оборота, 0,285 kg/kWh при 3500 оборота. Установено е и за двата типа гориво, че с покачването на оборотите расте и специфичния разход на гориво. Разликата в специфичния разход на гориво при бензин и метан при различните оборотни режими на двигателя варира малко и показва средна разлика от 17,15%.

2.2 Експериментът с пропан-бутан е извършен в националният Институт за технологии в Карнатака

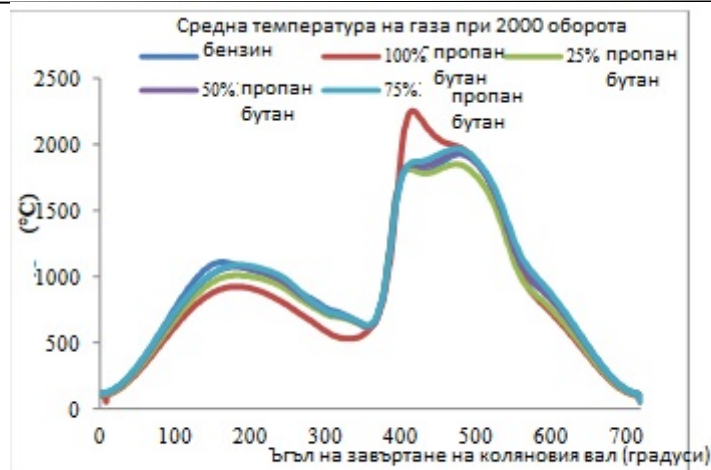


Фигура 4. P-V диаграма при 4500 оборота

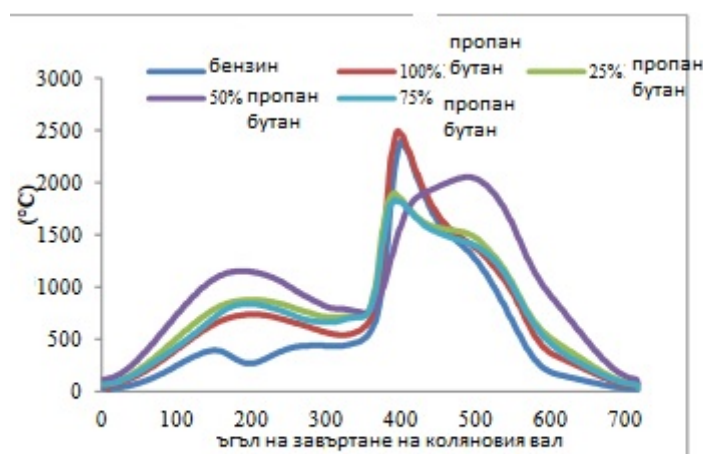


Фигура 5. P-V диаграма при 2000 оборота

На фигура 4 и 5 е показано изменението на средното налягане в цилиндъра за 100 последователни цикъла, в различни оборотни режими на двигателя при работа с бензин, пропан-бутан и частично подаване на пропан-бутан към горивната смес. Забелязва се че между циклите има значително отклонение в налягането при еднакви работни условия. Тъй като количеството на пропан-бутан при различните експерименти се увеличава, налице е и по-високо пиково налягане, като стойността му е най-висока при работа на двигателя изцяло с пропан-бутан. Средното ефективно налягане в горивната камера е по-високо за двигател, работещ с пропан-бутан, следователно се получава максимално пиково налягане.

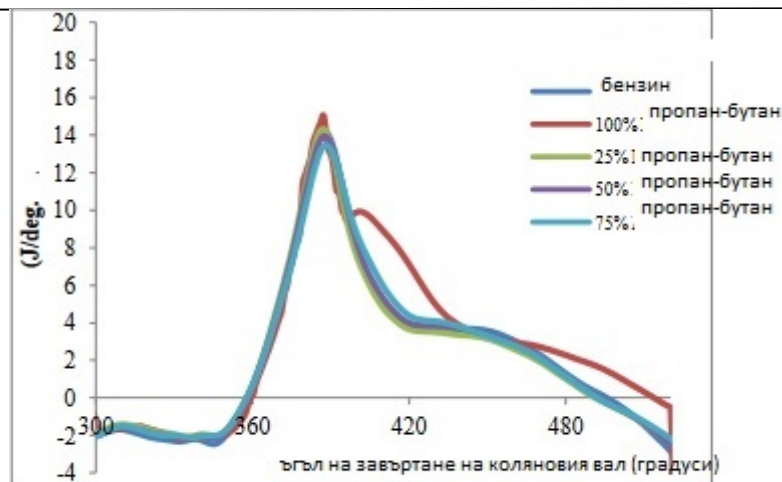


Фигура 6. Средна температура на газа при 2000 оборота

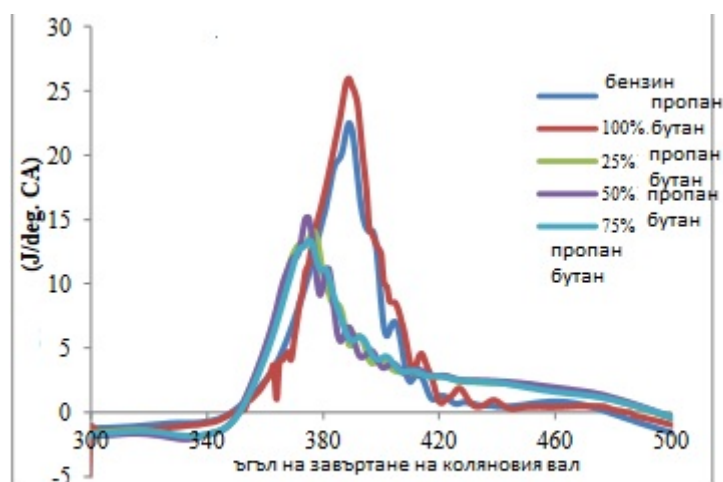


Фигура 7. Средна температура на газа при 4500 оборота.

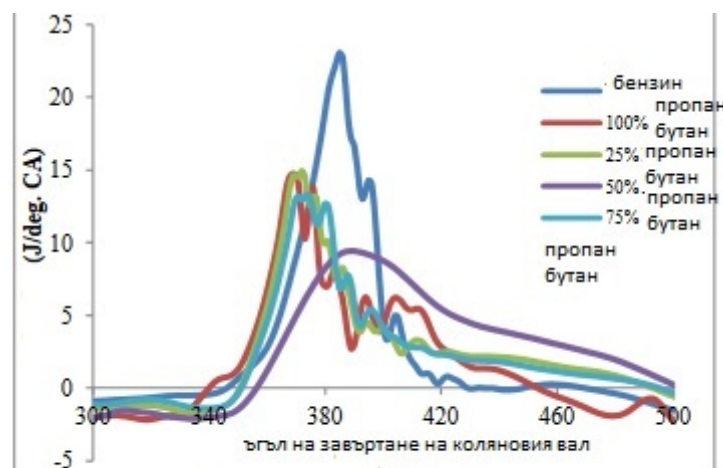
На фигура 6 и фигура 7 са представени вариациите на средната температура на газа спрямо ъгъла на завъртане на коляновия вал при товарна характеристика. Средната температура на газа дава информация за температурата в цилиндъра, която е калкулирана от налягането на ъгъла на завъртане на коляновия вал. В сравнение с работата при различните горивни смеси от графиките се наблюдава, че средната температура на газа е най-висока, когато двигателя работи изцяло с пропан-бутан. Това е така, защото пропан-бутан има по-висока скорост на горене и по-висока адиабатна температура в сравнение с бензиновото гориво. Следователно продължителността на горене ще бъде по-малка и средната температура на газа ще бъде максимална. При по-високите честотни режими няма голяма разлика в средната температура на газа, тъй като пропан-бутанът работи в условията на по-богата смес при високите обороти, което намалява температурата в цилиндъра. Добрите характеристики на горене при работа изцяло с пропан-бутан се доказват с пиковото място на средната температура на газа, която се появява по-рано, отколкото при работа на двигателя с бензин. Тъй като средната температура на газа е по-висока при експеримента, при който двигателят работи изцяло с пропан-бутан, това повлиява върху образуването на азотни емисии в отработилите газове. Следователно емисиите на азотни окиси ще бъдат по-високи при двигател изцяло работещ с пропан-бутан.



Фигура 8. Скорост на топлоотделяне при 2000 оборота.



Фигура 9. Скорост на топлоотделяне при 3500 оборота.



Фигура 10. Скорост на топлоотделяне при 4500 оборота.

На фигура 8,9 и 10 са представени стойностите на нетното отделяне на топлина при товарна характеристика на двигателя в различни оборотни режими. Изчисленията за нетната скорост на отделяне на топлината дават информация за процеса на горене в двигателя. Нетната скорост на отделяне на топлината при работа на двигателя в

различни честотни режими е характеристика за работата на двигателя. Едни от основните параметри, които влияят върху нетната скорост на отделяне на топлината, са физичните и химичните свойства на горивото, използвано в двигателя с вътрешно горене. Както се вижда от фигурите, с увеличаването на процентното съотношение на пропан-бутана в горивната смес отделянето на топлина започва да се повишава по-рано, отколкото при експеримента с бензиново гориво. Най-рано топлината започва да се отделя при експеримента, когато двигателя работи изцяло с пропан-бутан. Също така от фигурите се вижда, че пиковите места на отделяне на топлината с увеличаването на количеството пропан-бутан в горивната смес стават по-широки, отколкото местата при работа с бензиново гориво. Това се дължи на факта, че пропан-бутанът в структурата си има въглеродороди, които работят и при по-бедни горивни смеси. Поради това в горивната камера има съдържащ кислород, който подобрява горенето и голямо количество гориво изгаря в районите, близки до горна мъртва точка. За всички видове горивни смеси скоростта на отделяне на топлината се извършва в районите, близки до горна мъртва точка. Най-високата скорост на отделяне на топлината се наблюдава при експеримента, когато двигателят работи изцяло с пропан-бутан.

3. Заключение:

1. От експеримента с пропан-бутан може да се стигне до извода: увеличаването на пропан-бутана в гориво-въздушната смес ще доведе до по-високо средно ефективно налягане, горенето ще се извърши по-близко до горна мъртва точка на буталото. При изследването на товарната характеристика при 4500 оборота се наблюдава 20% увеличение на максималното налягане в цилиндъра, в сравнение с работата с бензиново гориво при смес от 100% пропан-бутан.

2. От направения експеримент с метан може да се направи извода, че: модернизираният двигател, използващи метан, имат потенциал за повишаване на енергийната ефективност и значително намаляване на специфичния разход на гориво. Двигателя при направения експеримент е имал с 16% по-ниско средно ефективно налягане и специфичния разход на гориво е с 17-18% по-малко в сравнение с работата при бензин и при експеримента за изследване на външна честотна характеристика двигателя консумира с 1,65 MJ по-малко енергия отколкото двигател работещ с бензин.

Литература:

1. M.U. Aslam, H.H. Masjuki. „ An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle. 2005
2. International Energy Outlook Energy information administration. Washington DC: Departament of energy 2005. EIA-048
3. Vighnesha Nayak, Rashmi G.S „ Combustion characteristics and cyclic variation of a LPG fuelled MPFI Four cylinder gasoline engine. 2015
4. Changming Gong. Kuo Huang „ Catalyst light-off behavior of a spark ignition LPG engine during cold start” 2011

СМЕСЕВОЙ БЕНЗИН АЕ-95 КАК АЛЬТЕРНАТИВА А-95. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ В РАЗРЕЗЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧНОСТИ

MIXED AE-95 PETROL AS AN A-95 ALTERNATIVE. ADVANTAGES AND DISADVANTAGES OF ITS APPLICATION IN CUT TO FUEL ECONOMY AND ENVIRONMENTAL

Bezrodniy V.V.

Abstract. Recently widely used gasoline with a high content of ethanol in gasoline. The calculation method obtained the dependences of fuel consumption and exhaust emissions of a Skoda Octavia car, which worked on standard A-95 gasoline and AE-95 mixed gasoline.

Keywords: ethanol, octane number, petrol, toxicity.

1. Введение:

В настоящее время весь мир уделяет большое внимание нетрадиционным источникам энергии, применение которых может обеспечить сохранение части существующих ископаемых энергоресурсов, повысить экологическую безопасность окружающей среды и обеспечить независимость от мирового энергорынка. По прогнозам экспертов зависимость Европейского союза от импорта энергоресурсов к 2020 году достигнет 70-75% от общего потребления первичной энергии. На протяжении последних десятилетий основным источником экологической безопасности являются энергоемкие предприятия, установки и двигатели внутреннего сгорания, использующие жидкие нефтяные топлива. ДВС выбрасывают в атмосферу львиную долю оксидов углерода, азота и серы, а также сажи и других вредных веществ – это более 70% всех вредных выбросов в атмосферу крупных городов Украины. Так на каждого местного жителя страны приходится не менее 130 кг токсичных выбросов ежегодно. Экономия энергоносителей органического происхождения, жесткость норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами бензиновых и дизельных двигателей, а также ограничение эмиссии углекислого газа вынуждает большинство стран искать пути уменьшения вредного влияния двигателей на окружающую среду. Одним из эффективных путей решения этой проблемы является применение нетрадиционных моторных топлив, которые в научной литературе называют альтернативными.

Как правило, альтернативные топлива обладают высокой теплотворной способностью и неплохими антидетонационными качествами, что позволяет применять их вместо высокооктановых бензинов в автомобильных двигателях без существенных изменений конструкции. Наряду с этим, каждый вид топлива имеет свои преимущества и недостатки, базируется на различной сырьевой основе, требует различных материальных и финансовых затрат на свое производство и применение, создает свой особый уровень экологического воздействия на окружающую среду.

В свете последних научных достижений для снижения потребления нефтепродуктов и загрязнения окружающей среды целесообразно применять смесевые топлива из бензина и этанола, так как производство этого спирта наименее затратное.

Поэтому эффективность и целесообразность использования альтернативного топлива на автотранспорте должны определяться с учетом всего комплекса ресурсных, технических, экономических и экологических факторов в применении к конкретному региону страны.

2. Изложение:

Все спиртовые добавки обладают высоким октановым числом, повышенной испаряемостью, но меньшей теплотой сгорания. Однако их показатели качества соответствуют эксплуатационным характеристикам бензина и могут использоваться в

качестве заменителей бензина. Но вследствие пониженной теплоты сгорания возникает необходимость подавать их в большем количестве для достижения одинаковой мощности с мощностью двигателя при его работе на бензине.

Применение высокооктановых кислородосодержащих компонентов позволяет:

повысить степень сжатия двигателя, а следовательно эффективность его работы;

снизить содержание в бензине высокооктановых ароматических углеводородов, являющихся источником полициклических канцерогенных ароматических соединений;

снизить нагарообразование в двигателе.

Однако спиртобензольные топлива имеют следующие недостатки:

расслаивание спиртобензольных смесей в присутствии воды;

повышенная коррозионная агрессивность спиртобензольных смесей по отношению к ряду конструкционных материалов;

пониженная теплота сгорания вызывает повышенный расход топлива для обеспечения одинаковой мощности при эксплуатации двигателя.

Экономия топлива органически связана с защитой воздушной среды от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. Эти проблемы необходимо решать совместно, в комплексе. Борясь за экономию топлива, снижаем загазованность воздуха. Уменьшая загазованность, экономим топливо. Практически любое мероприятие, направленное на экономию топлива, способствует снижению выбросов вредных веществ отработавших газов. В этой связи особый научный и практический интерес представляет исследование взаимосвязи между экономией топлива и уменьшением выброса в атмосферу вредных компонентов отработавших газов, поиск общих рекомендаций, способствующих успешному решению поставленной задачи.

Для расчета расхода топлива применяем формулу разработанную в Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете на кафедре ТЭСА профессором Н. Я. Говорущенко. Так как она является наиболее совершенной математической моделью в настоящее время:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot \left[A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \left(G_a \cdot \psi + 0,077 \cdot kF \cdot V_a^2 \right) \right], \quad (1)$$

где V_a – скорость движения автомобиля, км/ч;

A, B, C – коэффициенты, постоянные для данного автомобиля;

η_i – индикаторный коэффициент полезного действия;

i_k – усредненное передаточное число коробки перемены передач;

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

kF – фактор обтекаемости, $\text{H}^2 \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$;

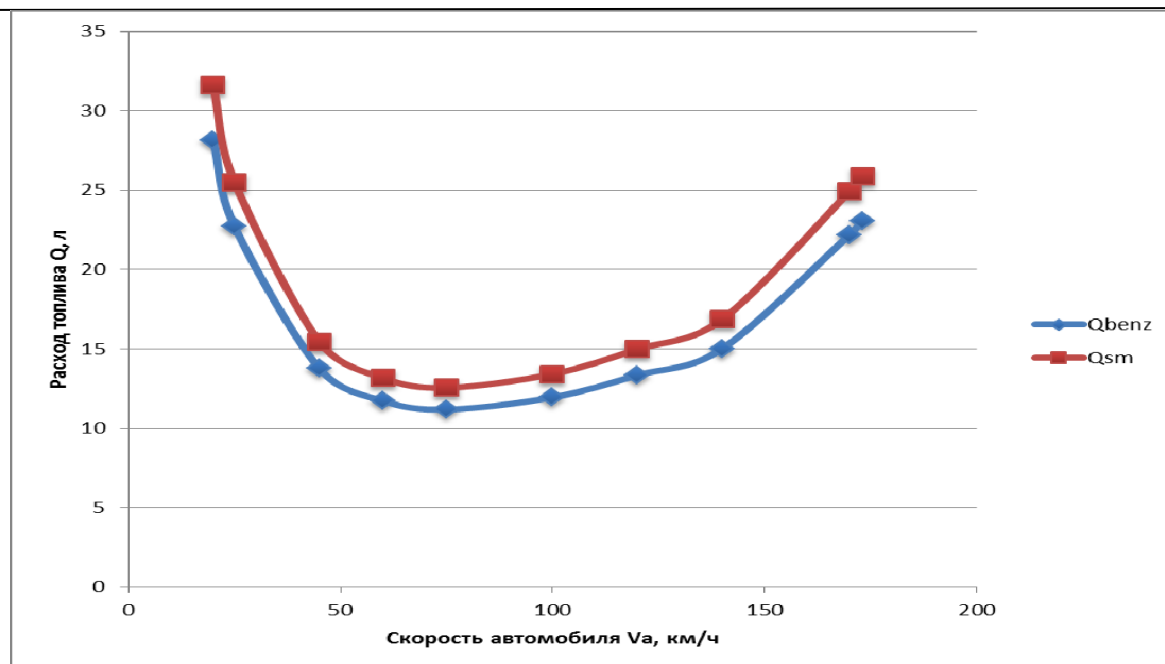
G – вес автомобиля, Н.

Результаты расчета расхода топлива на бензине А-95 и смесевом бензине АЕ-95 приведены на фиг. 1.

В ходе эксперимента, проведенного на базе автомобиля Skoda Octavia, были подтверждены результаты аналитических вычислений: расход автомобиля, работающего на смесевом топливе, увеличился в среднем на 15% по сравнению с расходом на обычном бензине.

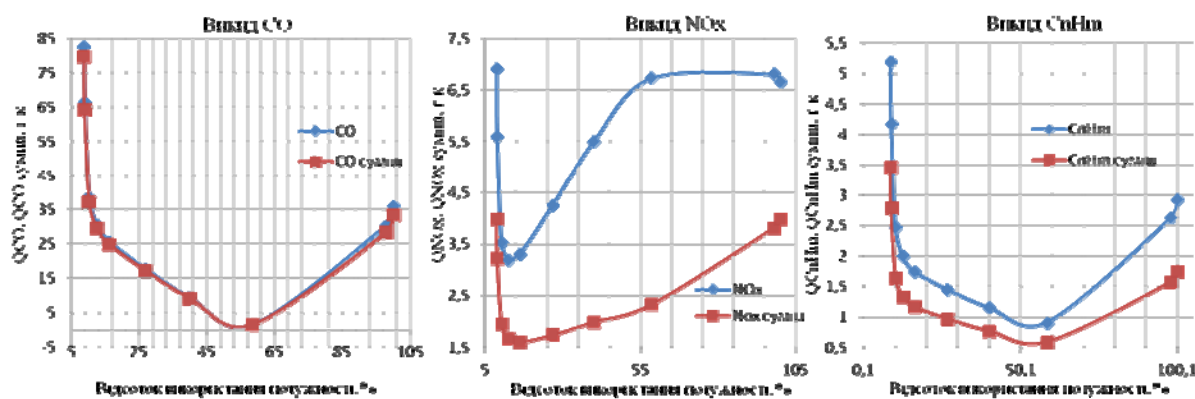
Количество выбросов вредных веществ автомобиля (CO , C_nH_m , NO_x) в зависимости от скорости движения по методике Н.Я. Говорущенко было определено по формуле

$$Q' = 0.0548 \cdot M_{\text{вв}} \cdot \rho_m \cdot (A_2 + B_2 \cdot N_1 + C_2 \cdot N_1^2) \cdot Q \cdot \alpha \quad (2)$$



Фиг. 1. Расход топлива – бензин (А-95)/смесевой бензин (АЕ-95)

Сравнив аналитические результаты с результатами эксперимента, видим следующие изменения: выбросы группы CO снизились не значительно (на 2-4%), C_nH_m – на 10-12%, в свою очередь уровень NO_x значительно снизился: в среднем на 35%. Это дает основание полагать, что для экологии применение смесового бензина более приемлемо в сравнении с традиционным.



Фиг. 2. Расчет количества вредных выбросов для Skoda Octavia

3. Заключение:

Таким образом, использование спиртовых топлив при всех своих преимуществах и недостатках, перечисленных выше, не решает все сложившиеся энергетические проблемы. Именно поэтому человечество продолжает поиск альтернатив. Ими могут быть как электромобили, так и автомобили с гибридными или водородными двигателями.

Литература:

1. Corey E. J., Kim C. U. New and highly effective method for the oxidation of primary and secondary alcohols to carbonyl compounds (англ.) // Journal of The American Chemical Society. — 2010. — Т. 94. — № 21. — С. 7586—7587
2. Ispol'zovanie spirtov kak dobavok k neftyanaym toplivam. Alyternativnaye topliva, energetika. Analiticheskiy portal himicheskoy promayshlennosti Newchemistry.ru.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ИСПЫТАНИИ АВТОМОБИЛЯ НА ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ НА ДОРОГЕ И НА СТЕНДЕ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ

Юрий Горбик

MODELING IN THE TEST CAR ON FUEL EFFICIENCY ON THE ROAD AND ON A ROLLER DYNAMOMETER

Yurij Gorbik

Abstract. Analyzed issues of modeling of conditions of transport vehicles at the test bench. The technique and algorithm for checking the fuel economy on a roller dynamometer.

Keywords: car, fuel consumption, stand losses, GAZ-33021

1. Введение:

Диагностирование систем автомобиля по технико-экономическим показателям – неотъемлемая составляющая эффективного его использования. Без регулярного выполнения диагностирования нельзя обеспечить продолжительность и качество его работы.

С использованием моделирования можно решить следующие задачи диагностики:

- оценить качество функционирования автомобиля;
- выдать рекомендации по видам и объемам профилактического обслуживания и ремонта для данного автомобиля;
- разработать рациональные варианты применения диагностических приборов и оборудования для различных узлов и систем автомобиля, при моделировании их функционирования.

В науке известны такие виды моделирования, как физическое, математическое, имитационное и модульное. Физическое моделирование базируется на теории подобия и размерностей. В основе этой теории лежит утверждение о том, что если все соответствующие безразмерные характеристики (критерии) подобия для двух явлений одинаковы, то они физически подобны. Такие модели представляют одну из подгрупп моделей, у которых физическая природа изучаемых явлений сохраняется полностью или частично, как и в натурном образце. Применительно к автомобилям может осуществляться физическое моделирование при определении (нормировании) расхода топлива, токсичности ОГ, КПД автомобиля, коэффициента сопротивления качению и сцепления с дорогой, эффективности тормозных систем, плавности хода и др.

Расход топлива – важнейший измеритель экономичности автомобиля. Для каждой модели автомобиля установлена государственная норма. Расход топлива тем меньше, чем совершеннее двигатель и трансмиссия и чем меньше внешние сопротивления

Математическая модель расхода топлива должна быть простой и не требовать знания особых параметров исследуемого автомобиля и специальных характеристик двигателя. Одновременно эта модель должна достаточно точно описывать процесс потребления топлива автомобилем и соответствовать современному уровню знаний по данной проблеме. Результаты расчётов расхода топлива с использованием данной математической модели должны с достаточной степенью точности совпадать с результатами дорожных и стендовых испытаний автомобиля на различных режимах движения.

Основные принципы оценки топливной экономичности и нормирования расхода топлива заложены в работе [1], где с позиции системотехники и энергетического подхода рассмотрены конструктивные и эксплуатационные параметры эффективности работы транспортных средств

В работе [2] приведена методика оценки технического состояния автомобиля по изменению КПД автомобиля в целом и КПД составляющих агрегатов (двигателя, трансмиссии, подвески и колес). Приведены зависимости расчета КПД автомобиля и агрегатов на дороге и при стендовых испытаниях на беговых барабанах.

В работе [3] приведена новая методика расчета расхода топлива, основанная на определении 4-х коэффициентов полезного действия: индикаторного и механического КПД двигателя, КПД трансмиссии и колесного механизма (колеса и подвески).

В работе [4] предлагается использовать новый метод расчета расхода топлива в процессе диагностирования на стенде с беговыми барабанами, а в работе [5] приведен метод диагностирования по индикаторному расходу топлива в отдельных агрегатах автомобиля.

Целью данной работы является дальнейшее совершенствование методики и разработка алгоритма диагностирования технического состояния автомобиля по изменению расхода топлива и КПД автомобиля.

2. Изложение:

Разработанные теоретические модели проверялись на автомобиле ГАЗ-33021 «Газель». Для этого была написана программа расчета расхода топлива и токсичности для данной марки автомобиля в среде Mathcad.

В общем виде расход топлива определяется по формуле

$$Q = K \cdot P_i / \eta_i \text{ л/100 км,} \quad (1)$$

где K – коэффициент, учитывающий основные параметры двигателя автомобиля и качество топлива.

Этот коэффициент определяется по формуле

$$K = 7,95 \cdot V_h \cdot i_0 \cdot i_k / H_u \cdot \rho_m \cdot r_k \text{ л м/Н,} \quad (2)$$

где V_h – рабочий объем цилиндров двигателя, л;

i_0, i_k – соответственно передаточное число главной передачи и коробки передач;

H_u – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

ρ_m – плотность топлива, кг/см³;

r_k – радиус качения колеса, м.

Переменной величиной в рассматриваемом выражении является среднее передаточное число коробки передач, которое определяется по формуле

$$i_k = K_c \cdot i_{kn} \cdot V_{\max} / V_a, \quad (3)$$

где K_c – скоростной коэффициент, i_{kn} – повышенное передаточное число коробки передач,

$V_{\max}$ – максимальная (допускаемая) скорость движения автомобиля, км/ч;

V_a – средняя техническая скорость движения автомобиля, км/ч.

Для автомобиля ГАЗ - 33021 (при $V_{\max} = 100$ км/ч) $i_k = 0,53 \cdot 0,849 \cdot 100 / V_a \approx 45 / V_a$.

С ухудшением дорожных условий коэффициент K будет возрастать. Например, на дороге 4 гр.

$$K = \frac{7,95 \cdot 2,445 \cdot 5,125 \cdot 1,667}{44000 \cdot 0,74 \cdot 0,31} = 0,0165,$$

а на дороге 5 гр. при $V_a = 26$ км/ч K увеличивается до 0,0205.

Следующей переменной величиной является среднее индикаторное давление P_i кПа, которое складывается из среднего давления механических потерь на трение в двигателе P_n и среднего эффективного давления P_e .

В теории двигателей рекомендуется механические потери определять по формуле

[6]

$$P_n = (a_n + b_n \omega_a), \quad (4)$$

где a и b – постоянные для данного автомобиля коэффициенты,
 ω_a – средняя скорость поршня в м/с.

Если известен ход поршня S_n и частота вращения коленвала n , тогда

$$P_n = (a_n + b_n \cdot 2S_n \cdot n / 60) = (a_n + 0,033 \cdot b_n \cdot S_n \cdot n) \text{ кПа.}$$

Для грузовых автомобилей средней грузоподъемности можно принять $a_n = 50$ кПа, а $b_n = 2,1$ кПа с м⁻¹.

Из приведенной формулы для определения (1) можно получить более общее выражение, введя в зависимость другие частные значения КПД. Так как

$$\eta_e = \eta_i \cdot P_e / P_i, \quad (5)$$

то

$$\eta_i = \eta_e \cdot P_i / P_e.$$

Подставив это значение в последнюю формулу получим

$$Q = K \cdot P_e / \eta_i \cdot \eta_m \text{ л/100 км.} \quad (6)$$

Средне эффективное давление

$$P_e = 12,56 \frac{r_k}{V_h \cdot i_0 \cdot i_k \cdot \eta_m} \cdot P_k = \frac{K_i \cdot P_k}{\eta_{mp}}. \quad (7)$$

Введя значение P_e в предыдущую формулу, получим

$$Q = K \cdot K_i \cdot \frac{P_k}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_m} \text{ л/100 км.}$$

Так как $\eta_k = P_\delta / P_k$, то $P_k = P_\delta / \eta_k$. После его подстановки в последнюю формулу получим новое выражение для определения расхода топлива:

$$Q = K \cdot K_i \cdot \frac{P_\delta}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_m \cdot \eta_n} \text{ л/100 км.} \quad (8)$$

$$\text{Произведение } K \cdot K_i \text{ равно: } \frac{7,95 \cdot V_h \cdot i_0 \cdot i_k}{H_u \cdot \rho_m \cdot r_k} \cdot 12,56 \frac{r_k}{V_h \cdot i_0 \cdot i_k \cdot \eta_m} \approx 100 / H_u \cdot \rho_m.$$

В окончательном виде упрощенная формула для расчета расхода топлива запишется так:

$$Q = \frac{100 \cdot P_\delta}{H_u \cdot \rho_m \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_m \cdot \eta_n} \quad (9)$$

или

$$Q = \frac{100 \cdot P_\delta}{H_u \cdot \rho_m \cdot \eta_a} \text{ л/100 км,} \quad (10)$$

где η_a – общий КПД автомобиля.

Последняя формула представлена в более простом виде и поэтому она может быть использована для диагностирования автомобилей. В технически исправных автомобилях общий КПД для бензиновых автомобилей изменяется в пределах 0,06...0,07, для дизельных – 0,010...0,012.

Усилие, подведенное к дороге P_δ можно имитировать, меняя нагрузку на барабанах (P_m). Величина $H_u \cdot \rho_m$ постоянная для данного вида топлива. Например, для бензина среднего качества $44000 \cdot 0,74 = 32560$ кДж/л. Для дизельного топлива $43500 \cdot 0,84 = 36540$ кДж/л. Если, например, для порожнего автомобиля ГАЗ-33021 эксплуатационная норма расхода топлива $Q \approx 15,8$ л/100 км, а общий КПД $\eta_a \approx 0,064$, тогда усилие P_δ на барабанах должно быть $15,8 \cdot 32560 \cdot 0,064 / 100 = 329,24$ Н. Крутящий момент на барабанах M_δ должен быть равен $P_\delta \cdot r_\delta$. Нм.

Усилие, подведенное к дороге определяется по формуле

$$P_\delta = (G_a \cdot i + 0,077kF \cdot V_a^2 + 0,1 \cdot \delta \cdot G_a \cdot \dot{V}) = \text{, Н} \quad (11)$$

$$= M_a(g \cdot i + 0,077kF \cdot V_a^2 / M_a + \delta \cdot \dot{V})$$

где i – предельный уклон дороги, %;

$\delta \cdot \dot{V}$ – усилие в Н, затрачиваемое на разгон автомобиля.

В теории автомобилей введен новый термин “шум ускорения” в м/с^2 , который наиболее полно оценивает качество дорожного движения и определяется по формуле

$$K_D = (g \cdot i + 0,077kF \cdot V_a^2 / M_a + \delta \cdot \dot{V}) \text{ м/с}^2, \quad (12)$$

где M_a – масса автомобиля, кг;

δ – динамический коэффициент учета вращающихся масс.

Для автомобиля ГАЗ-33021

$$K_D = (9,81 \cdot 0,32 / V_a + 3,64 \cdot 10^{-5} \cdot V_a^2 + \delta \cdot \dot{V}) \text{ м/с}^2.$$

На дорогах 1-5 гр. K_D изменяется в пределах 0,13...0,20. При стендовых испытаниях второе и третье слагаемое принимаем равными нулю. Тогда силу $P_\delta \approx 3,14 \cdot M_a / V_a$ Н.

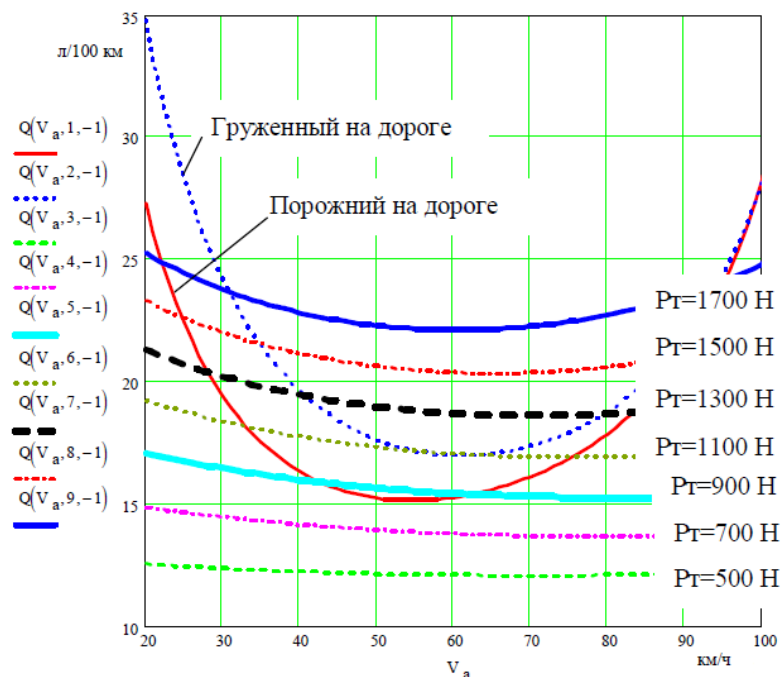
При моделировании средних условий эксплуатации (35...40 км/ч) можно определить общий КПД автомобиля по формуле

$$\eta_a = \frac{100 \cdot P_\delta}{H_u \cdot \rho_m \cdot Q}, \quad (13)$$

где P_δ – приведенное усилие на барабанах с учетом массы на заднем мосте,

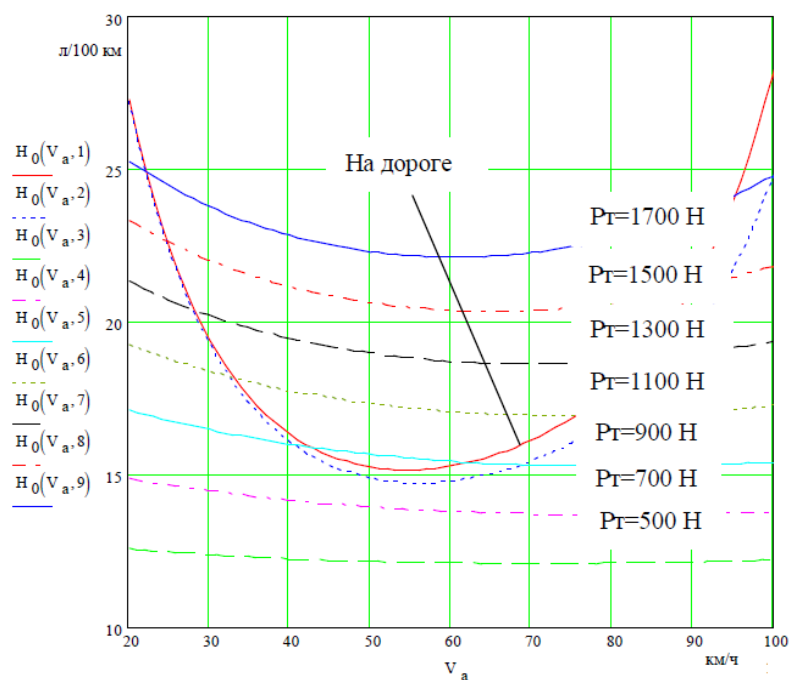
Q – замеряемый на стенде расход топлива в л/100 км, или Q_1 в кг/ч по формуле $Q_1 = 0,1 \cdot Q \cdot V_a \cdot \rho_T$.

Результаты расчетов представлены на фиг. 1-3. где расход топлива на стенде определялся при постоянном тормозном усилии. Данные графики позволяют подбирать тормозное усилие, при котором расходы топлива на стенде и на дороге одинаковы.

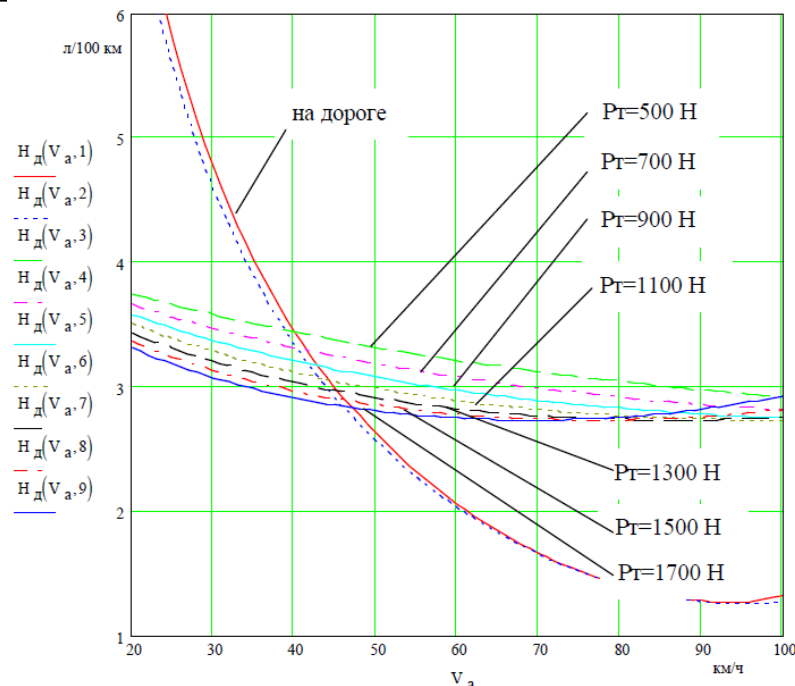


Фиг 1. Расход топлива автомобиля ГАЗ-33021 при движении по дороге полной и снаряженной массе, а также «движении» на имитационном стенде при заданной постоянной нагрузке.

На фиг. 2-3 приведены графические зависимости расхода топлива, основной и дополнительной норм расхода топлива (соответственно) для дорожных и стендовых испытаний.



Фиг. 2. Основная норма расхода топлива автомобиля ГАЗ-33021 при движении на дороге и на имитационном стенде при различной нагрузке.



Фиг. 3. Дополнительная норма расхода топлива автомобиля ГАЗ-33021 при движении по дороге и на имитационном стенде при различной нагрузке.

Результаты моделирования расхода топлива с использованием данной математической модели, в зависимости от тормозного момента стенда, с определённой степенью точности совпадают с результатами дорожных и стендовых испытаний автомобиля на различных режимах движения.

Предлагаемая методика позволяет предложить упрощенный алгоритм общего диагностирования автомобиля.

Упрощенный алгоритм диагностирования можно представить так:

1. Если по результатам диагностирования получаем $\eta_a \approx 0,062...0,064$ – автомобиль исправен. При этом принимаем, что эффективный КПД исправного двигателя равен примерно $0,28 \cdot 0,66 \approx 0,18$, КПД трансмиссии и шин – $0,77 \cdot 0,46 \approx 0,35$, а общий $\eta_a = 0,18 \cdot 0,35 \approx 0,063$.

2. Если, η_a меньше 0,062 – ищем неисправность.

3. Путем замера или визуально определяем, что давление воздуха в шинах нормальное и шум в редукторе заднего моста отсутствует. Предполагаем неисправность в двигателе (в системе питания или зажигания). Наибольшая вероятность снижения η_i . Этот КПД можно проверить по составу отработавших газов ($\eta_i \approx 0,32 \cdot \alpha$, а % СО есть функция α). Если замер СО показал, что его содержание достигает 6%, то это может быть при $\alpha \approx 0,6$. При таком значении α η_i снижается до 0,20 (вместо $\sim 0,28$). Резкое снижение η_i свидетельствует о неисправности топливной системы или зажигания.

3. Заключение:

Рациональное использование топлива на автомобильном транспорте может быть обеспечено за счет учета влияния различных факторов при расчетах и совершенствования методов диагностирования показателей их топливной экономичности на стендах с беговыми барабанами. Для обеспечения соответствия режимов испытаний автомобилей реальным необходимо, с использованием полученных результатов коэффициента сопротивления качению колеса, подбирать нагрузочные режимы стендового диагностирования так, чтобы условия её работы максимально соответствовали дорожным условиям.

Литература :

1. Govorushenko N.Ya. Sistemotekhnika transporta. / N.Ya. Govorushenko, A.N. Turenko. - Izd. 2-e, pererab. i podoln. – Harkov: RIO HGADTU, 1999. – 468 s.
2. Krivoschapov S.I. Rozrobka metodiki ta algoritmu zagalnogo diagnostuvannya avtomobiliv za zminoyu koefitsiyenta korisnoyi diyi. / Avtoref. kand. tehn. nauk: 05.22.10. – Harkiv, HDADTU, 1999. – 20 s.
3. Govorushenko N.Ya. Novaya metodika normirovaniya rashoda topliva transportnyh mashin (metod chetyreh KPD) / N.Ya. Govorushenko, S.I. Krivoschapov. // Avtomobilnyj transport : Sb. nauchn. tr. – Harkov: HNADU, 2004. - № 15.
4. Govorushenko N.Ya. Metody sistemnogo raschetno-analiticheskogo i stendovogo diagnostirovaniya legkovykh avtomobilej / N.Ya. Govorushenko, Yu.V. Gorbik // Avtomobilnyj transport: Sb. nauch. trudov. – Harkov: HNADU, 2009. - № 25. – S. 58-61.
5. Govorushenko N.Ya. Metody diagnostirovaniya avtomobilej po izmeneniyu obshego i indikatornogo rashoda topliva i chastnyh KPD v otdelnyh agregatah. / N.Ya. Govorushenko, Yu.V. Gorbik. // HVI nauchno-tehnicheskaya konferenciya s mezhdunarodnym uchastiem «Transport ekologiya – ustojchivoje razvitie» - Varna: TU, 2010 – S. 442-450.
6. Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej: uchebnik dlya vtuzov po specialnosti “Dvigateli vnutrennego sgoraniya” / [D.N. Vyrubov, N.A. Ivashenko, V.I. Ivnin i dr.; pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova]. – 4e izd. pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie, 1983 – 372 s.

За контакти:

Yurij Gorbik, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: yuragorbik@gmail.com, tel.: +38-057-707-36-87.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ ADBLUE ДЛЯ СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА

DETERMINATION OF CONSUMPTION LIQUID THE ADBLUE FOR SYSTEM TO NEUTRALIZING EMISSIONS OF NITROGEN OXIDES

Sergy Krivoschapov

Abstract. It is shown that consumption of urea solution depends on fuel consumption, load and speed modes of the car. A mathematical model is proposed for calculating the normative amount of a urea solution during the operation of vehicles. Calculations of fluid flow AdBlue on the example of the car

Keywords: toxicity, emissions of harmful substances, motor vehicle, rationing, neutralization of exhaust gas, fuel consumption, AdBlue fluid.

1. Введение:

Автомобильный транспорт выбрасывает в окружающую среду более 200 компонентов, большая часть из которых представляет угрозу окружающей среде. Наиболее массовые и опасные концентрации вредных веществ приходятся на выбросы оксида углерода и углеводорода, альдегида и формальдегида, оксида серы и сероводорода, бенз(а)пирена и оксидов азота,.

Приоритетными направлениями по повышению экологической безопасности автомобилей можно выделить следующие шаги: совершенствование конструкции автомобиля, применение альтернативных видов и прогрессивных методов отитки топлива, совершенствование системы организации и регулирования дорожного движения, мониторинг выбросов вредных веществ в условиях эксплуатации, совершенствование нормативно правовой базы [1].

В процессе сгорания топливно-воздушной смеси в двигателе автомобиля образуется вредные вещества, представляющие опасность для окружающей среды особенно для человека. Для нейтрализации вредных компонентов применяются различные способы: рециркуляция отработавших газов; гомогенизация топливно-воздушной смеси; система каталитической нейтрализации; применение сажевого фильтра; система снижения оксидов азота накопительного типа LNT; система селективного каталитического восстановления SCR и совместно со системой уловителем частиц SCRT .

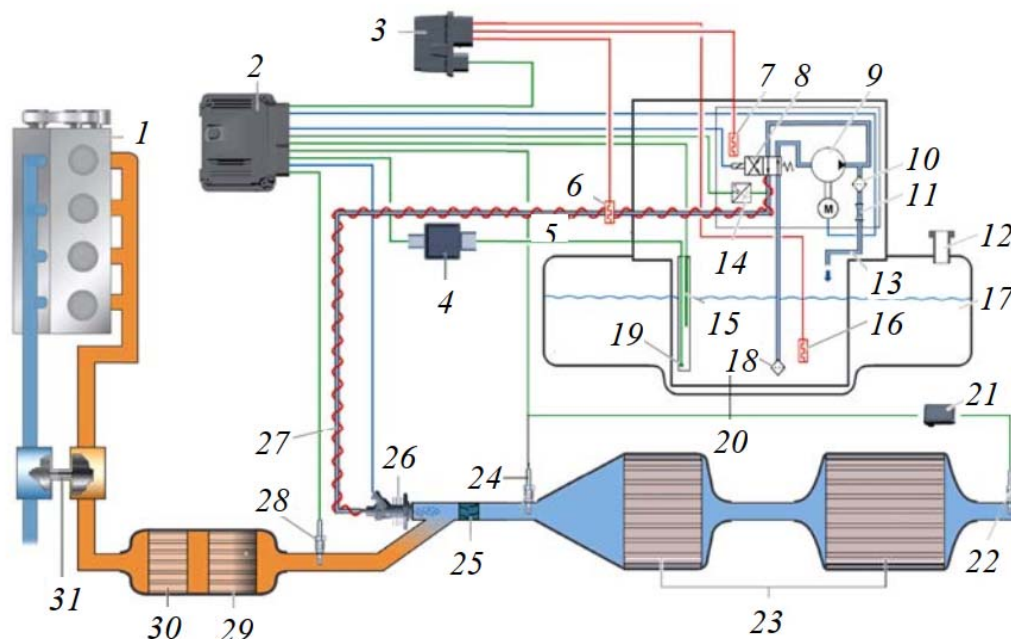
Применение системы SCR позволяет уменьшить количество оксидов азота в выхлопе дизельных двигателей до 90 %. Однако работа этой системы сопряжено с использованием дополнительного расходного материала.

Для решения экологических проблем необходимо широко использовать системный подход, который построен на интеграции физических и химический процессов с математическим и компьютерным моделированием.

2. Изложение:

Система SCR (Selective Catalytic Reduction) - построена на принципе разложения вредных оксидов азота в безвредные вещества - азот и воду. Для этого в выхлопную систему автомобиля впрыскивается вещество на основе аммиака (см. фиг. 1 поз. 26). Как правило, это водный раствор мочевины, известный под торговой маркировкой - AdBlue.

На автомобиле реагент сохраняется в специальном баке (см. фиг. 1 поз. 17), а в процессе эксплуатации раствор мочевины постепенно расходуется. К сожалению, отсутствуют нормативные значения расхода AdBlue во время эксплуатации автомобиля [3]. Производители считают, что расход AdBlue составит 4 ... 5 % от расхода топлива в случае соответствия стандарту Евро-4 и 6 % для Евро-5 [4]. В нормативах [5] установлены норме расхода жидкости AdBlue для нескольких транспортных средств, преимущественно для грузовых автомобилей, но это не охватывает весь современный марочный состав.



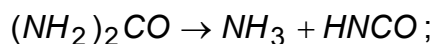
Фиг. 1. Схема системы очистки ОГ дизельных двигателей по принципу SCR [2]: 1 – двигатель; 2 – блок управления двигателем; 3 – блок управления системой подогрева мочевины; 4 – модуль оценки уровня мочевины; 5 – спираль нагревательного элемента; 6 – нагревательный элемент трубопровода мочевины; 7 – нагревательный элемент насоса мочевины; 8 – клапан обратной перекачки мочевины; 9 – насос мочевины; 10 – фильтр; 11 – дроссель; 12 – патрубок заливной горловины; 13 – обратная магистраль; 14 – датчик давления системы дозирования мочевины; 15 – датчик уровня мочевины; 16 – нагревательный элемент бака мочевины; 17 – бак с раствором мочевины; 18 – фильтр; 19 – датчик температуры мочевины; 20 – стакан подогревателя; 21 – блок управления датчика 2 NOx; 22 – выходной датчик NOx; 23 – восстановительный катализатор; 24 – входной датчик NOx; 25 – микшер; 26 – форсунка мочевины; 27 – трубопровод мочевины; 28 – датчик температуры ОГ; 29 – сажевый фильтр; 30 – окислительный (каталитический) катализатор; 31 – турбонагнетатель

Цель данного исследования - разработать математическую модель определения необходимого количества вещества, содержащего аммиак и используемого для восстановления оксида азота, находящегося в отработанных газах автотранспортного средства.

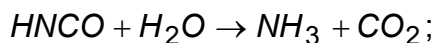
Рассмотрим процессы, которые происходят во время нейтрализации отработанных газов в системе SCR. Условно весь процесс состоит из трех стадий: термолитиза, гидролиз и каталитической нейтрализации.

Химические процессы протекают следующим образом:

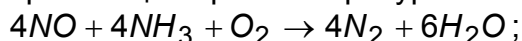
- термолитиз:



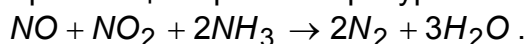
- гидролиз:



- каталитическая нейтрализация при температуре свыше 250 °C:



- каталитическая нейтрализация при температуре 170...300 °C:



Для нейтрализации выбросов NOx (NO, NO₂) примерно нужно применить 1/2 мочевины (по массе). Молекулярная масса оксида азота (NO) составляет 30 г/моль. Молекулярная масса мочевины ((NH₂)₂CO) составляет 60 г/моль. С учетом отношений молекулярных масс оксида азота и мочевины, для нейтрализации 1 кг NO нужно использовать 1 кг мочевины.

AdBlue - это водный раствор, состоящий из 32,5 % высокоочищенной мочевины и 67,5 % деминерализованной воды (по весу). Плотность мочевины составляет 1,32 г/см³. Плотность жидкости AdBlue при температуре 20 °C - 1,087 ... 1,093 г/см³.

Тогда на нейтрализацию 1 кг NO нужно применить 2,82 л вещества AdBlue.

Для определения количества выбросов вредных веществ NO_x можно воспользоваться формулой [6]:

$$Q'_{NO} = 0.0548 \cdot M_X \cdot \rho_T \cdot (A_2 + B_2 \cdot N_1 + C_2 \cdot N_1^2) \cdot Q \cdot \alpha \quad \text{г/км}, \quad (2)$$

где M_X - молекулярная масса вредного вещества, г/моль; ρ_T - плотность топлива, г/см³; A_2 , B_2 , C_2 - постоянные коэффициенты, зависящие от типа установленного на автомобиле двигателя и вида вредного вещества; N_1 - процент использования мощности, %; Q - расход топлива, л/100 км; α - коэффициент избытка воздуха.

Для определения расхода топлива воспользуемся методикой [7].

$$Q = \frac{100 \cdot K_{ш} \cdot M_a}{H_H \cdot \rho_m \cdot \eta_a} \quad \text{л/100 км}. \quad (3)$$

где $K_{ш}$ - шум ускорения, м/с², M_a - масса автомобиля, кг; η_a - КПД автомобиля; H_H - низшая теплота сгорания, кДж/кг.

Шум ускорения вычисляется по формуле

$$K_{ш} = (g \cdot i + 0,077 \cdot kF \cdot V_a^2 / M_a) \quad \text{м/с}^2. \quad (4)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с²; i - уклон дороги; kF - фактор обтекаемости, Н·с²/м²; V_a - средняя техническая скорость движения автомобиля, км/ч; M_a - масса автомобиля, кг.

Для выбросов оксидов азота NO_x принимаем следующие значения молекулярной массы M_X и коэффициентов A_2 , B_2 , C_2 [8]: $M_X = 30$ г/моль, $A_2 = 0.02$, $B_2 = 2.3 \cdot 10^{-3}$, $C_2 = -4 \cdot 10^{-6}$.

Коэффициент избытка воздуха определяется по следующей упрощенной формуле:

$$\alpha = a_1 + b_1 \cdot N_1, \quad (5)$$

где a_1 и b_1 - эмпирические коэффициенты, зависящие от типа установленного на автомобиль двигателя. Для автомобилей с дизельным двигателем: $a_1 = 5$, $b_1 = -0.035$.

Тогда

$$\alpha = 5 - 0.035 \cdot N_1. \quad (6)$$

Процент использования мощности можно рассчитать так

$$N_1 = \frac{100 \cdot (G_a \cdot \psi \cdot V_a + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^3)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{тр}} \quad \%, \quad (7)$$

где $N_{e\max}$ - максимальная мощность двигателя автомобиля, кВт; G_a - вес автомобиля, Н; $\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии; ψ - коэффициент суммарного дорожного сопротивления движению автомобиля.

Значение КПД автомобиля рассчитываются по методике [9]. Для упрощения расчетов в диапазоне скоростей от 40 ... 70 км/ч можно КПД автомобиля принимать величиной постоянной.

Проведем расчеты жидкости на примере автобуса IVECO Crossway Line. Для этого автомобиля принимаем такие технические данные [10]: $G_a = 118455$ Н; $M_a = 12075$ кг; $\eta_{тр} = 0.9$; $kF = 6.133$ Н·с²/м²; $V_a = 50$ км/год.; $\psi = 0.02$; $i = 0.01$; $N_{e\max} = 265$ кВт; $H_H = 43000$ кДж/кг; $\rho_T = 0.825$ г/см³.

По формуле (7) определяем процент использования мощности

$$N_1 = \frac{100 \cdot (118455 \cdot 0.02 \cdot 50 + 0.077 \cdot 6.133 \cdot 50^3)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot 265 \cdot 0.9} = 20.67 \quad \%.$$

По формуле (6) рассчитываем коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha = 5 - 0.035 \cdot 20.67 = 4.28.$$

По формуле (4) определяем шум ускорения

$$K_{\text{ш}} = (9.81 \cdot 0.01 + 0.077 \cdot 6.133 \cdot 50^2 / 112075) = 0.196 \text{ м/с}^2.$$

По формуле (3) определяем расход топлива

$$Q = \frac{100 \cdot 0.196 \cdot 12075}{43000 \cdot 0.825 \cdot 0.2} = 33.4 \text{ л/100 км.}$$

По формуле (2) на 100 км пути в отработанных газах автомобиля образуются следующее количество оксидов азота NOx:

$$Q' = 0.00548 \cdot 30 \cdot 0.825 \cdot (0.02 + 2.3 \cdot 10^{-3} \cdot 20.67 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot 20.67^2) \cdot 33.4 \cdot 4.28 = 1.28 \text{ кг/100 км.}$$

Поскольку нейтрализация окислов азота не происходит на холостом режиме работы двигателя внутреннего сгорания, а также на режимах, коли отработанные газы не достигли необходимую температуру, то уменьшим расчеты на 50 %.

Определяем расход вещества AdBlue по формуле

$$H_{\text{AdBlue}} = 1.41 \cdot Q'_{\text{NO}} = 1.41 \cdot 1.28 = 1.8 \text{ л/100 км.}$$

Предложено принять норму расхода вещества AdBlue - $H_{\text{AdBlue}} = 1.8 \text{ л/100 км.}$

Для автобуса IVECO Crossway Line по формулам (2), (5) и (7) получим зависимость расхода вещества AdBlue от расхода топлива:

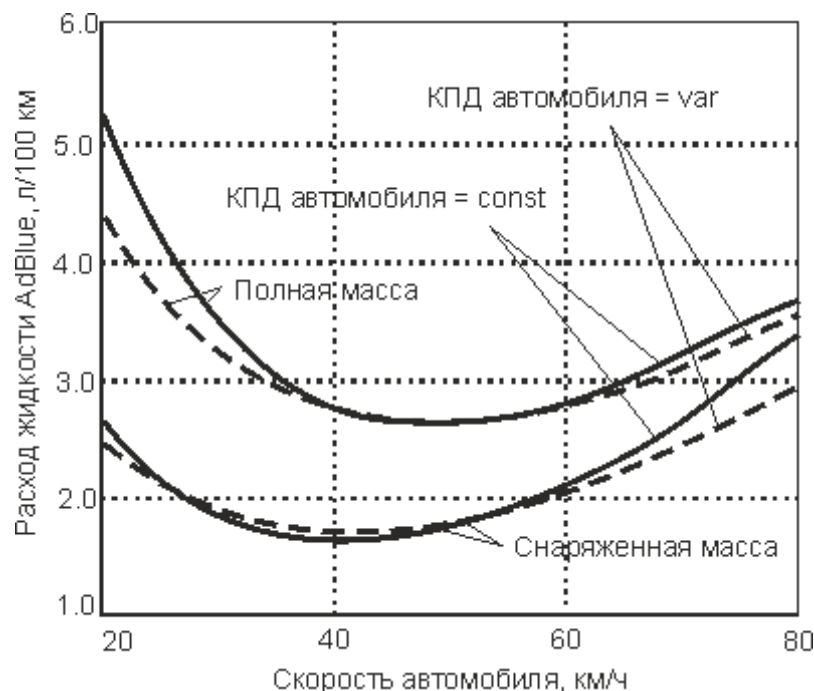
$$H_{\text{AdBlue}} = 0.054 \cdot Q. \quad (6)$$

Согласно рекомендациям [4] для автомобилей, соответствующих нормам токсичности Евро-5, расход вещества AdBlue составляет 6 % от расхода топлива. тогда $H_{\text{AdBlue}} = 0.06 \cdot Q = 0.06 \cdot 33.4 = 2.0 \text{ л/100 км.}$ Погрешность составила 10 %.

Для загруженного IVECO Crossway Line полная масса составит $M_a = 19300 \text{ кг.}$ Тогда $N_1 = 28.9 \%$, $\alpha = 3.99$; $K_{\text{ш}} = 0.159 \text{ м/с}^2$; $Q = 43.2 \text{ л/100 км}$; $Q' = 1.95 \text{ кг/100 км}$. Расход вещества AdBlue $H_{\text{AdBlue}} = 2.75 \text{ л/100 км}$. Упрощенная формула: $H_{\text{AdBlue}} = 0.064 \cdot Q$.

В пределах скорости автомобиля от 30 до 60 км/ч. колебания количества оксида азота в отработавших газах (г/км) не превышает 10 %.

На фиг. 2 приведена графическая зависимость расхода жидкости AdBlue для автобуса IVECO Crossway Line при различной скорости движения и степени загрузки.



Фиг. 2. Расход жидкости AdBlue автобуса IVECO Crossway Line

На фиг. 2 сплошной линии обозначен упрощенный метод расчета расхода AdBlue при постоянном КПД автомобиля, а пунктирной - когда КПД определялся по методике [9].

В табл. 1 приведены расчетные значения расхода жидкости AdBlue некоторых моделей автомобилей.

Таблица 1. Расчет расхода жидкости для различных автомобилей

Наименование автомобиля	Характеристика	Расход жидкости, л/100 км
MAZ-5550	Самосвал, ЯМЗ-5363, 6.6л, 202 kW	1,3
FORD TRANSIT	Автобус, Duratorq TDCi, 2.2 л, 99 kW	0,6
IVECO Crossway Line	Автобус, Iveco F2CF Cursor 9, 8.7л, 265 kW	1,8
DAF XF 105.460	Тягач, PACCAR MX, 12.9л, 340 kW	0.8

Точность расчетов можно повысить путем моделирования работы системы управления SCR в зависимости от содержания оксида азота в отработавших газах и температуры каталитического нейтрализатора. Также повысить точность расчетов возможно путем созданием более точной методики расчета содержания вредных веществ в отработанных газах автомобиля на различных режимах его движения.

3. Заключение:

Необходимо совершенствовать методику нормирования горюче-смазочных материалов на автомобильном транспорте путем внедрения нормативных значений жидкости AdBlue для дизельных транспортных средств.

Расчетным методом по приведенной математической модели возможно приблизительно рассчитать потребление раствора мочевины с учетом нормирования расхода топлива, скорости и мощности автомобиля. Например, норма расхода жидкости AdBlue для автобуса IVECO Crossway Line составляет 1,8 л/100 км

Литература:

1. Müller F. Ecological indicators: Theoretical fundamentals of consistent applications in environmental management. Ecological Indicators, Vol. 6, Issue 1, 1-5.
2. Sistemy snizhenija toksichnosti otrabotavshih gazov legkovyh avtomobilej. URI: <https://extxe.com/13897/sistemy-snizhenija-toksichnosti-otrabotavshih-gazov-legkovyh-avtomobilej/>
3. Normy rashoda topliva i smazochnyh materialov na avtomobil'nom transporte. Kyiv, Mintrans Ukrainy. 0-45.
4. Technologie. Blue Solution. URI: <http://www.bluesolution.pl/technologie>
5. Rasporjazhenie Mintransa Rossii ot 14.05.2014 N NA-50-r "O vnesenii izmenenij v Metodicheskie rekomendacii "Normy rashoda topliv i smazochnyh materialov na avtomobil'nom transporte", vvedennye v dejstvie rasporjazheniem Ministerstva transporta Rossijskoj Federacii ot 14 marta 2008 g. N AM-23-r", URI: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_163082/
6. Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). Har'kov, RIO HGADTU, 0-468.
7. Govorushchenko N.Ya., Krivoschapov S.I. Novaya metodika normirovaniya raskhoda topliva transportnykh mashin (metod chetyreh KPD). Avtomobil'nyy transport. Vol. 15, 32-36
8. Govorushhenko N.Ja. Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte. Moskva, Transport, 0-135.
9. Kryvoschapov S.I. Rozrobka metodyky ta algorytmu zagal'nogo diagnostuvannja avtomobiliv za zminoju koeficijenta korysnoi' dii', HDADTU, 0-20.
10. Ponizovkin A.N., Vlasko Ju.M., Ljalikov M.B. Kratkij avtomobil'nyj spravocnik. Moscow, AO «TANSKOSALTING», NIIAT, 0-779.

За контакти: PhD. in Technical Science, Associate Professor, Sergy Krivoschapov, Kharkov National Automobile and Highway University, Department of "Technical operation and service vehicles behalf of prof. Govorushchenko N.Ya.", Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, +380577073768, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua.

Докладът е рецензиран.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ДОРОЖНОГО И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЙ ПО ВЫБЕГУ АВТОМОБИЛЯ

Игорь Мармут, Эрнест Рабинович, Михаил Буравцев,
Дмитрий Кушнир, Константин Здебский

METHODS OF ROLLING AND AIR RESISTANCE ESTIMATION BY CAR COASTING PARAMETERS

Igor Marmut¹, Ernest Rabinovich², Mikhail Buravtsev³, Dmitriy Kushnir⁴,
Constantin Zdebsky⁵

Abstract. The total resistance to movement can be divided into components using the two-speed coasting method, the stabilisation method and the method of equal velocity points (EVP). Comparison of the VAZ-21115 coasting calculation results with the published data confirmed the acceptability of the methods. Calculation for ZAZ Lanos has given $C_d=0,335...0,36$ (in different publications $0,33...0,405$). The EVP method has the best possibilities.

Keywords: coasting, simple means, C_d , C_{rr} , VAZ-2115, ZAZ Lanos

1. Введение:

Постоянное совершенствование автомобилей, шин и смазочных материалов вынуждает возвращаться к экспериментальной оценке сопротивлений, поэтому исследования методов и средств такой оценки важны и актуальны. Принято считать, что наиболее точны измерения на лабораторных установках – шинных стендах, в аэродинамических трубах (АДТ), – но последнее слово всегда остается за дорожными испытаниями. Сумму сопротивлений оценивают умножением измеренных замедлений выбега j на приведенную массу автомобиля δm , где δ – коэффициент учета вращающихся масс. Сложнее разделить суммарные сопротивления на составляющие и получить коэффициенты сопротивления воздуха C_x и сопротивления качению f .

2. Изложение:

Методы оценки сопротивлений движению по выбегу автомобиля рассмотрены, например, в [1]. Остановимся на некоторых из них, реализуемых без специального оборудования силами пользователя. В [2] описан такой метод: «автомобиль массой m с лобовой площадью F движется накатом на нейтральной передаче в условиях безветрия по ровной дороге. Для скоростей движения v_1 и v_2 ($v_1 > v_2$) замеряют замедления j_1 и j_2 » (в км/ч/с) и рассчитывают значения коэффициентов аэродинамического сопротивления C_x и сопротивления качению (КСК) ψ по формулам

$$C_x = \frac{6m \cdot (j_1 - j_2)}{F \cdot (v_1^2 - v_2^2)}; \quad \psi = \frac{283 \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2) \cdot 10^3}. \quad (1)$$

Метод рекомендован для скоростей до 100 км/ч, когда сопротивление качению предлагается считать постоянным. В работе [3] предложено проводить замеры и на скоростях выше 100 км/ч, а в модель ввести коэффициент K_v – ожидаемое увеличение КСК при переходе от меньшей скорости к большей:

$$K_v = \frac{A \cdot v_1^2 - B \cdot v_1 + C}{A \cdot v_2^2 - B \cdot v_2 + C}; \quad (2)$$

где A , B , C – коэффициенты аппроксимации гипотетических зависимостей КСК от скорости для разных типов шин (табл. 1).

Таблица 1. Коэффициенты гипотетических уравнений зависимости КСК от скорости для разных шин с учетом места в поле возможных значений КСК

шины	место	A	B	C	Примечание:
HV	нижн.	1,24762E-07	- 3,07143E-06	1,25095E-02	Верхнее и нижнее уравнения получены аппроксимацией кривых, огибающих поле возможных значений $f(v)$ по [2], остальные – пропорциональным делением высоты полей (при допущении, что отдельные кривые зависимостей идут внутри поля не хаотично, а правильным веером).
	0,2	1,13333E-07	5,85714E-07	1,28095E-02	
	0,4	1,01905E-07	4,24286E-06	1,31095E-02	
	средн	9,61905E-08	6,05714E-06	1,32613E-02	
	0,6	9,04762E-08	7,90000E-06	1,34095E-02	
	0,8	7,90476E-08	1,15571E-05	1,37095E-02	
	верхн.	6,76190E-08	1,52143E-05	1,40095E-02	
ST	нижн.	1,40190E-07	-4,40000E-06	1,13338E-02	
	0,2	1,74400E-07	-6,02857E-06	1,17871E-02	
	0,4	2,08610E-07	-7,65714E-06	1,22405E-02	
	средн	2,25714E-07	-8,47143E-06	1,24671E-02	
	0,6	2,42819E-07	-9,28571E-06	1,26938E-02	
	0,8	2,77029E-07	-1,09143E-05	1,31471E-02	
	верхн.	3,11238E-07	-1,25429E-05	1,36005E-02	
ECO	нижн.	1,55429E-07	-1,05143E-05	8,56857E-03	
	0,2	1,51467E-07	-9,92000E-06	9,35162E-03	
	0,4	1,47505E-07	-9,32571E-06	1,01347E-02	
	средн	1,45524E-07	-9,02857E-06	1,05262E-02	
	0,6	1,43543E-07	-8,73143E-06	1,09177E-02	
	0,8	1,39581E-07	-8,13714E-06	1,17008E-02	
	верхн.	1,35619E-07	-7,54286E-06	1,24838E-02	

Кроме того, в модель введена фактическая плотность воздуха ρ (кг/м³), а скорости выражены в системной единице м/с. Расчетные формулы при этом приняли вид

$$C_x = \frac{2 \cdot \beta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_V)}{F \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_V)}; \quad \psi = \frac{\beta \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{g \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_V)} \quad (3)$$

Реальные значения коэффициентов расчет дает при $v_1=113...123$ км/ч=31...34 м/с, $v_2=27...49$ км/ч = 7...14 м/с. Будем называть этот метод «В2С» – выбег с двух скоростей. Его достоинства: несложная реализация, универсальность, приемлемая точность. Недостатки: необходимость измерений уклона, скорости и направления ветра с точной синхронизацией этих измерений с движением автомобиля; неоднозначность результата (расчет дает массив возможных значений C_x и КСК в зависимости от выбранного показателя «место»); чувствительность к выбору пары скоростей v_1 и v_2 .

Часто тесты проводят на негоризонтальной дороге. Это создает дополнительные сложности – надо получить значения уклонов в конкретных местах на дороге, – но и дает новые возможности. При свободном скатывании автомобиля с уклона i скорость к концу процесса стабилизируется; например, вблизи $v=30...35$ км/ч. Скатывающая сила $P_i = mgi$ уравновешивается сопротивлением воздуха $kF(v \pm w)^E$ (скорости автомобиля v и ветра w – в м/с), сопротивлением качению mgf и потерями холостого хода трансмиссии P_{xx} :

$$mgi - mgf - P_{xx} - kF(v \pm w)^E - ma = 0; \quad kF = \frac{mg(i - f) - P_{xx} - ma}{(v \pm w)^E} \quad \text{или} \quad f = i - \frac{P_{xx} + kF(v \pm w)^E + ma}{mg} \quad (4)$$

Силу инерции ma можно исключить, если ускорение $a \cong 0$. Знак плюс в скобках относится к случаю встречного ветра, минус – попутного.

Вычислить kF и f независимо друг от друга невозможно. Но если известен фактор обтекаемости kF и скорость ветра w , можно вычислить уклон i :

$$i = f + \frac{P_{xx} + kF(v \pm w)^E + ma}{mg} \quad (5)$$

Обычно данных об уклоне нет. Один из негеодезических методов его определения предложен в [4]. Он основан на подборе таких точек на мерном участке дороги, которые автомобиль проходит с одинаковой по модулю скоростью при движении по уклону накатом вверх и вниз (точек одинаковых скоростей, ТОС).

Для сопоставления описанных методов разделения сопротивлений взяты данные теста автомобиля ВАЗ-2115: $F=1,874 \text{ м}^2$; масса с испытателями 1460 кг. Шины Matador Stella 2 175/70 R13 82T M16, приведенная масса четырех колес и ведомой части трансмиссии 33 кг. Грузоподъемность шины при давлении 1,9 bar – 380 кг. Коэффициент использования грузоподъемности шин по [5]: $1,3-0,3 \cdot 4 \cdot 380/1460 = 0,965$. Плотность воздуха $\rho=1,19 \text{ кг/м}^3$. Направление ветра – от С до В, т. е. от 0 до 90°, скорость на уровне 0,8...0,9 м по замеру анемометром $w=2,4 \text{ м/с}$. При среднем угле 45° $v_w=2,4 \cdot 0,7=1,7 \text{ м/с}$.

Таблица 2. Расчет коэффициентов сопротивления движению автомобиля ВАЗ-2115 методом выбега с двух скоростей

Плотность воздуха ρ	1,19	1,19	1,19
v_1 , км/ч	119,2	103,43	89,16
j_1 м/с ²	0,7278	0,5787	0,5365
E_1	1,9812	1,9900	2,0108
Широта 1 минус 49,9°	0,05306	0,05143	0,05002
Уклон gr 1	0,0177	0,0186	0,0205
$j_g=9,81 \cdot \text{gr}/\beta$	0,1698	0,1784	0,1967
w_1 , м/с	1,7	1,7	1,7
j_w	-0,01857	-0,00744	0,00542
j_{xx}	0,04111	0,03537	0,03307
j_1-j-j	0,5355	0,3723	0,3013
v_2 ср, км/ч	27	27	27
j_2 м/с ²	0,3388	0,3441	0,3475
E_2	2,13	2,13	2,13
Широта 2 минус 49,9°	0,04969	0,04969	0,04969
Уклон gr 2	0,0201	0,0201	0,0201
$j_g=9,81 \cdot \text{gr}/\beta$	0,1928	0,1928	0,1928
w_2 , м/с	1,7	1,7	1,7
j_w	-0,0081	-0,0081	-0,0081
j_{xx}	0,0411	0,0387	0,0362
j_2-j-j	0,1129	0,1207	0,1266
K_v нижн/верх	1,1340/1,09150	1,0888/1,0626	1,0558/1,0412
	0		
K_v средн.	1,108698	1,07322	1,04712
C_x нижн/верх	0,6088/0,6134	0,4650/0,4695	0,4062/0,4098
C_x средн	0,61154	0,46770	0,40834
f нижн/верх	0,00768/0,0076	0,00945/0,00942	0,01046/0,01044
	5		
f средн	0,007663	0,009433	0,010449

Результаты расчета зависят от точности измерений, от выбора скоростей v_1 и v_2 , значений уклона, скорости ветра, P_{xx} и K_v – то есть, от опыта и интуиции исследователя.

Продувка в аэродинамической трубе (АДТ) НИЦИАМТ дала $C_x=0,429$ [6]. Ближе других к этому значению результаты, полученные для пары скоростей 103 и 27 км/ч: C_x от 0,4650 до 0,4695 со средним 0,4677. Это выше опубликованного на 8,4...9,4 %, что укладывается в обычный диапазон 3...13% [7].

Метод стабилизации проверялся по трем скатываниям того же автомобиля на той же дороге.

Таблица 3. Данные участков стабилизации скорости скатывания

Время замера	Широта -49,9	Уклон (мин.-ср.-макс.)	Скорость средняя, км/ч	Замедление среднее, м/с ²
37:55 – 38:12	0,06020 – 0,06172	0,01322 – 0,01923 - 0,02678	37,137	-0,00102
44:46 - 45:06	0,05744 - 0,05926	0,01300 – 0,01309 - 0,01316	37,735	-0,00104
08:30 - 08:35	0,06062 – 0,06107	0,01216 – 0,01436 - 0,01444	37,230	-0,0035
Средние		0,01577	37,367	-0,00185

Для расчетов было принято опубликованное значение $C_x=0,429$. КСК при этом составил 0,00816.

Если зависимость расчетного уклона от kF и w умеренная, можно решить задачу без данных об уклоне: принять предварительные значения kF и f по литературным данным, а w – по данным метеостанций (введя поправки на высоту и направление ветра относительно дороги), вычислить уклон, а затем и КСК либо kF .

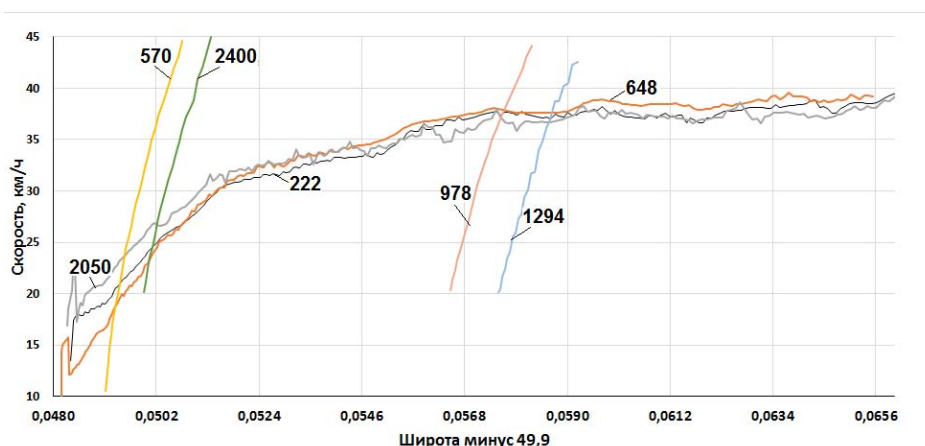
В табл. 4 представлены расчетные значения уклона дороги при разных сочетаниях kF и w . Пределы диапазона факторов выбраны нами максимально широкие для этого автомобиля, шин и дороги. КСК=0,00816 для всех вариантов.

Таблица 4. Расчетные значения уклона дороги (промилле) при разных kF и w

Сх	kF	Скорость ветра (вдоль дороги на уровне 0,8...0,9 м), м/с									средние m, ‰	СКО σ, ‰
		0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3		
0,37	0,44473	14,53	14,67	14,81	14,96	15,10	15,25	15,40	15,56	15,71	15,111	0,40
0,39	0,46877	14,74	14,89	15,03	15,19	15,34	15,50	15,66	15,82	15,98	15,349	0,43
0,41	0,49281	14,94	15,10	15,26	15,41	15,58	15,74	15,91	16,08	16,25	15,586	0,45
0,43	0,51685	15,15	15,31	15,48	15,64	15,81	15,99	16,16	16,34	16,52	15,823	0,47
0,45	0,54089	15,36	15,53	15,70	15,87	16,05	16,23	16,42	16,60	16,79	16,061	0,49
0,47	0,56493	15,56	15,74	15,92	16,10	16,29	16,48	16,67	16,86	17,06	16,298	0,51
0,49	0,58897	15,77	15,95	16,14	16,33	16,52	16,72	16,92	17,13	17,33	16,535	0,54
								σ	0,51	m	15,823	

К сожалению, даже если ограничить диапазон минимальными отклонениями от среднего ($15,99 \pm 0,4$ ‰), расчет дает значение C_x от 0,41 до 0,48, что слишком грубо.

Метод ТОС. Точки одинаковых скоростей (ТОС) находились на пересечении кривых скатывания по уклону и выбега в обратном направлении минус $49,9^\circ$. (фиг.1). Числа в имени кривых – время в секундах от начала записи трека (столбец А в треке), точки – сочетанием имен выбега и скатывания (например, 478_702). Сокращение БА – по барометрическому альтиметру. Данные выбранных для примера точек – см. табл. 5.



Фиг. 1. Поиск точек одинаковых скоростей в тестах ВА3-2115

Составим систему, где первое уравнение описывает движение автомобиля вниз по уклону (индекс dn , от англ. down), второе – вверх (индекс up). За время, разделяющее процессы выбега и скатывания, могла измениться скорость ветра и масса автомобиля.

$$\begin{cases} m_{dn}gi - kF(v \pm w_{dn})^2 - P_{xx} - m_{dn}gf - \delta m_{dn}j_{dn} = 0; \\ -m_{up}gi - kF(v \mp w_{up})^2 - P_{xx} - m_{up}gf - \delta m_{up}j_{up} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

где "+" в двойных знаках означает встречный ветер, "-" – попутный.

Введем коэффициент соотношения масс в двух режимах: $K_m = m_{dn} / m_{up}$; $m_{up} \cdot K_m = m_{dn}$. Умножим второе уравнение на K_m и вычтем его из первого: При этом исчезнут некоторые члены, что даст возможность найти искомый фактор обтекаемости kF , а потом, подставив его в любое исходное уравнение, и f .

$$2m_{dn}gi - kF \cdot \left[(v \pm w_{dn})^2 - K_m (v \mp w_{up})^2 \right] - P_{xx}(1 - K_m) - \delta m_{dn}(j_{dn} - j_{up}) = 0;$$

$$kF = \frac{2mgi - \delta m(j_{dn} - j_{up})}{\pm 4vw}; \quad f = \frac{m_{dn}gi - kF(v \pm w_{dn})^2 - P_{xx} - \delta m_{dn}j_{dn}}{m_{dn}g}. \quad (7)$$

Но эти формулы бесполезны, если нет данных о продольном профиле, т.е. значениях уклона в нужных точках.

Таблица 5. Примеры точек одинаковых скоростей

Точка	j выб	j скат	V, км/ч	Широта -49,9	Уклон БА	Уклон ТОС	f ТОС	Сх БА / w, м/с
570_2050	-0,2893	0,0716	24,02	0,049593	0,02025	0,01968	0,007589	0,429/2,88
978_222	-0,2602	-0,0008	37,58	0,057615	0,01613	0,01484	0,006866	0,445/3,30
1294_2050	-0,2874	-0,0042	37,22	0,058635	0,01657	0,01791	0,010554	0,429/1,78

Результаты расчета сильно зависят от уклона и скорости ветра (столбец Сх БА / w). И наоборот, расчетные уклоны мало зависят от Сх и w (табл. 4) и достаточно близки к измеренным БА (расхождение менее 1,5 ‰). Это дает возможность даже при отсутствии информации вычислить значение уклона и использовать в дальнейших расчетах.

Все значения показателей по ТОС в табл. 5 рассчитаны при Сх=0,429 и w=1,7 м/с. Среднее значение f по табл. 5 составляет 0,00834, что достаточно близко к 0,00816 по методу стабилизации (2,2 %).

Итак, эксперименты показали доступность рассмотренных методов для реализации и позволили оценить предполагаемую точность. Применим эти методы для определения показателей тестового экземпляра Lanos.

Показатели ZAZ Lanos: $F=2,07 \text{ м}^2$ (определена фотоспособом с коррекцией перспективных искажений), Сх=0,33...0,405 (разные источники). Масса 1410 кг. Шины TOYO PROXES T1R 195/50 R15 82V, сопротивление качению по категории F ($f=0,0106...0,012$). Коэффициент $\beta=1,02591$. Грузоподъемность передней шины при давлении 2,2 bar – 430 кг, задней при давлении 2,1 bar – 415 кг. Средний коэффициент использования грузоподъемности шин: $1,3-0,3 \cdot 2 \cdot (430+415)/1410 = 0,94$.

Плотность воздуха $1,2354 \text{ кг/м}^3$. Направление ветра – от С до В, т. е. в среднем 45° . Скорость на уровне 0,8...0,9 м по замеру чашечным анемометром – 2,04...2,26 м/с. При среднем азимуте дороги около 200° можно принять среднюю скорость ветра $w=1,968 \text{ м/с}$.

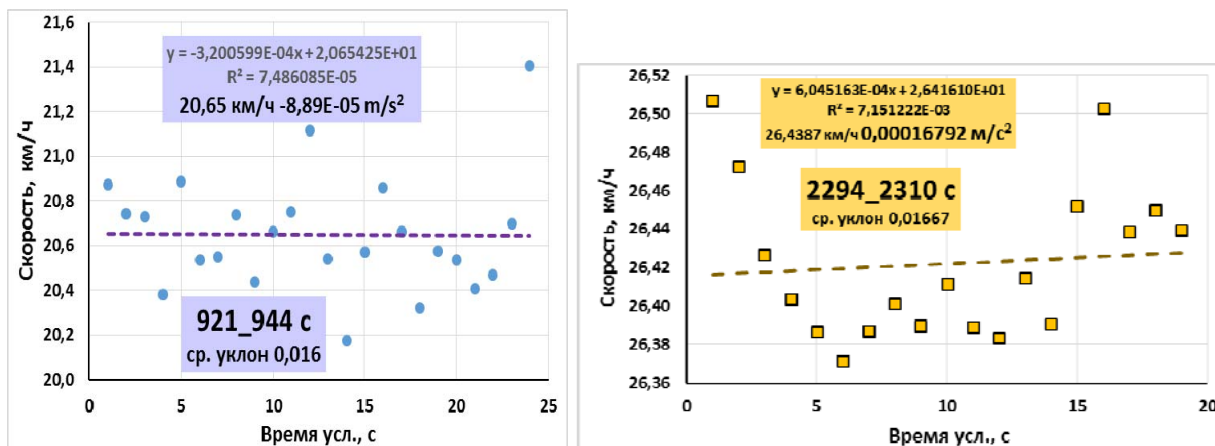
Таблица 6. Расчет коэффициентов сопротивлений методом В2С

v1 ср, км/ч	103,8	103,8	103,8
j1 m/s^2	0,5472	0,54717	0,54717
E1	1,98961	1,98961	1,98961
j gr=9,81*i/β	0,1562	0,1562	0,1562
jw	-0,0465	-0,0465	-0,0465
jxx	0,0571	0,0571	0,0571
j1-jj	0,3803	0,3803	0,3803
v2 ср, км/ч	27	30,7	33,2
j2 m/s^2	0,3397	0,3441	0,3475
E2	2,1579	2,21289	2,22191
j gr=9,81*i/β	0,1940	0,1948	0,1850
jw	-0,0129	-0,0176	-0,0200
jxx	0,0211	0,0229	0,0241
j2-jj	0,1375	0,1440	0,1584
Kv нижн/верх	1,08977 / 1,06326	1,09051 / 1,06317	1,0907 / 1,06293
Kv средн=	1,07397	1,07421	1,07414
Cx нижн/верх	0,3746 / 0,3792	0,3982 / 0,4026	0,3936 / 0,3985
Cx средн	0,3773	0,4008	0,3965
f нижн/верх	0,01108 / 0,01104	0,00947 / 0,00940	0,00978 / 0,00970
f средн	0,01105	0,00943	0,00973

Среднее значение $C_x=0,39156 \approx 0,392$ близко к значению $C_x=0,4$, полученному нами на горизонтальной дороге, и к 0,375 (по неофициальным данным АвтоЗАЗ). Средний КСК, скорректированный на полную загрузку шин $0,010069/0,94=0,010712$, лежит в поле категории F (0,0106...0,012).

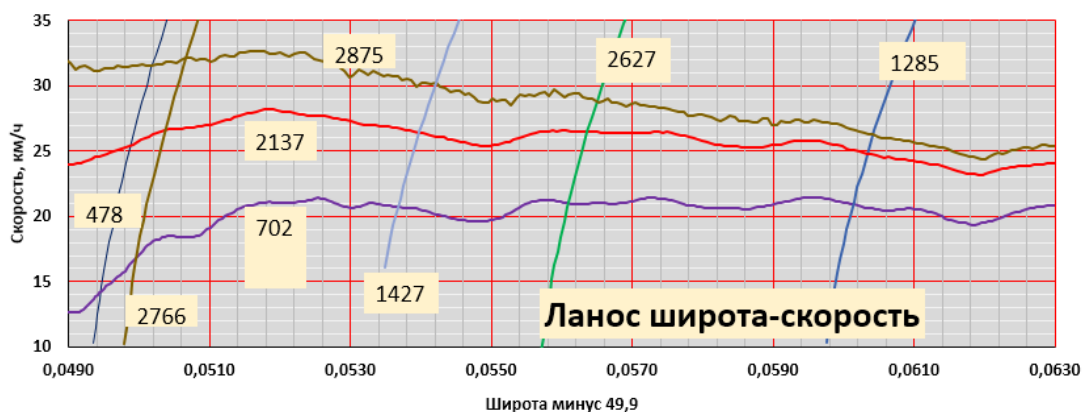
Метод стабилизации проверен по четырем участкам (два из них см. рис. 2). Из-за малой точности опытных данных решение в общем виде давало неприемлемые результаты ($f=0,0146, 0,0125, 0,0221, 0,0505$; $kF=-0,041, 0,623, -0,839, 2,611$).

Для числового решения среднее значение f из ряда $w=1,968$ м/с и $C_x=0,31...0,41$, подставляли в уравнение и вычисляли C_x . Результат считался удовлетворительным, если значение C_x оказывалось в пределах 0,33...0,41 (предельные опубликованные значения для продувки), а значение f , приведенное к полной загрузке – в пределах 0,0106...0,012 (категория F). Принят вариант скорости стабилизации 26,39 км/ч: при расчетных $f=0,01113...0,01199$ получен $C_x=0,36$ (с $E=2$ получено $C_x=0,36$ при $f=0,0123$).



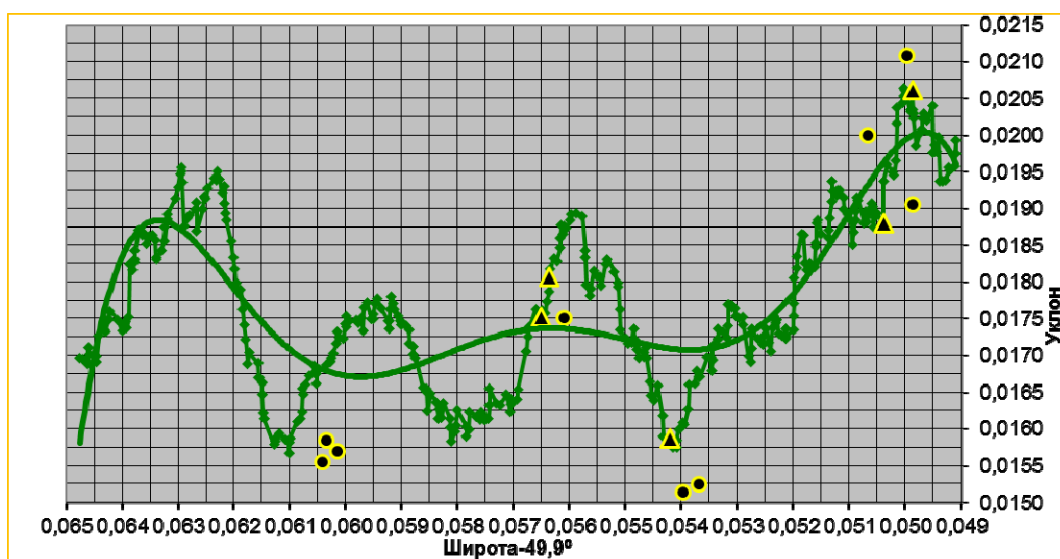
Фиг. 2. Примеры участков, где скорость скатывания близка к стабильной

Метод ТОС. Точки выбирали и обозначали как в случае ВАЗ-2115 (фиг. 3).



Фиг. 3. Поиск точек одинаковых скоростей в тестах ZAZ Lanos

По всем точкам пересечения вычислены значения широты, скорости и ускорений, по этим данным рассчитаны значения уклонов – фиг. 4.



Фиг. 4. Уклоны на мерном участке дороги, вычисленные по измерениям высоты барометрическим альтиметром (линия с точками) и по методу ТОС

В некоторых ТОС полученные расчетом значения уклонов практически совпали со значениями, вычисленными по показаниями барометрического альтиметра (БА) навигатора Garmin, они отмечены треугольными маркерами, остальные – круглыми. Это совпадение рассматривалось как критерий адекватности моделей, качества замеров и точности расчетов.

Значения kF в пяти совпадающих с БА точках варьировали от 0,353 до 0,732 со средним 0,4918. Соответствующие значения Sx , приведенные к уровню продувок в АДТ коэффициентом 1,075 – от 0,254 до 0,526 со средним 0,3536. Среднее значение f , приведенное к скорости 25,6 км/ч, составило 0,01251. При отсутствии данных о продольном профиле расчет по всем точкам дал бы среднее значение, $Sx=0,334$.

3. Заключение:

Опыты по выбегу автомобилей подтвердили возможность реализации силами пользователя описанных методов определения сопротивлений движению и разделения их на составляющие с приемлемой точностью. Для ZAZ Lanos получены тремя методами значения Sx от 0,35 до 0,39. Наиболее привлекателен метод ТОС, который позволяет самыми доступными средствами получить значения уклонов в отдельных точках по выбегу и скатыванию автомобиля, а далее Sx и f . Представляется полезным продолжить исследование метода ТОС – увеличить число точек, использовать автомобили разных моделей (желательно с известными значениями лобовой площади и Sx).

Литература:

1. Dorozhnoe diagnostirovanie legkovyh avtomobilej / [Rabinovich Je.H., Volkov V.P., Belogurov E.A. i dr.] ; pod red. Je.H. Rabinovicha. – Har'kov: Izd-vo HNADU, 2018. – 279 s.
2. BOSCH. Avtomobil'nyj spravocnik: Per. s angl. – 2-e izd., pererab. i dop. – M.: ZAO «KZhl «Za rulem», 2004. – 992 s.: il.
3. Rabinovich Je.H. Opredelenie soprotivlenij dvizheniju avtomobilja metodom odnokratnogo vybega / Rabinovich Je.H., Kemalov Z.Je., Sosnovyj A.V. // Avtomobil'nyj transport: Sb. nauch. trudov.–Har'kov, HNADU.-2008.– vyp. 22.–S. 46-48.
4. Ocenka uklona dorogi metodom skatyvanija avtomobilja / Jernest Rabinovich, Mihail Buravcev, Vladimir Zuev, Konstantin Zdebskij / Sb. EKOVARNA '2018. S. 148-155.
5. Reimpell J. The Automotive Chassis: Engineering Principles / Reimpell J., Stoll H., Betzler J. Translated from the German. Second English Edition. – Butterworth-Heinemann, 2001. Woburn MA (USA). 444 p.
6. Sravnenie aerodinamiki VAZ-2115 i VAZ-21099 ... – Avtorevju №22, 2000. <https://autoreview.ru/articles/.../22-2000-sravnenie-aerodinamiki-vaz-2115-i-vaz-210...>
7. Petrushov V.A. Avtomobili i avtopoezda: Novye tehnologii issledovanija soprotivlenij kachenija i vozduha. M.: Torus Press, 2008. 352 s.

За контакти:

¹ Igor Marmut, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: mia2005.62@ukr.net, tel.: +38-057-707-36-87.

² Ph. D., Senior Researcher, eng. Ernest Rabinovich. Retiree; 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. +38(067)5797220. erjara3@gmail.com.

³ eng. Mikhail Buravtsev, retiree; 61153 Харьков, просп. Юбилейный 32/186 кв 124 Kharkov Ukraine. +38(097)5423556 mikhail.buravtsev@gmail.com.

⁴ Student Dmitrij Kushnir. +38(067)9818440.

⁵ Student Constantin Zdebsky. +38(093)5256378.

ПРИМЕНЕНИЕ ОНТОЛОГИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ В РАЗНЫХ ОТРАСЛЯХ

Евгений Калашников, Вячеслав Павленко

APPLICATION OF ONTOLOGICAL MODELING IN DIFFERENT BRANCHES

Evgeny Kalashnikov, Viacheslav Pavlenko

Abstract. This paper considers a number of areas where ontologies can be used and are already being used. In medicine and aviation, ontology plays the role of a specialized knowledge base where knowledge is found and quickly accessible. In logistics, ontology facilitates the creation of logistic transportation routes and the planned use of warehouses. In biology, ontology is used to analyze the enrichment of gene descriptions with terms of gene ontology.

Keywords: ontology, medicine, logistics, aviation, program, classes.

Введение. В последние годы разработка онтологий - формальных явных описаний терминов предметной области и отношений между ними переходит из мира лабораторий и искусственного интеллекта на рабочие столы экспертов профессиональных областей. Во всемирной паутине, онтологии стали обычным явлением. Онтология может определять общий словарь для ученых, в котором они будут совместно использовать информацию в предметной области. Она включает машинно-интерпретированные формулировки основных понятий предметной области и отношения между ними.

Почему возникает потребность в разработке онтологии? Вот некоторые причины [1]:

- для совместного использования людьми или программными агентами общего понимания структуры информации;
- для возможности повторного использования знаний в предметной области;
- для того чтобы предположить в предметной области явными;
- для отделения знаний в предметной области от оперативных знаний;
- для анализа знаний в предметной области.

Совместное использование людьми или программными агентами общего понимания структуры информации является одной из наиболее общих целей разработки онтологий. Например, пусть, несколько различных веб-сайтов содержат информацию по медицине или предоставляют информацию о платных медицинских услугах, которые оплачиваются через Интернет. Если эти веб-сайты совместно используют и публикуют одну и ту же базовую онтологию терминов, которыми они все пользуются, то компьютерные агенты могут получать информацию из этих различных сайтов и накапливать ее. Агенты могут использовать накопленную информацию для ответов на запросы пользователей или как входные данные для других приложений.

Обеспечение возможности использования знаний предметной области стало одной из движущих сил недавнего всплеска в изучении онтологий. Например, для моделей многих различных предметных областей необходимо сформулировать понятие времени. Это представление включает понятие временных интервалов, моментов времени, относительных мер времени и т.п. Если одна группа ученых детально разработает такую онтологию, то другие могут просто повторно использовать ее в своих предметных областях.

Создание явных предположений в предметной области, лежащие в основе реализации, дает возможность легко изменить эти предположения при изменении наших знаний о предметной области. Отделение знаний предметной области от оперативных знаний - это еще один вариант общего применения онтологий. Мы можем описать задачу конфигурации продукта из его компонентов в соответствии с требуемой спецификацией и внедрить программу, которая делает эту конфигурацию независимой от продукта и самих

компонентов. После этого мы можем разработать онтологию компонентов и характеристик.

Изложение. Использование онтологий в медицине до недавних пор было главным образом сосредоточено на представлении и преобразовании медицинской терминологии [2]. Медики создали свои собственные специализированные языки и словари, которые помогают им правильно накапливать знания и иметь доступ к основным медицинским знаниям и информации, связанной с пациентом. Такая терминология, оптимизированная для обработки человеком, характеризуется значительным количеством скрытых знаний. С другой стороны, медицинские информационные системы однозначно должны уметь обращаться со сложными и подробными медицинскими понятиями (возможность быть запечатленными на разных языках). Очевидно, что это сложная задача, и она требует глубокого анализа структуры и понятий предметной области. Но оно может быть решено с помощью построения онтологий медицинской предметной области для представления систем медицинской терминологии.

Использование онтологий в медицине имеет определенные преимущества. Они могут помочь в разработке более мощных и интероперабельных информационных систем в данной области. Онтологии могут также облегчить органам здравоохранения передачу, повторное использование и распределение данных о пациентах. Также, они могут оказывать критерии, основанные на семантике, чтобы поддерживать различные статистические группы (множества) для различных целей. Возможно, самым главным плюсом онтологий для системы здравоохранения является их способность поддерживать необходимую интеграцию знаний и данных.

Компьютеризация медицинских технологических процессов является трудной задачей, поскольку информация о предоставляемых пациенту услуги, как правило, распределены между различными медицинскими учреждениями и подразделениями, значительная часть данных не структурирована и не формализована, лечебно-диагностические процессы сложные, а ценой ошибки является жизнь и здоровье человека.

Создания онтологии по диагностике заболеваний, где каждое заболевание представлено альтернативными симптомокомплексами, необходимыми условиями для этого заболевания, и может содержать детализацию соответствующего диагноза представлено в работе [3]. Симптомокомплекс заболевания состоит из комплекса жалоб и объективных исследований, комплекса лабораторных и инструментальных исследований и необходимых условий для симптомокомплекса. Роль применения симптомокомплекса большая в силу того, что позволяет объединить лечебно ценные признаки в «рамках» определенного условия. Необходимое условие для заболевания обозначает то обстоятельство, без которого заболевание не произошло бы, например укус клеща для клещевого энцефалита.

Примером следующей онтологии является диагностика заболеваний [4] в системе, которая предназначена для интеллектуальной поддержки прогностики, диагностики и лечения элементов заболевания, связанных с нарушением в организме человека баланса микро- и макроэлементов (ММЭ). Система позволяет диагностировать наличие у пациента элементов по имеющийся у него симптомам с использованием рентгенофлуоресцентного анализа волос. В качестве способа лечения элементарная система предлагает пациенту скорректировать питание и подбирает для него список необходимых и рекомендованных продуктов. Кроме того, она может использовать в качестве справочной системы и выдать информацию о ММЭ и их связи в организм человека, в содержания ММЭ в продуктах, а также в количестве калорий, уровня холестерина, содержание жиров и белков.

Увеличение эргономичности интерфейсного обеспечения, мощности баз данных и знаний в предметных областях (ПО), связанных с проектированием и производством авиационной техники (ППАТ), коллективов разработчиков информационных систем (ИС) требует согласования данных и знаний, циркулирующих как в самих системах, так и

находящиеся в неформализованном виде у пользователей. Построение ИС на основе онтологического анализа ПО и разработка семантических моделей этих областей как фундамента информационного и лингвистического обеспечения, существенно сокращает время на доведение разрабатываемых систем под новые задачи, повышает качество работ за счет согласованности данных, процедур и интерпретации результатов моделирования. Семантическая основа - это информационная модель ПО, обработанная с учетом анализа взаимосвязи терминов и понятий этой ПО и отношений между ними.

Семантические основы ИС для ППАТ учитывают:

- особенности и специфику решаемых задач многопользовательские;
- характер применения инструментариев;
- различный уровень компетенций и ответственности пользователей;
- сформирован понятийный аппарат.

Ниже приведен перечень особенностей создания фундаментальной онтологии машиностроительного предприятия [5]:

- определение о создаваемом онтологии;
- определение причин создания онтологии;
- рассмотрение вариантов повторного использования существующих онтологий;
- изучение ПО и определения масштаба создаваемой онтологии;
- определение предполагаемых сценариев использования;
- выбор онтологического редактора;
- для построения онтологий можно рекомендовать для использования онтологический редактор Protege;
- определение терминологической базы и методов ее расширения;
- определение ведущего типа отношений между сущностями;
- понятие в онтологии, представленной в виде тезауруса, организованные в таксономии.

Онтологический анализ позволяет формализовать процедуры выбора на этапе предварительного проектирования самолета; создавать базы данных самолетов и двигателей, отрабатывали сценарии проектирования; рассчитать модули и разрабатывать тезаурус предметной области, который позволят построить онтологию проектирования самолета, который может вобрать в себя накопленные в предметной области знания.

Масштаб онтологии в авиации можно расширить не только на создание самолетов или компонентов самолета, но и в общую авиационную деятельность, как это показано в научных исследованиях [6].

В настоящее время все более актуальной становится задача составления расписания для систем транспортной логистики. Перевозка груза по морю, по суше, по воздуху имеют общие принципы, но в то же время обладают достаточным количеством характерных особенностей, которые следует учитывать при планировании. Сложность построения таких раскладов по-ложится в учете ограничений и бизнес-правил, специфических для конкретной предметной области.

Отделение знаний предметной области от алгоритмов планирования позволяет реализовать универсальный инструмент для решения таких задач. Знание предметной области предлагается вынести в онтологию транспортной логистики.

Выделяют три уровня онтологий [7]:

1 уровень - общая онтология (метаонтология) - включает в себя описание общих понятий;

2 уровень - предметная онтология - формализованное описание предметной области, используется для формирования понятийных пространств предметной области или для уточнения метаонтологии;

3 уровень - онтология задач - специфическая онтология конкретной задачи, отражающий совокупностью сроков, задач и проблем.

Онтологии для задач транспортной логистики была реализована в перевозках грузов в Великобритании. Данная задача имеет следующие характерные особенности [8]:

- существует несколько базовых типов грузов и типов грузовиков, которые отличаются в основном емкостью и ограничениями на перевозимые грузы;
- грузовики делятся на грузовики с собственного парка компании и сторонних перевозчиков. Собственные грузовики в конце пути должны возвращаться на базу;
- для некоторых географических точек существуют ограничения на то, какие грузовики могут войти в эту точку (например, в некоторые точки (склады) могут входить грузовики маленького размера).

В настоящее время в области биологии разработано несколько сотен онтологий [9], которые можно использовать для описания и интеграции знаний, а также вывода новых знаний. В частности, разработаны и активно используются биоинформационные ресурсы и онтологии, позволяющие описывать молекулярные структуры, функции, процессы и генные сети (GO).

В качестве примера одного из самых успешных проектов создания онтологии можно привести GO [10].

В состав GO входят 3 раздела:

1 раздел - молекулярная функция (Molecular function) - элементарная активность / задания или роль, которую может выполнять ген, продукт гена в любых биологических процессах;

2 раздел - биологические процессы (Biological process) описывают серию событий, реализующих одну или более организованных ансамблей молекулярных функций. В отличие от функции процесс должен иметь несколько различающихся этапов;

3 раздел - клеточные компоненты (Cellular component) как часть анатомической структуры, в которой описывается локализация гена или его продукта в организме на уровне клеточных структур и макромолекулярных комплексов или групп продуктов генов. По сути, GO позволяет описывать знания о том, какую функцию выполняет ген или его продукт (РНК, белок) в том или ином биологическом процессе и той или иной клеточной структуре.

Следует понимать, что «Генная онтология» описывает комплексные биологические феномены, а не конкретные биологические объекты. Каждый термин в «генной онтологии» имеет ряд атрибутов: уникальный цифровой идентификатор, название, словарь, к которому термин принадлежит и определение. Сроки могут иметь синонимы, которые делятся на точно соответствующие значения срока, шире, уже и имеют некоторое отношение к сроку.

Заключение. Онтологическое моделирование является актуальной темой в различных областях знания. Так в сферах медицины и авиации онтология играет роль специализированной базы знаний, где находятся знания понятны и быстро доступны для изучения специалистами направленной области. В логистике онтология облегчает создание логистических путей перевозок и планомерное использование складов, в свою очередь облегчая и дает возможность сэкономить время и ресурсы. В биологии онтологию используют для анализа обогащения описания генов сроками генной онтологии. Это позволяет описывать знания о том, какую функцию выполняет ген или его продукт (РНК, белок) в том или ином биологическом процессе и той или иной клеточной структуре. Таким образом онтологии облегчают решение ряда проблем в различных сферах и областях.

Литература:

1. How do ontologies begin [Electronic resource]. - Access mode: <https://habr.com/post/140696>
2. Brooke N. 2013, *Medical ontologies for presenting textual and graphical information*. Revistă Științifică a Universității de Stat din Moldova, 33-38.
3. Gribova V.V., Petryaeva M.V., Okun D.B., Shalfeev E.A. 2018, *Ontology of medical diagnostics for intelligent decision support systems*. Design Ontology, 58-73.
4. Zagorulko Yu. A., Zagorulko G. B. *Ontologies and their practical application in knowledge-based*

systems. Institut of Informatics Systems. Ershov AP of the Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, 10p. 5. Shustova D.V. 2015, *Approach to the development of semantic foundations of information systems for the design and production of aviation equipment*. Design Ontology, 70-84. 6. Lutsky M.G. 2010, *Development of aviation safety ontology*. Software Engineering, 56-62. 7. Khanova A.A., I.O. Grigorieva 2009, *Subject ontology as a way to form a semantic knowledge model of a cargo port*. ASTU Bulletin, 76-81. 8. Abramov D.V., Andreev V.V., Batishchev S.V. *Building ontologies for solving problems of transport logistics*. Institute for Controlling Complex Systems of the Russian Academy of Sciences, 246 - 253. 9. Podkolodny N.L., Podkolodnaya O.A. 2015, *Ontologies in bioinformatics and systems biology* Vavilovsky Journal of Genetics and Breeding, 652-660. 10. Gene Ontology Consortium [Electronic resource]. - Access mode: <http://www.geneontology.org/>

За контакти: Master of automobile transport, Evgeny Kalashnikov, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical Exploitation and Automotive Service", 25,Yaroslava Mudrogo st., Kharkov, Ukraine, phone + 38- (057) -707-37-69, e-mail: kalashnikov0911@gmail.com
Associate Professor, Ph.D Eng., Viacheslav Pavlenko, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical Exploitation and Automotive Service", 25,Yaroslava Mudrogo st., Kharkov, Ukraine, phone + 38- (057) -707-37-69, e-mail:vp.khadi@gmail.com

IMPROVEMENT OF FUNCTIONAL STABILITY OF BRAKE SYSTEMS OF CARS EQUIPPED ABS

Vladimir Volkov, Alexander Nazarov, Ivan Nazarov, Yevgeny Shpinda

Abstract. The article addresses issues related to ensuring the safe use of cars equipped with ABS and retarded in various operating conditions, by improving their properties by reducing brake stops braking distance that can be achieved with the changing normal reaction wheel left and right side. Through the use of advanced structures existing brake actuators that provide brake force distribution, not only between the axles, but also between the sides of cars, are the conditions for the implementation of the most delayed braking in the given conditions.

Keywords: passenger car, ultimate stopping distance, improved brake actuator.

1. Introduction:

An increase in the intensity and speed of vehicles, in particular, passenger cars equipped with electronic tracking systems during the braking process, can be achieved through a series of measures, including the provision of a minimum permissible distance between individual vehicles moving in a single flow. This is possible provided that the greatest amount of deceleration in the given operational conditions of braking of passenger cars is realized due to the improvement of the structures of existing brake drives.

It is established [1-3] that, in order to ensure the safe movement of passenger cars, taking into account the predicted dynamic growth of the speed of motion, the extreme brake path for emergency braking at an initial speed of 100 km / h according to the requirements of domestic standards [1, 2] must be at least in 1,5-2 times less. In addition, all cars with a braking distance of more than 40 m on the road with dry asphalt concrete, according to the requirements of the European standard of quality ISO 9001 and according to the electronic resource, are "dangerous".

2. Analysis of publications and recent achievements

The reduction of the braking distance of cars equipped ABS can be achieved by taking into account the change in the normal reactions of the wheels on each side of the car braked under different operating conditions [3] and the forces of aerodynamic resistance to the motor.

Taking into account [4] that the car performs emergency braking without locking the wheels (first phase of braking), the ideal coefficient of distribution of braking forces between the axles

$$\beta_{1,2} = \frac{\frac{b+z}{L} \frac{h-r_{12}}{L} - \Phi_0 \frac{h_W + \lambda_z b - h}{L}}{1 - \lambda_z \Phi_0}, \quad (1)$$

where:

- $z = \frac{l}{g}$ – braking rate;
- $\Phi_0 = \frac{K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}{m_\alpha \cdot g}$ – aerodynamic factor;
- K_0 – coefficient of vibration of the car body;
- F_w – cross-sectional area of the car;
- ϑ_0 – initial speed of braking of a car;
- m_α – weight of the car;
- λ_z – share of the vertical component in the strength of the frontal support;

- h_w – high position of metacenter of the car;
- h – the high position of the center of the car's masses;
- b – horizontal coordinate of the position of the center of the car's mass from the rear axle;
- L – longitudinal between the wheelbase of the car;
- r_d – dynamic wheel radius.

Neglecting an aerodynamic factor, in the case of braking with non-blocked wheels, we get

$$\beta_{np} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h - r_d}{L}. \quad (2)$$

It should be noted that the aerodynamic factor is zero only in the case of a stationary vehicle, since the force of the wind propulsion motion is zero when the speed of the car is zero.

In the case of braking with locked wheels [3], the ideal coefficient of distribution of braking forces between the axles of a car (according to the classical theory [4]) is defined as

$$\beta_{lp} = \frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L}, \quad (3)$$

where: $\varphi = z$ – wheel coupling factor with road surface.

It should be noted that the coefficient of adhesion of the wheels with the road surface is equal to the braking coefficient only in exceptional cases.

Comparing the obtained expressions (2) and (3), we arrive at the conclusion that in the case of braking a car with non-blocked wheels, the coefficient of distribution of braking forces between the axles takes less importance than in the case of locked wheels.

Based on the calculated data, the graphic dependences of the ideal coefficient of force distribution between the axes of the Lanos car on the braking coefficient shown in Fig. 1, where curve 1 corresponds to braking without locking the wheels (refined theory), and curve 2 - for all locked wheels (classical theory).

The analysis of the obtained curves suggests that, taking into account only the phases of the braking process (the period of locked and non-blocked wheels) under the same operating conditions of braking the car, for example, at $z=0,8$, the choice of the coefficient of distribution of brake forces between the axes of Lanos according to the refined theory, compared with the classical, allows you to reduce the value of the coefficient of distribution of braking forces between the axles by 10% and, accordingly, increase the braking torque on the wheels of the rear axle by the same magnitude.

Given the effect of the aerodynamic factor (see (1)), the braking torque on the wheels of the rear axle can be even greater.

The analysis of inhibition of cars shows that, in addition to the braking phases, the braking dynamics is influenced by the coordination of the limiting braking forces [3] from the change of normal reactions on the wheels of different sides, which occurs when driving on roads under different operating conditions.

Consequently, in the phase of braking a car with non-blocked wheels with a device that responds to a change in their normal reactions, it is possible to realize a greater braking torque on the wheels of the rear axle than in the phase of braking with locked wheels, whose angular velocity is monitored by the electronic system.

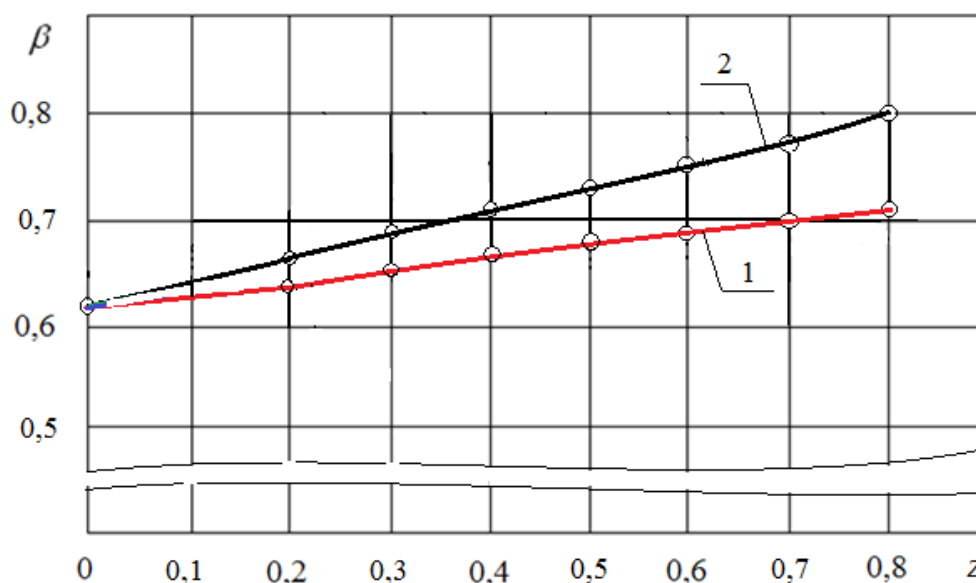


Fig. 1. Dependence of the coefficient of distribution of braking forces between the axles of the Lanos car and the braking rate

Thus, in order to improve the brake properties of passenger cars under operating conditions, it is necessary to introduce into the design of their brake actuators a device that would be able not only to monitor the phases of the braking process (locking and unlocking periods), but also to change the normal load on the front and / or rear axles.

Consequently, such a device must monitor the on-board unevenness of normal reactions that arises under different operating conditions, requiring a combined or on-board (part of a combined) circuit for connecting the brake circuits [3].

In most cases, in the braking systems of passenger cars [3], the axial or diagonal circuit diagram of the brake circuits is structurally applied.

It should be noted that the standard [3], the unevenness of the specific braking forces on the wheels of the car of the same name, the braking system of which is equipped with disc brakes, must not exceed 20%, and drum - 25%.

According to theoretical studies [4-6] for the Lanos car (with full weight), the value of on-board unevenness of axial normal reactions during emergency braking at an initial speed of 80-150 km/h under the action of the longitudinal and lateral components of the aerodynamic force may be:

- on a horizontal road with a transverse slope of 3,5%: 12-21%;
- on a horizontal road with a radius of curvature $R=350$ m: 19-26%;
- on the road with a longitudinal slope of 10%: on the slope 17-24%; on the rise of 21-28%.

3. Mathematical model and algorithm for solving the problem

In order to improve the braking properties of passenger cars, it is proposed to use an advanced brake actuator [8], the contours of which are connected through the circuitry of connecting the circuits together with two dynamic regulators of braking forces that have an electromagnetic connection with the elements of the front suspension (Fig. 2).

Dynamic brake force regulators, providing automatic control of drive pressure in the circuits, connect the brake mechanisms of the front and rear wheels to each side of the vehicle.

In principle, the work of the developed pressure regulators is based on the method [7] of the interlocking distribution of the braking forces. A distinctive feature of the method of cross-sectional distribution of braking forces from existing ones is that it provides simultaneous differential change in drive pressure in the contours of rear brake mechanisms, both left and right wheels, proportional to the change in normal load on the corresponding wheels of the front axle of the car.

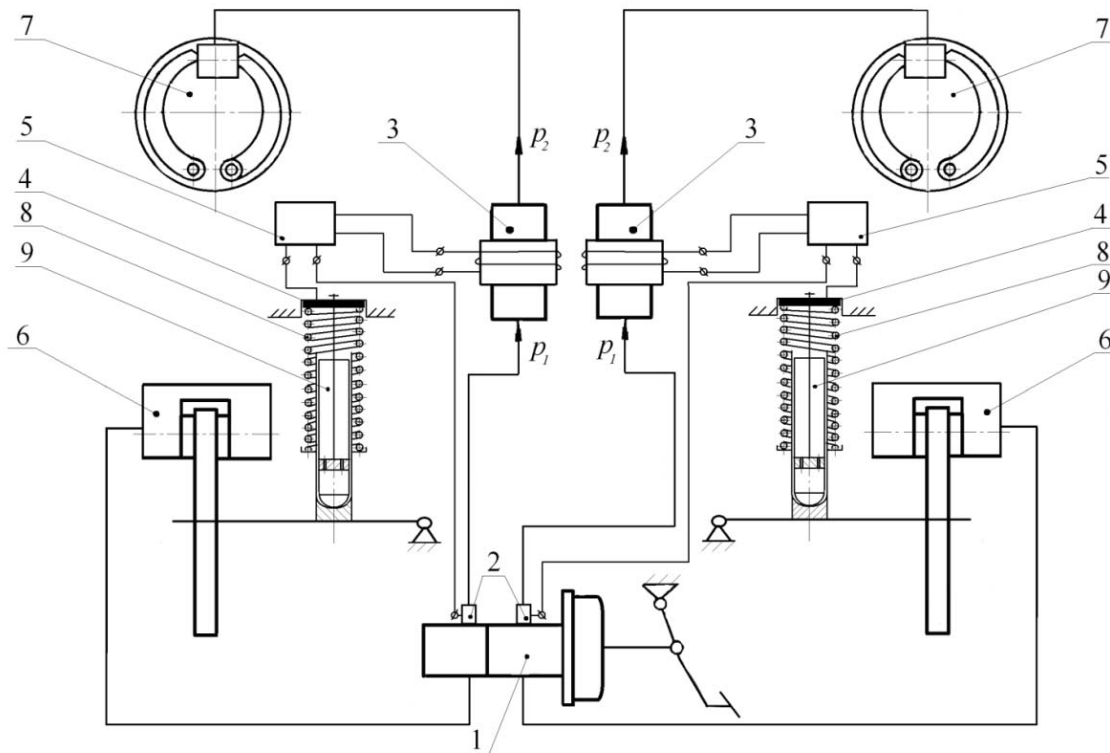


Fig. 2. Scheme of a hydraulic brake actuator of a car, executed behind the circuitry of connection of circuits [8]: 1 – main brake cylinder; 2 – pressure sensors; 3 – pressure regulator with electromagnetic control; 4 – load sensor; 5 – electronic control unit; 6 – brake mechanisms of the front axle of the car; 7 – brake mechanisms of the rear axle of the car; 8 – spring of a forward suspension bracket; 9 – shock absorbers.

Each pressure regulator (see Fig. 2) contains a differential piston that performs longitudinal reciprocating displacements under the action of an electrical signal amplified by an electronic unit coming from the load cell mounted above the spring of the front suspension to the electromagnetic winding of the differential piston and adjusts the drive pressure in the contours of the rear braking mechanisms in a manner [8].

At the same time, the drive pressure, this is created at the input of the regulators, increases as a result of which the corresponding electrical signals are fed to the electromagnetic windings of the pressure regulators. The electric current is proportional to the magnitude of the normal load on the corresponding rear wheel of the vehicle.

With further pressing of the brake pedal pressure p_2 , which is created in the cavity of the regulator (in the contours of the rear braking mechanisms), less than the driving pressure p_1 , which is created in the cavity of the regulator.

The pattern of increasing the pressure of the working fluid in the working cylinders of each rear braking mechanism is characterized by a segment (see Fig. 2), which corresponds to the next dependence

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 - \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_s - F_{sp}}{d_2^3}, \quad (4)$$

where:

- p_1 – pressure in the main brake cylinder line;
- d_1 – the diameter of the differential piston from the cavity of the pressure regulator;

- d_2 – the diameter of the differential piston from the cavity of the regulator;
- F_e – force of the electromagnetic field acting on the differential piston;
- F_{np} – force of spring compression.

When pressure is reached the working fluid in the cavity of the regulator of the maximum value determined by the effort of the electromagnetic field, the control valve stops and then opens the central opening of the valve.

The proposed brake actuator can increase the efficiency of both emergency and service braking of passenger cars with different weight conditions under different operating conditions.

3. Results and discussion

To register the size of the deceleration and brake lane of the Lanos car with an ABS, the braking system which was equipped with the driven drive, the equipment of the design was used: the decalometer with the built-in printer Maha VZM 300, the anemometer.

For a relative assessment of the minimum change in braking properties, the Lanos passenger car with an ABS, the braking system of which was equipped with an actuator [7, 8], braked on a flat horizontal road with a dry asphalt concrete coating at an initial speed ranging from 80-170 km/h. At the same time, the wind speed was about 0,3 m/s.

Emergency braking of the Lanos car with ABS, the braking system of which was equipped with a driven drive [12, 13], were performed in both directions.

The averaged values of the estimated values for initial velocities within the range of 80-150 km/h are given in Table. 1. The relative values of the deceleration were taken as the estimated values δ_j and a relative reduction of the braking distance $\delta_{\pi T}$.

As shown by the analysis of the relative theoretical values of the deceleration and limiting braking distance of the studied passenger cars (see Table 1), at the initial braking rate within the range of 80-150 km/h, the values of the braking parameters obtained increase.

Thus, when braking the cars of Lanos with the loaded weight (see Table 1) on a flat horizontal road of category 1 with a dry asphalt concrete coating at an initial braking rate of 100 km/h, the realized deceleration increases by 6,36%, which is $0,53 \text{ m/s}^2$, while the braking distance decreases by 2,73%, which in absolute units is 2,33 m. For such a vehicle with a full weight, the limiting deceleration increases by 5,63% ($0,44 \text{ m/s}^2$), the braking distance thus decreases by 12,8% (12,13 m).

Table 1. Relative estimation of deceleration and braking distance

Car	Mass	Indicators of relative estimation, %			
		at initial braking rate, km/h			
		80	100	130	150
Lanos	fitted out	4,33/1,72	6,36/2,73	10,31/4,72	11,31/5,95
	full	2,67/12,1	5,63/12,8	7,67/13,9	20,64/15,05

Note. The numerator has a value δ_j , in denominator – $\delta_{\pi T}$.

In the case of the braking of Lanos cars equipped with mass (see Table 1) at an initial speed of 130 km/h, the limiting deceleration, as compared with the Lanos basic vehicle, increases by 10,31% ($1,03 \text{ m/s}^2$), with this braking distance decreases by 4,72% (4,53 m). For such a vehicle with a full weight, the limiting deceleration increases by 7,67% ($0,64 \text{ m/s}^2$), while the braking distance decreases by 13,9% (13,1 m).

When performing emergency braking with Lanos light-weight vehicles (see Table 1) under the same operating conditions, but with an initial braking rate of 150 km/h, the limiting deceleration, as compared with the classical approach, increases by 11,31% ($1,17 \text{ m/s}^2$), while the braking distance decreases by 5,95% (13,1 m). In the case of a full mass, the magnitude of the relative increase in the limiting deceleration reaches a maximum value of 20,64% ($2,28 \text{ m/s}^2$), and the

value of the relative reduction of the braking distance with the minimum value of 15,05% (14,65 m).

Consequently, with an increase in the initial braking rate of Lanos vehicles with ABS within the range of 80-150 km/h, the relative braking distance decreases with increasing decelerations, which is possible with the application of the developed brake actuator.

4. Conclusions:

In order to increase the functional stability of brake systems of cars equipped with ABS, it is necessary to use a combination of dynamic hydraulic devices with electromagnetic control, which will allow to more fully realize the specific power of braking on the rear wheels of the car through tracking, in addition to the periods of locking the wheels, the change of normal wheel reactions, which arise during emergency braking.

References:

1. Yedini tehnicni pripisi shodo oficijnogo zatverdzhennya dorozhnikh transportnih zasobiv kategorij M, N, i O stosovno galmuvannya (Pravila EEK OON N 13-09:2000, IDT): DSTU UN/ECER 13-09-2002. - [Chinnij vid 01.07.2005]. - Ofic. vid. - (Derzhavnij standart Ukrayini).
2. Yaresenko N.V. (1999). Dvougostrokovye prognozuвання shvidkостей руху на автомобільних дорігах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми». Харків, Україна, 16 с.
3. Agejkin, Ya.S., Volskaya, N.S. (2008). Teoriya avtomobilya [Elektronnyj resurs]: ucheb. posob. Moskva, Rossiya: MGIU, 318 s. Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>.
4. Nazarov, I.O., Nazarov, O.I., Nazarov, V.I. (2017, berezen, 20). Pidvishennya dinamiki ekstremnih galmuvan legkovih avtomobiliv, ne obladnanih ABS, vdoskonalennjam galmivnogo privoda. Praci Vseukrayinskoyi naukovno-tehnicnoyi Internet-konferenciyi molodih uchenih ta studentiv «Stvorennya, ekspluatatsiya i remont avtomobilnogo transportu ta budivelnoyi tehniki». Poltava, Ukrayina: PoltNTU. Uzyato z konf.nadobko.com/15_2/3.html.
5. Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. (2004). Regulators of brake forces of passenger automobiles. Avtomobilnaya Promyshlennost, Moskau, 2004, №12, pp. 17-19.
6. Nazarov, A.I., Nazarov, I.A., Nazarov, V.I. (2015). Pereraspredelenie vertikalnyh reakcij na kolesah legkovogo avtomobilya, dvizhushegosya v vozdušnom potoke po gorizontальной doroge s fiksirovannym radiusom krivizny: zbirnik nauk. prac. Visnik NTU «HPI». Seriya: Avtomobile- i traktorobuduvannya. Har'kov, Ukrayina: NTU «HPI», № 8 (1117), 42-50.
7. Podrigalo, M.A., Nazarov, V.I., Nazarov, O.I., Nazarov, I.O. (2012, listopad, 26). Pat. №75406 Ukrayina, MPK 2012.01, V60T 11/00. Sposib reguluvannya galmivnih sil mizh osyami legkovogo avtomobilya. Zayavnik i patentotrimach Har'kov, nacionalnij avtomobilno-dorozhnij universitet №201207282, Byul. №22.
8. Nazarov, O.I., Nazarov, I.O., Nazarov, V.I., Yemelyanov, V.L. (2017, cherven, 26). Pat. №117343 Ukrayina, MPK V60T8/1766 V60T8/30. Gidravlichnij galmivnij privod legkovih avtomobiliv. Zayavnik i patentotrimach Har'kov, nacionalnij avtomobilno-dorozhnij universitet №201613490, Byul. №12.

За контакти:

Vladimir Volkov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Technical Operation and Car Service, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, volf-949@ukr.net

Alexander Nazarov, Ph.D., associate professor, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, hefer64@ukr.net

Ivan Nazarov, assistant, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, nazarov.vanya@gmail.com

Yevgeny Shpinda, post-graduate student, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, z1103mzaq@gmail.com

Волков В. П., Грицук И. В., Волкова Т.В. , Волков Ю.В.

PERSPECTIVES OF DEVELOPMENT OF TECHNICAL OPERATION OF CARS

Volkov V.P., Gritsuk I.V., Volkova T.V. , Volkov Yu.V.

Abstract. The state and main system problems of motor transport in Ukraine are considered at the present stage. The peculiarities of application of strategies and tactics of the modern TEA system on the motor transport of general use are shown. The basic principles of the adaptive system of TO and R of the rolling stock of motor transport are described. On the example of existing systems on transport, new technologies for the creation of information systems for organizational and functional support of the processes of technical operation of cars at the stages of the life cycle are proposed.

Keywords: automobile transport, technical operation of cars, maintenance and repair, adaptive system, individual maintenance, information systems.

1. Введение. Основными системными проблемами в Украине на автомобильном транспорте (АТ) на современном этапе являются [1]:

- потеря административных рычагов управления АТ как полностью приватизированного;
- снижение объемов транспортной работы;
- убыточность деятельности пассажирского транспорта на автобусных маршрутах общего пользования;
- массовое старение подвижного состава и неотработанность механизмов его замены;
- несоответствие структуры грузового и пассажирского парка спросу на его услуги;
- неудовлетворительный уровень безопасности автомобильных перевозок и значительная экологическая нагрузка на окружающую среду.

Целью исследования является анализ современного состояния ТЭА АТ и разработка современных подходов к контролю технического состояния автомобиля с учетом условий эксплуатации.

2. Анализ последних исследований и публикаций. Техническая эксплуатация автомобилей (ТЭА), по определению [2-4] является одной из важнейших подсистем АТ, которая, в свою очередь, представляет подсистему транспорта в структуре достаточно сложной транспортно-коммуникационной программы государства. Основной целью ТЭА как подсистемы АТ, является обеспечение необходимого уровня технического состояния подвижного состава (ПС). В целом до 50% себестоимости перевозок прямо или косвенно зависит от качества и эффективности ТЭА. Важность ТЭА подтверждается тем, что, например, на поддержку автомобилей в работоспособном состоянии в США тратится примерно 30 млрд. долларов в год, а во всем мире на ТЭА в год тратится примерно 100 млрд. долларов. В США на эксплуатацию одного автомобиля расходы в год составляют 1800-1900 долларов [5].

Важнейшим звеном ТЭА является выбор системы технического обслуживания и ремонта (ТО и Р) ПС, которая регулируется комплексом взаимосвязанных положений и норм, определяющих порядок, организацию, содержание и нормативы проведения работ по обеспечению работоспособности парка автомобилей.

Основная особенность современной системы ТЭА на автомобильном транспорте общего пользования (АТОП) постсоветских стран [1, 2] это:

- отсутствие нормативной базы относительно обязательности каждого владельца ПС проводить определенный комплекс технических воздействий, которые обеспечивают его работоспособность и безопасность, результатом чего является потеря на АТОП механизма управления уровнем технического состояния автомобильного парка через гибкую систему ТО и Р;

- отсутствие необходимой информационной базы отрасли в виде сети опорных предприятий, что позволяло АТОП ранее, во-первых, контролировать реализованные показатели качества и надежности ПС в эксплуатации и, во-вторых, предъявлять обоснованные требования к заводам-производителям автомобилей;

- неэффективность, предложенной государством, системы сертификации услуг ТО и Р.

В результате АТОП и, прежде всего, малые предприятия автомобильного транспорта (МПАТ) области, оказались в сложных условиях, так как они [1, 2]:

- обязаны обеспечить техническое состояние ПС в соответствии с государственными требованиями безопасности движения и экологической безопасности транспорта;

- не имеют условий (базы, оборудования, персонала) для поддержания работоспособности и необходимого технического состояния ПС;

- не имеют четко узаконенных обязательств применять систему ТО и Р и выполнять такой минимальный объем работ ТО и Р, который может обеспечить необходимую работоспособность и безопасность ПС.

Созданный организационный и технологический вакуум привел к практически неконтролируемой эксплуатации автомобилей в большинстве МПАТ, что привело к резкому ухудшению технического состояния автомобильного парка, увеличило количество ДТП, вызванных неисправностью автомобилей и загрязнение окружающей среды [2, 3].

3. Результаты исследований. Известно, что важнейшим звеном ТЭА является выбор системы ТО и Р ПС, которая регулируется комплексом взаимосвязанных положений и норм, определяющих порядок, организацию, содержание и нормативы проведения работ по обеспечению работоспособности парка автомобилей [3 - 6].

У нас в стране была принята плано-предупредительная система ТО и Р автомобилей. Принципиальные основы данной системы поддержки автомобилей в технически исправном состоянии практически сформировались в 1929-1933 гг. в виде разработки и реализации системы плано-предупредительных ремонтов на АТ, предусматривающие четыре вида обслуживания и предупредительный ремонт. С 1936 года начала действовать плано-предупредительная система с принудительным осмотром (инспекцией) автомобилей и выполнением ремонтов по необходимости. В 1943 г. вышло в свет «Положение о профилактическом обслуживании автомобилей», которое приобрело вид принципов профилактической системы ТО и Р автомобилей, предусматривающее проведение ЕО, ТО-1, ТО-2, текущий, средний и капитальный ремонты. Далее появился нормативный документ «Положение о профилактическом обслуживании автомобилей», который корректировался в 1947, 1949, 1954, 1963, 1974, 1984-1994, 1998 годах с учетом опыта его применения, изменения условий эксплуатации, совершенствования конструкции автомобиля и проводимых научно-исследовательских работ.

Сущность этой системы заключается в том, что техническое обслуживание носит профилактический характер и осуществляется по плану, а ремонт – по необходимости.

С 1998 года по 2013 год «Положение ...» [6], дополнялось и изменялось правилами и приказами Министерства инфраструктуры, постановлениями КМУ и законами Украины, сохраняя в основном принципы плано-предупредительного системы ТО и Р автомобилей.

В 2013 году приказом №550 Министерства инфраструктуры были введены «Правила эксплуатации колесных транспортных средств» [7], которые сохранили базовые принципы «Положения ...» [6]. Эти «Правила ...» определяют механизм организации безопасного содержания колесных транспортных средств в течение эксплуатационного жизненного цикла (ЖЦ) перевозчиком и применения предприятиями автомобильного сервиса. Там же указано, что после гарантийного периода на ПС, перевозчик

обеспечивает функционирование системы ТО и Р ПС в полном объеме или получает соответствующие услуги.

Действующая система ТО и Р основывается на нормах [6, 7] и реализуется техническим отделом, если перевозчик имеет более 15 ед. ПС, которые дислоцируются в одном населенном пункте на предприятии, имеющем отдельную территорию. Перевозчик, имеющий менее 15 ед. ПС, решает соответствующие вопросы без создания технического отдела, а самозанятый автомобильный перевозчик заказывает услуги на станциях технического обслуживания или выполняет такие работы самостоятельно.

Для контроля и обеспечения технического состояния ПС придерживаются планового ТО в соответствии с нормами и нормативами его изготовителя, установленными для нормальных условий эксплуатации, с учетом информации системы OBD, в частности информации, полученной сканированием памяти бортового компьютера ПС специальными технологическими средствами [7].

Следует отметить, что современная структура АТОП – это совокупность отдельных перевозчиков и автопредприятий в виде МПАТ, которые являются новыми образованиями для отрасли, где действуют три группы способов ТЭА [8].

Первая группа – ТЭА собственными силами. Для того чтобы организовать отдельное структурное подразделение, занимающееся исключительно ТЭА необходимо сделать значительные первоначальные вложения, поддерживать штат квалифицированных специалистов и иметь хорошо организованное складское хозяйство. Для большинства современных МПАТ (90%), существующих в Украине, такие расходы являются нерациональными.

Вторая группа – ТЭА с помощью подрядных организаций. Это организации, которые имеют постоянный штат квалифицированных специалистов и необходимую производственную техническую базу. Раньше это был наиболее распространенный путь решения задачи по поддержанию необходимого уровня технического состояния ПС. Однако к его очевидным недостаткам относится отсутствие системного подхода к организации ТЭА, так как у «разового» специалиста зачастую нет возможностей судить о том, какие события в динамике происходят на ПС.

Третья группа – системы ТЭА в виде сервисного гарантийного и послегарантийного обслуживания. В этом случае отношения со специализированными сервисами завязываются уже при покупке нового ПС, при начале его эксплуатации в рамках гарантийного срока. Отличительной особенностью фирменного сервиса является то, что именно здесь наиболее ярко выражены возможности и преимущества ИПИ / CALS / PLM-технологий, поскольку агрегат, узел, система, ПС в целом находятся под пристальным вниманием специалистов непосредственно от сборочного конвейера до места эксплуатации. При этом способе реализации условий ТЭА могут существовать два уровня организации сервиса: фирменный и авторизованный, где обязательной составляющей является подключение ПС к интернету. Этим обеспечивается возможность контроля и управления надежностью ПС, в рамках информационного обеспечения ЖЦ изделия, на основе сбора информации о надежности агрегатов, узлов, систем и ПС в целом (отказы, ремонты, аварийные и чрезвычайные ситуации, влияние работ при ТО и Р на надежность). При этом обеспечивается дальнейший анализ и прогноз работы ПС.

Существующая система ТО и ремонта сформировалась на базе упрощенной модели функционирования транспортной инфраструктуры: автомобиль в основном работает с привязкой к собственному предприятию. При этом обслуживающая и ремонтная база была сосредоточена в рамках конкретного ПАТ и все виды технических воздействий осуществлялись им самим. В существующей системе ТО и ремонта негибкость в части обеспечения безотказной работы автомобиля на линии проявляется в однообразии подхода к автомобилям разного возраста: перечень операций и периодичность ТО идентичны и для нового автомобиля, и для автомобиля перед его капитальным ремонтом и списанием.

Постепенное развитие новых видов перевозок приводит к увеличению времени пребывания ПС вдалеке от основной производственной базы, и, вследствие этого, повышалась роль профилактического ТО автомобилей. Поэтому создание гибкой "адаптивной" системы контроля и управления техническим состоянием автомобиля с элементами индивидуального подхода к каждому конкретному автомобилю стало первоочередной задачей [8, 9].

Под адаптивной системой ТО и Р автомобилей понимается система, которая благодаря изменению своей структуры и значений параметров, может приспосабливаться к изменению внутренних и внешних условий. Уровень, которого достигла современная техническая диагностика (ТД), позволяет при технической эксплуатации автомобилей реализовать практически любые задачи по выявлению и прогнозированию технического состояния автомобилей. Так, например, адаптивная система, предложенная в работе [9], 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.

В связи с применением на автомобилях сложных высокоэффективных электронных систем управления, встроенной бортовой диагностики, развития спутниковых систем навигации и мобильной связи, современных технологий появилась возможность не только контролировать географическое положение ПС и осуществлять связь с диспетчером ПАТ, но и осуществлять дистанционный мониторинг с оценкой уровня технического состояния автомобиля, что вполне позволяет реализовать практически любые задачи по выявлению и прогнозированию технического состояния автомобиля.

Существующая система ТО и ремонта сформировалась на базе упрощенной модели функционирования транспортной инфраструктуры. Это в свою очередь позволит перейти к индивидуальной (адаптивной) системе ТО и Р автомобилей.

Базовыми принципами ИТО является [8, 9]:

- планово-предупредительный принцип определения и устранения неисправностей и проведения технических воздействий;
- оперативное управление работоспособностью 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 технического состояния автомобиля.

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 процесс адаптации уже объекта подчиненного системе к его существованию. Поэтому в целом, все системы ТО и Р целесообразно отнести к адаптивным системам [9]. Основу таких систем сегодня составляют автоматизированные системы управления (АСУ) на основе информационных технологий ТД [8]. Эти системы обеспечивают индивидуальный подход к оценке технического состояния каждого конкретного автомобиля.

Четвертый принцип – это одно из основных положений функционирования АСУ техническим состоянием автомобиля и один из основных резервов повышения эффективности и дальнейшего совершенствования. Сегодня этому мешает только 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 составляющие элементы на соответствующем пробеге.

В адаптивной системе прогнозирование может проводиться на основании результатов обработки диагностической информации в соответствии со схемой

прогнозирования и управлением техническим состоянием автомобиля с применением АСУ [8, 9, 10, 11].

В данном случае информацией об изменении технического состояния автомобиля являются значения параметров, используемых для прогнозирования. Это календарные даты и значения наработки автомобиля, которые соответствуют зафиксированным значениям параметров, а также другая информация, которая находится в центре диагностики и получена на основе компьютеризированных средств диагностики. Вся эта 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.

Основой автоматизированной адаптивной системы является база данных об автомобиле. Она представляет собой 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.

Одним из важнейших вопросов при создании АСУ ТО и Р является выбор оптимального состава средств технической диагностики. Сегодня это важный вопрос, поскольку речь идет о создании систем оперативного контроля и управления техническим состоянием, которое 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 схеме интеллектуальной транспортной системы (ITS) управления, представленной на рис. 1.

На АТ для обеспечения работоспособности автомобиля традиционно применяются три стратегии, характеристики которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

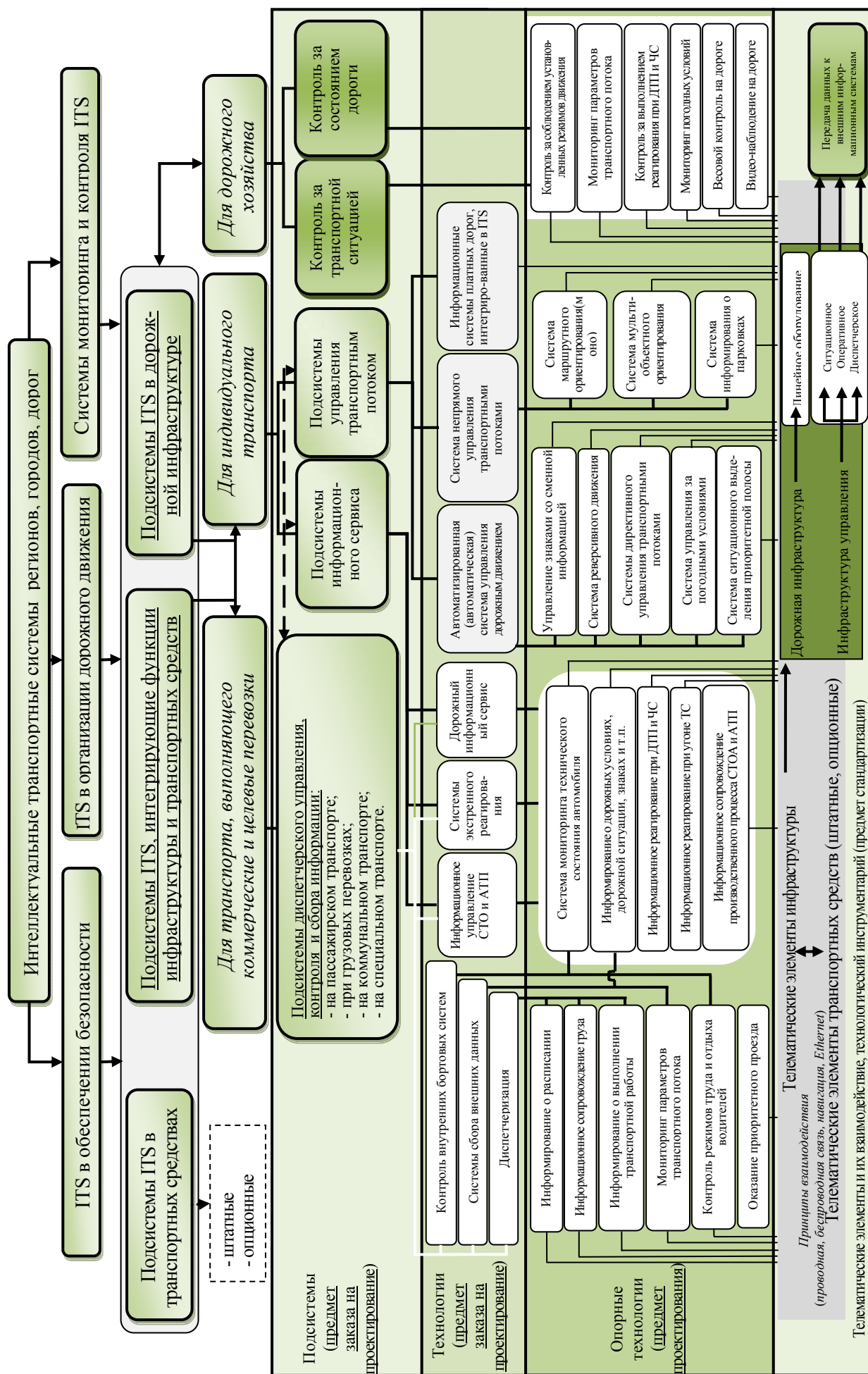
Стратегии обеспечения работоспособности

№		Вид работ
I	Поддерживает заданный уровень трудоспособности	Техническое обслуживание
II	Восстановление утраченной трудоспособности	Ремонт
III	Комбинация I та II стратегий	ТО и Р

На АТ существует, согласно классификации [2, 3], три основных вида систем ТО и Р (тактики) транспортных машин (рис. 2):

- по наработке;
- по состоянию;
- смешанная.

Суть системы по наработке заключается в том, что технические воздействия выполняются для изделий - автомобиля, через определенный пробег (время), независимо от его технического состояния. В результате значительная часть ресурса РС не используется, поэтому такая модель системы ТО и Р имеет значительную стоимость и в практике может применяться только для специальных автомобилей. Например, на АТ эта система используется для тех узлов и деталей автомобиля, от которых зависит безопасность его движения [3]



проводятся для изделий только при достижении ими контролируемых параметров своего критического уровня, то есть предельно допустимого состояния. На практике для реализации такой системы ТО и Р необходимо специальное контрольно-диагностическое оборудование и в целом умение специалистов инженерно-технической службы, измерять непрерывно или периодически контролируемые (диагностические) параметры изделия. Сегодня такие системы, в результате глобализации ТД и неразрушающего контроля, успешно внедряются в мире техники многими зарубежными фирмами. Там они получили название «Condition Monitoring» [3], а в современной терминологии ТЭА - это «индивидуальные» системы ТО и Р или «адаптивные» [9 - 10].

Новым приемом для АТОП в сфере технического контроля состояния ПС является создание информационных систем организационно-функциональной поддержки процессов эксплуатации ПС, с помощью информационной интеграции: во-первых, стадий жизненного цикла (ЖЦ) ПС, во-вторых систем его технического контроля (контроля и диагностики состояния ПС).

Примером может служить программа Torque, как основа «автомобильной» концепция FADEC, представляющая собой первый шаг к системе FRACAS и, соответственно ИПИ / CALS / PLM-технологий, которые предназначены для получения и отображения диагностической информации бортовой системы самодиагностики. Сегодня она уже «умеет» отображать текущие параметры работы двигателя, других систем, узлов и агрегатов, отображать и расшифровывать «коды ошибок», «стирать ошибки» с электронного блока управления (ЭБУ), автоматически отправлять значения величин контролируемых параметров датчиком (логи) в интегрированное электронное информационное метaprостранство, где в течение полугода можно посмотреть не только текущие значения контролируемых величин в разное время, но и увидеть на карте весь маршрут ПС за этот период [1].

Рис. 1 – Функциональная архитектура ITS



Рис. 2 – Схема организации ТО и Р транспортных машин

Не менее значимыми для ИПИ / CALS / PLM-технологий на АТОП являются такие простые (с точки зрения решаемых на АТ задач) электронные информационные системы, как:

- GPS-Trace Orange, предоставляющая на базе коммерческой системы мониторинга транспорта «Wialon» услуги спутникового наблюдения и контроля через

Web-интерфейс с ПС, оснащенным трекером или любыми другими коммуникаторами с модулем GSM [9];

- M2M (машинно-машинное взаимодействие или англ. Machine-to-Machine, Mobile-to-Machine, Machine-to-Mobile), что создает технологии, которые позволяют достаточно просто, надежно и выгодно обеспечить передачу данных между «умными» устройствами (smart devices) [8];

- СКРП (Система контроля расхода топлива), представляющая собой набор современных «инструментов» управления ПС, основанный на базе спутниковой навигации мониторинга транспорта, что обеспечивает контроль расхода топлива, нагрузки на оси, времени работы ПС и прочих параметров эксплуатации [8];

- Teletrack, представляющий специализированный программно-аппаратный комплекс для спутникового мониторинга, состоящий из бортового сканер - коммуникатора (контроллер - коммуникатор, различные датчики, обеспечивающие открытую архитектуру, масштабируемость, гибкость системы мониторинга), ПО (серверного, диспетчерского «Track Control») и позволяет интегрировать данное решение для мониторинга транспорта решая сложные и нестандартные задачи [8];

- Dynafleet®, являющийся шведской транспортно-информационной системой или единым телематическим продуктом для тягачей (например, Scania), которая работает на всей территории ЕС.

Совокупность на АТОП традиционных предприятий и абсолютно новых образований (например, GPS-Trace Orange, M2M, СКРП и др.), что представляют электронные информационные системы и технологии, формирует на АТОП и АТ в целом совершенно новые принципы ТЭА ПС. Под одним из таких принципов понимается адаптивная система поддержки технического состояния ПС [9-11], ключевым моментом которой является разработка информационно-коммуникационной системы и базы прогнозных моделей, обеспечивающих путем мониторинга дистанционное получение необходимой текущей информации от ПС и ее обработку, а также выработка корректирующих воздействий.

4. Выводы. В связи с проведенным анализом стратегий и тактик ТО и Р ПС можно сделать вывод, что традиционная, сформированная на АТОП течение многих лет система ТО и Р, уже не отвечает в целом современным требованиям ТЭА. Ее основным преимуществом является только возможность спрогнозировать расходы запасных частей и материалов при отсутствии современных диагностических систем, а основным недостатком – принятие решения о проведении работ ТО и Р на основании информации о пробеге ПС.

Новым приемом для АТОП в сфере технического контроля состояния ПС является создание информационных систем организационно-функциональной поддержки процессов эксплуатации ПС. Внедрение в ТЭА новых базовых принципов "адаптивной" системы управления техническим состоянием автомобиля, ключевым моментом которой является разработка информационно-коммуникационной системы и базы прогнозных моделей, обеспечивающих путем мониторинга дистанционное получение необходимой текущей информации от ПС и ее обработку, а также выработки корректирующих воздействий.

Литература

1. Avtomobilniy transport UkraYini: stan, problemi, perspektivi rozvitku: Monograflya / Derzhavniy avtotransportniy naukovо-doslіdnyi I proektniy Institut; Za zag. red. A.M. Redzyuka. – K.: DP «Derzhavtotrans NDIproekt», 2005. – 400 s.
2. Rossiyskaya avtotransportnaya entsiklopediya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya, obsluzhivanie i remont avtotransportnyih sredstv. T.3. – 2001. – 455 s.
3. Govoruschenko N.Ya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley / Govoruschenko N.Ya. – H.: Vischa shkola, 1984. – 312 s.
4. Kuznetsov E.S. Upravlenie tehnikeskoy ekspluatatsiey avtomobiley / Kuznetsov E.S. – M.: Transport, 1982. – 224 s.

5. Kuznetsov E.S. *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley v SShA* / E.S. Kuznetsov. – M.: Transport, 1978. – 168 s.
6. Polozhennya pro tehnlchne obslugovuvannya I remont dorozhnih transportnih zasoblv avtomobilnogo transportu. – K.: Mlnlsterstvo transportu UkraYini, 1998. – 16 s. (Normativniy dokument Mlntransportu UkraYini. Polozhennya).
7. Pravila ekspluatatsiyi kollsnih transportnih zasoblv. Pro zatverdzhennya Pravil ekspluatatsiyi kollsnih transportnih zasoblv. Nakaz Mlnlsterstva Infrastrukturi UkraYini vld 26.07.2013 # 550. – Rezhim dostupa: <http://zakon.rada.gov.ua/go/z1453> – 13.
8. Volkov V.P. Integratsiya tehnikeskoy ekspluatatsii avtomobiley v strukturyi i protsessyi intelektualnyih transportnyih sistem. / V.P. Volkov, V.P. Mateychik [i dr.]; Pod redaktsiye Volkova V.P. – Donetsk: Izd-vo “Noulidzh”, 2013. – 398 s.
9. Zubritskas I.I. Adaptivnaya sistema upravleniya tehnikeskimi sostoyaniem avtomobiley / Monografiya. Dep. VINITI, # 555 – V2004.05.04.2004 g. – 136 s.
10. Volkov V.P. Perspektivy vnedreniya adaptivnoy sistemyi tehnikeskogo obsluzhivaniya avtomobiley / V.P. Volkov, O.Ya. Nikonov, Yu.V. Volkov // Sbornik dokladov HH nauchno-tehnikeskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem “Transport, ekologiya-ustoychivoe razvitiye.” - Varna, Bolgariya. – 2014. – S. 404 - 409.
11. Volkov Yu.V. Sovershenstvovanie sistemyi obespechenie rabotosposobnosti avtomobiley / Yu.V. Volkov // Politehnika rzeszowska im. Ignacego lukasiewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza lejdy. Seria: Transpor. Systemy i srodki transportu samochodowego. wybrane zagadnienia. systems and means of motor transport – 2014. – S. 297 - 303.

За контакти:

Doctor of Technical Sciences Volodymyr Petrovich Volkov, Full Professor, Head of the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv, Ukraine; tel.: (+38067) 747-21-77; e-mail: volf-949@ukr.net.

Doctor of Technical Sciences Igor Valeriyovich Gritsuk, Professor at the Department of Operation of Ship Power Plants, Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine; tel.: (+38066) 698-37-39; e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Candidate of Technical Sciences (PhD)

Volkova Tetyana, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: wolf949@ukr.net

Yuriy Volodymyrovich Volkov, Postgraduate Student at the Department of "Technical operation and service vehicles", Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), Kharkiv, Ukraine; tel.: (+38098) 853-99-52; e-mail: yura_volkov_88@mail.ua.

МЕТОДИ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ COMMON RAIL

Евгений Зенкин

METHODS FOR ASSESSMENT OF TECHNICAL CONDITION FUEL EQUIPMENT COMMON RAIL

Evgeny Zenkin

Abstract. Improving the effectiveness of the proposed method of diagnosing both in terms of shortening the time for finding a malfunction and in terms of increasing the accuracy of localizing the malfunction. The feature of the presented approach is that it uses the analysis of fuel pressure fluctuations in the high pressure hydroaccumulator, synchronously with the analysis of the engine crankshaft rotation frequency and control signals to the electromagnets (or piezoelectric elements) of the injectors.

Keywords: Common Rail, High Pressure Pump, Injector, Oscillograph, ECM

1. Введение :

Решение проблемы повышения эффективности диагностирования топливной аппаратуры современных транспортных средств (ТС) с дизельным двигателем возможно только путем объединения (комплексного решения) дистанционного мониторинга параметров транспортного средства с последующим специальным диагностированием в условиях предприятия автомобильного транспорта. Глубина диагностирования и достоверность устанавливаемого диагноза определяется исключительно ограниченными возможностями бортовой системой самодиагностики [1].

Дистанционное диагностирование с распознаванием (расшифровыванием) кодов (DTCs) неисправностей с использованием стандарта OBD2 является предварительным (поверхностным) и позволяет лишь определить систему или узел, в которых предположительно возникла неисправность. Поскольку речь идет о системах CR, то одними из основных ошибок, которые обнаруживает и выдает протокол OBD2, являются ошибки DTCs по давлению топлива в гидроаккумуляторе, что отображается сильно усредненным значением давления топлива в системе мониторинга за некоторое время работы. В этом случае неисправность может возникать: как по причине проблем с топливным насосом высокого давления, в связи с негерметичностью форсунок, неисправностью регулятора давления или датчика давления, а возможно и их совместная ошибка. Дистанционная диагностика в системе мониторинга транспортного средства не позволяет оценить реальные колебания давления с высокой частотой в топливной аппаратуре дизеля с системой CR и оператор мониторинговой системы, при наличии возникающих ошибок DTCs и полученных отклонениях среднего значения давления от нормативного, должен принять решение отправить транспортное средство на более углубленную диагностику. Таким образом, при обнаружении неисправности в процессе мониторинга в условиях эксплуатации ТС, необходимо от дистанционного (предварительного) диагностирования перейти к фактической экспресс-диагностике или полной диагностике системы CR ТС в условиях предприятия автомобильного транспорта [1].

При этом суть экспресс-диагностики заключается в экономии времени на более точную локализацию неисправности уже по конкретному узлу в пределах элементов топливной аппаратуры, причём, при этом оценивается не только техническое состояние узла, который вызвал проблемы, по которому сохранена ошибка в памяти блока управления, но и также техническое состояние других узлов входящих в линии высокого давления системы CR.

Для того чтобы эффективно проводить экспресс диагностирование предварительно возможно применение математического моделирования процесса топливоподачи в CR,

которое позволяет получить эталонную форму колебания давления в топливной рампе для исправного компонента и отклонения в параметрах колебаний давления при той или иной неисправности в компонентах топливной аппаратуры [2].

2. Изложение :

На основе анализа характерных неисправностей, которые более всего часто встречаются в CommonRail автомобильных дизелей, в ПНВТ имеют место две неисправности, которые не приводят к полному отказу узла, но ухудшают показатели технического состояния насоса. Повышенные утечки топлива вследствие изнашивания плунжерных пар и выход из порядка плунжерной пары (и/или клапанной группы) [5].

Соответственно при высоком перепаде давления и низкой частоте вращения потери топлива через зазоры в плунжерной паре составят значительную величину. Поэтому регистрация процесса нагнетания топлива в аккумулятор должна проводиться на режимах с низкой частотой обращения вала, например, при пуске двигателя (n возрастает с 0 до 180...200 мин⁻¹). Хотя в режиме пуска давление топлива в аккумуляторе и незначительно (за период прокручивания возрастает от 0 до 16...20 МПа) большое время процесса нагнетания приводит к значительной величине утечек. Кроме того, при пуске двигателя отсутствует программная коррекция давления топлива в аккумуляторе. При этом управление регулятором давления осуществляется, но ЭБУ использует алгоритм, в котором из параметрической таблицы выбираются значения скважности управляющего сигнала, которые обеспечивают достаточную цикловую подачу при пуске исправного двигателя. Другими режимами, на которых целесообразно было бы делать измерения, является режим максимального крутящего момента и переходные режимы ускорения, в том числе и режим свободного ускорения.

На режиме максимального крутящего момента ЭБУ устанавливает максимальное давление топлива в аккумуляторе, соответственно вследствие увеличения перепада на плунжерной паре увеличиться и величина утечек топлива. Следует отметить, что для реализации этого режима нужен или нагрузочный стенд, или дорожные испытания. На номинальном режиме работы двигателя давление топлива тоже максимально, но вследствие высокой частоты вращения величина утечек на номинальном режиме меньше, чем на режиме максимального крутящего момента. Интерес представляют переходные режимы, например, свободное ускорение. В начале переходного процесса при ускорении частота вращения коленчатого вала двигателя растет незначительно, а цикловые подачи топлива, необходимые для преодоления сил инерции вращающихся частей двигателя при этом нужны максимальные. Это означает, что на этих режимах рост давления в аккумуляторе также определяется производительностью плунжерных пар.

Неисправность плунжерной пары вызывает повышенную амплитуду колебаний давления топлива на всех режимах работы двигателя не в зависимости от частоты вращения и нагрузки [6].

С целью контроля основных параметров микропроцессорной системы управления двигателем во время проведения эксперимента считывались значения необходимых диагностических параметров. Для этой цели был использован модуль KTS520, подключенный, через разъём системы бортовой самодиагностики. Сигналы, которые требуют регистрации с частотой, большей, чем позволяет система бортовой самодиагностики, фиксировались с помощью цифрового пишущего осциллографа. Подключение каналов осциллографа осуществлялось параллельно штатной проводке к датчику давления топлива в гидроаккумуляторе, каналам управления форсунками и регулятором давления топлива. Подключение к каналам форсунок осуществлялось по "дифференциальной" схеме, для того, чтобы можно было учитывать оба сигнала

управления ЭГФ - высоковольтный импульс разряда конденсатора, который открывает форсунку, и сигнал удержания форсунки в открытом состоянии. Сигнал датчика давления топлива также фиксировался "дифференциальным" каналом осциллографа с целью снижения уровня помех от исполнительных элементов системы. Для синхронизации процессов был использован сигнал датчика положения коленчатого вала.

При выполнении диагностических процедур необходимо выдерживать условия однозначности. Это касается, прежде всего, теплового состояния двигателя, температуры топлива, степени заряда аккумуляторной батареи, а также иметь возможность измерять параметры режима работы дизеля - частоту вращения коленчатого вала, нагрузку (если двигатель нагружен).

Современные ЭСУД, кроме кодов неисправностей, выдают на диагностический разъём или на CAN-шину информацию о давлениях и температуре в системах дизеля, частоте вращения коленчатого вала и др.

Часть информации, необходимой для экспресс-диагноза, например, сигналы синхронизации датчиков положения коленчатого и распределительного валов, датчика и регулятора давления топлива могут быть считаны прямо из контактов электронного блока управления с помощью многоканального цифрового осциллографа.

Оба упомянутых прибора работают вместе с персональным компьютером.

Поэтому основу измерительно-вычислительного комплекса составляют три функционально завершённых оборудования:

- персональный компьютер;
- системный диагностический модуль (сканер);
- модуль аналогового измерения - аналого-цифровой преобразователь (АЦП), многоканальный цифровой осциллограф.

Измерительно-вычислительный комплекс (ИВК) выполнен по модульному принципу. Аппаратное и программное средства состоят из отдельных модулей, интегрированных в него структуру, которая обеспечивает ему гибкость, уменьшает чрезмерность аппаратных средств, но сохраняет универсальность комплекса, потому что при открытой конфигурации есть возможность наращивания аппаратно-программных средств, в зависимости от решаемых задач. Само применение ПК в составе комплекса даёт ему дополнительные преимущества:

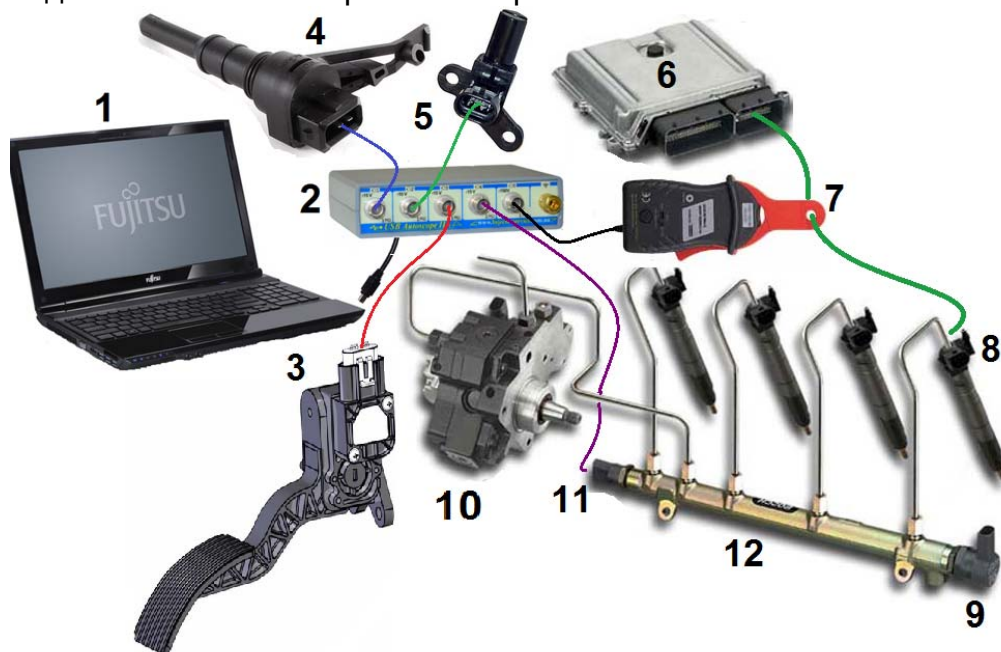
- 1) доступ к бортовым системам диагностирования, сбор, обработку и хранение информации;
- 2) считывание кодов неисправностей при непосредственной связи с объектом диагностирования;
- 3) формирование и накопление базы данных;
- 4) применение информационных технологий при обработке информации и постановке диагноза;
- 5) применение диагностических моделей;
- 6) автоматизацию диагностических процедур;
- 7) использование рациональных алгоритмов диагностирования.

ИВК должен удовлетворять определённым требованиям. Он не должен влиять на процессы в двигателе, иметь небольшое число модулей, которые подключаются, средств измерения к объекту диагностирования, обеспечивать регистрацию быстротечных процессов в системах ДВС и диагностирование функциональных узлов двигателя.

Модули АЦП, что соединяются с ПК, выпускаются разными фирмами разной структуры, быстродействия и числа каналов. Важно правильно определить структуру и технические характеристики модуля, чтобы из числа модулей, имеющих на рынке, выбрать необходимый.

В работе сформировано два варианта комплекса на базе персонального компьютера.

Первый вариант содержит ПК, системный диагностический модуль фирмы Bosch - KTS 520 и многоканальный цифровой осциллограф Usbscope. Оба прибора подключаются к ПК через USB порты.



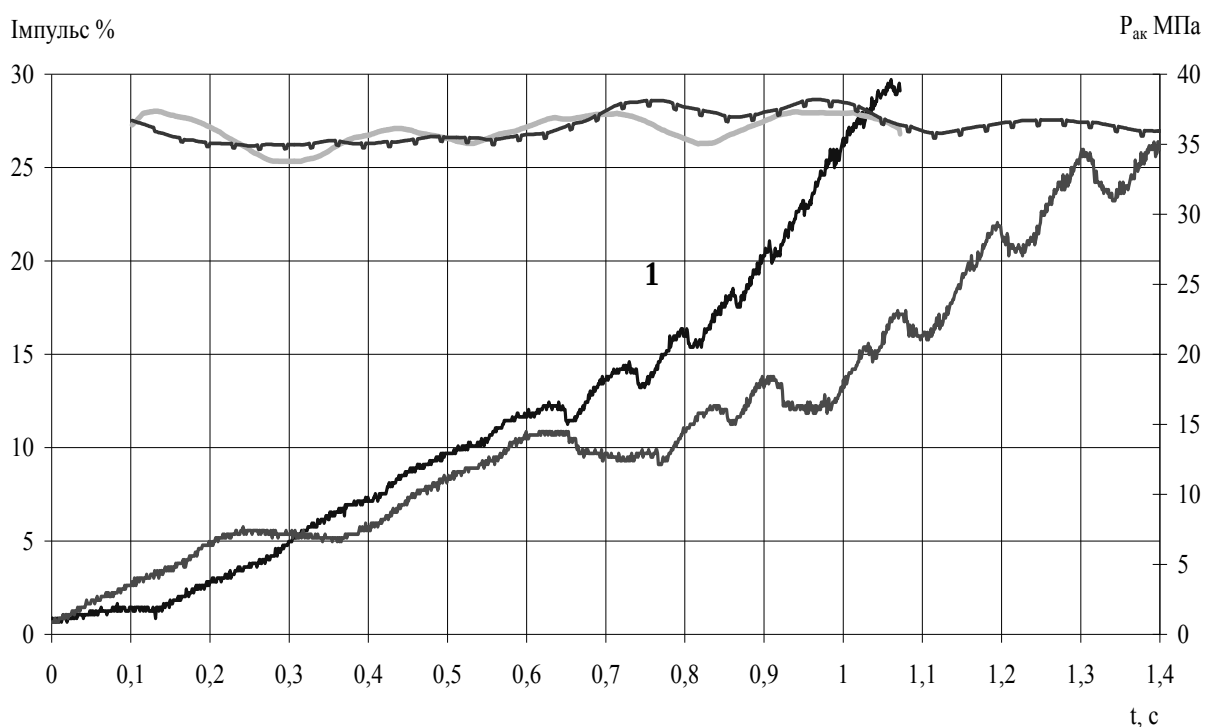
1 – Ноутбук с программой для обработки данных; 2 – цифровой пишущий осциллограф; 3- датчик положения педали; 4 – датчик скорости автомобиля; 5 – датчик фазы распределительного вала; 6 – ЭБУ Multijet; 7 – токовые клещи ;8 – группа электрогидравлических форсунок; 9 – регулятор давления топлива; 10 – ТНВД;

Фиг. 1. Измерительный комплекс на транспортном средстве

Как показали многочисленные эксперименты, в большинстве систем используется коррекция давления топлива лишь после выхода двигателя на режим холостого хода и соответственно и на других режимах. С момента старта к выходу на режим холостого хода коррекция не применяется. Можно сделать вывод - при наличии неполадки в одном из компонентов топливной аппаратуры отсутствие коррекции при пуске приведет к недостаточному давлению и соответственно затяжному пуску двигателя транспортного средства. Итак, режим пуска и свободного ускорения являются наиболее благоприятными для выявления многих неисправностей в CommonRail. Режим пуска лучший для оценки скорости нарастания давления топлива в аккумуляторе, а на режимах свободного ускорения необходимо учитывать и величину коррекции системы управления.

Как показал анализ результатов, в зависимости от частоты обращения коленчатого вала двигателя изменение управляющего сигнала происходит нелинейно. В нижнем диапазоне частоты обращения изменение давления в большей мере обусловлено изменением частоты обращения приводного вала ТНВД (фиг. 2.). По мере роста частоты вращения влияние скажности управляющего сигнала становится большим. На рисунках 2 и 3 приведена характеристика изменения давления в гидроаккумуляторе. Измерение с помощью мотор тестера Bosch FSA 740 (KTS 570) Как видно из рисунка измерение давления осуществляется очень медленно и поэтому график давления может лишь приблизительно оценить максимальную амплитуду к которой давление поднялось. Поэтому использование считывания параметров с помощью FSA и KTS недостаточно для оценки давления, как это было проведено в эксперименте на автомобиле Renault

Kangoo. KTS позволяет получить лишь косвенные данные, которые могут быть недостаточно достоверно интерпретированы.



1 – исправный ТНВД; 2 – неисправный ТНВД

Фиг. 2. Давление в аккумуляторе и управляющий сигнал на регуляторе давления в режиме пуска двигателя Renault Kangoo при исправном и неисправном ТНВД

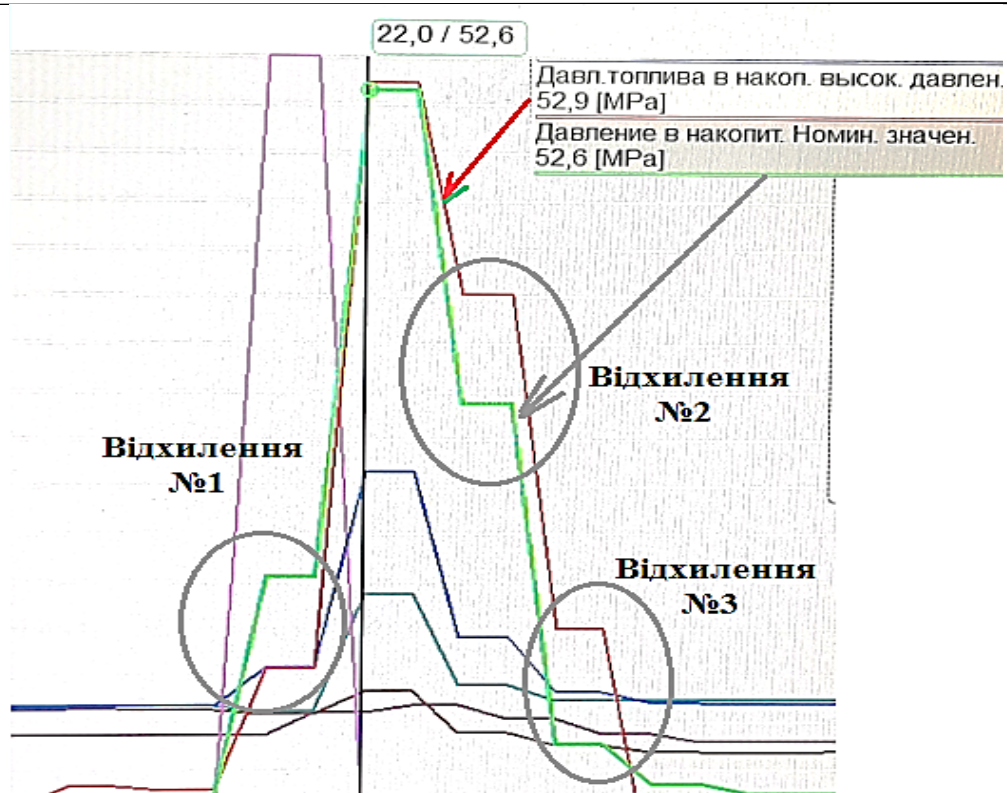
Например на рисунке фиг. 3 есть отклонения номинального расчетного давления от реального в топливной аппаратуре. Эти отклонения могут быть обусловлены задержкой передачи диагностической информации в KTS сквозь диагностический разъём. Но также они могут говорить о том, что имеет место неисправность в топливной аппаратуре.

Поэтому чтобы проверить это более детально – нужно провести измерение непосредственное на датчике давления в топливной рампе с помощью пишущего осциллографа.

Давление топлива в топливной рампе определяется по помощи датчика давления. Сигнал полученный из датчика передается в блок управления двигателя.

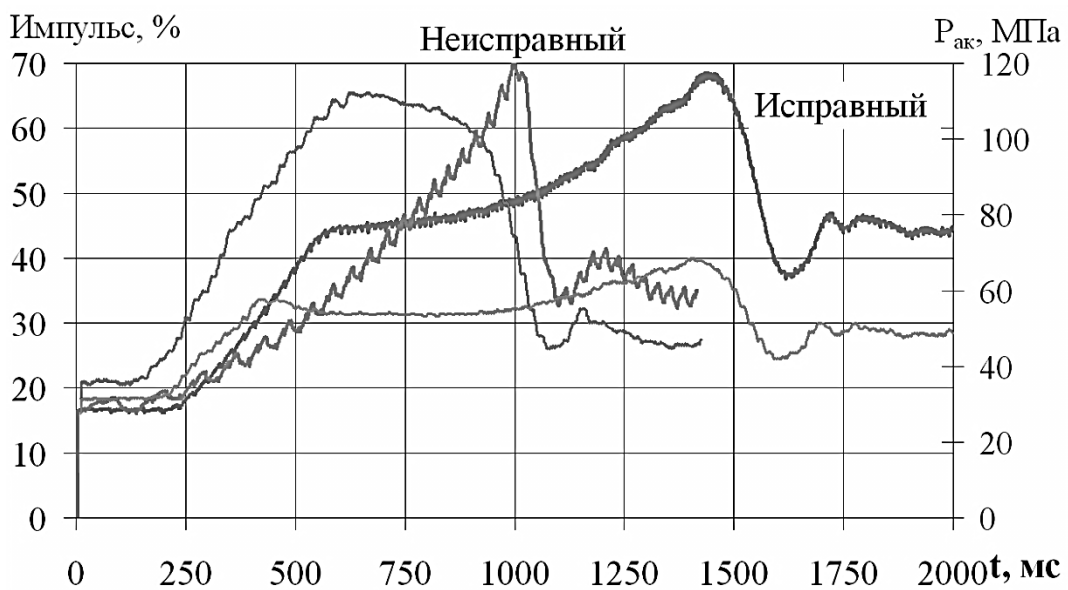
На рисунке **Фиг.4.** – представлена диаграмма, которая характеризует влияние коррекции, внесенной блоком управления, для поддержки необходимого давления топлива. При неисправности одной из плунжерных пар система управления двигателем увеличила продолжительность управляющего импульса до 65% для неисправного ТНВД, в то время, как в эталонном варианте в этот момент времени эта же величина составила 32%, причем максимумы для сигнала с исправного и неисправного ТНВД не совпадают и максимум для исправного варианта составил 40%. Выход из порядка клапанной группы ТНВД приводит к полной неработоспособности плунжерной пары и соответственно неспособности развить какое-нибудь давление. На **Фиг. 4.** представлены сигналы датчика давки топлива для исправного и неисправного ТНВД Renault Kangoo.

Как видно из рисунка, амплитуда колебаний давления топлива при данном виде неисправности значительно превышает амплитуду колебаний давления при нормальном срабатывании плунжерных пар, что позволяет выявить неисправность.



Фиг. 3. – Различие между номинальным и реальным давлением (изображение экрана Esitronic)

Изменение характера колебаний давления топлива значительно по амплитуде, которая однозначно фиксируется штатным датчиком давления топлива, и подтверждает возможность проведения экспресс - диагностирования транспортных средств с дизелями с Common Rail. Полностью подтвердилось положение о наличии обратной связи по регулятору давления топлива. При имитации неисправности ЭБУ автомобиля компенсировал до 25% утечки топлива. Поэтому предлагаемые методы проведения диагностирования узлов топливной аппаратуры могут быть использованы при частичной или полной коррекции, которая вводится со стороны ЭБУ.



Фиг. 4. Коррекция давления топлива при ускорении

В результате проведенных экспериментов было установлено, что в гидроаккумуляторе возникают колебания давления топлива при срабатывании разных узлов топливной аппаратуры. Эти колебания с достаточной для постановки диагноза точностью можно зафиксировать с помощью штатного датчика давления топлива в гидроаккумуляторе. Были установлены зависимости частоты, амплитуды и формы колебаний в зависимости от технического состояния того или другого гидравлического узла. Для ТНВД записанные эталонные амплитуды колебаний при срабатывании каждой насосной секции. В ходе проведения экспериментов имитировались неполадки, связанные с утечками в контуре низкой давления, неисправностью одной из плунжерных секций ТНВД, неисправностью РДТ.

Практическая апробация выполнена на автомобиле Renault Kangoo с дизельным двигателем с помощью мотортестера Bosch FSA 740 / KTS 520 и пишущего осциллографа USB Scop 2 во время дорожных испытаний.

Литература:

1. Zagalni printsipli diagnostuvannya elektronnih sistem keruvannya avtomobilya: navch. posib. / O.F.Daschenko, V.G.Maksimov, O.N.Nitsevich [ta in.]; za red.. M.B.Kopitchuka. – O.: Nauka i tehnika, 2012. – 392 s.
2. Predko A.V. Monitoring, diagnostiro-vanie i prognozirovanie parametrov tehniceskogo sostoyaniya transportnykh sredstv v usloviyakh ITS / A.V. Predko, YU.V. Gritsuk, I.V. Gritsuk, V.P. Volkov // Alternativnyie istochniki energii v transportno-tehnologicheskoy komplekse: problemy i perspektivy ratsionalnogo ispolzovaniya: Sbornik nauchnykh trudov po materialam ejegodnykh konferentsiy (Voronezh, 27–28 aprelya 2015 g.). – Voro-nej. – 2015. – Vyip. 2.– S. 126–131.
3. Gubertus Gyunter. Diagnostika dizel-nykh dvigateley. Seriya «avtomehanik»./ Gubertus Gyunter. [per.s nem.] – M.: ZAO «KJI Za rulëm», 2004. – 176 s.
4. Sistemyi upravleniya dizelnyimi dvi-gatelyami Bosch.Uzlyi i agregaty/ [Pere-vod s nemetskogo YU.G.Grudskiy, A.G.Ivanov]. – M.: ZAO «KJI Za rulëm», 2004. – 478 s. – (Pervoe russkoe izdanie).
5. Gabitov I.I., Grehov L.V., Negovora A.V. Tehnicheskoye obslujivanie i diagno-stika toplivnoy apparatury avtotraktornykh dizeley. M.: Legion-Avtodata, 2008. - 248 s.
6. Poyda A.N. Analiz tehniceskogo sosto-yaniya toplivnoy apparatury na osnove kolebaniy davleniya topliva v gidroakkumulyatore / A.N. Poyda, E.YU. Zenkin // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2009. – № 1 – S. 112-118.

За контакти:

Zenkin Evgeny, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Kharkiv National Automobile and Highway University (KhNAHU), St. Yaroslav Mudryi, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: crservice2008@gmail.com tel.: +38-097-706-19-30.

**ОЦЕНКА УКЛОНА ДОРОГИ
МЕТОДОМ СКАТЫВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ - часть 2**

Владимир Зуев, Эрнест Рабинович, Михаил Буравцев, Александр Перов

**ESTIMATION OF ROAD GRADIENT
BY CAR ROLLING-DOWN METHOD- part 2**

Vladimir Zuiev, Ernest Rabinovich, Mikhail Buravtsev, Aleksandr Perov

Abstract: Part 1 of this article proposes a method for estimating the grade of road sections, including the free rolling of the car downhill, its coasting uphill at the same point and at the same speed, recording its speed in both modes vs path or time, accepting the values of some unknowns and calculating the rest of the unknowns by the proposed formulas. It is called the "equal velocity point method" (PEV). In this second part, it is shown that the calculated value of the grade does not depend much on the values of wind speed and the vehicle flow factor and can be calculated from the average or expected values of these parameters. In experiments on four vehicles, 84 PEVs were obtained. The grade values calculated on the basis of PEV differ from the values calculated on the basis of the barometric altimeter at numerous measurements on different cars by no more than 1 ‰ on average. The ways of improving the method are described. The method does not require the use of special equipment and special training of performers.

Key words: road, gradient, car, coasting, measurement, Calculations, comparison with more precise values

1. Введение:

Уклоны дороги – один из самых сильных факторов, повышающих расход топлива, независимо от того, оно углеводородное, чисто водородное или вообще электроэнергия.. Даже если завтра все автомобили станут электрическими, а послезавтра – водородными, уклон дороги будет влиять на потребление энергии, а значит на выброс в атмосферу тепла от выработки электроэнергии для зарядки электромобилей или электролиза воды для получения водорода.

Вероятно, можно найти официальные данные об уклонах основных дорог (правда, есть риск получения данных по проекту, а не геодезической съемки сданного в эксплуатацию участка дороги). Но это не относится к зонам строительства автомобильных и железных дорог, ЛЭП, новых поселений – там сплошь и рядом грузовые автомобили движутся по объездам и временным дорогам, используемым недолго (так что нет смысла заказывать дорогую геодезическую съемку). Наконец, знание уклонов необходимо для планирования перевозок, движения колонн, нормирования затрат времени и топлива. Поэтому измерение уклонов – важная и ответственная задача, и столь же важен и актуален поиск способов сокращения затрат труда и средств на ее решение.

2. Изложение:

Анализ публикаций приведен в первой части настоящей работы [1]. Там подчеркнуто, что практике требуется метод измерения уклонов дороги, обеспечивающий нужную точность, например, 0,001, не требующий специальных средств и чрезмерных затрат труда, времени и финансов. Рассмотрены несколько таких методов, в частности, метод ТОС (точек одинаковой скорости), состоящий в записи диаграмм проезда автомобиля накатом в прямом и обратном направлениях и подбора таких точек, в которых модуль скорости в обоих проездах одинаков. Это уменьшает число неизвестных в уравнениях движения. Предварительные тесты подтвердили полезность такого подхода и выявили его недостатки.

Более обширные эксперименты, имевшие целью изучение возможностей метода и путей его совершенствования, были проведены на четырех автомобилях: DAEWOO Lanos (Poland), Hyundai I30 (2007), ZAZ Lanos и Samara 2 VAZ-2115.

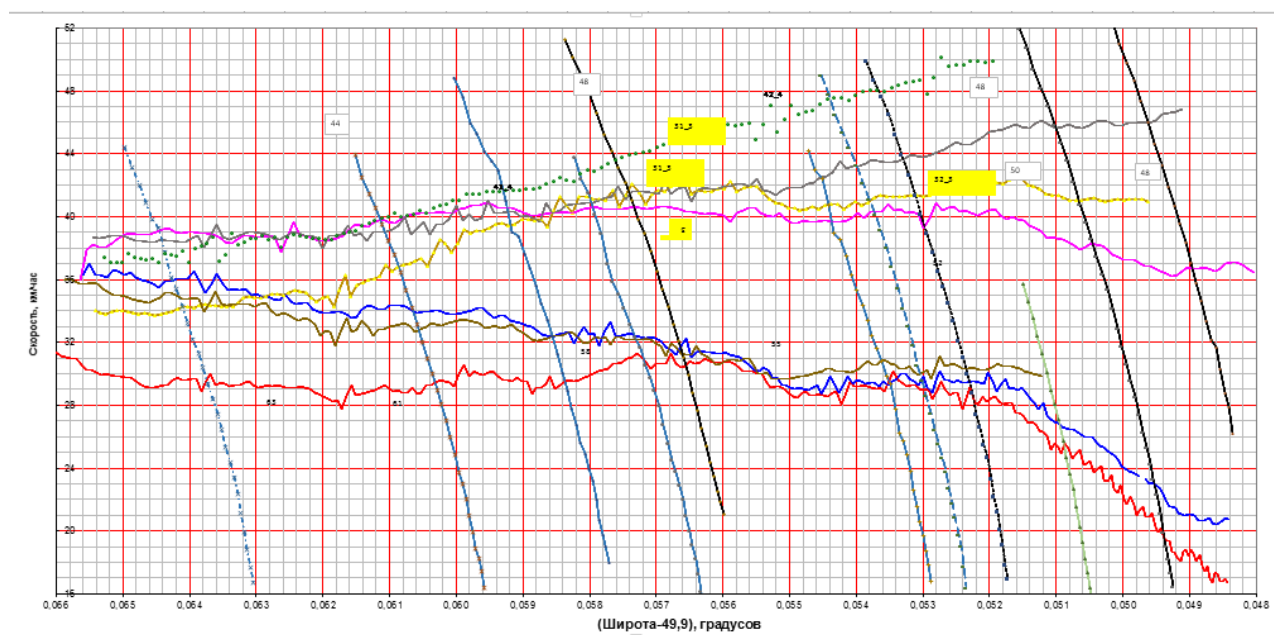
Использованное оборудование: приемник сигналов GPS/ГЛОНАСС туристский (навигатор) Garmin eTrex 30 с барометрическим альтиметром, анемометр чашечный MC-13, фотокамеры Canon PowerShot A700 и A2100 IS.

Погода сухая, теплая. Средняя плотность воздуха – $1,25 \text{ кг/м}^3$. Направление ветра – от В до СВ, т. е. от 90° до 45° . Скорость ветра на уровне $0,8 \dots 0,9 \text{ м}$ по замеру чашечным анемометром, с учетом калибровки – $2,4 \text{ м/с}$. При среднем направлении ветра $47,5^\circ$ и среднем азимуте дороги 200° – $v_w = 1,9 \text{ м/с}$.

Испытательные режимы: разгон с последующим выбегом до конца мерного участка дороги на юг (на подъем), а после разворота в обратном направлении (на спуск) – повторение разгона с выбегом либо скатывание с разных скоростей; разгоны выполнялись на 4-ой передаче от 60 до 110 км/ч , на 3-ей – от 50 до 110 км/ч , на 2-ой – от 20 до $80\text{-}90 \text{ км/ч}$, на 1-ой – от 0 до $40\text{-}50 \text{ км/ч}$; разгоны на 2-ой передаче удавалось повторить в одном направлении за один заезд два-три раза, на 1-ой – до пяти раз.

В течение всего эксперимента навигатор не выключали, он каждую секунду записывал трек, то есть значения времени, широты, долготы и высоты в каждой последовательной точке. Использование определенных приемов работы с навигатором позволяло записывать, а затем и считывать значения показателей с дискретностью отсчетов 10 знаков после запятой для координат и времени и $0,48 \text{ м}$ для высоты.

Точки одинаковых скоростей (ТОС) находили по пересечению кривых выбега автомобилей после разгона на подъем и свободного скатывания на спуск. Пример диаграммы пересечений показан на фиг. 1. Точечные значения скорости вычисляли делением пути между двумя соседними точками ΔS на соответствующее приращение времени Δt с последующим сглаживанием полученного ряда точечных скоростей полиномами 1-2 степеней. Если точка пересечения попадала в область явного нарушения плавности дорожной поверхности, повторяющегося на нескольких кривых скатывания, эту точку удаляли из массива (пример – зона широт от $49,9526$ до $49,9530$).



Фиг. 1. Пример диаграммы поиска ТОС автомобиля Hyundai i30; кривые скатывания (близкие к горизонтали) идут справа налево, кривые выбега (близкие к вертикали) – сверху вниз

Кривые обозначали номером строки в таблице трека, точки – сочетанием номеров кривой выбега и кривой скатывания, например, Zu1491_2175 (Zu – обозначает испытателя, который выполнял этот заезд).

Можно предположить, что самые точные результаты даст сочетание выбега и скатывания, разделенных наименьшим интервалом времени. Известно, однако, что за три секунды скорость ветра может измениться в два раза, а направление – на 120°. Поэтому в работе использованы формулы, где есть возможность подставлять разные значения скорости ветра в прямом и обратном направлениях.

Как показал анализ, результаты расчета уклона i и коэффициента сопротивления качению f мало зависят от значений скорости ветра w и фактора обтекаемости kF – табл. 1 и 2, где i и f вычислены для принятого диапазона возможных значений w и kF . Поэтому вместо неизвестных значений этих факторов можно принимать средние для всего диапазона либо наиболее вероятные по мнению расчетчика – ошибка при этом не превысит 2 %.

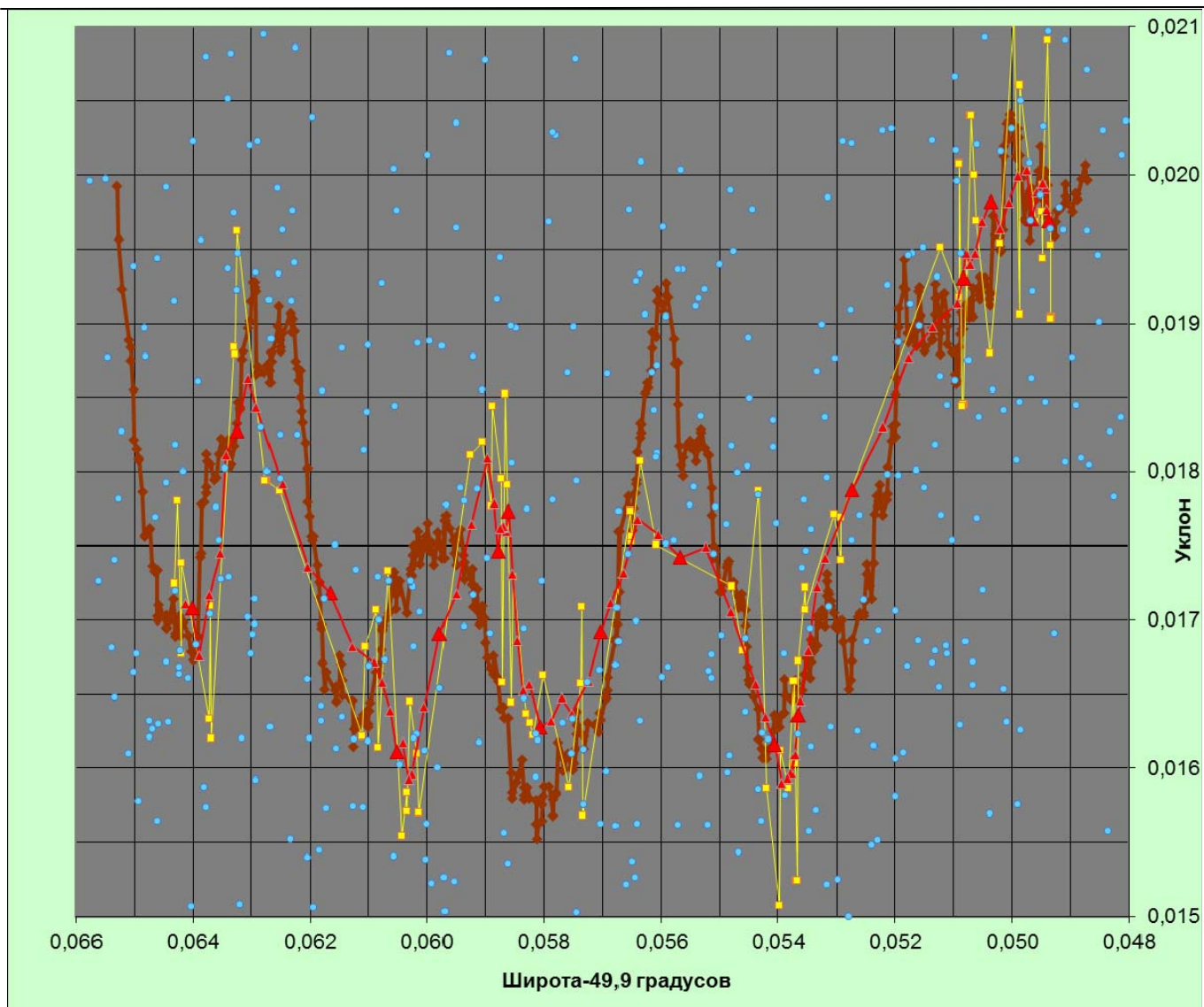
Таблица 1. Вариация расчетного уклона в пределах возможного диапазона скорости ветра и фактора обтекаемости

Сх дор.	kF	Скорость ветра, м/с												Ср.
		0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3	
0,3	0,48 2	16,4 7	16,6 3	16,7 9	16,9 5	17,1 1	17,2 7	17,4 3	17,5 9	17,7 5	17,9 1	18,0 7	18,2 3	17,3
0,32	0,51 4	16,5 1	16,6 8	16,8 5	17,0 2	17,1 9	17,3 6	17,5 3	17,7 0	17,8 7	18,0 5	18,2 2	18,3 9	17,4
0,34	0,54 6	16,5 5	16,7 3	16,9 2	17,1 0	17,2 8	17,4 6	17,6 4	17,8 2	18,0 0	18,1 8	18,3 6	18,5 5	17,5
0,36	0,57 8	16,6 0	16,7 9	16,9 8	17,1 7	17,3 6	17,5 5	17,7 5	17,9 4	18,1 3	18,3 2	18,5 1	18,7 1	17,7
0,38	0,61 0	16,6 4	16,8 4	17,0 4	17,2 5	17,4 5	17,6 5	17,8 5	18,0 6	18,2 6	18,4 6	18,6 6	18,8 7	17,8
0,4	0,64 2	16,6 8	16,8 9	17,1 1	17,3 2	17,5 3	17,7 5	17,9 6	18,1 7	18,3 9	18,6 0	18,8 1	19,0 3	17,9
0,42	0,67 4	16,7 2	16,9 5	17,1 7	17,3 9	17,6 2	17,8 4	18,0 7	18,2 9	18,5 1	18,7 4	18,9 6	19,1 9	0,0

Таблица 2. Вариация расчетного коэффициента сопротивления качению в пределах возможного диапазона скорости ветра и фактора обтекаемости

Сх дор.	kF	Скорость ветра, м/с												Ср.
		0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3	
0,3	0,37 8		16,7 8	16,8 0	16,8 1	16,8 3	16,8 5	16,8 7	16,8 9	16,9 2	16,9 4	16,9 7	17,0 1	16,9
0,32	0,40 3	17,0 1	17,0 2	17,0 3	17,0 5	17,0 7	17,0 9	17,1 1	17,1 4	17,1 6	17,1 9	17,2 2	17,2 6	17,1
0,34	0,42 8	17,2 5	17,2 6	17,2 7	17,2 9	17,3 1	17,3 3	17,3 5	17,3 8	17,4 1	17,4 4	17,4 7	17,5 1	17,4
0,36	0,45 3	17,4 8	17,5 0	17,5 1	17,5 3	17,5 5	17,5 7	17,6 0	17,6 2	17,6 5	17,6 9	17,7 2	17,7 6	17,6
0,38	0,47 9	17,7 2	17,7 3	17,7 5	17,7 7	17,7 9	17,8 1	17,8 4	17,8 7	17,9 0	17,9 4	17,9 7	18,0 1	17,8
0,4	0,50 4	17,9 6	17,9 7	17,9 9	18,0 1	18,0 3	18,0 5	18,0 8	18,1 1	18,1 5	18,1 8	18,2 2	18,2 7	18,1
0,42	0,52 9	18,1 9	18,2 1	18,2 2	18,2 4	18,2 7	18,2 9	18,3 2	18,3 6	18,3 9	18,4 3	18,4 7	18,5 2	18,3

В расчетах использованы данные 84 точек, в том числе по автомобилю Lanos (Poland) – 25 точек, Hyundai i30 – 34, ZAZ Lanos – 15 и VAZ-2115 – 10 точек. Результаты представлены на фиг. 2 в сопоставлении с диаграммой уклонов, полученной М. Буравцевым по сигналам GPS/ГЛОНАСС и показаниям барометрического альтиметра путем многократных измерений. Эти данные приняты здесь в качестве более точных – за неимением актуальных данных геодезических измерений.



Фиг. 2. Расчетное распределение уклонов мерного участка дороги по широте

На фиг. 2 желтые квадратные маркеры, соединенные желтыми отрезками прямых, – это индивидуальные значения уклона в каждой точке, рассчитанные по методу ТОС. Крупные красные треугольные маркеры означают средние значения в группах по 5 точек (точки 1-5, 6-10 и т.д.). Мелкие красные треугольные маркеры, соединенные красными отрезками прямых, – это средние значения в последовательных группах по 5 точек, составленных смещением на одну точку (1-5, 2-6, 3-7 и т.д.).

Мелкие коричневые маркеры-ромбики, соединенные коричневыми отрезками прямых – это средние значения уклонов в точках, полученные многоступенчатой обработкой экспериментальных данных по восьми заездам. Мелкие круглые голубые маркеры – это средние значения в последовательных группах из пяти очищенных отсчетов в одном проезде, составленных смещением на одну точку. Приведены на этой диаграмме, чтобы показать, что значительный разброс точек характерен для обоих сравниваемых методов.

В большинстве случаев расхождение между усредненными значениями обоих расчетов при одинаковой широте не выходит за пределы 1 ‰ (промилле). Коэффициент вариации значений уклона по альтиметру составляет в среднем 0,16, при среднем уклоне 17 ‰ это означает, что 65 % всех случайных значений укладываются в диапазон $m \pm \sigma = 17 \pm 2.7$. Полученное методом ТОС наибольшее отклонение 1,5 ‰ существенно меньше. Даже значения уклонов в индивидуальных точках не выходят за пределы разброса по БА.

3. Заключение

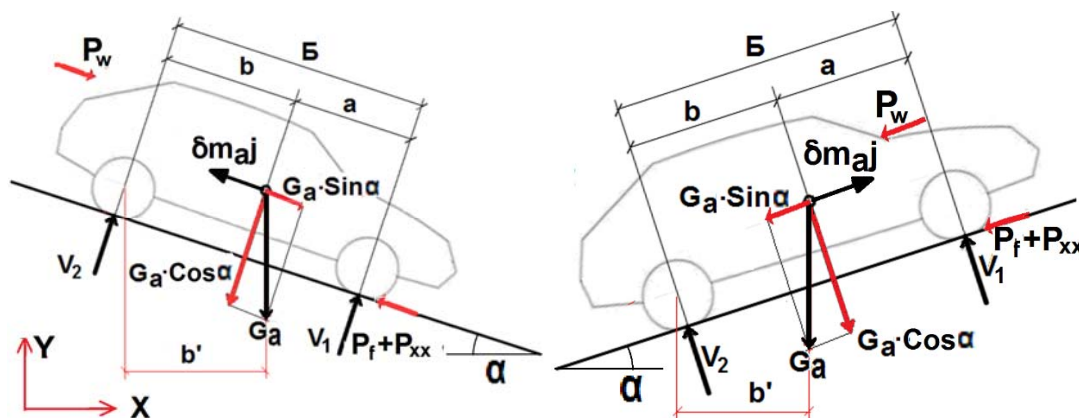
Эксперимент на четырех автомобилях показал, что расчет методом ТОС дает значения уклона, сопоставимые с получаемыми на основе показаний барометрического альтиметра. Следовательно, его можно использовать для оценки уклонов дороги при отсутствии более точных средств.

Метод ТОС допускает совершенствование. Можно, например, в каждом заезде повторять по несколько пар разгонов и выбегов на 1-ой и 2-ой передачах, чтобы при меньшем числе заездов получать больше точек, т.е. более подробный продольный профиль дороги.

Приложение: Теоретические основы метода ТОС

Теоретические основы подробно описаны в части 1 настоящей статьи [1]. Здесь повторены вкратце для удобства читателей

Анализ сил, действующих на автомобиль на уклоне, проиллюстрирован на фиг. 4.



Фиг. 1. Силы, действующие на автомобиль на спуске (слева) и на подъеме

Силовой баланс на спуске:

$$+P_{\alpha} - P_f - P_{xx} - P_{wdn} - \delta \cdot m \cdot j_{dn} = 0, \quad (1)$$

где P_{α} - скатывающая сила;

P_f - сила сопротивления качению, Н;

P_{xx} - сопротивление холостого хода трансмиссии, Н;

P_w - сопротивление воздуха, Н;

m - масса автомобиля в рассматриваемом случае, кг;

δ - коэффициент учета вращающихся масс.

$$P_{\alpha} = i(S) \cdot m \cdot g; \quad (2)$$

где $i = \sin \alpha$, уклон, меняющийся в зависимости от пути автомобиля S ; α – угол наклона продольной оси дороги к горизонту;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$$P_f = f(v_a) \cdot m \cdot g, \quad (3)$$

где $f(v_a)$ – коэффициент сопротивления качению (КСК), зависящий от скорости автомобиля;

$$P_{xx} = P_0 + a \cdot v_a \approx (1...2) \cdot (6 + 0,33v_a), \quad (4)$$

Этой формулой можно пользоваться, когда сопротивления холостого хода трансмиссии заведомо малы по сравнению с другими действующими силами.

$$P_w = kF \cdot (v_a \pm 3,6 \cdot v_w)^E, \quad (5)$$

где k – фактор обтекаемости; $k = 0,5\rho \cdot C_x$ (ρ – плотность воздуха, кг/м³, C_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления);

F – лобовая площадь автомобиля, м²;

v_w – составляющая скорости ветра, направленная вдоль оси движения автомобиля, м/с;

E – предложенный в [2, 3] показатель степени. Для скоростей от 3,6 до 53 км/ч

$$E = -3,9593E-07 \cdot v^4 + 7,3509E-05 \cdot v^3 - 0,0050927 \cdot v^2 + 0,1522 \cdot v + 0,51471. \quad (6)$$

Добавим второе уравнение, описывающее движение автомобиля по уклону вверх, на подъем (фиг. 1, справа).

$$\begin{cases} +P_\alpha - P_f - P_{xx} - P_{wdn} - \delta \cdot m \cdot j_{dn} = 0 \\ -P_\alpha - P_f - P_{xx} - P_{wup} - \delta \cdot m \cdot j_{up} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

По определению метода, оба уравнения описывают движение автомобиля в двух противоположных направлениях через одну и ту же точку дороги (т.е. уклон в обоих уравнениях одинаков) и с одной и той же по модулю скоростью – тогда будут численно равны в обоих случаях сопротивления качению и потери холостого хода трансмиссии. Вычтя второе уравнение из первого, мы найдём скатывающую силу, а через нее – уклон.

$$\begin{aligned} 2P_\alpha - (P_{wdn} - P_{wup}) - \delta \cdot m \cdot (j_{dn} - j_{up}) &= 0; \\ P_{wdn} - P_{wup} &= kF \cdot \left[\left(\frac{v_a}{3,6} - v_{wdn} \right)^E - \left(\frac{v_a}{3,6} + v_{wup} \right)^E \right]; \\ i &= \frac{-kF \cdot \left[\left(\frac{v_a}{3,6} - v_{wdn} \right)^E - \left(\frac{v_a}{3,6} + v_{wup} \right)^E \right] - \delta \cdot m \cdot (j_{dn} - j_{up})}{2mg}, \end{aligned} \quad (8)$$

Если $v_{wdn} = v_{wup} = v_w$, а $E = 2$, то

$$i = \frac{-kF \cdot v_w v_a / 0,9 - \delta \cdot m \cdot (j_{dn} - j_{up})}{2mg},$$

где j – ускорение автомобиля, м/с²;

dn, up – индексы движения на спуск (down) и на подъем соответственно.

Если уравнения не вычитать, а складывать, получим формулу для расчета КСК:

$$P_f = -(j_{dn} + j_{up}) \cdot \delta \cdot m_a / 2 - kF \left[(v_a / 3.6)^2 + v_w^2 \right] - P_x; \quad f = P_f / (g \cdot m_a). \quad (9)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Ocenka uclona dorogi metodom skatyvaniia avtomobilia / E`rnest Rabinovich, Mihail Buravtcev, Vladimir Zuev, Konstantin Zdebskii / Sb. «Transport, ekologiia — ustoi`chivo razvitie». XKHV nauchno-tekhnicheska konferentsiia s mezhdunarodno uchastie. EKOVARNA '2018. Tekhnicheski universitet — Varna. Kafedra «Transportna tekhnika i tekhnologii». 15-17 iunia 2017. S. 148-155.
2. Rabinovich E`.KH. Ocenka koe`ffitientov soprotivlenii` dvizheniiu avtomobilia po puti vy`bega / E`.KH. Rabinovich, V.P. Volkov, E.A. Belogurov // Ukraïns`kii` metrologichnii` zhurnal. – 2010.–№4.– S.47-52
3. Rabinovich E`.KH. Ocenka koe`ffitientov soprotivlenii` dvizheniiu avtomobilia po puti vy`bega / E`rnest Rabinovich, Vladimir Volkov, Marina Kramarenko // Sb. «Transport, ekologiia — ustoi`chivo razvitie». XKHII nauchno-tekhnicheska konferentsiia s mezhdunarodno uchastie. EKOVARNA '2015. Tekhnicheski universitet — Varna. Kafedra «Transportna tekhnika i tekhnologii». S. 274-282. 14-16 Mai` 2015.

За контакти:

assistent eng. Vladimir Zuiev. Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service". 61082 Харьков ул. Маршала Рыбалко 4 кв. 90 Kharkov Ukraine. +38(067)4723746 vlal.zu@mail.ru

Ph. D., S. R., eng., retiree Ernest Rabinovich. Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service". 61103 Харьков, просп. Науки 66 кв. 44. Kharkov Ukraine. +38(067)5797220. erjara3@gmail.com;

eng., retiree Mikhail Buravtsev 61153 Харьков, просп. Юбилейный 32/186 кв 124 Kharkov Ukraine. +38(097)5423556 mikhail.buravtsev@gmail.com

Student Alexandr Perov Kharkov National Automobile Highway University. Department "Technical maintenance and automobile service". +38(099)3598581 perov.aleksandr1994@gmail.com

МОНИТОРИНГ КАЧЕСТВА ОТДЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРОИЗВОДСТВА УСЛУГ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ

MONITORING THE QUALITY OF INDIVIDUAL PROCESSES OF MANUFACTURING SERVICES OF MAINTENANCE AND REPAIR OF CARS

Serhii Mastepan, Olena Mastepan

Abstract. Justification of the flow chart of the production process of the automobile transport enterprise and the importance of monitoring its components on the basis of the process approach. Algorithm for monitoring the technical and technological potential of the enterprise.

Keywords: monitoring, technological equipment, production process.

1. Введение:

Существующие предприятия автомобильного транспорта (ПАТ) не могут обеспечить автомобили качественными услугами технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р). В первую очередь это связано с тем, что много элементов (подразделений, служб, отделов) системы производства услуги рассматриваются отдельно. Считается, если элементы системы функционируют эффективно, то и предприятие функционирует эффективно. В условиях избытка всех ресурсов такой подход может сработать, но в условиях дефицита будет снижаться производственный потенциал предприятия и его рентабельность.

2. Решение задачи:

Система производства ТО и ремонта автомобиля является сложной системой, кибернетической [1]. Из чего следует, что эффективное функционирование технической службы ПАТ возможно и в том случае, когда отдельный ее элемент не работает. Или работает недостаточно эффективно, с точки зрения элемента как самостоятельной системы (изнутри). В первом случае, его можно свободно исключить из системы [2], во втором – нужно установить уровень эффективности достаточный для системы производства ПАТ.

Разработка эффективного производственного процесса предприятия и его совершенствование должно происходить на основе процессного подхода [2], то есть предусматривать создание из последовательности отдельных процессов (процесс изучения условий эксплуатации автомобилей, рынка сервисных услуг, рынка ресурсов, процесс определения условий использования и закупки ресурсов, процесс принятия транспортного средства на обслуживание или ремонт, процесс планирования работ, процесс подготовки производства технического обслуживания и ремонта и др.), так как сейчас оно есть, в общий процесс производства услуги.

Эффективность производственного процесса будет оцениваться соответствием его реальных показателей с заданными, а конкурентоспособность предприятия, в некоторой степени, соотношением и динамикой изменений показателей производственного процесса.

Практически на всех ПАТ существует проблема «проблемы». Под «проблемой» следует понимать ее конкретные характеристики (симптомы, место, задействованные элементы производства, последствия, ресурсы необходимые для решения проблемы и др.) Чаще всего на производстве знакомятся с «проблемой» выявляя ее последствия. Общеизвестно, что проблему легче и дешевле предупреждать, чем устранять ее последствия. Для выявления симптомов проблем необходимо проводить мониторинг основных составляющих производственного процесса, определив его критерии и показатели.

Общий производственный процесс можно представить совокупностью составляющих отдельных процессов, подлежащих мониторингу (рис. 1).

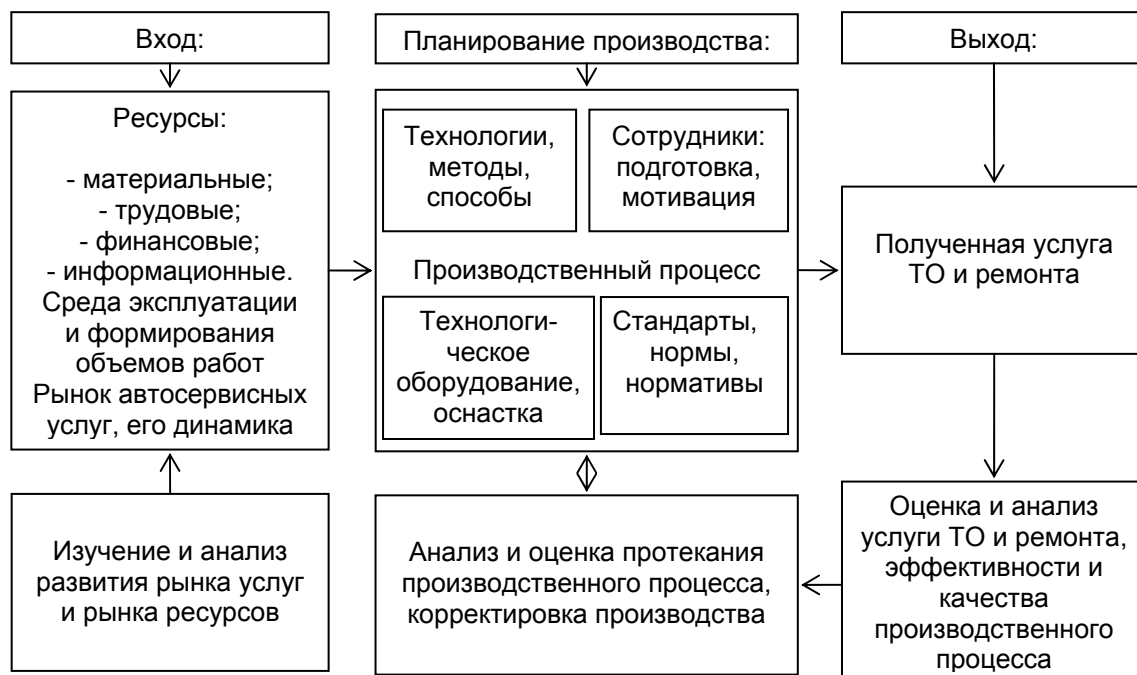


Рисунок 1 – Схема протекания производственного процесса ПАТ

Важной составляющей мониторинга качества и самой дорогостоящей, в результате все более технологического развития автомобильного транспорта, является оценка уровня и формирование направлений развития технико-технологического обеспечения ТО и ремонта автомобиля. То есть это система наблюдений за динамикой отклонений от научно-технических достижений технико-технологического уровня предприятия. Которая позволяет решить следующие основные задачи:

- получения объективной информации о ходе развития технологических процессов;
- оценка состояния технико-технологического обеспечения производства услуг, выявление причин низкого уровня, анализ информации с целью привлечения и внедрения современных научно-технических разработок;
- подготовка методических разработок, рекомендаций, положений, направленных на учет факторов негативного и позитивного влияния на развитие технико-технологического обеспечения производственного процесса.

Для реализации мониторинга необходимо иметь совокупность индикаторов – показателей технико-технологического состояния производственного процесса, то есть технологической базы ПАТ.

В соответствии с уровнем радикальности инновационных преобразований возможными являются такие направления развития технологической базы [3, 4]:

- 1) изменение типа производства;
- 2) внедрение новых технологий и технологических процессов;
- 3) реинжиниринг технологических процессов;
- 4) замена отдельного технологического процесса или его элементов;
- 5) обновления и перепроектирование технологической оснастки.

Сущность мониторинга технико-технологического потенциала предприятия заключается в организации системы оперативного контроля и первичного анализа изменений в его развитии, оценке производственного потенциала, обеспечения формирования и хранения информации о текущих значениях показателей технико-технологической деятельности.

Получение статистически достоверной информации и составления краткосрочных и долгосрочных прогнозов, необходимо для качественного управления процессом технологического развития предприятия.

Мониторинг, как правило, базируется на научной методологии достижения эффективности, системном анализе, прогнозировании и информационных технологиях.

Основными элементами системы мониторинга технико-технологического состояния ПАТ являются:

создание единого организационного центра мониторинга;

учет и оценка всех технических и технологических мероприятий, проводимых на предприятии;

выбор и обоснование постоянных показателей функционирования производственного процесса предприятия;

выбор и обоснование временных показателей, изменяющихся в зависимости от выполняемой предприятием работы;

формирование механизма и процедур непрерывной и дискретной регистрации показателей мониторинга;

формирование постоянно действующих массивов информации, разработка методики их обработки и хранения;

формирование процедуры использования имеющейся информации структурными подразделениями.

К основным принципам организации мониторинга технико-технологического состояния ПАТ можно отнести следующие:

целеустремленность мониторинга – достижение высоких конечных результатов, в соответствии с главной целью предприятия, т.е. направленность на максимизацию прибыли;

системность, комплексность мониторинга – мониторинг предприятия проводится в процессе функционирования его, как единого целого - системы и охвата всех структурных подразделений предприятия;

высокий научный уровень – включение в план мероприятий, соответствующих современному уровню развития науки и техники, обеспечивающих резкое повышение эффективности производства;

единство – между наблюдаемым объектом и системой мониторинга должно быть определенное единство;

непрерывность – обязательное обеспечение стратегических и текущих планов предприятия, их взаимосвязь;

принцип полноты информации – информация, получаемая при мониторинге, должна полно характеризовать технико-технологическое состояние производственного процесса предприятия;

принцип экономичности, который заключается в оперативном получении необходимой и своевременной информации с минимальными материальными и трудовыми затратами;

совместимость контроля – возможность использования существующей системы получения информации на предприятии для мониторинга состояния производственного процесса предприятия;

принцип количественной и качественной оценки – получение количественных или качественных характеристик свойств, параметров и показателей технико-технологического состояния производственного процесса.

Мониторинг технологического потенциала автосервисного предприятия реализуется в качестве системы наблюдений за динамикой развития технологического процесса и преследует следующие цели функционирования системы мониторинга:

получение достоверной и объективной информации о развитии технологических процессов на предприятии;

оценка и системный анализ получаемой информации, выявление причин, обуславливающих характер протекания процессов технико-технологического развития;

прогнозная оценка развития производственного процесса предприятия на кратко-, средне- и долгосрочную перспективу;

повышение эффективности управления технологическим потенциалом предприятия.

В организационном плане система мониторинга производственного процесса ПАТ требует проведения на предприятии таких обязательных мероприятий:

определение структурных подразделений и исполнителей, участвующих в проведении мониторинга;

обучение и консультации исполнителей, ответственных за проведение мониторинга, методологии и методикам получения, оценки и анализа информации;

проведение совещаний с руководителями подразделений по организации работ по обеспечению функционирования системы мониторинга;

определение источников и технических средств получения исходной информации о производственном процессе;

систематизация, обработка, анализ и интерпретация полученной информации;

разработка стратегии устойчивого технико-технологического развития производственного процесса предприятия;

внедрение тактических и стратегических решений технико-технологического развития производственного процесса.

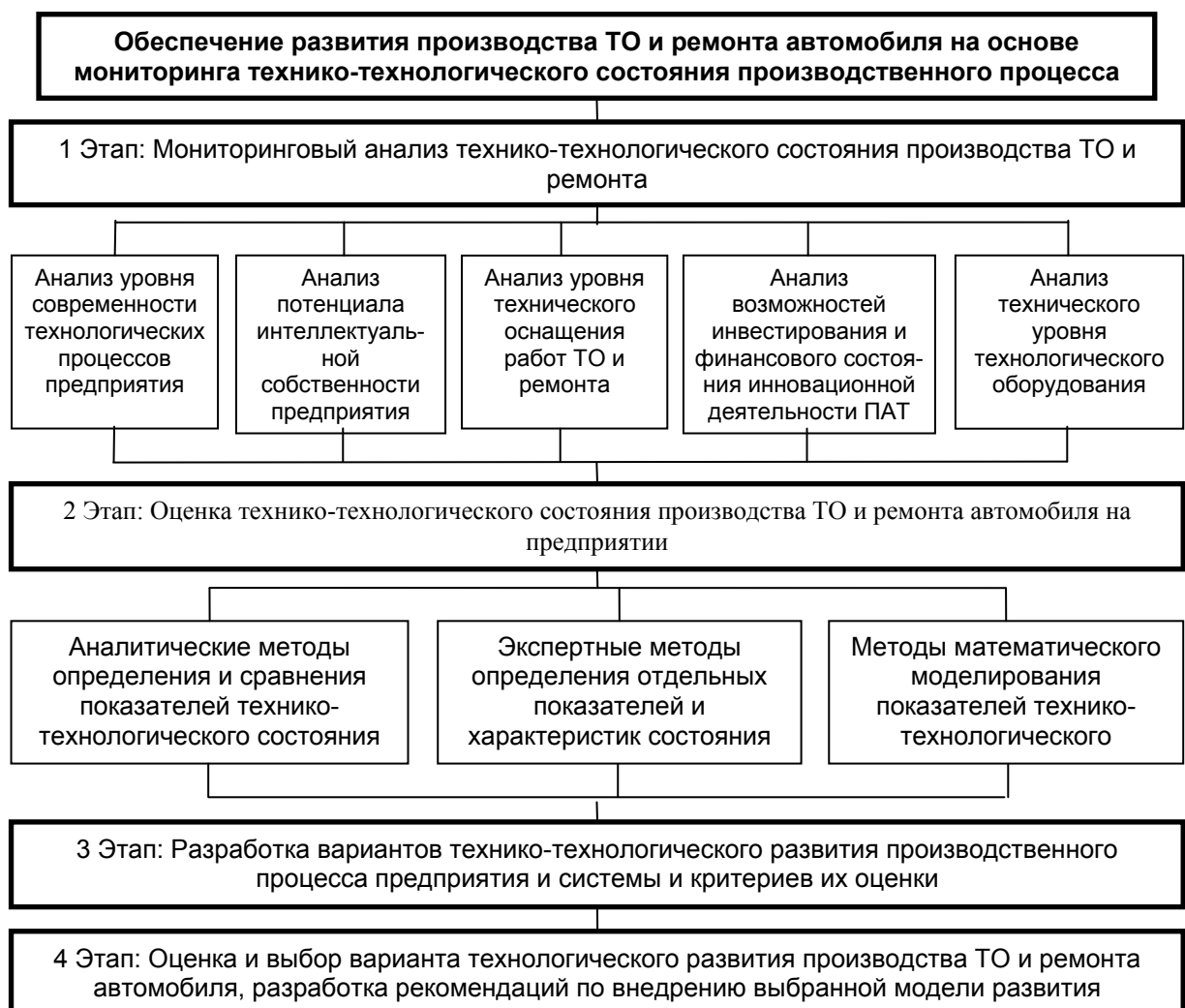


Рисунок 2 - Алгоритм проведения мониторинга технико-технологического потенциала предприятия

Мониторинг состояния технико-технологического потенциала предприятия целесообразно осуществлять поэтапно (рис. 2) [1, 3].

Разработка (рис. 2, 4 Этап) системы оценки вариантов включает выбор и уточнение критериев, по которым целесообразно оценивать варианты развития, и выбирать лучший вариант. Для различных решений критериями могут быть:

эффективность внедрения технологий;
экономичность внедрения;
надежность технологий и оборудования;
краткость использования технологий;
объем и уровень определенности последствий внедрения (предвидение последствий)
возможность внедрения технологий (финансовые и материальные возможности предприятия).

Оценка различных вариантов технико-технологического развития по приведенным критериям должна проводиться в два этапа:

1. Оценка вариантов на возможность внедрения в условиях современности.
2. Оценка вариантов на предмет возможного внедрения в будущем, в условиях нового производства.

3. Выводы:

Постоянно повышать эффективность производственного процесса ПАТ, можно только при условии непрерывного мониторинга качества отдельных процессов производства услуг ТО и ремонта автомобиля.

Литература:

1. Govoruschenko N.Ya. Tehnicheskaya kibernetika transporta: Uchebnoe posobie. / N.Ya. Govoruschenko, V.N. Varfolomeev. - Harkov: HGADTU, 2001. - 271 s.
2. Vseobschee upravlenie kachestvom: Uchebnik dlya vuzov / O. P. Gludkin, N. M. Gorbunov, A. I. Gurov, Yu. V. Zorin. Pod red. O. P. Gludkina. – M.: Radio i svyaz, 1999. – 600 s.
3. Samsonov A.N. Innovatsionnoe razvitie predpriyatiy kak strategicheskoe napravlenie deyatel'nosti: monografiya / A.N. Samsonov. – Moskva: Izdatel'stvo «Paleotip», 2005. – 59 s.
4. Tsarev, V.V., Kantarovich, A.A., Chernyish, V.V. Otsenka konkurentosposobnosti predpriyatiy (organizatsiy). Teoriya i metodologiya / V.V. Tsarev, A.A. Kantarovich, V.V. Chernyish. – Moskva: Izdatel'stvo «Yuniti», 2008. – 799 s.

Contacts: docent, PhD, Serhii Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380509652038, e-mail: mastepansm@gmail.com
graduate student, Olena Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380508015103, e-mail: mastepanea@gmail.com

ИЗМЕНЕНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МОТОРНЫХ, ТРАНСМИССИОННЫХ И КОМПРЕССОРНЫХ МАСЕЛ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

CHANGE OF TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF MOTOR, TRANSMISSION AND COMPRESSOR OILS DURING OPERATION OF TRANSPORT MACHINES

Mykhailo Nahliuk¹, Ivan Nahliuk²

Abstract: The results of variation of tribological properties of the motor and, transmission and compressor oils, depending on the operating time when operating vehicles.

Lubricating (tribological) properties were evaluated using the wear index, which characterizes the effect of antiwear oil additives on the wear of friction surfaces. The wear was determined at a temperature of $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ and a constant load of 196N (for motor oils) and 392N (for transmission oils) in flow 1h. The critical load characterizes the limit of the bearing capacity of surfactants in the lubricant material and the ability of the oil to prevent the scuffing of friction surfaces, and the welding load characterizes the maximum performance of the oil EP additives.

Key words: motor oil, transmission oil, compressor oil, operating time, vehicle, tribological properties

1. Введение

Высокие темпы роста количества транспортных машин в перевозке грузов и пассажиров связаны со значительным потреблением топлива и смазывающих материалов. В условиях непрерывно растущих цен на нефть и нефтепродукты, особенно важную роль играет вопрос, о рациональном использовании моторных, трансмиссионных и компрессорных масел. Малые сроки эксплуатации масла приводят к необоснованному его перерасходу, большие к снижению эксплуатационной надежности и долговечности двигателя и агрегатов. Масло, работавшее в двигателе или агрегате, является носителем информации, о термодинамических, химических и трибологических процессах, происходящих как в цилиндрах, сопряжениях так и в смазочной системе. Изменение технического состояния элементов конструкции двигателя, агрегата при эксплуатации или возникновение неполадок в его работе в значительной мере отражается на состоянии масла. Работа транспортных машин в различных условиях, а также влияние эксплуатационных и технологических факторов на срок службы масел обуславливает неодинаковую периодичность их смены.

Регламентированные сроки смены масел не всегда обоснованы ввиду применения двигателей и агрегатов различных моделей и модификаций, работающих в неодинаковых условиях эксплуатации. Масла, как правило, к сроку замены не исчерпывают запаса своих эксплуатационных свойств и могут работать дольше без снижения надёжности работы агрегатов транспортных машин. При достижении одним или несколькими показателями качества масла предельных значений происходит увеличение скорости изнашивания деталей, повышение склонности масла к образованию нагара и лаковых отложений в двигателе, что в результате снижает надёжность, экологичность и экономичность транспортной машины.

Реализация ресурса заложенного в двигателе и агрегатах транспортных машин, возможна только при использовании эксплуатационных материалов современного поколения, полностью соответствующих по эксплуатационным свойствам их конструкционным особенностям и условиям эксплуатации.

2. Изложение:

В процессе эксплуатации транспортной машины масло выполняет функции накопителя продуктов изнашивания и загрязнений, образующихся при работе двигателя или агрегата, а это приводит к изменению основных показателей качества масла, а также смазывающей способности масла. Из анализа литературы известно, что при испытании смазочного материала в лабораторных условиях, предпочтение отдаётся

четырёхшариковой машине трения (ЧШМ) ввиду простоты и высокой воспроизводимости эксперимента [1,2,3,4], что связано с исключительно низким разбросом по размерам, твердости и химическому составу образцов (шариков). Данная методика стандартизирована и имеет широкое применение (ГОСТ 9490, ASTM D 2783, DIN 51350).

В работе [5] разработана методика количественной оценки удельной работы изнашивания с помощью ЧШМ. В зависимости от величины нагрузки, которая при испытаниях должна иметь фиксирование значение, параметр удельной работы изнашивания определяет либо противоизносные свойства, либо противозадирные свойства смазочного материала.

В качестве энергетического интегрального критерия оценки трибологической характеристики смазочного материала в трибосистеме авторами [5] предлагается величина плотности энергии, затраченной на разрыв адгезионных мостиков и удаления единичного объема материала в процессе изнашивания, которая имеет сильную корреляцию с показателем износа D_{II} ($r = 0,91$), в худшей степени с индексом задира I_3 ($r = 0,57$) и слабой корреляции между критической нагрузкой P_K ($r = 0,20$) и нагрузкой сваривания P_C ($r = 0,45$). Низкая корреляция между P_K и P_C объясняется тем, что указанные параметры учитывают только предел работоспособности противоизносных и противозадирных присадок, но не учитывают их скорость срабатывания. При этом можно судить о суммарной трибологической активности противоизносных и противозадирных присадок в моторном масле и скорости их срабатывания.

У каждого эксплуатационного материала, включая хладагенты (фреоны), есть область применения, регламентируемая международными нормативными документами. Исходя из этого, каждый производитель техники, в том числе такие автомобильные концерны как BMW, MB, VW, GM и др. разрабатывает конкретные требования к применению того или иного эксплуатационного продукта для своих систем кондиционирования воздуха в салоне транспортной машины.

В руководстве по эксплуатации (техническому обслуживанию и ремонту) автомобилей, перечисленных производителей, как регламентирующем документе на проведение работ технического обслуживания, четко обозначены материалы и порядок проведения работ по обслуживанию систем кондиционирования. А именно: использование в качестве хладагента – фреона марки R 134a, в качестве смазочного материала – синтетических масел на основе сложных эфиров полиолов (POE) или полиалкилгликолей (PAG). Другие сочетания материалов (хладагентов других марок, а также, масел минеральной или полусинтетической основы) могут вызвать изменение смазывающих свойств масел и оказывать негативное влияние на надежность (безотказность и срок) эксплуатации агрегатов систем кондиционирования применяемых на автомобилях.

Большинство нормативных документов, в которых приведены физико-химические показатели, не имеют значений трибологической характеристики моторного масла и только в ГОСТ 12337-84 (моторные масла для дизельных двигателей) приведены эти значения для индекса задира, критической нагрузке и показателю износа. Среди физико-химических показателей трансмиссионных масел ГОСТ 23652-79, ТУ 38.1011238-89 приведен показатель трибологические свойства характеризуемый индексом задира, нагрузкой сваривания, критической нагрузкой и показателем износа [5,6,7].

Смазывающие (трибологические) свойства определялись по методу, изложенному в ГОСТ 9490. Показатель износа (D_{II}), характеризующий влияние противоизносных присадок в масле на износ трущихся поверхностей, определялся при температуре $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ и постоянной нагрузке 196Н (для моторных) и 392Н (для трансмиссионных) масел в течении 1 часа. Критическая нагрузка характеризует предел несущей способности поверхностно-активных веществ в смазочном материале и способность масла предотвращать возникновение задира трущихся поверхностей, а нагрузка сваривания характеризует предельную работоспособность противозадирных присадок в масле.

Результаты испытаний моторных и трансмиссионных масел встречающихся на рынках Украины представлены в таблице 1.

Таблица 1. Значения показателей качества смазывающей способности моторных и трансмиссионных масел

Марка моторного масла	Классификация по SAE	Группа по API	$D_{и}$, мм	P_k , Н	P_c , Н
Castrol Magnetec Castrol SYNTEK	5W-40 5W-50	SM/CF SM/CF	0,34 0,3	1039 1098	1646 2323
Shel Helix Plus Castrol Magnetec	10W-40 10W-40	CF-4/SH SJ/SL/CF	0,31 0,28	1568 1098	3283 2195
Mobil Delvac MX XADO Atomic	15W-40 15W-40	CI-4/SL SL/CI-4	0,29 0,3	1098 1098	2323 2323
Valvoline	75W-90	GL-4	0,36	1235	4174
XADO Atomic	80W-90	GL-3/4/5	0,33	1166	4136

Анализируя не работавшие моторные и трансмиссионные масла по приведённым показателям можно отметить, что они имеют различные значения эффективности и работоспособности противоизносных и противозадирных присадок.

Трибологическая характеристика смазочного материала - его индивидуальное качество, определяющее смазывающую способность. Как правило, трансмиссионные масла обладают лучшими трибологическими характеристиками, чем моторные, за счет высоких противозадирных свойств масла и их несущей способности. В не работавших моторных маслах показатели характеризующие смазывающие свойства имеют значительные различия по показателю износа ($D_{и}$) от 0,29 до 0,48 мм, критической нагрузке (P_k) от 784 до 1568 Н, нагрузке сваривания (P_c) от 1646 до 2450 Н [4, 5].

Для определения изменения смазывающих свойств моторных масел в эксплуатации были отобраны пробы масел с различной наработкой из двигателей нескольких автомобилей, работающих в карьере по перевозке руды.

Результаты испытаний на ЧШМ моторных масел взятых из двигателей автомобилей самосвалов Komatsu HD 1200 в зависимости от наработки на масле Essolube XT 401 SAE 15W-40 API CF-4 (№1 и №2) и на масле Mobil Delvac MX SAE 15W-40 API CI-4/SL (№3 и №4) представлены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты испытаний отработанного моторного масла

Показатель	Время работы автомобиля					
	Чистое масло	№ 1 400 ч	№ 2 460 ч	Чистое масло	№ 3 555 ч	№ 4 500 ч
Смазывающие свойства определяемые на ЧШМ:						
- критическая нагрузка (P_k), Н	1235	1098	1098	1098	735	735
- показатель износа ($D_{и}$) при нагрузке 196Н,мм	0,39	0,59	0,48	0,29	0,33	0,39
- нагрузка сваривания ($P_{св}$), Н	2450	2323	2195	2323	2195	2195

При замене отработанного моторного масла Essolube XT 401 SAE 15W-40 произошло незначительное снижение его критической нагрузки с 1235Н до 1098Н составило 11%, нагрузки сваривания с 2450Н до 2323Н в автомобиле №1, с 2450Н до 2195Н в №2 составило 5,2% и 11,4%, увеличение показателя износа с 0,39 до 0,59 составило 51,3%.

При эксплуатации автомобилей в отработанном моторном масле Mobil Delvac MX SAE 15W-40 снижение критической нагрузки с 1098Н до 735Н составило 33%, нагрузки сваривания с 2323Н до 2195Н составило 5,5%, увеличение показателя износа с 0,29 до 0,39 составило 34,5%.

Трансмиссионное масло XADO Atomic SAE 80W-90 API GL-3/4/5 проработало в заднем мосту автомобиля MAN 120 тыс. км снижение критической нагрузки с 1166Н до 921Н составило 21%, нагрузки сваривания с 4136Н до 3479Н составило 15,9%, увеличение показателя износа с 0,33 до 0,5 составило 51,5%.

Эксплуатация тракторов Neo Holland T8050 на моторных маслах разных производителей подтвердила необходимость постоянного мониторинга изменения основных показателей трибологических свойств работавших масел (табл. 3).

ТАБЛИЦА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ МОТОРНОГО МАСЛА SHELL RIMULA R4 L SAE 15W-40

API CI-4 (№1 и №2) и Q8 T 750 SAE 15W-40 API CI-4/SL (№3) ОТРАБОТАВШЕГО В ДВИГАТЕЛЕ ТРАКТОРОВ NEO HOLLAND T8050

ПОКАЗАТЕЛИ	№ 1 (76 час)	№2 (280 час)	№ 3 (252 час)
Трибологических характеристик при температуре (20 ± 5) °C определяемые на ЧШМ:			
- нагрузка сваривания (P _с), Н	2195	1744	2195
- критическая нагрузка (P _к), Н	735	1166	1098
- ПОКАЗАТЕЛЬ ИЗНОСА (ДИ) ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ 196 Н, ММ	0,6	0,34	0,32

Для исследования изменения смазочных свойств синтетического компрессорного масла при заправке кондиционера разными марками хладагента во время эксплуатации автомобиля. Были взяты несколько образцов отработанного синтетического компрессорного масла Planetelf ACD 100 FY фирмы Total, которое работало с хладагентом R 134a фирмы San Mei (образец № 1) и со смесью хладагентов R134a, R142b и R 22 (R134a -18,2%, R142b-15%, R22-66,8%) образец № 2 в одних условиях и одинаковое время. Результаты испытаний представлены в таблице 4.

Таблица 4. Изменение трибологических характеристик синтетического компрессорного масла Planetelf ACD 100 FY фирмы Total при работе с разными хладагентами

ПОКАЗАТЕЛИ	ОБРАЗЕЦ №1	Образец №2	Норма- тивный документ
Трибологических характеристик при температуре (20 ± 5) °C определяемые на ЧШМ:			
- критическая нагрузка (P _к), Н	657	588	9490
- показатель износа (Д _и) при постоянной нагрузке 196 Н, мм	0,27	0,76	

3. Заключение:

1.Полученные результаты изменения показателей характеризующих трибологические свойства работавших моторных (Essolube XT 401 SAE 15W-40, Mobil Delvac MX SAE 15W-40) и трансмиссионного масла (XADO Atomic SAE 80W-90 API GL-3/4/5), при работе в технически исправных агрегатах, на момент смены свидетельствуют о незначительном ухудшении эффективности действия противозадирных и противоизносных присадок.

2.При работе синтетического компрессорного масла Planetelf ACD 100 FY со смесью хладагентов R134a, R142b и R22 происходит ухудшение смазочных свойств, снижение критической нагрузки (P_k) на 10,5% и увеличение показателя износа ($D_{и}$) в 2,8 раза за 1 час работы по сравнению с маслом работающего с хладагентом R 134a. Данные показатели в процессе дальнейшей работы системы кондиционирования будут только ухудшаться.

3.Эксплуатация компрессорного оборудования на синтетическом компрессорном масле Planetelf ACD 100 FY со смесью хладагентов R134a, R142b и R22 не желательно, так как это вызывает резкое снижение смазочных свойств и ресурса узлов системы кондиционирования, что приводит к быстрой потере работоспособности и отказу оборудования системы.

Литература:

1. Kostetskij B.I. Poverhnostnaja prochnost' materialov pri trenii. - Kiev: Tehnika, 1976. – 292с.
2. Rozenberg Ju.A. Perspektivy standartizatsii sredstv i metodov tribologicheskikh ispytaniy smazochnykh masel // V sb.3. Tezisy dokladov seksii «Metody i sredstva tribometricheskikh harakteristik materialov». - Moskva: Izd-vo standartov. - 1975. - 150s.
3. Bujanovskij I.A. Metody i sredstva tribologicheskikh ispytaniy // Himija i tehnologija topliv i masel. .- 1994.- №3.- S.29-40.
4. Nagljuk I.S. Izmenenie tribologicheskikh svojstv motornyh i transmissionnyh masel pri `ekspluatatsii / I.S. Nagljuk // Visnik Shidnoukraїns'kogo natsional'nogo universitetu im. V. Dalja: nauk. zhurnal. – Lugans'k, 2010. – №6 (148). – S. 135–138.
5. Vojtov V.A., Levchenko A.V. Osobennosti metodiki podbora motornogo masla k dvigateljam vnutrennego sgoranija. Struktura i obosnovanie metodiki // Problemy tribologii.- 2000.-№2.- S.154-157.
6. Gur'janov Ju.A. Preduprezhdenie avarijnyh situatsij pri `ekspluatatsii mashin obschehozjajstvennogo naznachenija sredstvami diagnostiki. Vestnik Cheljabinskogo gosudarstvennogo agroinzhenerenogo universiteta. - 1999. – T.28. – S.19–23.
7. Ventsel' E.S. Uluchshenie kachestva i povyshenie srokov sluzhby neftjanyh masel. Har'kov, izdatel'stvo UkrGAZhT. -2003. – 168s.

Контакты: 1. Assistant, PhD. in Technical Science Nahliuk Mykhailo. Kharkov National Automobile and Highway University, Department “Technical operation and service vehicles”, Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, Tel.: +380577073768. E-mail: golkiper86@ukr.net
 2. Doctor of Technical Sciences, Full Professor Nahliuk Ivan. Kharkov National Automobile and Highway University, Department “Technical operation and service vehicles”, Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, Tel.: +38-067-298-50-99. E-mail: isnagluk@ukr.net

АКТУАЛИЗАЦИЯ НОРМАТИВОВ РАСХОДА РЕСУРСОВ НА ТО И РЕМОНТ КЛИЕНТСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ПРЕДПРИЯТИИ ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОТРАНСПОРТА

ACTUALIZATION OF STANDARDS OF RESOURCE EXPENDITURE FOR THE TOTAL AND REPAIR OF CUSTOMER VEHICLES AT THE ENTERPRISE OF SERVICE OF MOTOR TRANSPORT

Victoria Ryzhova

Abstract. The article discusses the actualization of standards for the consumption of resources for the maintenance and repair of automobile customers, which have an important component in the use of standards for carrying out these works. To achieve the goals, a method was used that characterizes as a longitudinal empirical passive observation, and in processing the obtained results a structural, statistical and qualitative analysis was used. The work confirmed the impossibility of full compliance with the standards of resource consumption. A statistical processing of the results was carried out and the factors determining the level of service of independent and authorized service stations were determined. To improve the quality of maintenance and repair services, a system was created for documenting and rationing resource consumption at road transport enterprises.

Keywords: standards, resources, maintenance, repair, auto, factors, quality of services, time

1. Введение:

Задача эффективного управления технологическими процессами технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей имеет такую важную составляющую как обеспечение соответствия расхода ресурсов в процессе ТО и ремонта их оптимальным значениям, определенным при нормировании соответствующих технологических операций автопроизводителем. К таким ресурсам следует отнести время, запасные части, вспомогательные материалы и энергоносители. Считаем, что наиболее важным для клиенто-ориентированного автосервисного предприятия является управление затратами времени на выполнение работ ТО и ремонта. Однако общеизвестно, что полного соответствия реальных затрат нормативам нельзя гарантировать, особенно в средних и тяжелых условиях эксплуатации автотранспортных средств. Также следует отметить, что для клиентов автосервиса значительно более важным является соответствие цены услуг их качеству и минимальное время ожидания автомобиля, чем соответствие нормативам реально затраченных ресурсов при условии соблюдения установленного автопроизводителем регламента ТО и ремонта (табл. 1, на основе [2] и собственных исследований).

Таблица 1.
Факторы определения независимых и авторизованных СТО*

Факторы	Независимое СТО	Авторизованное СТО	Специали- зированное СТО	Предприятие авто- транспорта
1	2	3	4	5
Соблюдение предварительно согласованной цены	***	****	*****	****
Соотношение цена / качество	****	****	*****	***

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
Первое привлечения клиента	***	*****	***	**
Доверие к механику	****	****	*****	***
Соблюдение обещаний	**	***	****	***
Желание решить проблемы клиента	**	***	***	***
Соблюдение согласованного графика	***	***	****	***
Знание и опыт персонала	***	****	*****	**
Внимание к требованиям потребителя	****	***	****	*****
Состояние оборудования	***	*****	*****	**
Время ожидания ремонта	*****	***	**	*****

Примечание: оценка осуществлялась по пятибальной шкале, где * – низкий ранг; ***** – высокий ранг.

Проведенные исследования показывают, что авторизованные сервисные предприятия руководствуются прежде всего нормативами, установленными автопроизводителем, а независимые предприятия в основном используют собственные наработки при определении норм расхода ресурсов. Однако наши наблюдения на предприятиях, осуществляющих ТО и ремонт автомобилей, указывают на отклонения реальной длительности выполняемых работ от предварительно оцененной по нормативам по отдельным видам от - 85,96 % до + 95,33 %. Следовательно, автосервисные предприятия слишком оптимистичны в вопросе предварительного определения продолжительности работ по ТО и ремонту, что приводит к снижению степени удовлетворения потребителей и увеличению расходов клиентов таких предприятий. В то же время расход материальных ресурсов остается на уровне, близком к нормативному, поэтому считаем, что для решения задачи повышения удовлетворенности клиентов автосервисных предприятий необходимо обеспечить определение ожидаемой продолжительности работ по ТО и ремонту с необходимой точностью при полном соблюдении требований автопроизводителя к регламенту выполняемых работ и качеству их выполнения, для чего необходимо наладить систему документирования и нормирования расхода ресурсов на предприятиях автомобильного транспорта.

2. Обзор литературы:

Обоснование необходимости исследования темы соответствия нормативов расхода ресурсов и их постоянного совершенствования с целью повысить конкурентоспособность предприятий неоднократно поднималась в отечественной и зарубежной научной литературе.

Так, Ю. Русами [1] основное внимание уделяет соблюдению установленных автопроизводителями требований и нормативов при выполнении операций по ТО

автомобилей. Он проанализировал организационные подходы различных автопроизводителей к определению перечня работ и операций и установлению нормативов использования ресурсов при их выполнении. Автор утверждает, что оптимальное сочетание точности норм и технологичности операций содержится в служебной документации фирмы Citroën, а худшие результаты показывают Škoda и Honda. Автор видит объективные причины этого, такие как различие в подходах к конструированию транспортных средств, в условиях использования автомобилей и выполнения работ на различных предприятиях и т. п. Мы согласны с ним в том, что целесообразно разработать универсальную схему выполнения работ по ТО для всех моделей автомобилей, включающую нормы времени, определенные на основе общих принципов и общими методами.

Специалисты Австралийского Страхового Совета требуют соблюдать в процессе ремонта автомобилей нормы Motor vehicle insurance and repair industry code of conduct (MVIRI Code) [3], которые среди прочего требуют от автосервисных предприятий четко соблюдать технологию выполнения ремонтных работ, нормативы затрат времени, запасных частей и вспомогательных материалов, разработанных автопроизводителями как влияющие на эксплуатационные качества транспортного средства и безопасность его использования. Нами уже было высказано мнение, что нормы и нормативы автопроизводителей не всегда соответствуют реальным затратам ресурсов, но мы согласны с необходимостью соблюдать требования технологических процессов ТО и ремонта, установленные автопроизводителями.

Разработчики государственных стандартов [4, 5] уделили большое внимание актуализации нормативов затрат времени и запасных частей для проведения ТО и ремонта автомобильного парка, вводя поправочные коэффициенты, учитывающие климатическую зону (k_3), условия эксплуатации (k_1) и возраст автомобилей (k_4) и установив значения для этих коэффициентов. Однако ориентация на определение этих параметров для крупных автопарков, а также устаревшие значения коэффициентов, определенные более 20-25 лет назад, отсутствие в стандартах современных классов транспортных средств и невозможность учесть определенные автопроизводителем нормативы обосновывают необходимость уточнения механизмов корректирования нормативов для современных условий.

В [7] предложен общий алгоритм актуализации норм времени выполнения работ по ТО и ремонту. К основным факторам, которые влияют на их актуализацию, отнесены условия эксплуатации, модель и возраст автомобиля, природно-климатические условия. При разработке своей модели автор приблизил факторы из [4; 5] к современным условиям, однако возможности их применения на предприятиях, обслуживающих клиентские автомобили, ограничены ввиду недостатка необходимой информации.

Ш. А. Гальмутдинов и Г. Б. Вильский в [8] рассмотрели нормирование технологических процессов ТО и ремонта как составляющую управления информационными потоками автопредприятия. Несмотря на интересный подход, актуализации нормативов в работе не было уделено достаточного внимания. Разработке общего подхода к расчету нормативов затрат труда посвящена работа [9], однако в предложенном в ней механизме не предусмотрена возможность их актуализации.

Настойчиво работает над совершенствованием нормирования отдельных видов ремонтных работ С. П. Жаров ([13, 14]), который активно продвигает микроэлементный подход в нормирования затрат времени на авторемонтных предприятиях, но считает невозможным актуализацию таких нормативов из-за высокой сложности и непредсказуемости ремонтных кузовных работ. Мы же считаем, что работы по ТО автомобилей нормируются и актуализируются достаточно просто, а в нормировании ремонтных работ возможно и целесообразно для решения поставленной выше задачи использование статистически значимых интервалов.

3. Методология исследования:

Исходя из особенностей выбранной сферы проведения исследования считаем, что для достижения поставленных в работе целей оптимальным будет использование метода, который можно охарактеризовать как лонгитюдное эмпирическое пассивное наблюдение, а при обработке полученных результатов использованы структурный, статистический и качественный анализы. Трудоемкости работ по устранению неисправностей транспортных машин распределяются по нормальному закону распределения (коэффициент вариации $v = 0,3$), а интенсивности неисправностей – по закону Вейбулла ($v = 0,36 \dots 0,85$). Исходя из предполагаемых законов распределения исследуемых величин, с использованием параметрического метода определено минимальное количество заказов, по которым необходимо вести наблюдение, равное 25 при доверительной вероятности $\beta = 0,85$ (при ТО и ремонте агрегатов, узлов и систем, которые не имеют значительного влияния на безопасность движения) и относительной ошибке $\delta = 0,10$.

Проведение пассивного эксперимента: под наблюдение подпадают 25 случайных заказов на ТО и ремонт автомобилей ежегодно в период проведения исследования; для исследования случайно выбирается один заказ всех поступивших на предприятие за каждый случайно выбранный рабочий день с интервалом 15 дней.

4. Изложение основного материала:

Для проведения исследования нами были отобраны 25 заказов на ТО и ремонт автомобилей модели Nissan Qashqai как имеющих в Украине высокую распространенность, учитывая, что их владельцы предпочитают придерживаться требований автопроизводителя относительно ТО во время гарантийного срока (см. табл. 2). Количество автомобилей и период проведения наблюдения соответствуют требованиям методики проведения исследования. Во время проведения эксперимента часть клиентов (5 человек) отказалась от дальнейшего проведения ТО и ремонта из-за слишком большой ожидаемой продолжительности выполнения работ, поэтому эти случаи не отражены в общем массиве информации и не принимают участия в дальнейших расчетах. Соответственно, в наблюдении собраны материалы по 20 производственными процессами ТО различных автомобилей Nissan Qashqai, которые стали основой для построения модели определения ожидаемой продолжительности работ по ТО и ремонту автомобилей.

Таблица 2.

Регламент работ по ТО автомобиля модели Nissan Qashqai во время гарантийного срока

Период, месяцев	12	24	36	48	60	72	84
Пробег в тыс. км.	15	30	45	60	75	90	105
1	2	3	4	5	6	7	8
Моторное масло, фильтр	3	3	3	3	3	3	3
Приводные ремни вспомогательных агрегатов, шкивы	п	п	п	п	п	п	п
Система охлаждения двигателя (уровень жидкости, визуальный осмотр)	п	п	п	п	п	п	п
Жидкость системы охлаждения			п			3	
Воздушный фильтр	п	3	п	3	п	3	п
Топливная система, топливопроводы	п	п	п	п	п	п	п
Система управления двигателем (включая кислородный датчик)	п	п	п	п	п	п	п
Свечи зажигания	п	3	п	3	п	3	п
Направление света и сила светового потока фар	п	п	п	п	п	п	п
Состояние колес и давление в шинах	п	п	п	п	п	п	п
Тормозные колодки, тормозные диски, цилиндры	п	п	п	п	п	п	п
Рабочая тормозная система. Педальный и стояночный тормоз (эффективность торможения)	п	п	п	п	п	п	п

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8
Тормозная система и сцепление: уровень жидкости, наличие подтеков	П	П	П	П	П	П	П
Жидкость в тормозной системе		3		3		3	
Салонный фильтр	П	3	П	3	П	3	П
Система круиз-контроля	П	П	П	П	П	П	П
Масло в МКПП (только для авто с МКПП)	П	П	П	П	П	3	П
Жидкость в АКПП (только для авто с АКПП)	П	П	П	3	П	П	П
Механизм и привод рулевого управления (наличие люфтов), элементы подвески	П	П	П	П	П	П	П
Система выпуска отработавших газов двигателя	П	П	П	П	П	П	П
Приводные валы (полуоси) Состояния пыльников полуосей, ШРУСОВ	П	П	П	П	П	П	П
Проверка кузова на отсутствие коррозии (инспекционный осмотр кузова)	П	П	П	П	П	П	П
Ремни безопасности (функционирование, повреждения)	П	П	П	П	П	П	П
Петли и замки дверей, капота, багажника	ПС	ПС	ПС	ПС	ПС	ПС	ПС
Стеклоочистители передние и задние, система омывания стекла, уровень жидкости	П	П	П	П	П	П	П
Аккумулятор (уровень, плотность электролита, смазка клемм)	П	П	П	П	П	П	П
Ожидаемая продолжительность, н.-ч.	2,0	3,7	2,1	3,7	2,0	4,9	2,0

П - проверка, С - смазка, ПС - проверка и смазка, 3 - замена, Т - подтягивание

Наблюдение проводилось за выполнением каждой из работ в соответствии с технологической картой соответствующего ТО, определенного согласно возрасту и пробегу автомобиля. Фиксировались время начала и окончания каждой операции, а также отдельно фиксировались все непроизводительные затраты времени – простои, задержки, перерывы, ожидания и т. п. Для определения существенных объективных факторов, влияющих на продолжительность выполнения работ, с целью дальнейшей разработки модели актуализации нормативов на отдельных бланках фиксировались данные об автомобиле (возраст, условия эксплуатации, соблюдение владельцем межсервисного интервала) и была создана база оборудования предприятия, на котором производились работы по ТО и ремонту.

Проведенное наблюдение позволило определить время выполнения операций ТО автомобилей модели Nissan Qashqai и рассчитать среднее время основных операций (табл. 3) для определения нормативов. Полный перечень исследованных работ и операций ТО и ремонта значительно шире и его рассмотрение выходит за рамки данной работы.

Таблица 3.

Среднее время выполнения операций ТО автомобилей Nissan Qashqai

Операция	Среднее время выполнения операции	Норматив автопроизводителя	Среднее отклонение, %
1	2	3	4
Компьютерная диагностика	0:05:11	0:24:00	-72,97
Замена лампочек	0:02:01	0:06:00	-44,44
Замена воздушного фильтра	0:04:30	0:06:00 (ТО-1) 0:12:00 (ТО-2)	+13,48
Замена салонного фильтра	0:08:40	0:12:00 – ТО-2	+13,30

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4
Слив, долив, заливка моторного масла	0:10:46	0:18:00	+35,87
Проверка тормозов, устранение неисправностей, поджатие гаек колес, замена тормозной жидкости, подтяжка ручного тормоза	0:16:56	0:06:00 (ТО-1) 0:30:00 (ТО-2)	+69,81
Контроль уровня и замена охлаждающей жидкости, долив	0:00:32	0:06:00	-85,96
Замена масляного фильтра	0:04:35	0:18:00	-70,65
Замена свечей зажигания	0:28:10	0:36:00	+95,33

Из табл. 3 видно существенное отклонение реальных затрат времени на проведение операций и работ по ТО конкретной модели автомобиля и нормативных значений, установленных автопроизводителем. Среднее отклонение по всем работами и операциями со всеми автомобилями, по которым проводилось наблюдение, составило +40,19%. Следовательно, возникает задача адаптировать нормативы затрат времени на выполнение работ и операций по ТО автомобилей Nissan Qashqai 2.0 cvt к реальным значениям с учетом возможности приблизить реальные затраты времени к нормативным путем улучшения организации выполнения работ, повышения уровня механизации труда, образования и опыта работников (актуализировать нормативы), учитывая специфические условия конкретного предприятия для более эффективного использования трудовых ресурсов.

Выскажем предположение, что для актуализации нормативов затрат времени на проведение ТО необходимо учесть возраст автомобиля, соблюдение его владельцем межсервисного интервала, уточнить условия эксплуатации автомобилей (условия движения, нагрузку, тип дорожного покрытия) и оснащение предприятия, выполняющего работы. Поскольку в рамках проведенного наблюдения невозможно оценить влияние рельефа местности и природно-климатических условий, т. к. все автомобили, за ТО которых осуществлялось наблюдение, эксплуатируются в одном регионе Украины, имеющем равнинный рельеф с небольшими перепадами высот (преимущественно – не более 100 м) и умеренный приморский климат, то определить влияние соответствующих коэффициентов невозможно, а поскольку большая часть страны находится в сходных условиях, то и нецелесообразно, примем значения этих коэффициентов в соответствии с [5].

Также согласны с методиками, изложенными в [4, 5], по которым функциональная зависимость между актуализированным значением норматива расхода ресурса и его базовым значением выражается в виде

$$T_{нз} = T_{нб} \cdot \prod_{i=1}^n K_i, \quad (1)$$

где $T_{нз}$ – актуализированный норматив расхода ресурса;

$T_{нб}$ – базовый норматив расхода ресурса;

K_i – i -ый корректирующий коэффициент;

n – количество корректирующих коэффициентов.

Считаем, что существующая нормативная база, полученная предприятиями по обслуживанию автотранспорта от автопроизводителей и их представителей, а также из других законных источников, позволяет значительно расширить перечень базовых нормативов затрат ресурса, приняв в качестве базового либо нормативное значение автопроизводителя, либо среднее значение расхода времени, определенное в результате наблюдений. Об определении базового норматива по результатам проведенного исследования будет сказано далее.

Имеющаяся неопределенность продолжительности нормированных процессов, которую видно из результатов наблюдений, приведенных в табл. 4, и вероятностный

характер конечного результата деятельности механиков требуют отражения этих особенностей в нормировании. По нашему мнению, это может быть реализовано за счет установки обоснованного диапазона нормы расходов ресурса (времени). Непрерывное накопление информации о реальной продолжительности работ в ходе их выполнения позволит постоянно уточнять и, соответственно, устанавливать прогнозные и актуализированные значения нормативов [15].

Таблица 4.

Интервал времени на выполнение операций ТО автомобиля
Nissan Qashqai 2,0 cvt по данным наблюдений

Операция	Минимальное время выполнения операции	Максимальное время выполнения операции
Компьютерная диагностика	0:01:49	0:16:13
Замена лампочек	0:01:40	0:21:33
Замена воздушного фильтра	0:01:58 (ТО-1) 0:02:42 (ТО-2)	0:06:48 (ТО-1) 0:16:51 (ТО-2)
Замена салонного фильтра	0:02:29	0:28:04
Слив, долив, заливка моторного масла	0:10:17	1:04:02
Проверка тормозов, устранение неисправностей, поджатие гаек колес, замена тормозной жидкости, подтяжка ручного тормоза	0:02:10 (ТО-1) 0:06:28 (ТО-2)	1:06:09 (ТО-1) 1:12:21 (ТО-2)
Контроль уровня и замена охлаждающей жидкости, долив	0:00:11	0:01:06
Замена масляного фильтра	0:02:08	0:15:05
Замена свечей зажигания	0:28:10	1:57:55

Причинами столь существенных отклонений считаем нерациональное использование рабочего времени на предприятии, высокий уровень непроизводительных затрат времени отдельными механиками, низкий организационный уровень нормирования на предприятии.

Опираясь на (1), предлагаем для актуализации нормативов затрат времени взять в расчет следующие коэффициенты:

K1 – условия выполнения работ на предприятии обслуживания автотранспорта, состоящие из:

K1.1 – уровня механизации и автоматизации соответствующей работы на соответствующем рабочем месте (поскольку наблюдения проводились на предприятии, является официальным дилером марки и имеет все необходимое оборудование по требованиям и рекомендациям производителя, принято значение этого коэффициента, равное 1);

K1.2 – сложность работ для исполнителя в зависимости от его опыта, уровня знаний, потребности в специальных знаниях, умениях и навыках и др. субъективных факторов (по аналогичным соображениям принимается равное 1);

K1.3 – условий выполнения соответствующей работы на соответствующем рабочем месте (в соответствии с рекомендациями, приведенными в [4, 5]);

K2 – коэффициент, учитывающий возраст и пробег автотранспортного средства, согласно:

K2.1 – коэффициент возраста автомобиля по сравнению с гарантийным периодом (значение коэффициента определены 0,8 – для первого года, 0,9 – для второго года, 1,0 – для третьего и четвертого лет, 1,1 – для пятого года и 1,2 – для автомобилей старше 5 лет);

K2.2 – коэффициент пробега автомобиля по сравнению со средним для данного класса автомобилей в данном регионе (значение коэффициента определены 0,8 – для автомобилей с пробегом меньше 50% среднего; 0,9 – для автомобилей с пробегом 50 ... 80% от среднего, 1,0 – для автомобилей с пробегом 80 ... 120% от среднего и 1,1 – для автомобилей с большим средним пробегом);

K3 – коэффициент, учитывающий соблюдения владельцем межсервисного интервала (значение коэффициента определены как 0,9 – для автомобилей, прибывших на ТО заранее, 1,0 – для автомобилей, прибывших на ТО вовремя и 1,1 – для автомобилей, которые существенно пропустили срок ТО);

K4 – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации.

Предлагаемая модель зависимости имеет вид

$$T_{\text{нз}} = T_{\text{нз}} \cdot (K_{11} \cdot K_{12} \cdot K_{13}) \cdot (K_{21} \cdot K_{22}) \cdot K_3 \cdot K_4. \quad (2)$$

При обработке накопленных статистических данных в качестве базового значения норматива были выбраны как норматив, определенный автопроизводителем, так и средние значения полученного ряда – среднее арифметическое, среднее геометрическое и медиана ряда. Установлено, что достаточную точность и высокую простоту расчета дает использование для актуализации норматива среднего арифметического значения трудоемкости. Вместе с тем следует отметить, что использование среднего значения не будет способствовать уменьшению непроизводительных расходов и не мотивирует работников к более добросовестному соблюдению требований технологического процесса, установленных автопроизводителем, поэтому рекомендуем в качестве базового значения нормативов использовать именно определенные производителем значения.

Применение предложенной модели позволило получить в случае использования в качестве базового среднего значения трудоемкости среднее отклонение по всем работами и операциями со всеми автомобилями, по которым проводилось наблюдение, - 1,90 %, а в случае использования в качестве базового норматива, определенного автопроизводителем, - 2,34 %. Считаем, что по сравнению с полученным в результате наблюдений значением отклонения в + 40,19 % предлагаемая модель позволяет значительно улучшить предварительное определение необходимого для выполнения работ времени.

5. Выводы:

Проведенное наблюдение за продолжительностью выполнения работ по ТО и ремонта и обработка его результатов позволили подтвердить предварительный теоретический вывод авторов [10] о невозможности полного соблюдения нормативов расхода ресурсов (прежде всего и главным образом – времени) при выполнении указанных работ, а также обосновать причины этого явления. Так, отклонение реальных затрат времени от нормативных значений по различным видам работ ТО составило в среднем +40,19%, а в отдельных случаях достигало - 85,96 % до + 95,33 %. Для более точной оценки продолжительности выполнения работ и операций по ТО и ремонту для увеличения удовлетворенности потребителя стоит актуализировать нормативы исходя из средних значений затрат ресурсов, определенных в результате систематических наблюдений. В условиях проведенного эксперимента отклонение составило бы - 1,90 %. Установлено, что в качестве базового норматива для уменьшения непроизводительных затрат времени и других ресурсов целесообразно использовать значение норматива, определенное автопроизводителем, что в условиях проведенного эксперимента позволило достичь отклонения реальных затрат от вычисленных на уровне – 2,34 %. Статистическая обработка результатов наблюдений позволила уточнить приведенные в нормативной базе значения корректирующих коэффициентов, используемых при актуализации нормативов затрат времени при выполнении работ по ТО и ремонту. Считаем, что установление нормативов затрат ресурсов при проведении работ по ТО и ремонту в виде интервальных величин на основе статистических наблюдений может послужить направлением наших дальнейших исследований.

Литература:

1. Rusama, Juha. Developing a car maintenance service concept for business customers / Laurea University of Applied Sciences, Leppävaara – 2012. – 117 p.
2. Brito, L.A.L., Brito, E.P.Z., Aguilar, R.L.B. Customer choice of a car maintenance service provider: A model to identify the service attributes that determine choice // International Journal of Operations & Production Management, #27 (5) – May, 2007. – p. 464-481
3. Motor vehicle insurance and repair industry code of conduct // [Электронный документ]. – Режим доступа: <https://www.abrcode.com.au/site/DefaultSite/filesystem/documents/2017-03-29CodeofConduct.pdf>
4. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта, утверждены Приказом Минавтотранса РСФСР 20.09.1984 №___ / [Электронный документ] – Режим доступа: <http://legalacts.ru/doc/polozhenie-o-tekhnicheskomo-obsluzhivanii-i-remonte-podvizhnogo/>
5. Положение о техническом обслуживании и ремонте дорожных транспортных средств автомобильного транспорта, утвержденное Приказом министерства транспорта Украины от 30.03.1998 № 102 / [Электронный документ] - Режим доступа: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>
6. Продолжительность регламентных работ для Nissan Qashqai 2.0 mono cvt / [Электронный документ] - Режим доступа: http://ua.nissan.ua/TO_calculator/nissan_qashqai/2_0_2wd_cvt.html
7. Буянкин, А. В. Техника транспорта, обслуживание и ремонт [Электронный ресурс]: учеб. пособие / А. В. Буянкин. — Кемерово: КузГТУ, 2012. – 189 с.
8. Вильский Г.Б., Гильмутдинов Ш.А. Производственно-логистический планирования технического обслуживания и ремонта автомобилей // Вестник ХНАДУ, вып. 74. - Харьков, ХНАДУ, 2016. - С. 25-29
9. Бычин В.Б., Новикова Е.В. Нормирование труда как элемент эффективного внутрифирменного управления в современных условиях // Экономика труда. – 2018. – Том 5. – №1, январь-март 2018. – С. 77-86
10. Рижова В.Ю. Направление нормативного обеспечения производственных процессов ПАТ
11. Савичева А.Н. Нормирование труда как фактор повышения конкурентоспособности предприятия // Теоретическая экономика. – 2014. – №1. – С.62 – 66. – Режим доступа до журнала: www.theoreticaleconomy.info
12. Dyer, J. H., Collaborative Advantage, London, Oxford University Press, 2000
13. Жаров С.П. Нормирование работ кузовного ремонта // Вестник КГУ. Серия "Технические науки". Выпуск 6. – Курган: Курганский ГУ, 2011. – №1. – С. 20 – 22.
14. Жаров С.П. Модель для расчета трудоемкости работ по ремонту кузовов // Вестник КГУ. Серия "Технические науки". Выпуск 9. – Курган: Курганский ГУ, 2014. – №2. – С. 63 – 67.
15. Хабирова А.И., Рабцевич А.А. Влияние нормирования труда и трудового законодательства на организацию рабочего времени персонала предприятия // Молодой ученый. – 2013. – № 5. – с. 402-404.

Contacts: postgraduate "Technical exploitation and service vehicles to them. Govoruschenko MJ", Kharkiv National Automobile and Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380953115634, e-mail: ryzhovav@gmail.com, keat@khadi.kharkov.ua.

ВПЛИВ СТАНУ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

INFLUENCE OF THE SURFACE CONDITIONS ON THE VEHICLE MOTION STABILITY

Dmytro Klets, Olexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Ihor Slynchenko

Abstract. The influence of the difference in the rolling resistance coefficients of the left and right drive wheels on the stability of vehicle against skidding is investigated. Dependences that connect the values of the blocking coefficients for the axle differentials with the ratio of the wheels rolling resistance coefficients and the vehicle geometrical parameters are obtained. The got dependences can be realized in software for the imitation design of cars, systems of the dynamic stabilizing and car trainers, and also in judicial vehicle examination.

Key words: stability, rolling resistance, differential, skidding.

При коченні колеса з еластичною шиною дорогою з твердим покриттям вага автомобіля, що припадає на колесо, деформує шину і опорну поверхню. У передній половині плями контакту відбувається радіальне стиснення шини, яке супроводжується зменшенням радіусу від вільного до динамічного, а в задній половині контакту – зменшення стиснення, яке супроводжується збільшенням радіусу від динамічного до вільного. В результаті внутрішнього тертя в шині і відносно невеликого тертя між шиною і дорогою змінюється епюра елементарних нормальних реакцій і зміщується результуюча сила від осі обертання колеса на величину плеча опору коченню. При цьому вертикальна реакція створює відносно центру обертання колеса момент опору коченню. Момент опору коченню впливає на стійкість і керованість автомобіля в результаті несиметричності дотичних реакцій, що діють на його колеса. Несиметричність дотичних реакцій можлива, наприклад, при різних нормальних навантаженнях на праве і ліве колесо кожної з осей автомобіля. В результаті несиметричності дотичних реакцій створюється момент, що прагне повернути автомобіль відносно осі, перпендикулярної до площини руху.

При дії бічних сил (поворот автомобіля, поперечний ухил дороги, бічний вітер, рух нерівною опорною поверхнею) коефіцієнт опору коченню може значно зрости в результаті бічних деформацій шин. А зі збільшенням переданого через колесо крутного моменту зазначений коефіцієнт збільшується, як в результаті більшої тангенціальної деформації, так і в результаті збільшення роботи тертя в контакті шини з опорною поверхнею.

На рис. 1 приведена схема сил, моментів і реакцій, що діють на ведуче автомобільне колесо.

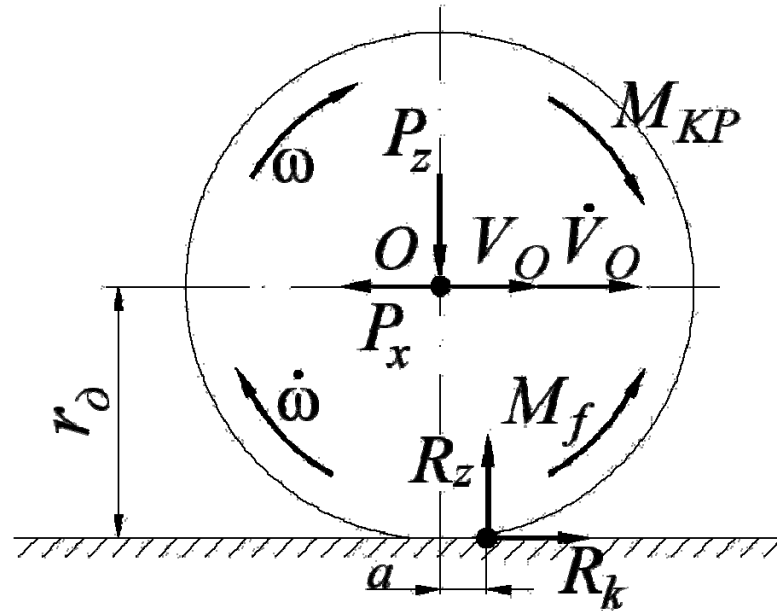


Рис. 1. Схема сил, що діють на ведуче колесо автомобіля:

P_z – вертикальна сила, що діє на колесо; R_z – вертикальна реакція на колесі; R_k – горизонтальна реакція дороги на колесо; $M_{кр}$ – крутний (обертальний) момент на колесі; P_x – горизонтальна реакція на вісі колеса;

ω і $\dot{\omega}$ – кутові швидкість і прискорення колеса; V_O і $\dot{V}_O$ – лінійні швидкість і прискорення колеса; r_d – динамічний радіус колеса; M_f – момент опору коченню; a – плече тертя (коефіцієнт тертя кочення або коефіцієнт тертя другого роду)

У ведучого колеса крутний (обертальний) момент $M_{кр}$ перевищує момент опору коченню, який визначається наступною залежністю

$$M_f = a \cdot R_z. \quad (1)$$

Тангенціальна (дотична) реакція на колесі R_k має позитивний напрямок, тобто збігається за напрямком з вектором швидкості V . Момент опору повітря обертанню колеса і сила опору повітря його поступальному переміщенню дуже малі і ними зазвичай нехтують.

Дотична реакція на колесі

$$R_k = \frac{M_{кр} - a \cdot R_z}{r_d} = P_{окр} - f \cdot R_z, \quad (2)$$

де $P_{окр}$ – окружна сила на колесі,

f – коефіцієнт опору коченню

$$f = \frac{a}{r_o} . \quad (3)$$

Занос автомобіля може виникнути внаслідок появи повертаючого моменту, обумовленого нерівномірністю дотичних реакцій на ведучих колесах протилежних бортів машини. Однією з причин появи бортової нерівномірності дотичних реакцій є зміна коефіцієнту опору коченню (рис. 2).

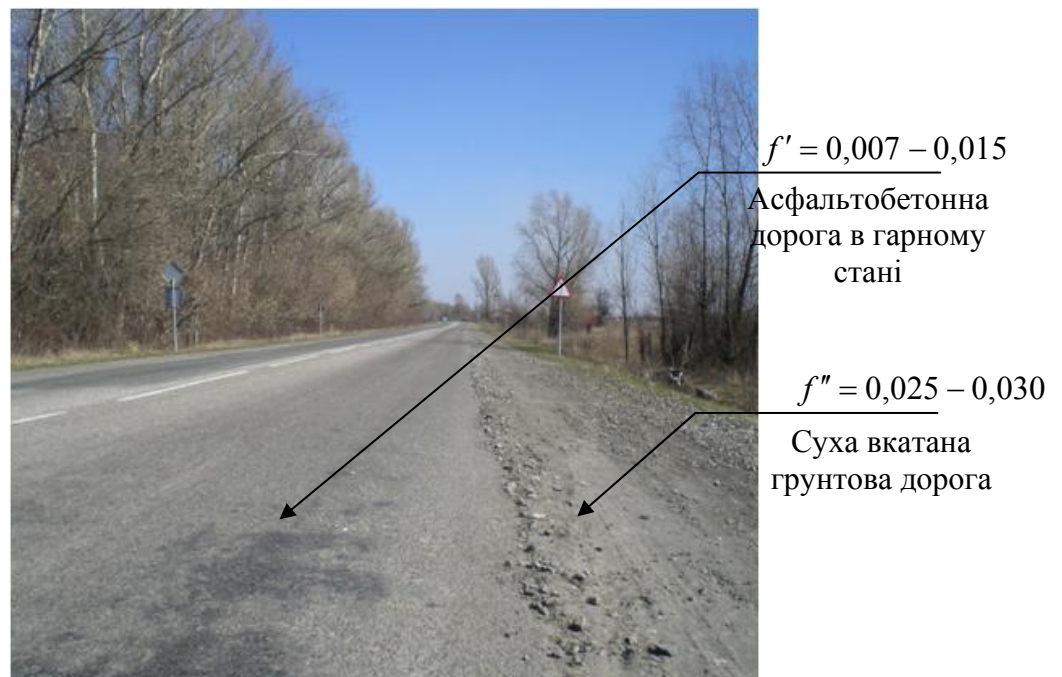


Рис. 2. Ділянка окружної дороги м. Харкова з різними значеннями коефіцієнту опору коченню f' і f''

Поява різниці зазначених коефіцієнтів призводить до перерозподілу дотичних реакцій на колесах, при цьому міст прагне розвернутися навколо колеса, у якого більший опір коченню. Отже, колесо, що має меншу величину коефіцієнту опору коченню, є забігаючим, а більшу - відстаючим.

На рис. 3 приведена схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.

Припустимо, що на забігаючому колесі реалізована гранична дотична реакція, яка дорівнює граничній силі зчеплення. В цьому випадку крутний момент на забігаючому колесі

$$M'_{кр} = (\varphi + f') \cdot R'_z \cdot r_\partial = 0,5 \cdot (\varphi + f') \cdot R_z \cdot r_\partial. \quad (4)$$

Крутний момент на відстаючому колесі

$$M''_{кр} = M'_{кр} \cdot \frac{1-K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot r_\partial \cdot \frac{1-K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot r_\partial \cdot \lambda_{\partial л}, \quad (5)$$

де K' – частка крутного моменту, яка припадає на забігаюче колесо,

$$K' = \frac{M'_{кр}}{M'_{кр} + M''_{кр}}; \quad (6)$$

$\lambda_{\partial л}$ – коефіцієнт блокування диференціалу,

$$\lambda_{\partial л} = \frac{1-K'}{K'}. \quad (7)$$

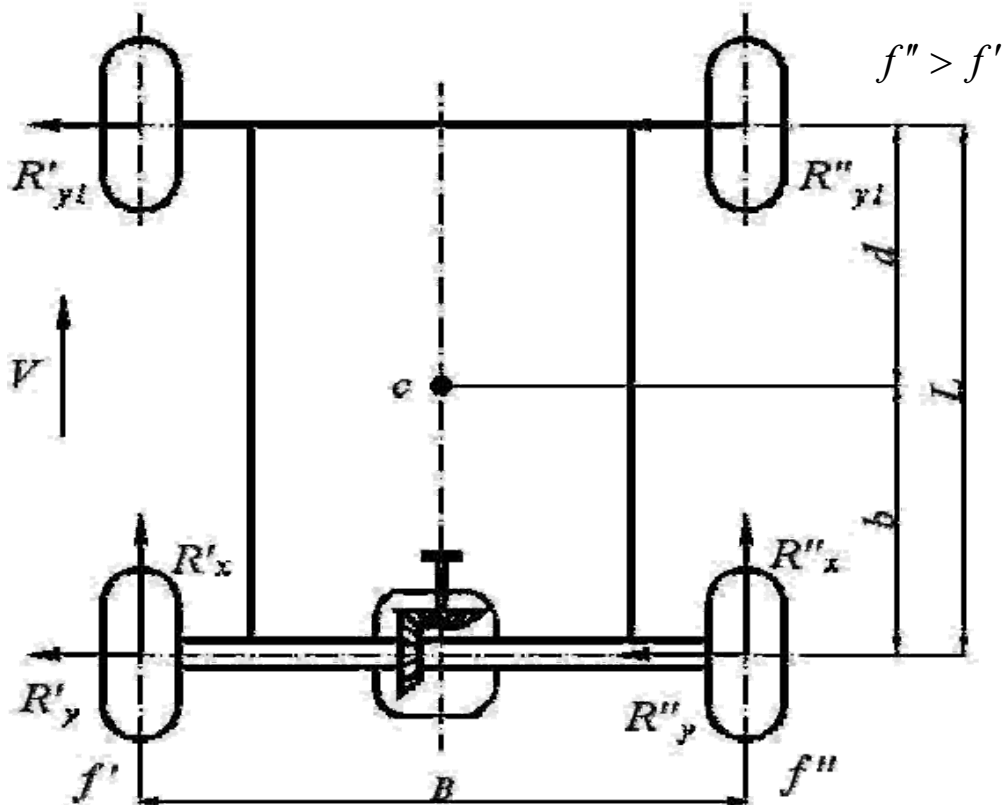


Рис. 3. Схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс: V – лінійна швидкість автомобіля; f' і f'' – коефіцієнти опору коченню лівого і правого коліс, $f'' > f'$; R'_y , R''_y – бічні реакції на лівому і правому колесах задньої осі; b , d – координати проекції центру мас автомобіля c на горизонтальну площину; R'_{y1} , R''_{y1} – бічні реакції на лівому і правому колесах передньої осі; B , L – колія і поздовжня колісна база автомобіля; R'_x , R''_x – дотичні реакції на лівому і правому колесах

$$R'_x = \frac{M'_{kp}}{r_\delta} - f' \cdot R'_z = 0,5 \cdot (\varphi + f') \cdot R_z - 0,5 \cdot f' \cdot R_z = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z; \quad (8)$$

$$R''_x = \frac{M''_{kp}}{r_\delta} - f'' \cdot R''_z = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot \lambda_{\delta l} - 0,5 \cdot f'' \cdot R_z. \quad (9)$$

Обертальний момент, що виникає на осі автомобіля

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R''_x - R'_x). \quad (10)$$

Бічна сила, яку здатна сприймати вісь автомобіля без бокового ковзання

$$R_y = R'_y + R''_y = R''_y = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 - R_x'^2}. \quad (11)$$

Величина $R'_y = 0$, оскільки на забігаючому колесі ми допустили рівність дотичної реакції граничній силі за зчепленням. Враховуючи що $R''_z = 0,5 \cdot R_z$ та, підставивши (9) в (11), отримаємо після перетворень

$$R_y = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\delta l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}. \quad (12)$$

Після підстановки (8) та (9) в (10), отримаємо

$$M_{нов} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot (\lambda_{\delta l} - 1). \quad (13)$$

Вираз під коренем в рівнянні (12) більше нуля при

$$\lambda_{\delta l} < \frac{f''}{\varphi + f''}, \quad (14)$$

Оскільки в іншому випадку вісь автомобіля не здатна сприймати бічну силу, це означає, що бічна стійкість вісі забезпечується при $R''_x < R'_x$ та $M_{нов} < 0$ (залежність (10)). Тому вираз (13) слід перетворити до виду

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R'_x - R''_x) = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot (1 - \lambda_{\phi l}). \quad (15)$$

Стойкість автомобіля при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс різних бортів.

Коефіцієнт стійкості автомобіля

$$K_{cm} = \frac{M_{cm\phi}}{M_{нов}} = \begin{cases} \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_2}} & \text{– для задньопривідного автомобіля} & (16) \\ \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_1}} & \text{– для передньопривідного автомобіля} & (17) \\ \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_1} + M_{нов_2}} & \text{– для повнопривідного автомобіля} & (18) \end{cases}$$

где $M_{cm\phi}$ – стабілізуючий момент,

$$M_{cm\phi} = R_{y_2} \cdot L; \quad (19)$$

R_{y_2} – максимальна можлива бічна реакція дороги на задній вісі автомобіля;

$M_{нов_1}; M_{нов_2}$ – обертальні моменти на передній і задній ведучих вісях відповідно

$$M_{нов_1} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_{z_1} \cdot (1 - \lambda_{\phi l_1}); \quad (20)$$

$$M_{нов_2} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_{z_2} \cdot (1 - \lambda_{\phi l_2}). \quad (21)$$

Очевидно, що умову стійкості буде забезпечено при $K_{cm} \geq 1$. Умова відсутності бічного відведення за рахунок бічного ковзання передньої вісі під дією обертового моменту

$$R_{y_1} \cdot L \geq \begin{cases} M_{пов_2} & \text{– для задньопривідного автомобіля} & (22) \\ M_{пов_1} & \text{– для передньопривідного автомобіля} & (23) \\ M_{пов_1} + M_{пов_2} & \text{– для повнопривідного автомобіля} & (24) \end{cases}$$

де R_{y_1} – максимально можлива бічна реакція дороги на передній вісі автомобіля.

Максимально можливі бічні реакції дороги на вісях автомобіля

$$R_{y_2} = \begin{cases} 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{z_2} \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\bar{o}l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2} & \text{– для передньо- і повнопривідного автомобіля} & (25) \\ \varphi \cdot R_{z_2} & \text{– для задньопривідного автомобіля} & (26) \end{cases}$$

$$R_{y_1} = \begin{cases} 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{z_1} \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\bar{o}l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2} & \text{– для задньо- і повнопривідного автомобіля} & (27) \\ \varphi \cdot R_{z_1} & \text{– для передньопривідного автомобіля} & (28) \end{cases}$$

В виразах (25)-(28) параметри з індексом «1» відносяться до передньої вісі автомобіля, а з параметрами «2» – до задньої вісі. При рівномірному русі, нехтуючи впливом аеродинамічної сили, отримаємо

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L}; \quad (29)$$

$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{d}{L}, \quad (30)$$

де m – загальна маса автомобіля.

Підставляючи вирази (20), (21), (25)-(30) в рівняння (16), (17), (18), отримаємо після перетворень

$$K_{cm} = \begin{cases} 2 \frac{L}{B} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \lambda_{\text{ол}} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}}{\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot (1 - \lambda_{\text{ол}})} & \text{– для задньопривідного автомобіля} & (31) \\ 4 \frac{L}{B} \cdot \frac{\varphi \cdot d/b}{(\varphi + f'') \cdot (1 - \lambda_{\text{ол}})} & \text{– для передньопривідного автомобіля} & (32) \\ 2 \frac{d}{B} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \lambda_{\text{ол}} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}}{\left(1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot (1 - \lambda_{\text{ол}}) \cdot L} & \text{– для повнопривідного автомобіля} & (33) \end{cases}$$

Графіки залежностей $K_{cm}(\lambda_{\text{ол}})$ при різних значеннях f'' для автомобілів кожного із зазначених типів наведені на рис. 4, 5, 6. Стійкість автомобіля проти заносу забезпечується при $K_{cm} \geq 1$.

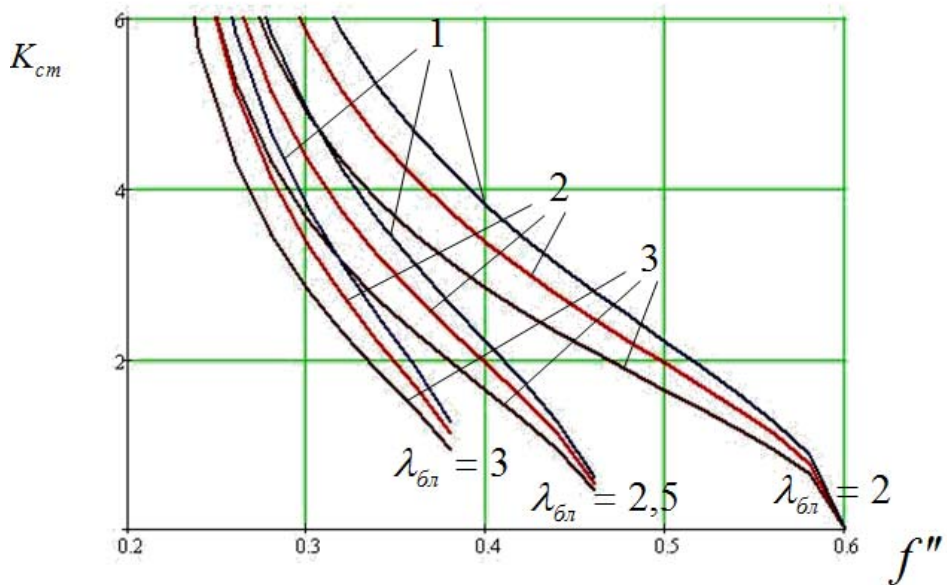


Рис. 4. Залежність $K_{cm} = K_{cm}(f'')$ для задньопривідного автомобіля при різних значеннях L/B : 1 – $L/B = 1,9$ (BMW 318i); 2 – $L/B = 1,68$ (VW 1600); 3 – $L/B = 1,41$ (MCC Smart)

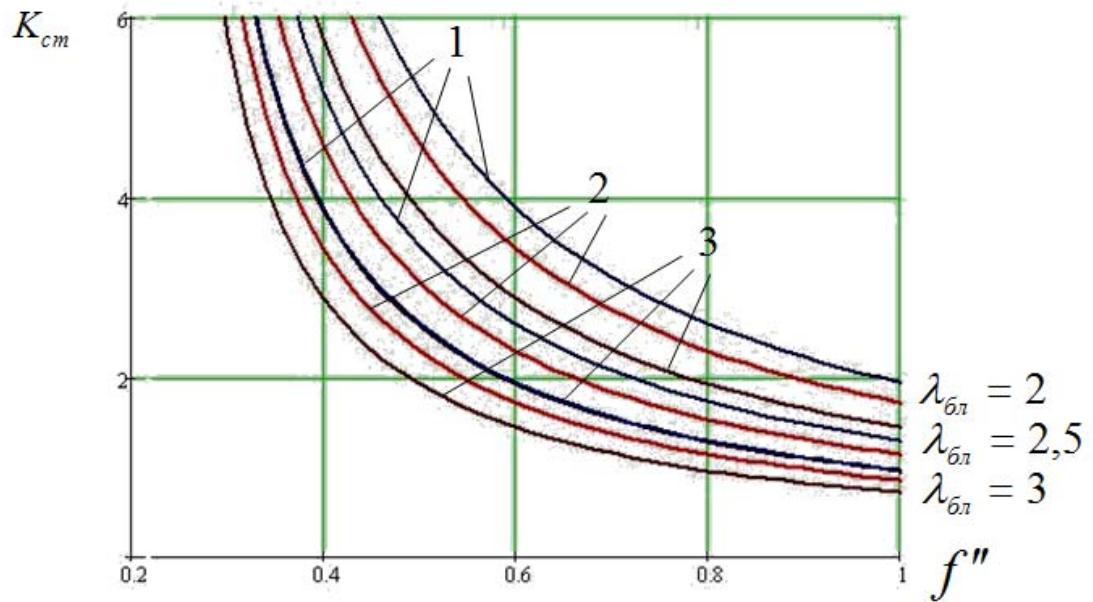


Рис. 5. Залежність $K_{cm} = K_{cm}(f'')$ для передньопривідного автомобіля при різних значеннях

параметра $\Phi = \frac{L}{B} \cdot \frac{d}{b}$: 1 – $\Phi = 2,03$ (ALFA Romeo 166);

2 – $\Phi = 1,91$ (SEAT Toledo 1,8); 3 – $\Phi = 1,8$ (BA3-2110)

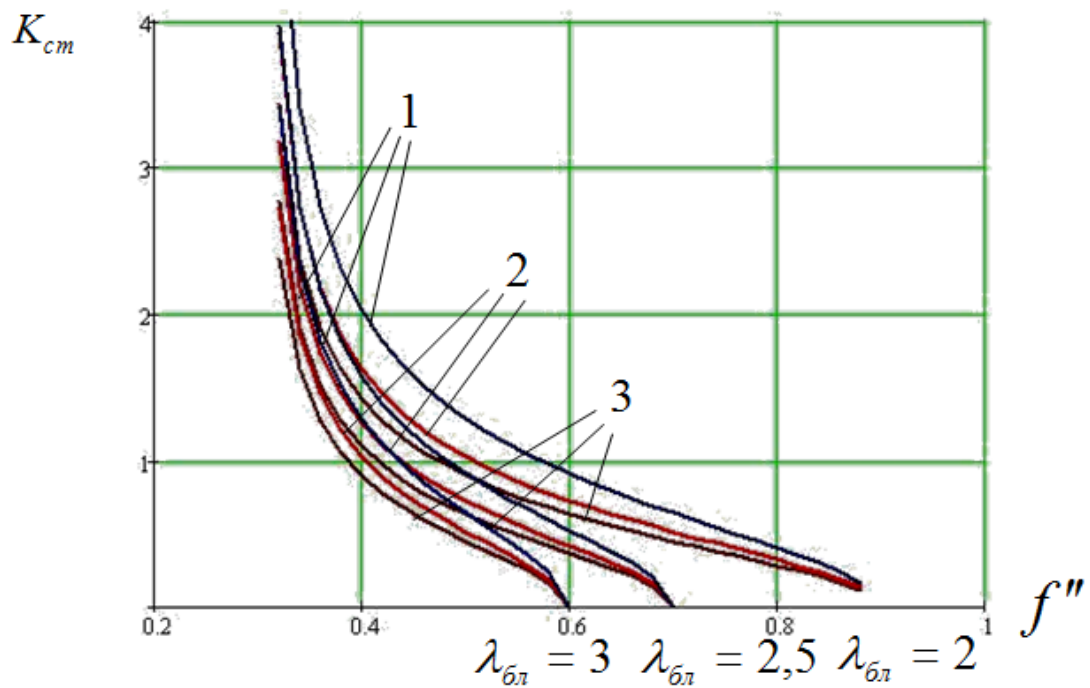


Рис. 6. Залежність $K_{cm} = K_{cm}(f'')$ для повнопривідного автомобіля при різних значеннях d/B : 1 –

$d/B = 1,0$ (FORD Explorer); 2 – $d/B = 0,8$

(BA3-21213); 3 – $d/B = 0,7$ (AUDI A6 1,8 Quattro)

ВИСНОВКИ:

1. Отримані залежності (31) – (33) дозволяють оцінити стійкість автомобіля проти заносу і бічного відведення при наявності бортової нерівномірності коефіцієнтів опору коченню лівих і правих ведучих коліс.
2. Зниження коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою, як видно з системи рівнянь (31) – (33), збільшує небезпеку заносу при існуванні різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.
3. При попаданні одного з ведучих коліс задньопривідного автомобіля на ділянку дороги з коефіцієнтом $f \geq 0,35$ (пухкий сніг, ґрунтова дорога в період бездоріжжя), можливе зниження K_{cm} менше одиниці. Для повнопривідних автомобілів $K_{cm} \leq 1$ при попаданні на ділянку з $f \geq 0,4$ (заболочена місцевість). Передньопривідні автомобілі більш стійкі проти заносу в тяговому режимі руху, ніж повно- і задньопривідні.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Andreev A.F., Vantsevich V.V., Lefarov A.H. Differentsialay kolesnayh mashtin. M: Mashinostroenie, 1987. – 176 s.
2. Volkov V. P. Teoriya ekspluatatsiynih vlastivostey avtomobilya: [navch. posibnik] / V. P. Volkov. – Harkiv: HNADU, 2004. – 292 s.
3. Zimelev G. V. Teoriya avtomobilya / G. V. Zimelev. - M.: Mashgiz, 1959. – 312 s.
4. Knoroz V. I. Rabota avtomobilnoy shinay / V. I. Knoroz. – M.: Transport, 1976. – 237 s.
5. Litvinov A.S. Upravlyaemosty i ustoychivosty avtomobilya / A.S. Litvinov. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 416 s.
6. Litvinov A.S., Farobin Ya. E. Avtomobily. Teoriya ekspluatatsionnayh svoystv. - M.: Mashinostroenie, 1989. - 230 s.
7. Pevzner Ya.M. Teoriya ustoychivosti avtomobilya / Ya.M. Pevzner. – M.: Mashgiz, 1947 – 156 s.
8. Petrushov V. A. K voprosu o kachenii elastichnogo kolesa po tverdoy opornoy poverhnosti / V. A. Petrushov // Avtomobilynaya promayshlennosty, 1963. - № 12. – S. 21–24.
9. Podrigalo M. A. Dinamika avtomobilya: [monografiya] / [Podrigalo M.A., Volkov V.P., Klets D. M. i dr.]; pod red. M. A. Podrigalo. – Harkov: Izd-vo HNADU, 2008. – 424 s.
10. Chudakov E. A. Teoriya avtomobilya / E. A. Chudakov. – M.: Mashgiz, 1950. – 343 s.
11. Sheluhin A. S. Analiz potery na kachenie pnevmaticheskikh shin v usloviyah dvizheniya avtomobilya po doroge s tverdaym pokraytiem / A. S. Sheluhin // sb.: Truday NAMI. - M.: izd. NAMI, 1965. - Vayp. 79. - S. 21-45.

За контакти: D-r of science, Professor, Dmytro Klets, D-r of science, Professor, Polyansky Alexandr, D-r of science, associate Professor, Yevgeniy Dubinin, Ihor Slynchenko, Kharkov National Automobile and Highway University. Department "Technology of Machine Building and Repair", Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

ВЛИЯНИЕ ОТКЛЮЧЕНИЯ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ НА МОЩНОСТЬ И РАСХОД ТОПЛИВА КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ

INFLUENCE ON THE ENGINE POWER AND FLOW FUELOF THE WHEEL CAR OF THE CYLINDER PARTS DISCONNECTION

Polyanskii Alexandr, Andrei Molodan, Potapov Nikolai

Abstract: It has been established that the most intensive reduction in fuel consumption occurs at idle, which, when half of the cylinders are turned off, is 27%. Fuel economy decreases with increasing engine load and becomes zero at the engine load factor. The difference between the calculated and experimental data on fuel consumption and power at maximum load is not more than 7-8%.

The results can be used by professionals who are engaged in improving the efficiency of use of internal combustion engines.

Keywords: effective engine power, power change, engine, wheeled machine, cylinder shutdown, fuel consumption.

1. Введение:

В автомобильных перевозках 25-30 % объема транспортных работ осуществляется с использованием колесных машин. На таких операциях, как транспортировка, продолжительность работы достигает 50 %. Время простоев в ожидании транспорта загрузки составляет 25...30% [1].

При выполнении транспортных работ двигатель колесной машины большую часть времени работает на режимах малых нагрузок и холостого хода. На этих режимах двигатель работает с низкой экономичностью из-за плохой эффективности сгорания топлива.

Одним из способов повышения экономичности двигателя на режимах малых нагрузок и холостого хода является отключение части цилиндров двигателя [2, 3].

2. Анализ последних достижений и публикаций:

При анализе литературы установлено, что при отключении половины цилиндров двигатель может развить без перегрузки работающих цилиндров эффективная мощность при половине работающих цилиндров равна половине номинальной эффективной мощности двигателя, является ошибочным. Нелинейность функции мощности количества работающих цилиндров объясняется распределением механических потерь между цилиндрами таким образом, что потери в отключенных цилиндрах должны компенсироваться увеличением подачи топлива в цилиндры работают.

В.В. Березной в работе [4] предложил метод расчета эффективной мощности двигателя, работающего с отключением цилиндров, которую двигатель может развить без перегрузки работающих цилиндров и соответствующего числа отключаемых цилиндров. Потенциальная возможность повышения экономичности за счет отключения части цилиндров заложена во всех эксплуатируемых дизелях[5]. Реальная величина экономии топлива при работе по нагрузочной характеристике зависит от количества работающих цилиндров, особенностей двигателя, заложенные в его конструкции при проектировании и изготовлении, нагрузки и величины механических потерь в отключенных цилиндрах [6, 7].

3. Цель и задачи исследования:

Целью данного исследования является улучшение эксплуатационных показателей автотракторного двигателя путем определения мощности и расхода топлива при отключении части его цилиндров.

Достижение поставленной цели предусматривает решение следующих задач:

– определить влияние числа отключенных цилиндров автотракторных двигателей на их эффективную мощность;

– определить наиболее интенсивное снижение расхода топлива, которое происходит при отключении цилиндров.

4. Обоснование влияния отключения части цилиндров двигателя на мощность и расход топлива колёсной машины

При отключении части цилиндров двигателя в процессе его работы индикаторная мощность двигателя уменьшается, в результате чего снижается частота вращения коленчатого вала и крутящий момент двигателя. Для их поддержания на прежнем уровне в работающие цилиндры необходимо увеличивать цикловую подачу топлива. При большей цикловой подачи в работающих цилиндрах увеличивается среднее индикаторное давление и улучшается процесс сгорания. Необходимо выяснить, как отключение цилиндров влияет на параметры работы двигателя при сохранении частоты вращения коленчатого вала и коэффициента загрузки, а в частности на:

- 1) эффективная мощность двигателя;
- 2) расход топлива в зависимости от нагрузки двигателя.

Часовой расход топлива двигателя при отключении части цилиндров G_{Π}^{Zp} можно выразить с учетом индикаторного ККД η_i^{Zp} , эффективной мощности N_e^{Zp} , мощности механических потерь N_{MB}^{Zp}

$$G_{\Pi}^{Zp} = \frac{3,6}{H_u \cdot \eta_i^{Zp}} (N_e^{Zp} + N_{MB}^{Zp}), \text{ кг/ч} \quad (1)$$

Параметры работы двигателя без отключения цилиндров обозначим

$$i = z_p - z_b \quad (2)$$

i – число всех цилиндров двигателя,

z_p – количество работающих цилиндров двигателя при отключении части других;

z_b – число отключенных цилиндров двигателя.

Индикаторный КПД характеризует процесс сгорания в работающем цилиндре. Изменение индикаторного КПД можно определить по нагрузочной характеристике двигателя без отключения цилиндров по зависимости $\eta_i = f(P_i)$, которую с достаточной точностью можно описать уравнением полинома четвертой степени [3]

$$\eta_i = a \cdot P_i^4 + b \cdot P_i^3 + c \cdot P_i^2 + d \cdot P_i + f \quad (3)$$

де P_i – среднее индикаторное давление, МПа;

a, b, c, d, f – эмпирические коэффициенты.

По теореме Абеля-Руффини алгебраические уравнения пятой степени и выше неразрешимы в радикалов, но вполне решаются другими способами.

«Теорема Абеля–Руффини не заявит о том, что общее уравнение степени при $n \geq 5$ не имеет решения. Если мы допускаем комплексные решения, то основная теорема алгебры гарантирует наличие решений. Суть теоремы Абеля–Руффини сводится к тому, что для произвольных уравнений степени больше четвертой невозможно указать замкнутую формулу для решений, то есть формулу, содержащую только арифметические операции и корни произвольной степени. Решение таких уравнений можно получить с любой желаемой точностью используя численные методы, например методом Ньютона».

Средний индикаторный давление определяется как сумма среднего давления механических потерь и среднего эффективного давления двигателя

$$P_i = P_{MB} + P_e, \quad (4)$$

де P_{MB} – условное среднее давление механических потерь двигателя,

P_e – условное среднее эффективное давление двигателя.

Условное среднее давление механических потерь двигателя при отключении части цилиндров можно определить так

$$P_{МП}^{Z_p} = k_M \cdot P_{МП}^i \frac{i}{Z_p}, \text{ МПа}, \quad (5)$$

где k_M – коэффициент изменения механических потерь при отключении части цилиндров,

$$k_M = \frac{Z_p}{i} M_1 + \frac{Z_B}{i} \cdot M_2 \cdot \Delta_{MB}, \quad (6)$$

где M_1 – коэффициент, учитывающий изменение механических потерь в работающих цилиндрах (при повышении в них нагрузки из-за отключения части цилиндров);

M_2 – коэффициент, учитывающий изменение механических потерь при прокрутке без подачи топлива, характеризующий изменение потерь на трение;

Δ_{MB} – коэффициент, учитывающий изменение доли механических потерь в отключенных цилиндрах, по сравнению с мощностью механических потерь цилиндров двигателя без отключений. Отключать цилиндры с работы можно разными способами: отключая только подачу топлива или вместе с устранением насосных потерь в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ). При отключении только подачи топлива

Введем обозначение доли отключенных цилиндров

$$D_{ц} = \frac{Z_B}{i}; \quad (7)$$

$$\frac{Z_p}{i} = 1 - D_{ц}. \quad (8)$$

При определении среднего давления механических потерь принято использовать зависимость его только от частоты вращения [4]

$$P_{MB} = a + b \cdot n. \quad (9)$$

Примем допущение: $M_1 = 1$ и $M_2 = 1$, что вполне допустимо, так как мы исследуем работу двигателя на режимах холостого хода и малых нагрузок. Принятые допущения означают, что с увеличением нагрузки на двигатель мощность и среднее давление механических потерь принимаются неизменными, поэтому при работе под нагрузкой параметры механических потерь определяются этими же соотношениями.

Для определения максимальной эффективной мощности двигателя при

отключении цилиндров предлагается использовать коэффициент изменения максимальной эффективной мощности k_{PN}

$$k_{PN} = \frac{N_{e \max}^{Zp}}{N_e}, \quad (10)$$

где $N_{e \max}^{Zp}$ – максимальная эффективная мощность двигателя при отключении части цилиндров при неизменной частоте вращения и максимальной подаче топлива;
 N_e – номинальная мощность двигателя.

Максимальная мощность двигателя достигается при максимальном часовом расходе топлива. При этом принимаем, что индикаторная мощность одного работающего цилиндра при отключении части других не меняется. Эффективная мощность двигателя при отключении части цилиндров выражается

$$N_e^{Zp} = N_i^i \frac{Z_p}{i} - N_{MB}^i \cdot k_M. \quad (11)$$

Максимальная эффективная мощность при отключении части цилиндров зависит от номинальной мощности двигателя

$$N_{e \max}^{Zp} = N_e \left(\frac{1 - D_{\text{ц}}}{\eta_{M \max}^i} - k_M \left(\frac{1}{\eta_{M \max}^i} - 1 \right) \right). \quad (12)$$

Выражение в скобках и есть коэффициент изменения максимальной эффективной мощности при отключении цилиндров

$$k_{PN} = 1 - D_{\text{ц}} \left(1 + \Delta_{MB} \left(\frac{1}{\eta_{M \max}^i} - 1 \right) \right). \quad (13)$$

Расход топлива при отключении части цилиндров определяется по формуле (1). Оценить часовой расход топлива при отключении цилиндров двигателя можно, используя коэффициент изменения часового расхода топлива $k_{G_{\Pi}}$

В результате преобразований получим

$$k_{G_{\Pi}} = \frac{(P_i - x_1)(P_i - x_2)}{\left(P_i - \frac{x_1}{k_{pi}} \right) \left(P_i - \frac{x_2}{k_{pi}} \right)} \cdot \frac{1 - D_{\text{ц}}}{k_{pi}}. \quad (14)$$

где k_{pi} – коэффициент, характеризующий изменение индикаторного давления в работающих цилиндрах при сохранении эффективной мощности двигателя.

$$k_{pi} = \frac{P_i^{Zp}}{P_i} = \frac{1 - D_{\text{ц}} (1 - \Delta_{MB}) (1 - \eta_M)}{1 - D_{\text{ц}}}. \quad (15)$$

Расход топлива при отключении части цилиндров определяется по выражению

$$G_{\Pi}^{Zp} = G_{\Pi}^i \cdot k_{G_{\Pi}}. \quad (16)$$

На рисунке 1 показаны данные по расчетному и экспериментальному определению максимальной эффективной мощности при отключении четырех цилиндров восьмицилиндрового двигателя, откуда видно, что мощность снижается пропорционально числу работающих цилиндров.

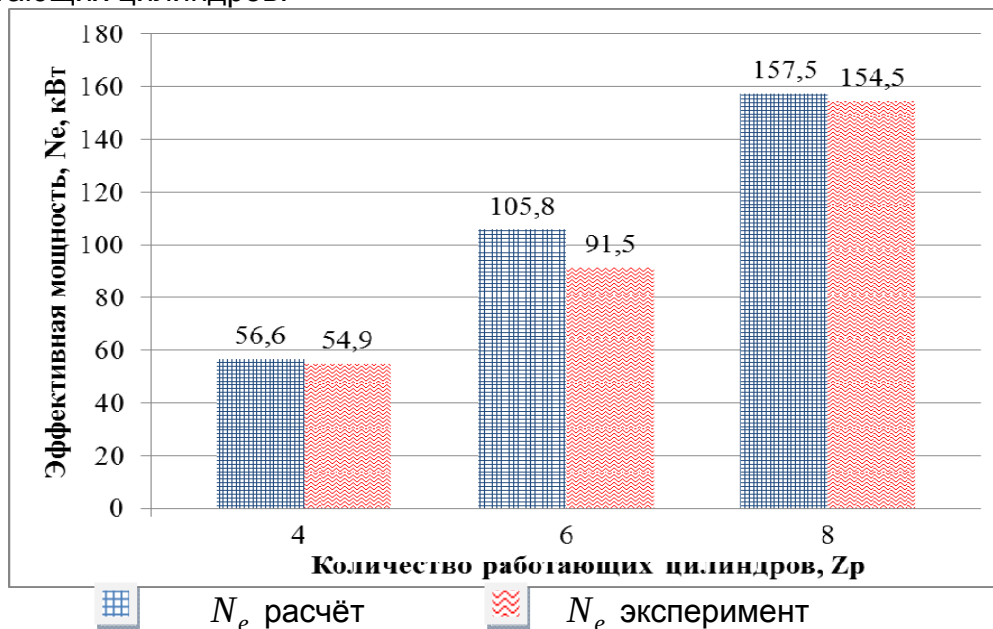


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных значений максимальной мощности восьмицилиндрового двигателя в зависимости от числа работающих цилиндров

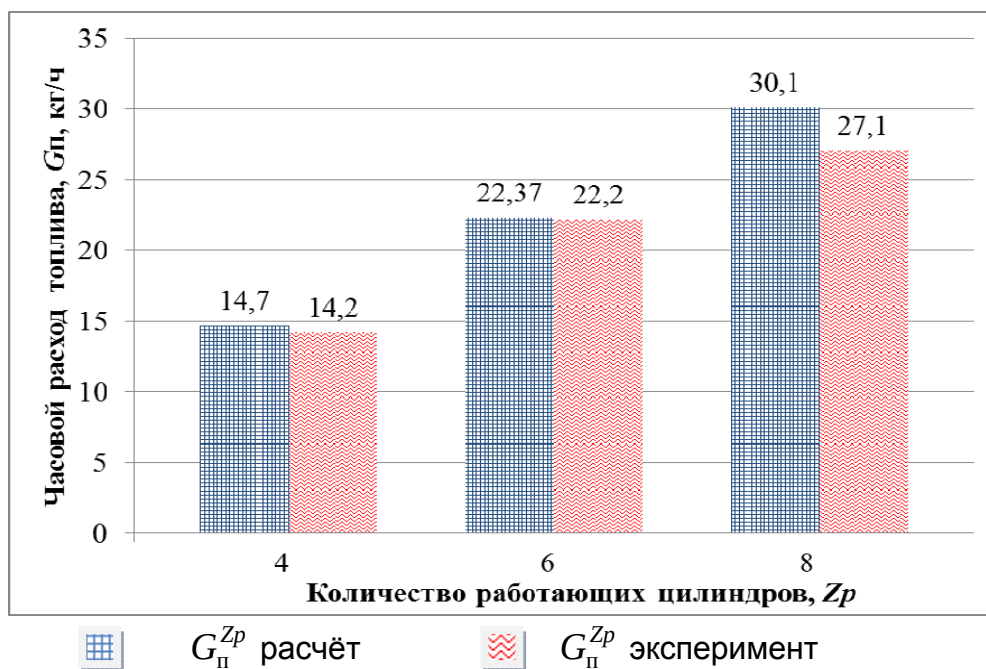


Рис. 2. Сравнение расчетных и экспериментальных данных часового расхода топлива двигателя при максимальной мощности двигателя при отключении части цилиндров

На рисунке 2 показаны данные по расчетному и экспериментальному определению расхода топлива при отключении части цилиндров.

Из рисунка 1 можно определить, что разница между экспериментальными и расчетными данными по определению мощности и расходы топлива в среднем составляет не более 7-8%.

5. Выводы:

1. Установлено, что снижение расхода топлива на холостом ходу больше чем при работе под нагрузкой. При отключении четырех цилиндров в восьмицилиндровом двигателе на холостом ходу экономия составляет 27%. При увеличении загрузки двигателя и работе на номинальной мощности экономия топлива снижается и становится равной нулю.

2. С использованием полученных зависимостей, разработана методика расчета экономии топлива и показателей мощности двигателя при различных вариантах отключения цилиндров.

3. Установлено, что сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований по расходу топлива и мощности на режиме максимальной загрузки не превышает 7-8%.

6. Литература:

1. Veroyatnostnaya otsenka rezhimov rabotay traktornogo dvigatelya / O.I. Zhegalin, P.D. Lupachev, B.V. Cheloznov, S.S. Sofonov // Traktoray i selyhozmashinay. 1985. – № 9.
2. Medvedev A. N. Povayshenie toplivnoy ekonomichnosti avtomobilylnayh dizeley otklyucheniem chasti tsilindrov: dis. ... kand. tehn. nauk. – Chelyabinsk, 2008. – 138 s.
3. Surkin V.I., Fedoseev S.Yu., Petelin A.A. Analiz izmeneniya mehanicheskikh potery dizelya traktorno-transportnogo agregata pri otklyuchenii chasti tsilindrov // Dostizheniya nauki i tehniki APK. 2012. – № 7. –S. 80–82.
4. Berezhniy V. V. Ekonomicheskie i energeticheskie pokazateli rabotay dizeley pri regulirovanii otklyucheniem tsilindrov // Dvigatelsestroenie. 1980. № 8. S. 47-49.
5. B. Vinodh and A. Univ "Technology for Cylinder Deactivation". Society of Automobile Engineers (SAE). Technical paper number: 2005-01-0077. 2005 year.
6. Cylinder cutout with sequential turbocharging gives 50 percent power incveace II Modern power system. 1982. 2. 11. PP. 40-43.
7. Leone T/ et/al/ Fuel economy benefit of cylinder deactivation - sensitivity to vehicle application and operating constraints II SAE paper 2001-01-3591. 2001.

За контакти: PhD. Eng., Professor, Polyanskii Alexandr, PhD. Eng., associate Professor Molodan Andrey, asst. Potapov Nikolai, Kharkov National Automobile and Highway University. Department "Technology of Machine Building and Repair", Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tmirm@khadi.kharkov.ua, tel. +38057-707-37-33.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ПЕРЕГОНАХ ГОРОДСКИХ МАГИСТРАЛЕЙ

Наталья Семченко¹, Евгений Решетников²

RESEARCH OF VEHICLES MOVEMENT PARAMETERS ON STAGES OF CITY HIGHWAYS

Nataliia Semchenko¹, Yevgen Reshetnikov²

Abstract: The results of researches of vehicles movement in the of city highways of signalized movement of Kharkov are presented. Real values of movement speed and intervals between cars are defined

Keywords: road network, city highways of signalized movement, speed, time intervals between cars

1. Введение:

Генеральная Ассамблея ООН в марте 2010 г. приняла Резолюцию 64/255 «Повышение безопасности дорожного движения во всем мире» [1], в которой провозгласила 2011–2020 годы Десятилетием действий по обеспечению безопасности дорожного движения, целью которого являлось сокращение числа ДТП со смертельным исходом. Вместе с тем по данным, опубликованным в докладе ВООЗ в 2018 г. [2], количество смертных случаев возросло с 1,24 до 1,35 млн. в год. К числу основных причин такого роста относятся нарушения водителями скоростного режима [3] и не соблюдение безопасной дистанции. По данным Департамента патрульной полиции Украины [4] в 24 % случаев ДТП с пострадавшими причинами являются именно эти факторы.

Целью настоящей работы является исследование реальных режимов движения транспортных средств на перегонах городских магистралей.

2. Изложение:

Объектом исследований являлись городские магистрали г. Харькова, связывающие районы города и имеющие не менее 4-х полос для движения.

В процессе исследования определялись скорость движения транспортных средств и интервалы между автомобилями в зависимости от интенсивности движения

При проведении экспериментальных исследований параметров транспортных потоков на участках улично-дорожной сети использовалась видеосъемка на стационарных постах. После проведения видеосъемки все видеозаписи копировались в цифровом формате на компьютер. Записи были распределены по постам, дням и часам.

Методика измерений заключалась в определении временных интервалов между автомобилями, времени прохождения мерного участка, отмеченного дорожными конусами, длиной 20 м (для дальнейшего определения скорости движения) и интенсивности транспортного потока.

Алгоритм обработки полученных данных следующий. Полученная видеозапись движения транспортных потоков на участке улично-дорожной сети города на протяжении заданного промежутка времени (60 минут) обрабатывалась на компьютере путем разбивки на кадры с интервалом $\Delta t = 0,04$ с (25 кадров в секунду). После разбивки на кадры была получена последовательность файлов с именем файла, отвечающим порядковому номеру в списке кадров видеозаписи.

При появлении переднего бампера транспортного средства у контрольной метки регистрировался номер кадра события прохождения. Количество транспортных средств или физическая интенсивность движения N определялась, как количество полученных кадров прохождения контрольной метки. Временной интервал между автомобилями определялся как количество кадров между пересечениями контрольной метки задним бампером предыдущего автомобиля и передним бампером следующего автомобиля и подсчитывался как

$$t_{di} = m_{di} \cdot \Delta t, \quad (1)$$

где m_{di} – количество подсчитанных кадров.

Этот алгоритм был воплощен в специально созданную для обработки данных программу GetIntervalDistribution.exe [5].

Скорость движения определялась как

$$v_i = \frac{l_d}{t_{di}}, \quad (2)$$

где l_d – длина мерного участка, м, $l_d = 20$ м; t_{di} – время прохождения мерного участка, с.

В результате обработки данных эксперимента по методике, приведенной в [6, 7] и с помощью программного обеспечения "GetIntervalDistribution" [5] были определены скорости движения транспортных средств и выяснено, что около 90 % водителей превышают разрешенную скорость (в 40 % - грубо нарушают), которая на период проведения эксперимента составляла 60 км/ч. (рис. 1). Выборочные исследования, проведенные в 2018 г. после снижения максимально допустимой скорости в городах до 50 км/ч, изменения в скоростном режиме не выявили.

В связи с невозможностью использования физических методов успокоения движения на городских магистралях, необходимо, наряду с проведением профилактической работы по предотвращению правонарушений, вводить мониторинг скоростного режима и обеспечивать неотвратимость наказаний. Кроме того, в Украине необходима разработка пакета требований по обеспечению безопасности при движении с более высокими скоростями на регулируемых городских магистралях с последующей стратификацией улично-дорожной сети и установлением более высоких скоростных ограничений на ее части.

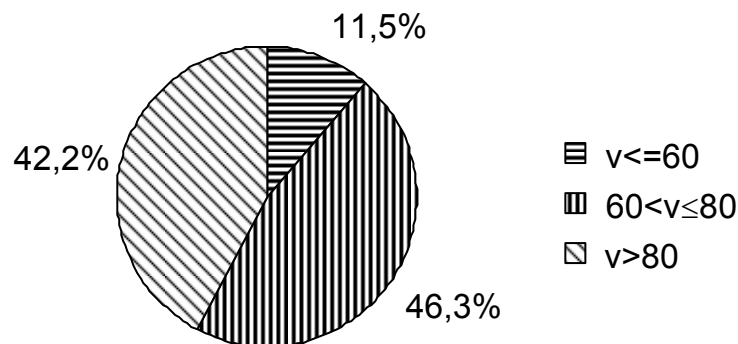


Рис. 1. Распределение скоростей транспортных средств

В результате обработки экспериментальных данных были определены значения временных интервалов между автомобилями в группах, которые образовались при движении по перегону (рис. 2).

В ходе обработки экспериментальных данных и их анализа были получены также средние значения временного интервала при разной удельной интенсивности движения. Средние значения временного интервала колеблются в пределах 2,02 - 2,36 с при удельной интенсивности 600 авт./ч и 1,9 - 2,04 с при удельной интенсивности 1000 авт./ч.

На основании данных эксперимента были получены модели, позволяющие определять средний временной интервал между автомобилями в зависимости от интенсивности ТП и расстояния от группообразующего объекта. По результатам численного эксперимента определено, что уровень значимости аппроксимирующих моделей не превысил 0,05, расчетное значение критерия Фишера для всех моделей больше табличного, что подтверждает информационную способность полученных аппроксимирующих моделей.

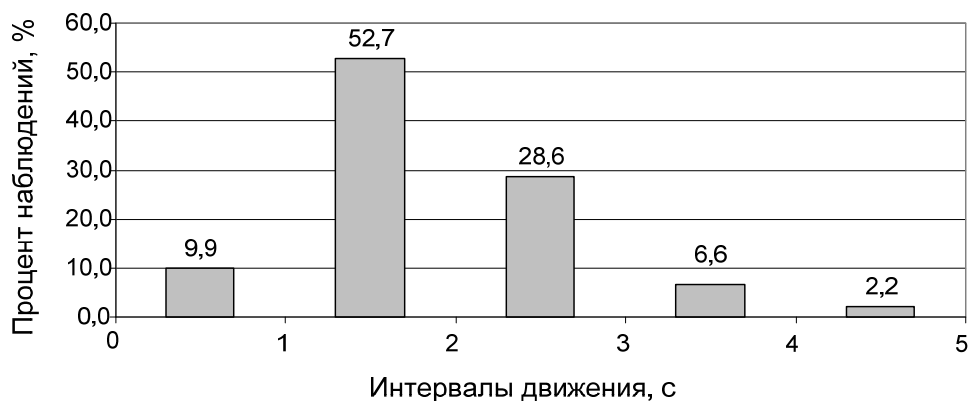


Рис. 2. Гистограмма распределения временного интервала движения транспортных средств в группе

При этом значение среднего временного интервала между автомобилями по мере удаления от группообразующего объекта растет на 17 % при удельной интенсивности 600 авт./ч и на 8 % при удельной интенсивности 1000 авт./ч и уменьшается с ростом интенсивности на 6 % на расстоянии 200 м и на 15 % на расстоянии 400 м от группообразующего объекта.

Также в ходе обработки данных эксперимента определено, что в группах транспортных средств преобладают интервалы 10-30 м. (рис. 3).

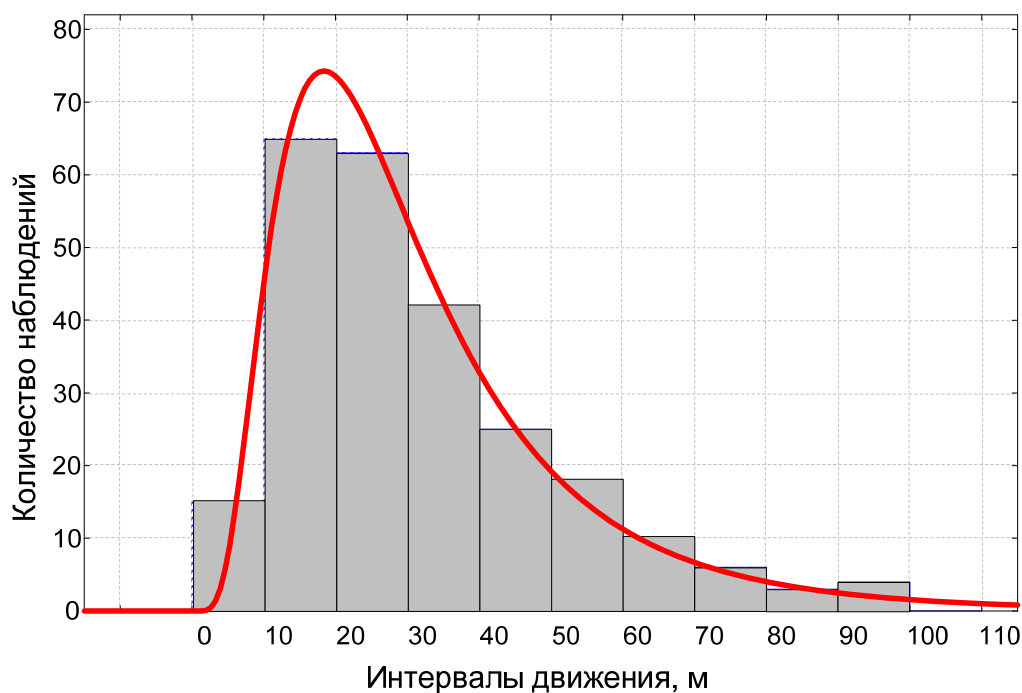


Рис. 3. Метрические интервалы движения транспортных средств

Реальные данные метрических интервалов движения сравнивались с минимальной теоретически необходимой дистанцией безопасности (рис. 4), которая определялась по формуле

$$D_0 = l_0 + (t_1 + t_2) \frac{v_a}{3,6} + \frac{v_a^2 (K_{Эз} - K_{Эп})}{254 \cdot \varphi}, \quad (3)$$

где v_a - скорость автомобиля, км/ч; t_1 - время реакции водителя, с; t_2 - время запаздывания срабатывания тормозной системы, с; l_0 - зазор безопасности, м; φ -

коэффициент сцепления; $K_{Эз}$, $K_{Эп}$ - коэффициенты эффективности торможения заднего и переднего автомобилей.

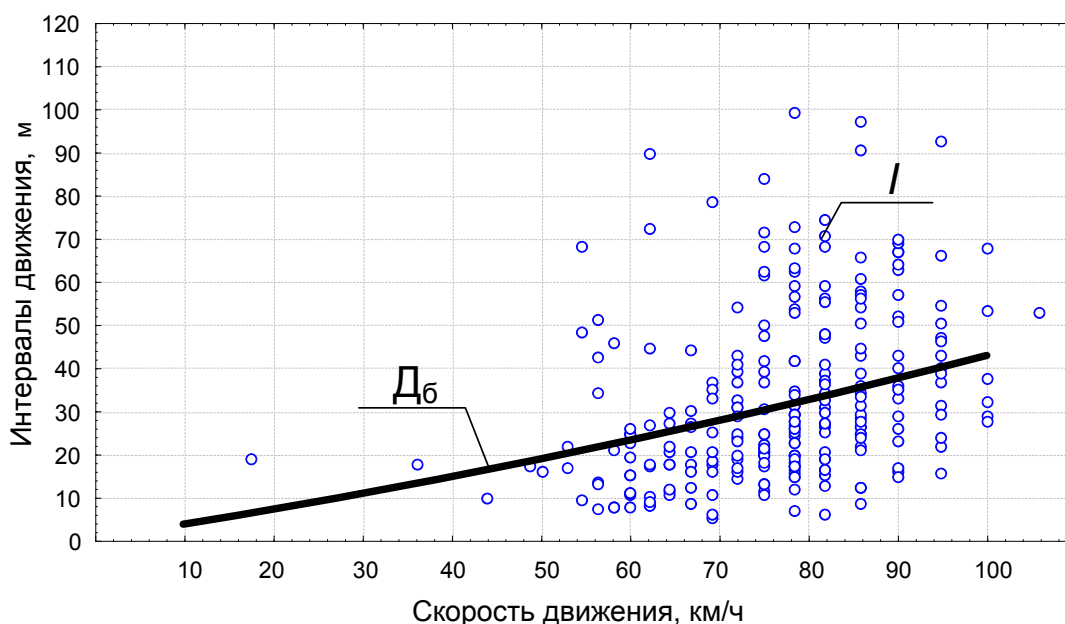


Рис. 4. Сравнение экспериментальных значений интервалов движения I транспортных средств в группе и расчетных данных дистанции безопасности D_b в зависимости от скорости движения транспортного средства

При расчетах по формуле (3) принимались следующие исходные данные: $(t_1 + t_2) = 1,2$ с, $l_0 = 5$ м, $\varphi = 0,7$. При проведении экспериментальных исследований было установлено, что часть грузовых автомобилей и автобусов не превышает 10 % и состав транспортного потока можно считать однородным. Разница в коэффициентах эффективности торможения для однородного потока, состоящего из легковых автомобилей, принималась равной 0,2.

При скорости 40 - 50 км/ч (рис 9) нарушение безопасной дистанции незначительно. Но с ростом скорости движения нарушителей становится все больше, что может вызывать возникновение ДТП, в том числе цепных. Проведенное исследование интервалов между автомобилями в группах позволяет утверждать, что они меньше дистанции безопасности в 57 % от их общего количества.

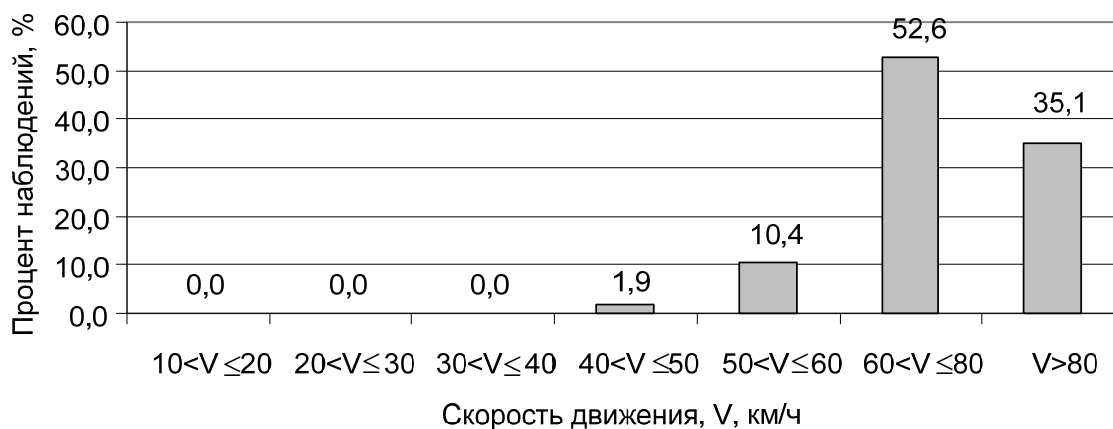


Рис. 9. Процент транспортных средств, которые не придерживаются дистанции безопасности в зависимости от скорости движения

3. Заключение

В ходе исследования установлено, что около 90 % водителей при движении на городских магистралях превышают разрешенную скорость, из них 40 % - грубо нарушают правила дорожного движения.

В связи с невозможностью использования физических методов успокоения движения на городских магистралях, необходимо, наряду с проведением профилактической работы по предотвращению правонарушений, вводить мониторинг скоростного режима и обеспечивать неотвратимость наказаний.

В Украине необходима разработка пакета требований по обеспечению безопасности при движении с более высокими скоростями на регулируемых городских магистралях с последующей стратификацией улично-дорожной сети и установлением более высоких скоростных ограничений на ее части.

Реальные значения интервалов между автомобилями, движущимися в потоке, в 57 % меньше необходимой дистанции безопасности. При этом с увеличением скорости движения число случаев несоблюдения требуемой дистанции резко увеличивается.

Использование современных технических решений и IT - технологий в конструкции автомобилей обеспечит безопасные интервалы в потоке и соблюдение скоростного режима.

Литература:

1. Resolution adopted by the General Assembly on 2 March 2010 64/255 (2010). Improving global road safety [WWW link] <https://undocs.org/ru/A/RES/64/255>
2. Global status report on road safety 2018: Summary (2018) [WWW link] https://www.who.int/violence_injury_prevention/road_safety_status/2018/English-Summary-GSRRS2018.pdf
3. Speed Management (2006) OECD/ECMT Transport Research Centre: *report*, Paris 2006 [WWW link] <https://www.itf-oecd.org/sites/default/files/docs/06speed.pdf>
4. Statistics of road and transportation adventures in Ukraine for 2017 (2017) Department of Patrol Police [WWW link] <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>
5. Lazurik, V. T., Getsovich, E.M., Didenko, E. V., Semchenko, N.A., Korol. V. Yu. (2011). *Development of an information system for the study of parameters of traffic flows* Transport systems of megacities. Problems and solutions: international. scientific-practical conf., October 11-12, 2011: works. - Kharkov, 2011. - pp. 15 - 17.
6. Getsovich, E.M., Semchenko, N.A. (2011). The technique of experimental definition of distribution of transport flows parameters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Information Technologies*, 6/2(54), 67-68.
7. Getsovich E. M. Semchenko, N.A., Golota, V. A. (2012). Experimental researches of distribution of time intervals in the transport flow of urbans. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Control Systems*, 2/3(56), 57-61.

За контакти:

1. Ass. prof. PhD Eng. Nataliia Semchenko, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Organization and Road Safety", 61002, Str. Yaroslav Mudryy 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: nat-semchenko@ukr.net
2. Prof. PhD Eng. Yevgen Reshetnikov, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Organization and Road Safety", 61002, Str. Yaroslav Mudryy 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: reshebor@gmail.com

Докладът е рецензиран.

НЕОБХОДИМОСТЬ ФОРМИРОВАНИЯ СИСТЕМ ПЕРЕХВАТЫВАЮЩИХ ПАРКИНГОВ В КРУПНЫХ ГОРОДАХ

Ольга Холодова, Елена Левченко

THE NECESSITY OF CREATING THE SYSTEMS OF PARK AND RIDES IN THE BIG CITIES

Olha Kholodova, Olena Levchenko

Abstract. The necessity of creation the parking systems in the big cities is proved; the analysis of developments and conditions for the creation of parking systems, inter alia, park and rides, is carried out; the stages of the procedure of creating the parking system and practical recommendations for the organization of operation of park and rides are provided; application of the proposed procedure of creation of parking system allows to create a system that will satisfy the needs of all centers of attraction of the central business district in parking areas.

Key words: park and ride, street and road network, central business district, vehicle, parking lot, public transport.

1. INTRODUCTION:

Cities, as centers of business, social and cultural life, attract more and more people, which leads to an increase in development density and population density within urban areas. This growth of cities, in turn, generates a set of problems arising from the need to create conditions for its functioning. One of the most important is the problem associated with the city's transport system, which also includes a range of issues that require competent decisions. The street and road network (SRN) of any city as one of the main elements of the transport system is the framework of any city that provides transport accessibility to any point of it. Thus, indicators such as the degree of development of SRN, its extent and load, are indicators of the sustainability of the city as a whole, and the standard of living of citizens and its business activity [1-5].

2. PRESENTATION:

The analysis of transport situations in the largest cities of the world shows that there are no cities without the problem of traffic congestion. From the point of view of the ordinary inhabitants of the city, one of the main tasks of the city's SRN is precisely the fact that any inhabitant would have the opportunity to get to the destination as quickly and comfortably as possible. The park and ride, as the world experience of their application shows, is one of the elements of the transport infrastructure of the city, which, with proper design, can reduce the load on the most loaded SRN parts and, as a result, reduce the risk of traffic congestion [6-10].

In world practice, park and ride is a car park that allows vehicle owners to leave their own personal vehicle at it and transfer to any type of public transport to continue the trip. That is, to perform a combined trip, where a part of the route is covered with the use of an individual vehicle, and another part – by the system of passenger transport. The main goal is to save time when making a trip. From a transport point of view, the main purpose of the park and rides is to reduce the traffic load on the main highways of the city, as well as on the streets of the central business district of the city (CBD). This goal can be achieved by reducing the use of private cars by those who would prefer park and rides and then would use public transport to reach the goal of their trip, with this avoiding traffic congestion on the roads.

The park and rides can play a role in solving urgent issues in the ecological, economic and social life of the city. In foreign research, specialists identify a wide range of tasks, which with different degrees of efficiency can be solved by the park and rides [11]. Traditionally, they are divided into four types, depending on the area for which the task is formulated: transport (decreasing the traffic intensity on the main highways and in CBD; reducing the number of congestion at SRN and in CBD at peak hours; reducing the calculated load on SRN of the city; reducing the number of unorganized car parking lots within CBD; reducing the level of use of motor transport, and thereby increasing the level of use of public transport; increasing the

passenger turnover of transport; improving road safety), economical (improving land use efficiency in CBD; reducing costs for making a trip; improving the availability of CBD; increasing the number of economically attractive trips to CBD; creating a more economical transport system), ecological (reduction of emissions of harmful substances into the atmosphere from motor transport; reduction of various environmental factors, for example, noise level) or social (increasing communication links, improving travel conditions to CBD, for example, saving time, solving the problem of parking in CBD, an alternative to choosing a route to reach the purpose of the trip). Moreover, with the development of cycling infrastructure, the issue of reducing parked cars on the roadway of SRN of cities requires an immediate solution.

Therefore, we faced the problem of substantiation of the approach to the creation of such a park and ride system in large cities, which would satisfy the needs of the centers of attraction of CBD in parking areas. In addition, it should be taken into account that the use of such parking systems has a number of disadvantages: the growth of traffic intensity at the adjacent SRN (the lack of free and unhindered accesses reduces the effective operation of a parking lot); the need for organizational measures for the operation of passenger transport (increasing the frequency of traffic, capacity of passenger transport, improving its comfortability, planning pedestrian flows, information provision, etc.); increase of emissions of harmful substances from a local source and noise pollution from residential development located in the immediate vicinity.

The studied conditions of the creation of a park and ride system depending on the type of city planning and the performed analysis of placement of parking systems show that the practice of using the park and rides as well as the existing European list of standards is recommendatory, but not normative, noting the general laws of practical experience of placement of parking lots [11].

The developed procedure for the creation of parking systems in CBD (Department of traffic management and safety, KhNAHU) [12] foresees the following steps: on the basis of a city map, to design the city's SRN graph with indication of not only the vertices and arcs of the graph, but also of the geometric characteristics of the crossroads and sections; to indicate the boundaries of CBD on the basis of determining the levels of demand satisfaction for passage and parking; to carry out questionnaire surveys for the administration of the centers of transport attraction regarding the demand for parking near them; to study the radial traffic flows in the access zones of conventionally radial highways to CBD to determine the total required capacity of the parking system; to compare the results of a parking demand study obtained at the two previous stages, to determine the final value of the total capacity of the parking system; to determine the capabilities of CBD SRN in providing parking areas; to determine the sites, type and capacity of parking lots; to divide CBD into the catchment zones (CZ) for each parking lot and to determine the demand for parking in each zone; to determine a rational parking system for CBD as a result of modeling of a placement scheme for catchment zones of parking lots with use of the Parking Planning System decision support software by checking the demand satisfaction for parking in each CZ of parking lot and within the whole CBD.

As a result of the approbation of this procedure in Kharkiv, the sites were determined which are not caught by any of the proposed parking lots. In this case, the solution of the problem is possible by adding the park and rides to the already proposed parking lots that will be located at a distance from CBD (the only disadvantage with such an arrangement) with the use of services of public transport (PT), the organization of operation of which should be at a high level [13].

Thus, when creating a system of parking lots, there are a number of tasks related to the organization of their operation: the study of the impact on the capacity of SRN of parked cars in order to determine their impact on the traffic flow during departure from the parking lot; determination of the constant (for the whole working day) and variable (for several hours) of the component in the total capacity of each parking lot; determination of the amount and time of car traffic for each parking lot; determination of passenger traffic (at each working hour of the day) for each parking lot; determination of the type and capacity of the vehicle stock servicing the customers of the parking lot; design of the march route of service vehicles [14].

The most sensitive issue is the interest of vehicle owners in using park and rides. The deciding factor here is the maximum convenience of walking distance or the minimum travel time from parking lot to PT attraction centers (comfort of travel) and parking rates. The comfort of travel can be achieved through the failure-free operation of both PT and vehicle stock servicing the park and ride. Improving the provision of PT services is the subject of another study.

The choice of location of park and rides depends on two main factors: the planning structure of the primary SRN, which determines the type of city planning, and management of public transport systems.

The study of the impact of parked cars on SRN capacity in the city center will enable these results to be used to provide recommendations on the appropriateness of the location of park and rides that would not worsen the traffic management of the main highways of the city. Determining the duration of parking the cars on an existing street parking lot will allow to determine the share of cars in the variable component of the parking capacity. The determined amount and time of car traffic for each parking lot will make it possible to adjust the capacity of internal parking lots in [12]. The obtained values of passenger traffic during the working day will allow to determine the type of vehicle stock. The projected route serving the parking lot, which should be offered with the indication of location of stopping points, will provide potential clients with a minimum travel time within SRN of the district under study and proximity to the locations of its centers of attraction.

3. CONCLUSION:

Summarizing the results, we can formulate the basic principles of park and ride designing: creating a unified park and ride system within the city, in the ideal case – the parking lot should be included in each transport interchange hub; providing the most comfortable conditions for the trip with the use of park and ride; the minimum number of delays at the approach to the transport interchange hubs; organization of access to and departure from the parking lot, search of a parking place, transfer to passenger transport and getting to the final point of the route; provision of necessary safety measures, both for the passenger and for his/her car; providing complete information support; providing a high level and quality of service.

The application of all the above-mentioned recommendations and principles in the development of documentation for planning, designing and organizing the operation of park and rides will ensure the efficient and effective work of this service in the area of solving transport problems of large cities of Ukraine.

References:

1. Gavrilov E.V., Dmitrichenko M.F., Dolya V. K. ta in. pid red. M. F. Dmitrichenka. Sistemologiya na transporti. Organizaciya dorozhnogo ruhu. Kiyiv, Znannya Ukrayini, 0-452.
2. Vlasov D.N., Danilina N.V. Sovershenstvovanie transportnoj sistemy krupnejshego goroda, putem razvitiya sistemy «perehvatyvayushih» parkovok. Moskva. MISI-MGSU, 49–54.
3. Danilina N.V. Opredelenie potrebnosti transportno-peresadochnyh uzlov «perehvatyvayushih» stoyankah. Moskva, Internet-izdanie «AKADEMIYA ESTESTVOZNANIYA», 6.
4. Lobanov E. M. Transportnaya planirovka gorodov. Moskva, Transport, 0–240.
5. Rune Elvik, Anne Borger Myusen, Truls Vaa. Spravochnik po bezopasnosti dorozhnogo dvizheniya. Per. s norv. Pod redakciej prof. V.V.Silyanova. Moskva, MADI (GTU), 0-754.
6. Vlasov D.N., Danilina N.V. «Perehvatyvayushaya» stoyanka kak klyuchevoj element transportno-peresadochnogo uzla. Moskva, NIU MGSU, 55–58.
7. Danilina N.V. Nauchno-metodicheskie osnovy formirovaniya sistemy «perehvatyvayushih» stoyanok v krupnejshih gorodah (Na primere goroda Moskvyy): avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.23.22. Moskva, MGSU, 0-20.
8. Borovik E.N. Formirovanie parkovochnyh prostranstv na territorii Moskvyy. Moskva, RIA Industriya bezopasnosti, 58–62.

9. Galkina N.G., E. E. Safronov. Zarubezhnyj opyt organizacii parkovok. Harkov, HNADU, 24–27.
10. Kupriyanova A.B. Optimizaciya transportnogo obsluzhivaniya centra krupnogo goroda v usloviyah prioriteta obshestvennogo transporta i sistemy perehvatyvayushih stoyanok: avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.22.10. Irkutsk, IrGTU, 0– 20.
11. Zakony i standarty organizacii parkovok v raznyh stranah <http://www.ecoparcovka.ru/articles/65>. Razmeshenie garazhej i avtostoyanok v gorodskoj zastrojke. <http://www.allstroy.su/proectirivanie>.
12. Holodova O.O. Formuvannya sistem parkingiv v centralnih dilovih chastinah velikih ta najbilshih misc: avtoref. dis. kand. teh. nauk: 05.22.01. Harkiv, HNADU, 0-24.
13. Dulfan S.B. Zakonomirnosti vplivu «perehoplyuyuchih» parkovok na formuvannya transportnih potokiv (na prikladi m. Harkiv): avtoref. dis. kand. teh. nauk: 05.22.01. Harkiv, HNUMG, 0– 22.
14. Gecovich E.M., Holodova O.A., Sheludchenko V.V. Zadacha proektirovaniya sistem perehvatyvayushih parkingov v krupnyh gorodah. Harkov, HNADU, 128-132.

The contact information:

PhD. in Technical Science, Associate Professor, Olha Kholodova, Kharkov National Automobile and Highway University, Department “Traffic organization and safety”, Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, +380577073706, e-mail: olgakholodova2807@ukr.net.

Assistant, Olena Levchenko, Kharkov National Automobile and Highway University, Department “Traffic organization and safety”, Yaroslava Mudroho str. 25, Kharkov, Ukraine, +380577073706, e-mail: levchenkoelena77@gmail.com.