

ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ ВАРНА



КАТЕДРА

ТРАНСПОРТНА ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

**ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ
УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ**

**XXVI НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ
С МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ**



ЕКО ВАРНА 2020

8-10 Октомври 2020

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

XXVI НАУЧНО -ТЕХНИЧЕСКА КОНФЕРЕНЦИЯ С
МЕЖДУНАРОДНО УЧАСТИЕ

СБОРНИК ДОКЛАДИ

Том двадесет и седми 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. Impact of the reduction of established speed limits in settlements on accident and road traffic fatalities	5
Alexander Ryabushenko, Ivan Nahliuk, Dmitriy Shevtsov	
2. Research turning flows movement on signalized intersection	10
Nataliia Semchenko, Olha Kholodova, Olena Levchenko	
3. Analysis of demand for use public transport in the population of Ukraine	14
O. Stepanov, A. Venher, T. Volobueva, S. Myronenko	
4. Determining the boundaries of the business downtown on transport network in metropolitan areas	18
Olha Kholodova, Nataliia Semchenko, Olena Levchenko	
5. Improvement of the control method technical condition of vehicles	22
V.Volkov, I.Gritsuk, T.Volkova, Yu.Volkov, S.Mirzoshoev, V.Reznichenko	
6. Studies of the effects of electromagnetic injector contamination on passenger car performance	32
Yurij Gorbik	
7. About symptoms of malfunctions of turbochargers of diesel engines	40
Alexander Dityatiev	
8. Принципы поиска неисправностей в системах управления двигателя с помощью алгоритмов обратных связей	43
Евгений Зенкин	
9. Практические рекомендации по оценке уклона дороги навигаторами с барометрическим альтиметром	50
Владимир Зуев, Михаил Буравцев, Эрнест Рабинович	
10. Alternative fuel for diesel and gasoline engines	56
Vladimir Bezrodnyi	
11. Study of the influence of the use of comfort systems on the traction properties of a car by the road method	59
Yevhen Bilohurov	
12. Calculation methods for determining of fuel consumption per hour by transport vehicles	64
Sergey Krivoshepov	
13. Метод определения инерционных масс трансмиссии и колёс автомобиля на роликовом стенде	70
Игорь Мармут, Эрнест Рабинович	
14. Formation of directions for the development of automobile transport enterprises	78
Serhii Mastepan, Olena Mastepan	
15. Improvement of test methods for cargo-passenger car on road with an inclination	83
Nikolai Misiura	
16. Research of change of quality antifreezes when operating buses	88
Mikhail Nahliuk	
17. Relative increase of the resource of disc brakes of motor vehicles	91
Alexander Nazarov, Yevgeny Shpinda, Nicolai Sergienko, Igor Pogorilyi	
18. Подход к построению мультиагентной системы при обслуживании автомобильного транспорта	100
Вячеслав Павленко, Владислав Листгартен, Максим Хорин	
19. Особенности диагностирования цилиндрово-поршневой группы бензиновых двигателей автомобиля	104
Ирина Сараева, Александр Бешенко, Аашири Уссама	

20.	Улучшение динамических свойств автомобиля с бесступенчатой коробкой передач	111
	Михаил Подригало, Александр Коряк	
21.	Formation of a program to ensure the development of processes for maintenance and repair of automobiles at automobile transport enterprises	118
	Nikolay Mastepan, Victor Kuzmin	
22.	Control of wheeled machines operational reliability using the intellectual on-board systems	123
	Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Dmytro Klets, Victoriya Zadorozhnaya, Alexandr Hvorost	
23.	Cause and investigative failure analysis in nominal engine operation and partial disabling of cylinders	132
	Alexandr Polyanskii, Andrei Molodan, Nikolai Potapov	
24.	The development of the utilization rate of the provided services to improve the quality of maintenance and repair at the enterprises of automobile transport	138
	Victoria Ryzhova	
25.	Calculation of the heat-stressed state of the cylinder head of a liquid-cooled diesel engine	143
	A N Gots	
26.	Dynamic characteristicss of a modified automotive vibration isolator under asymmetric loading	152
	Ismail Mehmedov, Hristo Hristov	
27.	Investigation of a thermal state of a modified automotive vibration isolator type GM2D177	159
	Ismail Mehmedov, Hristo Hristov	

ВЛИЯНИЕ СНИЖЕНИЯ УСТАНОВЛЕННЫХ ОГРАНИЧЕНИЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ В НАСЕЛЕННЫХ ПУНКТАХ НА ПОКАЗАТЕЛИ АВАРИЙНОСТИ И СМЕРТНОСТИ В ДТП

IMPACT OF THE REDUCTION OF ESTABLISHED SPEED LIMITS IN SETTLEMENTS ON ACCIDENT AND ROAD TRAFFIC FATALITIES

Alexander Ryabushenko¹, Ivan Nahliuk², Dmitriy Shevtsov³

Abstract: The influence of the reduction of the maximum permitted speed on accident rates and mortality was carried out on the basis of statistical data on road traffic accidents in Ukraine. The distribution of speed of cars involved in accidents in a large city during the period before and after changes in the maximum permitted speed has been investigated.

Keywords: road accident; speed mode; speed limit; accident analysis; road network

1. Введение:

В большинстве стран мира аварийность на автомобильных дорогах превратилась в одну из важнейших социально-экономических проблем. Не случайно положения с безопасностью дорожного движения Организация Объединенных Наций характеризует как глобальный кризис. Не является исключением Украина, где социальные и экономические последствия ДТП составляют ежегодно от 30 до 35 тысяч травмированных людей, в том числе от 3 до 4 тыс. погибших, а ущерб исчисляется несколькими миллиардами долларов [1].

Очевидно, что в условиях существующих транспортных технологий невозможно обеспечить полностью безаварийное дорожное движение, особенно в крупных городах. Тем не менее, опыт многих стран - лидеров рейтинга безопасности дорожного движения, показывает, что использование эффективных организационных и инженерных мероприятия, может привести к снижению показателей смертности в ДТП до 3..4 человек на 100 тыс. жителей. Одним из главных направлений является управление скоростью движения на элементах улично-дорожной сети (УДС), поскольку именно скорость автомобиля в значительной мере определяет как вероятность ДТП так и тяжесть последствий.

2. Методы оценки влияния скоростного режима на безопасность движения:

Для решения задач управления скоростным режимом полезным является получение количественной оценки влияния скорости движения на риск вовлечения в ДТП. Классические работы по данной проблеме показывают, что вероятность ДТП для отдельного автомобиля на определенном участке дороги является возрастающей функцией скорости [2,3,4]. Также большое количество исследований подтверждает взаимосвязь между скоростью и последствиями ДТП [5].

Можно выделить несколько основных направлений, используемых для оценки влияния скоростного режима на показатели аварийности (рисунок 1). Первый подход заключается в сравнении скорости движения автомобилей, попавших в ДТП, со скоростью эталонной группы автомобилей, выбранных случайным образом. Главной сложностью данного подхода является получение достоверных данных о скорости попавших в ДТП автомобилей. Эти данные могут быть получены в результате изучения «водительских историй» или путем опроса водителей, попавших в ДТП, однако более объективным источником информации можно считать результаты полицейских расследований происшествий.

Второй подход предполагает выявление взаимосвязей при сравнении массивов данных о ДТП, которые происходили в различных условиях, влияющих или могущих повлиять на скоростной режим движения. Например:

- до и после изменения ограничений скорости на участке дороги;

- для участков дороги, имеющих различные ограничения скорости или характерные распределения скоростей движения;
- для стран или регионов с разными ограничениями скорости движения.

Данный подход имеет ряд недостатков. Во-первых, в любом конкретном исследовании зачастую есть возможность изучить только определенную часть скоростного диапазона, в пределах которого происходили изменения: например, влияние изменения ограничения скорости с 60 до 50 км/ч. В то время, как по результатам ряда исследований, влияние скорости на риски ДТП является нелинейным. Во-вторых, как и в случае любой оценке, основанной на групповых, а не индивидуальных данных, существует неопределенность относительно причинно-следственной взаимосвязи исследуемых факторов на индивидуальном уровне. Таким образом, хотя использование указанного подхода позволяет качественно оценить влияние скорости на безопасность дорожного движения, сложно получить количественную характеристику данной взаимосвязи.

В качестве третьего направления исследований можно выделить методы, связанные с исследованием физики ДТП. Такие параметры движения автомобиля, как тормозной путь, критическая скорость на кривой в плане, устойчивость и управляемость автомобиля являются функциями скорости, поэтому могут быть источниками информации о характере взаимосвязи скорости и вероятности ДТП, а также могут играть определенную роль в обеспечении безопасности дорожного движения.

3. Анализ влияния изменения ограничений скорости в населенных пунктах Украины на показатели аварийности

Главным элементом системы управления скоростным режимом на УДС городов является ограничение максимальной скорости движения. Для большинства стран Европы является общепризнанным стандартом ограничение скорости движения в городах 50 км/ч, а для отдельных районов с плотной жилой застройкой часто устанавливаются зоны с ограничением 30 км/ч. Также в странах Западной Европы с высоким уровнем автомобилизации с 50-х - 60-х годов XX века приобретала развития сеть внеуличного городских магистралей с повышенным скоростным режимом, которая опиралась на систему стратификации улиц и дорог [6]. При этом элементы ВДМ городов относились к одному из функциональных типов с соответствующими нормами проектирования.

УДС крупных городов Украины, унаследованная от СССР, формировалась в других условиях. Поэтому до сегодняшнего дня в Украине не нашли применения принципы зонального ограничения скоростей движения, а установленные Правилами дорожного движения единые ограничения скорости действуют на всех элементах УДС городов: как на магистральных улицах, так и на улицах местного значения.

В связи с вышеизложенным, тем более интересен и показателен опыт Украины по решению задачи повышения безопасности дорожного движения путем снижения максимальной разрешенной скорости в населенных пунктах со 60 до 50 км/ч. Соответствующие изменения были введены с 1 января 2018 г.

Сравнительная статистика ДТП по Украине в целом, а также отдельно по Харьковской области за 2017 и 2018 годы приведена в таблице 1. Анализируя приведенные данные, можно заключить, что снижение показателей аварийности и смертности в ДТП по итогам 2017 и 2018 годов являются крайне незначительными, что в целом укладывается в общий для Украины понижительный тренд за предыдущие 5 лет [6]. При этом, в последующий период 2019 г. произошло увеличение общего количества ДТП, количества погибших и травмированных.

Таким образом, можно констатировать, что снижение общих ограничений скорости движения в населенных пунктах Украины с 60 до 50 км/ч не привело к снижению количественных показателей ДТП.

Также представляет интерес сравнение статистических данных по ДТП, в результате расследования которых в качестве основной причины было выявлено несоответствие

МЕЖДУНАРОДНА КОНФЕРЕНЦІЯ „ЕКО ВАРН А“ 2020

скорости движения автомобиля условиям безопасности или установленным ограничениям. Соответствующие данные приведены в таблицах 2 и 3.

Таблица 1. Общая статистика ДТП в Украине

Период	Всего ДТП	Изменение, %	ДТП с потерпевшими					
			Всего	Изменение, %	Погибло, чел	Изменение, %	Травмировано, чел	Изменение, %
2017 г.	162526	+2,4	27220	+1,6	3432	+0,6	34677	+3,2
2018 г.	150120	-7,6	24294	-10,7	3350	-2,4	30884	-10,9
2019 г.	160675	+7,0	26052	+7,2	3454	+3,1	32736	+6,0

Таблица 2. ДТП по причине превышения установленной скорости

Период	ДТП с потерпевшими					
	Всего	Изменение, %	Погибло, чел	Изменение, %	Травмировано, чел	Изменение, %
2017 г.	380	124,9	64	100	479	110,1
2018 г.	275	-27,6	52	-18,8	352	-26,5
2019 г.	362	31,6	76	28,8	464	31,8

Таблица 3. ДТП по причине превышения безопасной скорости

Период	ДТП с потерпевшими					
	Всего	Изменение, %	Погибло, чел	Изменение, %	Травмировано, чел	Изменение, %
2017 г.	4730	-4,0	652	-22,7	6419	-2,3
2018 г.	4939	4,4	655	0,5	6596	2,8
2019 г.	5765	16,7	715	9,2	7476	13,3

Анализируя данные таблиц 2 и 3 можно также сделать вывод об отсутствии изменения качественных показателей аварийности, связанных с нарушениями скоростного режима.

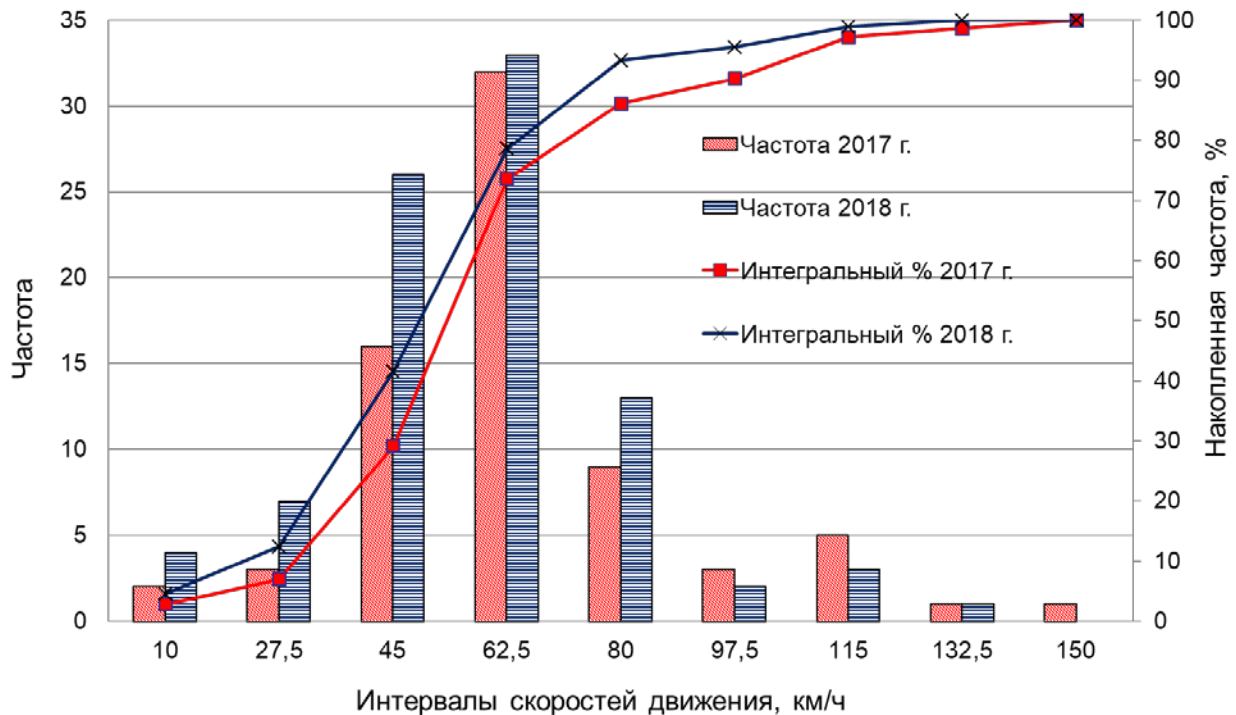
4. Исследование скоростей движения автомобилей, попавших в ДТП

Оценить влияние изменения общего ограничения скорости на безопасность движения в городах Украины можно по результатам статистической обработки данных о скоростях движения автомобилей, попавших в ДТП с пострадавшими за периоды до и после введения изменений.

Соответствующие данные для города Харькова были получены из материалов расследования обстоятельств ДТП, которые проводились экспертами Харьковского научно-исследовательского экспертно-криминалистического центра МВД Украины в течение 2017 и 2018 годов. На рисунке 1 результаты анализа представлены в виде

гістограмм распределения скоростей движения автомобилей, попавших в ДТП с пострадавшими (от телесных повреждений средней тяжести до смертельных). Основные статистические характеристики массивов данных приведены в таблице 4.

На гистограмме можно увидеть, что достаточно большое количество транспортных средств, попавших в ДТП, двигались с превышением максимальной разрешенной скорости движения: 25,5% водителей двигались со скоростью, более 60 км/ч, 10% - более 80 км/ч. Однако при этом нет возможности установить, для какого количества событий факт превышения скорости был главной причиной ДТП.



Фиг. 1. Распределение скоростей движения автомобилей, попавших в ДТП с потерпевшими

Таблица 3. Статистические характеристики распределений скоростей движения автомобилей, попавших в ДТП с пострадавшими в г. Харькове

Параметры	Анализируемый период		
	2017-2018 г.	2017 г.	2018 г.
Среднее значение	53,5	57,7	50,2
Модальное значение	50	60	50
Стандартное отклонение	23,7	25,6	21,8
Объем выборки	162	72	89

Представляет интерес сравнение распределений скоростей движения автомобилей, попавших в ДТП в 2017 г. - в период действия ограничения 60 км/ч, с событиями за 2018 г. - после введения ограничения 50 км/ч. Можно констатировать, что снижение предела разрешенной скорости практически не повлияло на распределение скоростей попавших в ДТП автомобилей. Незначительно уменьшились средние и модальные значения распределений, причиной чего может быть в том числе занижение водителями скоростей движения своих автомобилей в случаях, когда скорость устанавливалась по словам водителя, а не в результате расчетов.

4. Заключение

Сравнение статистики аварийности и смертности в ДТП в Украине до и после уменьшения разрешенной скорости движения в населенных пунктах с 60 до 50 км/ч показало практическое отсутствие изменений соответствующих показателей. Также не

было выявлено влияния изменений установленного скоростного режима на распределение фактических скоростей движения автомобилей, попавших в одном из крупнейших городов Украины.

Причиной такого результата может быть прежде всего отсутствие эффективной системы контроля скоростного режима на УДС городов Украины. Также могла сказаться инертность основной массы водителей при переходе на новый скоростной режим.

В условиях отсутствия контроля скоростного режима важным аспектом обеспечения безопасности движения становится фактор личностного принятия большинством водителей установленных ограничений скоростного режима относительно их субъективного восприятия фактических условий движения на участке УДС. Иными словами, среднестатистический водитель будет склонен придерживаться только тех ограничений скорости, которые сочтет обоснованными.

Опираясь на опыт Украины, в целом можно констатировать низкую эффективность общего снижения максимальной разрешенной скорости движения в городах без внедрения эффективной системы контроля соблюдения водителями скоростного режима.

Литература

1. Tsina vtrat, yakym mozna zapobity. DTP v Ukraini [Electron resource]. - Access mode: https://dt.ua/macrolevel/cina-vtrat-yakim-mozna-zapobigti-dtp-v-ukrayini-262072_.html
2. Kloeden CN, McLean AJ, Moore VM, Ponte G. (1997). Travelling Speed and the Risk of Crash Involvement. NHMRC Road Accident Research Unit. The University of Adelaide.
3. Fieldwick, R. and Brown R.J. (1987). The effect of speed limits on road casualties. Traffic Engineering and Control, Vol. 28, pp 635-640.
4. Garber N. J., Gadiraju, R., (1988). Speed Variance and its Influence on Accidents. Foundation for Traffic Safety, Washington, DC.
5. Carthy, T., Chilton, S., Covey, J., Hopkins, L., Jones-Lee, m., Loomes, G., Pidgeon, N. and Spencer, A. (1998). On the contingent valuation of safety and the safety of contingent valuation: Part 2 - The CV/SG "chained" approach. Journal of Risk and Uncertainty, 17(3), 187-213.
6. Blinkin M.Ya.. Reshetova E.M. (2013). Bezopasnost dorozhnogo dvizheniya: istoriya voprosa. mezhdunarodnyy opyt. bazovyye institutsii / Monografiya. M.: Izdat. dom Vysshey shkoly ekonomiki. 157 p.

Contacts: ¹assistant prof., PhD Alexander Ryabushenko, Kharkiv National Automobile and Highway University, Str. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkiv, Ukraine. tel.: +38-057-707-37-06, mob. +38-068-609-35-37, e-mail: riabushenko79@ukr.net

²prof., Doctor of Sc. Ivan Nahliuk, Kharkiv National Automobile and Highway University, Str. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkiv, Ukraine. tel.: +38-057-707-37-06, e-mail: isnagluk@ukr.net

³Dmitriy Shevtsov, Kharkiv National Automobile and Highway University, Str. Yaroslava Mudrogo, 25, Kharkiv, Ukraine.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОВОРОТНЫХ ПОТОКОВ РЕГУЛИРУЕМОГО ПЕРЕСЕЧЕНИЯ

Наталья Семченко¹, Ольга Холодова², Елена Левченко³

RESEARCH TURNING FLOWS MOVEMENT ON SIGNALIZED INTERSECTION

Nataliia Semchenko¹, Olha Kholodova², Olena Levchenko³

Abstract. The necessity of studying the organization of the movement of rotary flows at signalized intersections is substantiated. The results of studies are presented when calculating delays of pedestrians by traffic and delays of vehicles by pedestrians, as well as when there are lines of cars. Using the proposed methodology for calculating delays will allow you to choose the most rational patterns of traffic at signalized intersections.

Keywords: delays, pedestrians, vehicles, signalized intersection, turning flows movement

1. Введение:

Развитие улично-дорожной сети в настоящее время резко отстает от роста парка транспортных средств. Поэтому улучшение условий движения, снижение количества дорожно-транспортных происшествий, задержек возможно лишь за счет совершенствования методов организации дорожного движения. При определении режимов светофорного регулирования наибольшие трудности возникают при организации движения транспортных поворотных потоков. Их взаимодействие с пешеходными потоками обуславливают значительные задержки и возникновение ДТП. Поэтому одним из важнейших направлений исследований в этой области является взаимодействие транспортных и пешеходных потоков. Исследования отечественных и зарубежных авторов [1-4] позволили разработать инженерные методы организации движения на регулируемых пересечениях с учетом этого взаимодействия, режимов работы светофорных объектов, оценки степени опасности и задержек транспортных средств. Впрочем, эти исследования предполагают приоритет транспортных средств перед пешеходами. Между тем, Правила дорожного движения обязуют водителей поворотных потоков пропускать пешеходов.

Ниже приведены результаты исследований при расчете задержек пешеходов транспортным потоком и задержек транспортных средств пешеходами.

2. Изложение:

Рассмотрим задержки пешеходов транспортным потоком. Пешеход прибывает к переходу в момент времени $t = 0$. Для перехода улицы ему требуется время, равное T . Пусть длительность ожидания до момента прибытия первого автомобиля t_1 является случайной величиной, с функцией распределения $G_0(x)$, т.е. $G_0(x) = P(t_1 < x)$. Предположим, что существует плотность распределения $g_0(x) = G_0'(x)$.

Преобразование Лапласа плотности распределения $g_0(x)$ обозначим

$$\varphi_0(s) = \int_0^{+\infty} e^{-sx} dG_0(x). \quad (1)$$

Длительность промежутков времени между моментами прибытия последующих автомобилей равны t_2, t_3, \dots - независимые одинаково распределенные случайные величины с функцией распределения $G(x)$, плотностью $g(x)$ и преобразованием Лапласа $\varphi(s)$.

В качестве характеристики работы перехода рассмотрим случайную величину X , равную длительности ожидания начала перехода улицы. Пусть $W(x)$ - вероятность того, что длительность ожидания начала перехода улицы не превосходит x , т. е. $W(x)$ является функцией распределения случайной величины X , или $W(X) = P(X < x)$.

Функция $W(x)$ представима в виде суммы непрерывной и дискретной составляющей, где дискретная компонента соответствует случаю $t_1 > T$, когда пешеход на перекрестке не ожидает проезда автомобиля, а имеет возможность перейти перед первым транспортным средством. Таким образом, функция $W(x)$ имеет в точке $x=0$ скачок, и величина скачка равна $P(t_1 > T) = 1 - G_0(T)$. Плотность распределения и преобразование Лапласа непрерывной составляющей, определенной на полуоси $(0; +\infty)$ обозначим $\omega(x)$ и $\psi(s)$ соответственно.

Допустим, что возможность перейти улицу впервые появляется в промежутке времени t_{n+1} . Тогда длительность ожидания будет равна $\sum_{i=1}^n t_i$, при следующем условии:

все $t_i < T$. В противном случае, пешеход имел бы возможность перейти улицу ранее. Вычислим значения функции распределения случайной величины t_1 при условии $t_1 < T$.

При $x \leq 0$, очевидно, $P(t_1 < x | t_1 < T) = 0$ и $P(t_1 < x | t_1 < T) = 1$ для $x \geq T$. Для $x \in (0, T)$ имеем

$$P(t_1 < x | t_1 < T) = \frac{P(t_1 < x, t_1 < T)}{P(t_1 < T)} = \frac{P(t_1 < x)}{P(t_1 < T)} = \frac{G_0(x)}{G_0(T)}.$$

Следовательно, существует плотность, равная $\frac{g_0(x)}{G_0(T)}$, $x \in (0, T)$. Аналогично, плотность распределения длительности остальных

промежутков t_i имеет вид $\frac{g(x)}{G(T)}$, $x \in (0, T)$.

Таким образом, если переход улицы происходит в $(n+1)$ -ом промежутке, то непрерывная составляющая плотности распределения равна

$$\omega_{n+1}(x) = \left(\frac{g_0(x)}{G_0(T)} \right) * \left[\frac{g(x)}{G(T)} \right]^{(n-1)*}. \quad (2)$$

Вероятность перехода в $(n+1)$ -ом промежутке, в силу предположения о независимости случайной величины t_i может быть представлена в виде

$$p_{n+1} = P(t_1 < T, t_2 < T, \dots, t_n < T, t_{n+1} \geq T) = G_0(T) \cdot G^{n-1}(T) \cdot (1 - G(T)). \quad (3)$$

Применяя формулу полной вероятности и учитывая дискретную составляющую, получаем

$$\omega(x) = \sum_{n=0}^{\infty} p_n \omega_n = (1 - G_0(T))\delta(x) + (1 - G(T)) \sum_{n=1}^{\infty} g_0(x) * g(x)^{(n-1)*}. \quad (4)$$

Взяв преобразование Лапласа функции $\omega(x)$, находим выражение для $\psi(s)$.

$$\psi(s) = (1 - G_0(T)) + (1 - G(T)) \frac{\int_0^T g_0(x) e^{-sx} dx}{1 - \int_0^T g(x) e^{-sx} dx}. \quad (5)$$

Для того чтобы вычислить математическое ожидание случайной величины X , т.е. среднюю длительность ожидания перехода, достаточно вычислить производную функции $\psi(x)$ со знаком минус и принять $s = 0$.

$$M(X) = -\psi'(s)|_{s=0} = \int_0^T xg_0(x)dx + \frac{G_0(T)}{(1-G(T))} \int_0^T xg(x)dx. \quad (6)$$

Теперь рассмотрим задержки транспортного потока пешеходами. Аналогичные, выше описанным, методы позволяют рассматривать задачу о задержке транспортного потока пешеходами, в предположении о приоритетном праве пешеходов на пересечение улицы на переходе.

Транспортное средство прибывает к переходу в момент времени $t = 0$. Для перехода улицы пешеходу требуется время, равное T . Пусть длительность ожидания до момента окончания перехода первого пешехода t_1 является случайной величиной, с функцией распределения $G_0(x)$, т.е. $G_0(x) = P(t_1 < x)$. Предположим, что существует плотность распределения $g_0(x) = G_0'(x)$.

Преобразование Лапласа плотности распределения $g_0(x)$ обозначим

$$\varphi_0(s) = \int_0^{+\infty} e^{-sx} dG_0(x). \quad (7)$$

Длительность промежутков времени между моментами окончания перехода последующих пешеходов равны t_2, t_3, \dots - независимые одинаково распределенные случайные величины с функцией распределения $G(x)$, плотностью $g(x)$ и преобразованием Лапласа $\varphi(s)$.

Тогда случайная величина X , равная длительности ожидания начала проезда перехода имеет плотность

$$\omega(x) = (1 - G_0(T))\delta(x) + (1 - G(T)) \sum_{n=1}^{\infty} g_0(x) * g(x)^{(n-1)*}, \quad (8)$$

преобразование Лапласа

$$\psi(s) = (1 - G_0(T)) + (1 - G(T)) \frac{\int_0^T g_0(x)e^{-sx} dx}{1 - \int_0^T g(x)e^{-sx} dx} \quad (9)$$

и средним значением

$$M(X) = \int_0^T xg_0(x)dx + \frac{G_0(T)}{(1-G(T))} \int_0^T xg(x)dx. \quad (10)$$

Если допустить, что поток пешеходов является пуассоновским, т.е. длительность промежутков времени между моментами окончания перехода пешеходами имеет показательное распределение с параметром λ , преобразование Лапласа имеет вид

$$\psi(s) = \frac{(s + \lambda)e^{-\lambda T}}{s + \lambda e^{-(s+\lambda)T}} \quad (11)$$

с математическим ожиданием

$$M(X) = \frac{1}{\lambda} e^{\lambda T} - \frac{T}{1 - e^{-\lambda T}} \quad (12)$$

и дисперсией

$$D(X) = \frac{1}{\lambda^2} (e^{2\lambda T} - 2\lambda T e^{\lambda T} - 1). \quad (13)$$

Образование автомобильных очередей. Рассмотрим ситуацию, когда на пешеходном переходе может образовываться очередь автомобилей. Пусть длина очереди N является случайной величиной, которая может принимать значения $0, 1, 2, \dots$ с вероятностями $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \dots$ соответственно. Пусть время проезда автомобиля через перекресток постоянно и равно τ .

Изучим функцию распределения случайной величины X , равной времени ожидания проезда.

Однако, в данной ситуации, прежде чем непосредственно применять свертку, обратим внимание на следующее обстоятельство. Если функция распределения для первого автомобиля равна $W_1(x)$ со скачком в нуле высоты $1 - G_0(T)$, то при прохождении первого автомобиля из очереди, он занимает переход на время τ и функция распределения $W_2(x)$ имеет в скачок величины $1 - G(T + \tau)$ и так, для всех последующих транспортных средств. Таким образом

$$W(x) = P(X < x) = \sum_{i=0}^{\infty} \alpha_i P(X_1 + X_2 + \dots + X_i + X_{i+1} < x - i\tau | N = i) = \sum_{i=0}^{\infty} \alpha_i \prod_{j=1}^{i+1} W_j(x - i\tau), \quad (14)$$

где $W_j(x)$, $j = 2, 3, \dots$ соответствует распределению времени ожидания с $G_0(x) = G(x + \tau)$.

3. Заключение:

Использование предложенной методики расчета задержек транспортных средств и пешеходов и возникновения очередей автомобилей позволит в дальнейшем более объективно подходить к выбору схем организации движения на регулируемых пересечениях.

Литература:

1. Dryu D. Teoriya transportnyh potokov i upravlenie imi. Moskva, Transport, 0-424.
2. Hejt F. Matematicheskaya teoriya transportnyh potokov. Moskva, Mir, 0-288.
3. Babkov V.F. i dr. Dorozhnye usloviya i bezopasnost dvizheniya. Moskva, Transport, 0-240.
4. Kislyakov V.M. i dr. Matematicheskoe modelirovanie i ocenka uslovij dvizheniya avtomobilej i peshekhodov. Moskva, Transport, 0-200.

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. Ass. Prof., PhD Eng., Olha Kholodova, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Organization and Road Safety", 61002, Str. Yaroslav Mudryy 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: olgakholodova2807@ukr.net.
3. Assistant Professor, Olena Levchenko, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Organization and Road Safety", 61002, Str. Yaroslav Mudryy 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: levchenkoelena77@gmail.com.

АНАЛИЗ СПРОСА НА ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА У НАСЕЛЕНИЯ УКРАИНЫ

ANALYSIS OF DEMAND FOR USE PUBLIC TRANSPORT IN THE POPULATION OF UKRAINE

O. Stepanov, A. Venher, T. Volobueva, S. Myronenko

Abstract. This article presents a methodology for determining the most significant factors that influence the decline in demand for public transport. As the society faces the question of how to simultaneously reduce the use of individual transport and stimulate the use of public to increase the level of mobility and speed of movement. To accomplish this task, we considered the possibility of constructing a mathematical model using statistics to create a questionnaire that will be used for multivariate regression analysis. This will assess the impact of potentially important factors on the level of attractiveness of public transport.

Keywords: factors, public transport, individual transport, transport system, questionnaire.

1. Введение:

В современном темпе развития общества транспорт занимает одно из главных мест в жизни человека. От рациональной организации транспорта зависят экономические, социальные и экологические показатели страны. Развитие транспорта является одним из приоритетных направлений для общества. Залог удачного функционирования транспортной системы требует взаимного функционирования индивидуальных средств передвижения и общественного транспорта. Так как перемещение – это ежедневная фаза жизненного цикла человека, оно должно удовлетворять все транспортные потребности. Наиболее эффективным средством решения данной проблемы является индивидуальный транспорт. Он повышает качество жизни, скорость перемещения, предоставляет комфорт. Но наряду со всеми преимуществами становится причиной глобального кризиса для улично-дорожной сети современного города. Именно слишком большое количество индивидуального транспорта становится причиной массовых заторов, уменьшение скорости движения, увеличение транспортных задержек, экологических проблем, повышение уровня шума, высокой смертности на дорогах и др.

Перед обществом стоит вопрос, как одновременно уменьшить использование индивидуального транспорта и стимулировать использование общественного, чтобы повысить уровень мобильности и скорости передвижения. Данную проблему можно решить с помощью использования мультимодальных транспортных систем, построенных на основе того, что каждый вид транспорта выполняет свою, наиболее эффективную, задачу. То есть, массовые передвижения, особенно центральными частями города, обеспечиваются общественным транспортом, а периферийные – индивидуальным. Из этого возникает следующая проблема – повышение привлекательности общественного транспорта.

2. Изложение:

Вопросами повышения привлекательности и пользования общественным транспортом посвящено большое количество научных работ зарубежных и отечественных ученых, а именно: А. Ю. Михайлова, И. М. Головных, Ю. В. Трофименко, И. В. Спирина и других. Литературный анализ показывает, что наиболее эффективным для изучения данного вопроса является структурно-функциональный анализ. Так как транспортная система имеет большое количество выходных параметров и нечеткое их изменение, построение структурной системы позволит качественно упорядочить параметры и установить причинно-следственные связи.

Обследование распределения поездок по видам транспорта показывают, что в США общественным транспортом пользуется лишь 3 % населения, западноевропейские страны имеют показатель от 10 % до 20 %, страны Восточной Европы – 25%. Такое положение в транспортном обслуживании городского населения вызывает беспокойство и критику, стратегической целью объявляются уменьшения зависимости от автомобиля и

развитие общественного пассажирского транспорта. Для достижения поставленной цели необходимо сформировать перечень факторов, которые уменьшают привлекательность общественного транспорта.

Для исследования необходимо использовать методы, которые не игнорируют всей сложности явлений, присущих транспортной системе: тесная взаимосвязь между большим числом факторов, что определяют их поведение, неопределенность этого поведения как в целом, так и в составных частях системы, ее развитие, связанное с изменением отдельных свойств и условий существования.

Выбор средств передвижения представляет собой совокупность разнородных, взаимодействующих между собой элементов, связанных общей целью функционирования, то есть имеет признаки сложных систем. Исходя из этого, общая методология исследования базируется на использовании принципов построения и исследования моделей сложных систем. Результаты исследования подвергаются статистическому анализу с помощью методов теории вероятности и математической статистики. Для прогнозирования используется регрессионный анализ. [1 – 3]

Для уменьшения субъективности индивидуальных оценок, которыми усложняется анализ априорной информации, используется методика экспертных оценок. Она основана на мнении экспертов-специалистов, которые имеют опыт деятельности в сфере, которая рассматривается. [4].

Проблема выбора средств передвижения является во многом социальной, поэтому ее необходимо выбирать целевой функцией. Построение математической модели любой системы невозможно без использования статистических данных, которые получают в ходе проведения экспериментальных исследований. Для построения математической модели данного обследования необходимо использование статических данных, которые собираются в ходе экспериментальных исследований. Так как выбор средства передвижения – это случайное событие и случайная величина, это приводит к значительному разбросу параметров. В связи с этим при определении факторов возникает ряд ошибок. Что бы уменьшить вероятность ошибки, необходимо использовать статистические методы, которые позволяют определить разброс оцениваемых процессов по средним значениям.

При использовании математической теории, мы планируем эксперимент так, чтобы получить максимум информации при минимальной потере времени. Основная задача математической теории планирования эксперимента заключается в том, что бы получить адекватное описание процессов и явлений, которые мы изучаем.

Достаточно распространённым способом статистических моделей является математический аппарат многофакторного регрессионного анализа. Он может быть использован при обработке статистических данных как «активных», так и «пассивных» многофакторных экспериментов. [5].

Активные многофакторные эксперименты дают возможность при минимальном количестве опытов получить более достоверные данные. При этом, пассивный эксперимент позволяет качественно отсеивать информацию при планировании активного эксперимента.

Главный недостаток таких экспериментов заключается в том, что их нельзя использовать в случае сильной корреляции между исследуемыми факторами, что в нашем случае, при исследовании большого количества причинно-взаимосвязанных факторов, неизбежно. Таким образом, оценив объективно возможности каждого из методов, в данной работе при решении поставленной задачи будем использовать метод «пассивного» эксперимента.

При проведении эксперимента необходимо выявить степень влияния различных факторов на исследуемый параметр оптимизации, с помощью которого будет происходить оценка качества процесса.

Для сложных многофакторных систем недостаточно логического анализа при определении основного критерия оценки, поэтому зависимость влияния факторов, что

уменьшают спрос на общественный транспорт, будем определять путем определения корреляционной связи между ними. Построения математической модели, описывающей любой процесс, во многом зависит от наличия у экспериментатора априорной информации. Возможности измерения информации и преобразования ее в форму, удобную для принятия решения, зависят как от специфических особенностей исследуемого объекта, так и от полноты и надежности данных. Во многих случаях, когда в моменты подготовки решения нет достаточно полных и надежных данных, формализация информации может быть выполнена с помощью экспертов [6].

Для сложной системы, такой как транспортная инфраструктура, априорная информация имеет очень важное значение. Однако, даже при наличии большого объема статистических данных, они не всегда могут быть достаточно полными и достоверными для принятия сложных решений. Кроме того, значительная часть необходимой информации имеет качественный характер и не поддается количественным измерениям. В исследовании транспортной системы мы иногда не можем точно рассчитать степень влияния некоторых социальных и психологических факторов, но все эти факторы в целом влияют на исследуемый параметр оптимизации, и их нельзя не учитывать. Конечно, опыт, интуиция, знания сути вопроса позволяют нам с достаточной уверенностью решать проблемы, которые возникают, предвидеть возможные направления развития ситуации в будущем, осуществлять оценку значимости факторов. В то же время совершенно ясно, что при решении такой сложной задачи один специалист не в состоянии учесть все факторы и взаимосвязи между ними или оценить вероятность большого числа альтернатив.

Анализ априорной информации методами экспертных оценок включает в себя следующие этапы:

- подготовка анкет;
- выбор экспертов;
- непосредственно само анкетирование;
- получение статистических данных и их математическая обработка.

В данной работе описан процесс подготовки анкеты. Параметры, внесенные в анкеты для определения значимости факторов, расположенные с использованием метода рандомизации (процесс случайного распределения участников эксперимента по группам), что устраняет субъективизм эксперта в превосходстве того или иного параметра в зависимости от его места в анкете. В работе был выбран индивидуальный глазной метод опроса.

При отборе кандидатур для опроса учитывались следующие качества:

- компетентность в исследуемой области;
- заинтересованность в работе;
- объективность и личная дисциплинированность.

С каждым участником предварительно проведен инструктаж и объяснения целей и задач проводимой исследовательской работы. Им нужно было провести процедуру определения факторов, влияющих на снижение привлекательности общественного транспорта, и сформировать перечень самых важных.

Для сложных многофакторных систем, исследуемых методом «пассивного» эксперимента, для получения статистических моделей может быть использован математический аппарат многофакторного регрессионного анализа. Поскольку транспортная система является сложно-организованной системой с огромным количеством факторов, то на первом этапе нами было предусмотрено отсеивание незначимых факторов и выявления определяющих факторов. Поэтому в регрессионном анализе подвергаются только факторы, которые прошли предварительный отбор и оказывают наибольшее влияние на исследуемый параметр оптимизации. Для формирования анкеты был проведен опрос 100 человек, которые имеют различную возрастную группу, социальный статус, пользуются общественным транспортом, пользуются

индивидуальным транспортом и прочее. По результатам опроса для экспертов было сформировано анкету, которая представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Факторы, влияющие на уменьшение спроса на общественный транспорт

№ п/п	Факторы
1	«Морально» устаревший подвижной состав
2	Высокая стоимость проезда для льготных категорий населения
3	Не модный вид транспорта
4	Низкая квалификация водителей
5	Не соответствие количества общественного транспорта – спросу
6	Отсутствие электронного билета
7	Не адаптирован для населения с ограниченными возможностями
8	Низкая скорость соединения
9	Отсутствие выделенных отдельных полос для общественного транспорта
10	Вредное воздействие на окружающую среду

3. Заключение:

С целью повышения привлекательности общественного транспорта в данной статье рассмотрены возможности построения математической модели с использованием статистических данных для создания анкеты, которая будет использоваться для многофакторного регрессивного анализа. В ходе исследования с помощью «активного» и «пассивного» эксперимента была сформирована группа факторов, которые способны влиять на выбор средства передвижения. Предполагаемая группа факторов внесена в анкеты для определения их значимости.

Следующим этапом исследования является использование метода экспертных оценок для определения наиболее значимых факторов, которые влияют на снижение спроса на общественный транспорт. В свою очередь это позволит улучшить уровень транспортного обслуживания населения.

Литература:

1. Trofimenko Yu. V. Transport planning: formation of efficient transport systems of large cities: a monograph / Yu. V. Trofimenko. – M. : Logos, 2013. – 464 p.
2. Mikhailov A. Yu., Golovnykh I. M. Modern tendencies of designing and reconstruction of street and road networks of cities. – Novosibirsk: Science, 2004. – 267 p.
3. Volobueva T. V. Expert evaluation of the factors that influence the increase of the level of vocational training of drivers when studying at a driving school. Bulletin of SNU them Volodymyr Dahl, Lugansk №15 (204), part 2. – p.174 – 178 (2013).
4. Stepanov O. V. : Problems of safety of motor vehicles. Wydawca: Sp. z.o.o. «Nauka i Studia», seria: Techniczne nauki, Przemysł 2(163), 91–96 (2017).
5. Myronenko S. V., Wenher A. S.: Capacity analysis of the street and road network of modern regional center. Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi: Scientific, science and technology collected articles 3(50), 29–35 (2016).
6. Kozeletsky P. S. : How to use world experience for the development of modern automotive infrastructure in Ukraine. The Young Scientist №45, 5–6 (2017).

Контакты: д.т.н, проф. Алексей Викторович Степанов. Кафедра организации и безопасности дорожного движения. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина. тел.: +38-066-770-30-96.

E-mail: as7703096gmail.com

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦ ЦЕНТРАЛЬНОЙ ДЕЛОВОЙ ЧАСТИ НА
ТРАНСПОРТНОЙ СЕТИ ГОРОДА**

**DETERMINING THE BOUNDARIES OF THE BUSINESS DOWNTOWN ON
TRANSPORT NETWORK IN METROPOLITAN AREAS**

Oliha Kholodova¹, Nataliia Semchenko², Olena Levchenko³

Abstract. The necessity to solve transport problems in business downtown of a metropolis substantiates the urgency of establishing its boundaries for the application of a rational combination of possible measures on improving traffic management. The current approaches to determining the boundaries of the business downtown were considered and it was determined that a comprehensive approach is relevant to establish the boundaries using a quantitative assessment of the level of servicing the demand for travel and parking. To put this technique into practice, the unified limits of indicators should be determined.

Keywords: business downtown of the metropolis, metropolis boundaries, traffic management, service level, street and road network, meeting demand coefficient.

1. Introduction:

Over the past 25 years, the number of vehicles per 1000 inhabitants has increased several times in Ukraine, which resulted in the increase in density and intensity of traffic flows. In its turn, it complicates traffic management (TM) in the business downtown of metropolises (BDM). The problem of TM in BPM is in contradiction between the high concentration of centres of attraction (CA), which determines the high demand for entry, travel and parking, and the significant density of the street and road network (SRN) of BPM, which prevents from meeting this demand. Identifying the most rational combination of possible measures for TM for the entire BDM seems the most possible solution to the problem. To do this, it is necessary to solve successively a number of problems, the first being the task of singling out the business downtown from the SRN of the metropolis.

In the transport sense, downtown is a place of concentration of transport links, travel attractions. Despite the fact that only certain functions are assigned to the downtowns in city planning (administration, cultural and trade services), residential areas and industrial facilities are also concentrated on their territories. This is explained by the fact that with the growth of cities and their significance and the development of economy, the territories of the centres themselves also expand. Therefore, the boundaries of the downtown are the most uncertain and unstable element of the city.

The relevance and complexity of the issue of determining the boundaries of the BDM is confirmed by the fact that it has not yet been ascertained what exactly the business downtown is, where its boundaries are and how they are determined.

2. Presentation:

With different paces of urban development, the cities have still had one characteristic feature for a long time – a gradual decrease in transport activity with increasing distance from the downtown to the outskirts. A number of indicators can estimate this: the density of the entire SRN and its individual highways, the concentration of residents' interests and their business activity. For a number of reasons, mainly due to the difficulties of reconstructing the existing urban areas, the development of SRN (including its highways) is slower than the intensity growth of traffic flows. The shortest route of intercity communication passes through the downtown. However, the concentration of flows in there prevents the attempts to create good conditions for its functioning. It is possible to prevent the concentration of flows by building bypass (tangent and circular) highways. It can be assumed that drivers will use the bypass if time saving is involved. The necessary condition for this is possibility of a higher speed on the bypasses. The bypass highway unloads the internal territory from traffic transit relative to it. The unload efficiency is higher when the roundabout is closer to the downtown. Thus, in terms of transport, the centre can be viewed as the territory encircled by highways (tangent and circular).

The study of the planning characteristics of cities showed that with the schemes like a rectangular-diagonal and radial-circular with highways adjoining to the central zone, the city centre is planningly allocated in a certain zone, which is limited by any geometric shape [1-3].

Thus, the zone of the city centre in the master plans of cities of Ukraine is considered as a multifunctional structure and includes a zone of the historical core, a zone of administrative buildings, commercial and trade institutions, banks, cultural and public establishments, and a recreation zone. The design solution provides for the main activities on the organization and functioning of the downtown – reconstruction of the historical core while maintaining the foundations of the structure and nature of the existing buildings; differentiation of traffic and pedestrians, with the allocation of areas free from transport; landscaping and sanitation of intra-quarter territories. The distribution of the territory by functional characteristics (zoning): historical and architectural with the allocation of architectural monuments, business, commercial areas, cultural and educational institutions, residential areas, recreational (boulevards, squares, parks) – can be specifically determined at the following design stages (detailed site plan of the downtown territory and construction regulations).

According to its urban development capacity, the historically formed part of the downtown cannot satisfy the needs of investors as a zone of social and business activity in the Kharkiv region in the form of certain restrictions, the availability of free territories, the capacity of the street network, and the potential of engineering support (electricity, water, etc.) [4]. In this regard, the Master Plan of Kharkiv next to the reconstruction activities in the historical part of the city, suggests expanding by the directions which are the radii of the suggested planning structure. This approach, based on the expert assessment of the state of the SRN and the TM, does not allow an objective assessment, especially in cases where the permission to open a new CA in the BDM depends on this assessment. In addition, the approach with which the historical centre of the city is accepted as the BDM (by the age of construction) can result in erroneous decisions, since the historical centre, as a rule, is only a part of the BDM [5].

As a result of the growing popularity of highly specialized objects located outside the historically developed central regions, new sections of the urban territory are attracted recently in the process of functioning as central. They join the system of the city-wide centre of any city, become its elements and thereby increase the territorial diversity of the downtown system and stimulate the formation of urban environments in new areas. In obsolete scientific publications, when researching what exactly a downtown is, the method of socio-spatial differentiation of the urban environment is used. A theoretical model has been developed for differentiating the structure of the city-wide centre, which describes its main zones (the central core, the periphery of the downtown and the region adjacent to the downtown), which allows revealing the significance of each of these zones during the functioning of the downtown and the city as a whole. However, the downtown is considered from the perspective of differentiation (singling out a part from the total), but not delimitation (establishment of boundaries), that is, clear boundaries of the BDM are not determined.

In other works, it is noted that the most complex transport problems are characteristic of the downtown area. However, they are often understood differently due to the fact that determination of the downtown itself and its boundaries is stipulated by various categories: the location of objects, the design of downtowns, the Master plan of the city.

The boundaries of the BDM can be established when analysing the parameters of the functional planning structure of the city, which will help to assess the effectiveness of the SRN, as well as the reasons for its effective operation or vice versa. Efficiency is understood as minimization of the time for the implementation of transportation of all residents using all means of transport [6].

To establish the boundaries of the BDM, it is necessary to conduct several stages of the study:

- analysing morphological characteristics of modern SRN, which will determine the historical development of the network and evaluate its formation. At this stage, the main

highways and a network of streets of different categories, the presence of circular roads are determined;

- analysing the functional structure of the city. At this stage, the functional zones of the city are established, individual community centres and places of attraction are determined. In the absence of several separate community centres, all functions are concentrated in the historical centre of the city, which entails the occurrence of congestion situations;

- analysing the technical parameters of SRN (traffic capacity). On the narrow streets of the historical centre, the capacity is reduced, which, in the absence of detour routes, leads to traffic complications. The load on the SRN is determined using “Google Traffic”, which operates with the data generated on the base of the GPS data collected by mobile phone users about the traffic speed on the streets [7].

The result should be the values of quantitative indicators for the level of service demand for travel and parking [8] in the corresponding section of the SRN. Based on the values of the results, a conclusion is made regarding the ratio of the indicated section of the SRN to the BDM.

Transport provision of access to the territory will be determined as the average time for implementation of border correspondence within the investigated area [6]. There are two ways to determine the transport provision of access to the territory. The first method is the time value of the implementation of border correspondence in the investigated area (time, s) averagely weighted by the number of individual correspondence and their length. The second method of calculation is the ratio of their lengths to the time of their implementation (speed, m/s) averagely weighted by the number of correspondence.

Since the travel time and the intensity of the border flows (as well as the traffic capacity) are related to the speed of movement, the level of service of demand for travel K_{pr} can be determined by the ratio of the average actual speed of travel on this section to the maximum permissible speed on this section of SRN [9]. The level of service K_{par} for parking demand on the SRN section is determined by the ratio of the total demand for parking and the capabilities of the SRN site to provide parking spaces.

The limit values of indicators are equal to 1, and the values of levels greater than 1 indicate satisfactory service of demand [8]. If $K_{pr} > 1$ or $K_{par} > 1$, then when modelling or calculating, we automatically assign them the values of the limit level of service. The lower the value, the lower the level of service. Therefore, these indicators can also be used when comparing various sets of measures for TM, both in modelling and in the algorithms of “intelligent” traffic management. When establishing the boundaries of the BDM, all sections of the city’s SRN should be included in it, for which at least one of the coefficients has a meeting demand level less than 1.

The provided method of establishing the boundaries of the BDM makes possible to solve this problem on the basis of a quantitative assessment of the level of service for the demand for travel and parking. Input information for solving the problem is obtained using a map of the city, a survey of CA and a study of traffic flows using the known methods.

3. Conclusion:

The aim of this research area is to develop an objective method for singling out the boundaries of the BDM, which will take into account as many indicators as possible assessing the level of service for the SRN of the metropolis. Establishing the boundaries of the BDM will make it possible to create a rational system of parking facilities, both internal and intercepting, which will provide the advantage of mobility for public transport, walking and cycling over individual vehicles and unload the SRN in city centres.

Literature:

1. Vasileva A.YU., Rejcen E.A. Planirovka ulichno–dorozhnoj seti i zaderzhki transporta. Kiiiv, KNUBA, 90–95.
2. ZHivoglyadov V.G. Bahtina O.N. Teoreticheskie principy vozniknoveniya i uprezhdeniya zatorovyh sostoyanij na avtodorogah. Rostov-na-Donu. YUFU, 52–54.

3. Bahtina O.N. Razrabotka metodov rascheta i ocenki zatorovyh sostoyanij transportnogo potoka na ulichno–dorozhnoj seti gorodov: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tekhn. nauk: 05.22.10. Armavir, SKIBIIT, 0-15.
4. Harkiv. Osnovni polozhennya generalnogo planu. Kiïv, Dipromisto, 0-48.
5. Guk V.I. Transportno–planirovochnye problemy generalnogo plana g. Harkova Harkov, HNUBA, 0-50.
6. Trofimenko YU.V., YAKimov M.R. Transportnoe planirovanie: formirovanie effektivnyh transportnyh sistem krupnyh gorodov: monografiya. Moskva, Logos, 0-464.
7. Marfia G., Roccetti M., Amoroso A. A new traffic congestion prediction model for advanced traveler information and management systems. Wirel. Commun. Mob.Comput., 266–276.
8. Holodova O.O. Formuvannya sistem parkingiv v centralnih dilovih chastinah velikih ta najbilshih misc: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.22.01. Harkiv, HNADU, 0-24.
9. Zagoruj O.O. Harakteristiki i osnovni zalezhnosti parkuvannya transportnih zasobiv. Kiïv, Naukovodoslidnij centr z bezpeki dorozhnoho ruhu, 60–65.

The contact information:

1. Ass. Prof., PhD Eng., Olha Kholodova, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Organization and Road Safety", 61002, Str. Yaroslav Mudryy 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: olgakholodova2807@ukr.net.
2. 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
3. Assistant Professor, Olena Levchenko, Kharkov National Automobile Highway University, Department "Organization and Road Safety", 61002, Str. Yaroslav Mudryy 25, Kharkov, Ukraine, +38(057)707-37-06, e-mail: levchenkoelena77@gmail.com.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Волков В.П., Грицук И.В., Волкова Т.В.,
Волков Ю.В., Мирзошоев С.Ф., Резниченко В.А.

IMPROVEMENT OF THE CONTROL METHOD TECHNICAL CONDITION OF VEHICLES

Volkov V.P., Gritsuk I.V., Volkova T.V.,
Volkov Yu.V., Mirzoshoev S.F., Reznichenko V.A.

Abstract. The data on the current state of motor transport in Ukraine and the disadvantages of existing maintenance and repair of cars in the technical operation of cars are given. The modern technology of remote estimation of the working condition of cars is developed, for which the information and communication model of the system of remote monitoring of the technical condition of the car is formed on the basis of the general approach to the research of the system "car - driver - operating conditions - infrastructure of operation of the car (transport and highways)". The model includes the interaction of components of monitoring components: a car with a driver and an on-board information system; Conditions of operation of the vehicle (road, transport, atmospheric and climatic conditions and culture of labor); transport infrastructure and road infrastructure). To implement the proposed technology an information program complex "IdenMonDiaOperCon" HNADU-16 "was developed, some of which are presented in the article.

На основании результатов анализа современного состояния автомобильного транспорта (АТ) и ее подсистемы - технической эксплуатации автомобилей (ТЭА) выявлено, что основная часть автомобилей в Украине сосредоточена в небольших по размеру и количеству предприятиях. Так, по данным Главной госинспекции в АТ доля перевозчиков, имеющих в эксплуатации только одно транспортное средство (ТС) составляет 61%, до трех ТС - 22,4%, до пяти ТС - 7%, до десяти - 5,4, более 10 ТС - 4,3%. Это привело к существенному ухудшению контроля технического состояния ТС, увеличению количества ДТП, вызванных неисправностью автомобилей, и загрязнению окружающей среды.

Существующая в ТЭА система технического обслуживания и ремонта (ТО и Р), 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 предприятия автомобильного транспорта (ПАТ) и все виды технических воздействий осуществлялись им самим. У существующей системы 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. В связи с этим, существующая система ТО и Р уже не отвечает современным требованиям.

Техническая эксплуатация автомобилей, по определению [1-3] 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 ТС. В целом до 50% себестоимости перевозок прямо или косвенно зависит от качества и эффективности ТЭА. Важность ТЭА подтверждается тем, что, например, в поддержке 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 в год расходы составляют 1800-1900 долларов [4].

Постепенное развитие новых видов перевозок приводит к увеличению времени пребывания ТС далеко от основной производственной базы, и, вследствие этого, повышается роль профилактического ТО автомобилей. Поэтому создание гибкой "адаптивной" системы контроля и управления техническим состоянием автомобиля с элементами индивидуального подхода к каждому конкретному автомобилю становится первоочередной задачей. Такая система является перспективной в связи с применением на автомобилях сложных высокоэффективных электронных систем управления, встроенной бортовой диагностики, развития спутниковых систем навигации и мобильной связи. Кроме того, использование современных технологий (например FADEC (Full authority digital electronic control system)) и средств позволяет не только контролировать географическое положение ТС и осуществлять связь с диспетчером ПАТ, но и осуществлять дистанционный мониторинг с оценкой уровня технического состояния ТС на протяжении жизненного цикла (ЖЦ), что вполне позволяет реализовать практически любые задачи по выявлению и прогнозированию технического состояния автомобиля.

Концепция FADEC направлена на создание единой структуры из бортовых систем управления рабочими процессами узлов и агрегатов ТС, систем контроля, систем организационно-функциональной поддержки процессов его эксплуатации, позволяющей формировать информационные системы организационно-функциональной поддержки (сбора, анализа и управления потоками информации) процессов эксплуатации, то есть позволяет реализовать на практике подход ИПИ / CALS / PLM-технологии. ИПИ / CALS / PLM-технологии, то есть информационная поддержка поставок и ЖЦ изделий - это современный подход к проектированию, производству и эксплуатации высокотехнологичной и наукоемкой продукции, который заключается в использовании современных информационных технологий на всех стадиях ЖЦ изделий [5]. Эффективность их использования подтверждается такими информационными системами на транспорте, как GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ, Teletrack, Dynafleet® [6-9]. Совокупность на ПАТ традиционных предприятий и абсолютно новых образований (например, GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ и др.), представляющие электронные информационные системы и технологии, формирует на ПАТ и АО в целом совершенно новые принципы технической эксплуатации ТС.

Целью исследования является разработка метода и технологии дистанционного контроля работоспособности автомобилей с учетом комплекса условий эксплуатации.

Известно [2, 3], что большинство задач в процессе совершенствования методов контроля технического состояния автомобиля, которые решают технические службы эксплуатации ТС, имеют информационную составляющую оценки: дорожных условий эксплуатации (УЭ) ТС в части высоты дороги над уровнем моря, продольной профиля (рельефа местности), типа и состояния дорожного покрытия; ремонта, строительства и обслуживания объектов дорожной инфраструктуры; их мониторинг; прогнозирования возможных аварийных ситуаций, транспортных условий в части насыщенности и интенсивности движения ТС, особенностей груза, режима и скорости движения; атмосферно-климатических условий, культуры эксплуатации ТС и т.д. В связи с этим, за основу формирования дистанционного контроля технического состояния положен общий подход к исследованию системы «автомобиль - водитель - условия эксплуатации - инфраструктура эксплуатации автомобиля (транспортная и автомобильных дорог)», который включает в себя системное взаимодействие составляющих компонентов мониторинга: ТС с водителем и бортовым информационным комплексом (БИНК) условий эксплуатации ТС (дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия и культура труда), транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог. если это представить процессом формирования единой информационной функции, описывающей взаимодействие всех составляющих, то она имеет вид:

$$\begin{array}{ccc}
 \Omega_{TC} = F(\Omega_{TC} + \Omega_{ВТС}) & \xrightarrow{F_{TC \rightarrow TCVЭ+BTC}} & \\
 \Omega_{УЭ} & \xrightarrow{F_{УЭ \rightarrow TCVЭ}} & \Omega_{TC УЭ} \\
 \Omega_{ТИ, ИАД} = F(\Omega_{ТИ} + \Omega_{ИАД}) & \xrightarrow{F_{ТИ, ИАД \rightarrow ТИ+ИАД}} &
 \end{array} \quad (1)$$

де Ω_{TC} – множество моделей параметров технического состояния ТС, как $\Omega_{TC} = F(\Omega_{TC} + \Omega_{BTC})$ системное взаимодействие параметров технического состояния ТС и водителя (человека), что, в свою очередь, связана с процессом трансформации информации о параметрах технического состояния ТС и процессами, зависящими от физиологических возможностей человека, технических данных ТС и степени их противодействия негативным воздействиям внешней среды; Ω_{BTC} – множество моделей состояния человека (водителя) ТС; $\Omega_{УЭ}$ – множество моделей параметров условий эксплуатации ТС; $\Omega_{ТИ, ИАД} = F(\Omega_{ТИ} + \Omega_{ИАД})$ – множество моделей параметров инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог; $\Omega_{TC УЭ}$ – множество моделей параметров технического состояния ТС в соответствующих условиях эксплуатации; $F_{TC \rightarrow TCVЭ+BTC}$ – функциональное отображение моделей параметров технического состояния ТС и водителя ТС; $F_{TC \rightarrow TCVЭ}$ – функциональное отображение моделей параметров технического состояния ТС; $F_{ТИ, ИАД \rightarrow ТИ+ИАД}$ – функциональное отображение моделей параметров транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог.

Считаем целесообразным объединить в множество моделей Ω_{TC} параметров технического состояния ТС в условиях эксплуатации, а именно Ω_{TC} во взаимодействии с Ω_{BTC} . При этом, исходим из того, что функционирование единой системы ТС и водителя $F(\Omega_{TC} + \Omega_{BTC})$ меняется в условиях эксплуатации в виде технико-экономических показателей ТС. При этом понимаем, что система адаптируется к различным условиям эксплуатации, меняя свои эксплуатационные свойства. Также, считаем целесообразным, совместить все воздействия окружающей среды на ТС в виде изменения моделей условий эксплуатации, моделей параметров транспортной инфраструктуры и инфраструктуры автомобильных дорог в виде множества моделей $\Omega_{УЭ}$ параметров УЭ ТС.

На основании изложенного, в общем унифицированном виде процесс мониторинга технического состояния ТС в УЭ является процессом трансформации информации состояния и процессов функционирования ТС и УЭ.

Формально, обозначенное отображения имеет вид:

$$\begin{array}{ccc}
 \Omega_{\Sigma TC} & \xrightarrow{F_{\Sigma TC \rightarrow \Sigma TCVЭ}} & \\
 \Omega_{\Sigma УЭ} & \xrightarrow{F_{\Sigma УЭ \rightarrow \Sigma TCVЭ}} & \Omega_{\Sigma TC УЭ},
 \end{array} \quad (2)$$

где $\Omega_{\Sigma TC}$ – множество совокупных моделей параметров технического состояния ТС; $\Omega_{\Sigma УЭ}$ – множество совокупных моделей параметров УЭ ТС; $\Omega_{\Sigma TC УЭ}$ – множество совокупных моделей параметров технического состояния ТС в соответствующих УЭ; $F_{\Sigma TC \rightarrow \Sigma TCVЭ}$ – функциональное отображение совокупных моделей параметров технического состояния ТС; $F_{\Sigma УЭ \rightarrow \Sigma TCVЭ}$ – функциональное отображение совокупных моделей параметров УЭ ТС.

В процессе формирования информационной системы мониторинга автомобиля в УЭ в частях обеспечения выполнения: идентификации ТС, сбора данных о техническом состоянии ТС, проведения мониторинга и прогнозирования параметров технического состояния ТС, идентификации условий эксплуатации ТС, диагностирования состояния ТС, проверки соответствия состояния ТС, был использован морфологический анализ. При этом для функционального элемента «автомобиль (ТС)» выделено 12 признаков, причем для классификационного элемента «легковой автомобиль» дополнительно выделено 4 признака, для классификационного элемента «автобус» - 1, для классификационного элемента «грузовой автомобиль» - 2 признака. Для функционального элемента «Двигатель автомобиля (ТС)» выделены 4 признака. Для функционального элемента «Оснащение ТС информационно-коммуникационным оборудованием» - 3 признака. Для функционального элемента «Внешние сети» 1 признак в 4-х вариантах. Для функционального элемента «Мониторинга состояния ТС и условий эксплуатации» также выделены 3 признака. Для каждой из 23 морфологической признаков системы выбрано основных варианта их реализации (от 2 до 10). Изменение конструктивного выражения конкретного варианта любой из 23 признаков формирует новую схему обеспечения информационной системы мониторинга ТС в условиях эксплуатации. Количество возможных схем информационной системы мониторинга ТС в условиях эксплуатации в случае использования созданной морфологической матрицы составляет:

- для легкового автомобиля (ТС): $N = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 9 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 4,749 \cdot 10^{13}$;

- для автобуса: $N = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 1,691 \cdot 10^{12}$;

- для грузового автомобиля (ТС): $N = 8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 10 \cdot 7 \cdot 4 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 6 = 2,368 \cdot 10^{13}$, а для одного варианта ТС при использовании морфологической матрицы в части оснащения ТС информационно-коммуникационным оборудованием, внешних сетей, мониторинга состояния ТС и условий эксплуатации: $N_1 = 768$. Для аналогичного варианта при дополнительном использовании морфологической матрицы в части двигателя автомобиля (ТС): $N_{11} = 12288$.

Одной из составляющих разработки технологии дистанционного получения информации об условиях эксплуатации ТС в условиях ITS является подход к применению классификации условий эксплуатации ТС. Рассмотрим основные шаги применения классификации условий эксплуатации в информационных условиях ITS на примере движения отдельного ТС при взаимодействии с инфраструктурой автомобильных дорог в реальных условиях эксплуатации.

Современные бортовые системы мониторинга параметров технического состояния в условиях ITS позволяют идентифицировать ТС, осуществлять непрерывное автоматическое измерение параметров, характеризующих техническое состояние ТС, диагностирование, а именно контроль исправности ТС и его составных элементов, распознавание и предотвращение развития отказов в его работе и в конечном счете - обеспечение функционирования адаптивной системы ТО и Р ТС за техническим состоянием [10].

Дистанционное получение информации об условиях эксплуатации ТС в условиях ITS $S_{y.\Sigma TC_i}(t)_i$ построено на основе серверных решений $S_{y.\Sigma TC_i}(t)_i$ согласно положениям [2, 11], локального источника информации $S_{y.\Sigma Vd_i}(t)_i$ и сетевых баз данных $S_{y.\Sigma Net_i}(t)_i$:

$$S_{y.\Sigma TC_i}(t)_i = (S_{y.\Sigma TC_i}(t)_i, S_{y.\Sigma Vd_i}(t)_i, S_{y.\Sigma Net_i}(t)_i) \quad (3)$$

При этом были использованы имеющиеся источники информации в части координат ТС на местности в реальном времени, модель автомобильной дороги, модели объектов инфраструктуры дорог, территориальных природных и техногенных систем, полученные результаты трекинга ТС.

Для оценки условий эксплуатации ТС использовалась географическая модель автомобильной дороги в *Torque*, *Yandex.Maps*, которая была основой системы анализа и представляет собой слой линейных объектов с параметрами информационного взаимодействия:

$$F_{is}(RV_{Road})_i = (Ident_{RV_i}, Cat_{RV_i}, Cod_{Dil_i}, Distanse_{Descr_i}, Type_{RVn_i}, Type_{Roadn_i}, Track_{V_i}), \quad (4)$$

где $F_{is}(RV_{Road})_i$ – информация, аналогичная соответствующим параметрам технического состояния ТС в соответствующих УЭ в соответствующий момент времени для информационной системы автомобильной дороги; $Ident_{RV_i}$ – идентификатор i участка движения ТС; Cat_{RV_i} – категория i автомобильной дороги; Cod_{Dil_i} – код участка автомобильной дороги, $Distanse_{Descr_i}$ – описание участка автомобильной дороги; $Type_{RVn_i}$ – количество полос движения; $Type_{Roadn_i}$ – тип дорожного покрытия, $Track_{V_i}$ – ширина полосы движения.

На основе географической модели автомобильной дороги была разработана информационная модель положения ТС на автомобильной дороге. Каждый участок модели описывается следующим вектором параметров:

$$F_{is}(RV_{Traffic})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{PRoute_i}), \quad (5)$$

где $Ident_{RV_i}$ – идентификатор i участка движения ТС; $Ident_{PRoute_i}$ – идентификатор участков маршрута движения ТС.

С участков маршрута информационной модели положение ТС на автомобильной дороге формируется маршрут движения. Он представляет собой конкретный путь движения ТС, реализованный в виде линейного объекта и сопровождаемый следующим вектором параметров:

$$F_{is}(RV_{Marshrut})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}), \quad (6)$$

где $Ident_{RV_i}$ – идентификатор i участка движения ТС; $Ident_{Route_i}$ – идентификатор маршрута движения ТС.

Скоростная модель режимов движения ТС представляет собой таблицу линейных событий, которая накладывается на маршрут движения и имеет следующую структуру:

$$F_{is}(RV_{Route_{Properties}})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}, Route_{Property_i}, Ident_{SR_i}, Coordinate_{First_i}, Coordinate_{End_i}, Value_{V_i}, Date_i, Base_{Speed_i}), \quad (7)$$

где $Ident_{RV_i}$ – идентификатор i участка движения ТС; $Ident_{Route_i}$ – идентификатор маршрута движения ТС; $Route_{Property_i}$ – тип маршрута движения ТС; $Ident_{SR_i}$ – идентификатор участка скоростного режима движения ТС; $Coordinate_{First_i}$ – начало участка скоростного режима движения ТС; $Coordinate_{End_i}$ – конец участка скоростного режима движения ТС; $Value_{V_i}$ – установленная допустимая скорость движения ТС; $Date_i$ – дата установления скорости движения ТС; $Base_{Speed_i}$ – установленная (базовая) скорость на участке движения ТС.

Для обеспечения безопасности движения ТС в соответствующих УЭ и эффективного управления ТС предлагается проводить корректировку скорости движения ТС в

зависимости от сложившихся УЭ. При этом приоритет, безусловно, отдается обеспечению безопасности и экономии топлива.

Корректировка скорости движения ТС осуществляется по участкам скоростной модели автомобильной дороги в соответствии с матрицей событий:

$$A_{iK}(t)_i = (O_{p_i}(t)_i, O_{c_i}(t)_i, O_{t_i}(t)_i, O_{Gt_i}(t)_i), K = 1, 8 \quad (8)$$

где $O_{p_i}(t)_i$ – оценка типа и состояния дорожного покрытия; $O_{c_i}(t)_i$ – оценка состояния объектов транспортной инфраструктуры; $O_{t_i}(t)_i$ – оценка уровня опасности природных и техногенных объектов; $O_{Gt_i}(t)_i$ – оценка экономии топлива ТС в УЭ на основе серверных решений и локального источника информации (ТС) в процессе сравнения с линейными нормами расхода топлива ТС, установленных нормативными показателями [2, 10, 11].

Матрица событий устанавливает соответствие между значениями оценок и степенью аварийности i -го участка скоростной модели движения ТС. Предлагается использовать 8 степеней аварийности (опасности) движения в зависимости от условий эксплуатации ТС.

Для каждой ситуации $A_{iK}(t)_i$ должна быть определена корректировка скорости движения ТС в соответствии с реальным маршрутом движения при минимальном расходе топлива на маршруте в зависимости от УЭ.

Тогда скорость движения ТС $V_i(t)_i$ на i -м участке может быть определена следующим образом:

$$V_i(t)_i = F(V_{ib}(t)_i, V_i(t-\tau)_i, A_{iK}(t-\tau)_i), \quad (9)$$

где $V_{ib}(t)_i$ – рекомендуемая (базовая) скорость ТС; $V_i(t-\tau)_i$ – установленная скорость ТС; $A_{iK}(t-\tau)_i$ – установленная аварийность (опасность) движения в зависимости от условий эксплуатации ТС.

Наряду с моделью автомобильной дороги, в информационной модели, существует возможность описывать координаты объектов дорожной инфраструктуры. С помощью существующей карты, возможно зафиксировать координаты и особенности влияния на движение ТС в условиях эксплуатации мостов, переездов, светофоров и тому подобное. Также на особенности условий эксплуатации влияют имеющиеся прилегающие техногенные объекты (с указанием типа и вида производства) или природные территориальные системы. Все вышеперечисленные объекты типизированы по характеристикам и содержат параметр оценки воздействия на процессы движения ТС и условия эксплуатации ТС.

В результате обработки данных дистанционного опроса водителя с помощью бортового информационного комплекса (БИНК) формируется оценка типа и состояния дорожного покрытия в процессе эксплуатации ТС. Параметрами, характеризующими дорожные условия, по которым устанавливаются (классификационные признаки) ограничения допустимой скорости или закрытие движения ТС, являются: продольный профиль дороги, высота над уровнем моря, ширина проезжей части и состояние покрытия, сцепление колес с дорогой и т.д. [2, 11].

Данные о типах и величине дефектов сравниваются с нормативными показателями скорости движения ТС [2, 11], определяется степень отклонения и формируется балльная оценка состояния дорожных условий (по состоянию дорожных покрытий):

$$O_p(t)_i = (O_{p_1}, O_{p_2}, O_{p_3}), \quad (10)$$

где O_{p_1} – отличное и хорошее состояние, O_{p_2} – удовлетворительное состояние, O_{p_3} – неудовлетворительное состояние.

Далее, для оценки в ИПК анализируемого участка дорожного покрытия формируется таблица точечных событий, содержащая балльную оценку состояния дорожных условий эксплуатации для каждого обнаруженного дефекта, такого вида:

$$F_{is}(Event_{point})_i = (Ident_{RV_i}, Date_i, Distans_i, Defect_i, Discribe_i) \quad (11)$$

где $Ident_{RV_i}$ – идентификатор i участка движения ТС; $Date_i$ – дата установления скорости движения ТС; $Distans_i$ – расстояние от начальной точки маршрута (линейная координата); $Defect_i$ – балльная оценка дефекта; $Discribe_i$ – вид дефекта.

Объединение оценок состояния дорожного покрытия по выявленным дефектами осуществляется для участков скоростной модели режимов движения ТС в соответствии с выражением вида:

$$O_{p_i}(t)_i = \max_{J=1..N} O_{p_{ij}}(t)_i, \quad (12)$$

где $O_{p_{ij}}(t)_i$ – балльная оценка j -го дефекта на i -м участке модели режимов скоростей ТС; N – количество выявленных на участке дефектов; t – фактор времени.

Данные о расходе топлива ТС в УЭ определяются (раздел 3 и 4) на основе серверных решений и локального источника информации (ТС) в процессе сравнения с линейными нормами расхода топлива ТС, установленных нормативными показателями [4, 7, 138], и определяют степень отклонения:

$$O_{Gt_i}(t)_i = \max_{J=1..N} O_{Gt_{ij}}(t)_i \quad (13)$$

где $O_{Gt_{ij}}(t)_i$ – наибольший расход топлива Gt_{ij} j -го объекта мониторинга (ТЗ) на i -м участке модели режимов скоростей движения ТС; N – количество определенных расходов топлива на соответствующих участках; t – фактор времени.

Для разработки модели мониторинга параметров технического состояния ТС использовано множество компонентов и составляющих системы информации, в части технических параметров состояния двигателя ТС, технических параметров состояния ТС и параметров УЭ ТС [12]:

$$M_{np.o.} = \langle F, H, P, O, V_{ex}, V_{вх}, R \rangle, \quad (14)$$

где $F = \{f_i | i = \overline{1, I}\}$ – множество функций пользования (функции автоматизации), выполняемых системой мониторинга параметров технического состояния ТС; $H = \{h_j | j = \overline{1, J}\}$ – множество задач обработки данных системы мониторинга параметров технического состояния ТС; $P = \{p_k | k = \overline{1, K}\}$ – множество пользователей (количество и состав персонала), которое обеспечивает работу с системой мониторинга параметров технического состояния ТС; $V_{вх.} = \{v_l | l \in L_{вх.}\}$ – множество входных информационных элементов; $V_{вых.} = \{v_l | l \in L_{вых.}\}$ – множество выходных информационных элементов; $V = V_{вх.} \cup V_{вых.}$ – полное множество информационных элементов; $O = \{o_m | m = \overline{1, M}\}$ – множество объектов автоматизации ТС, которые можно представить самостоятельными частями для блоков сбора и передачи информации от двигателя ТС; от ТС о его параметры; о УЭ ТС; о результатах выполнения идентификации; о результатах проведения диагностики; о параметрах экологической безопасности; о расходе топлива; $R = \{r_y | y = \overline{1, Y}\}$ – множество соотношений (взаимосвязей) между компонентами $M_{пр.о.}$ предметной области системы мониторинга параметров технического состояния ТС.

В соответствии с поставленной задачей, а именно формирование модели мониторинга параметров технического состояния ТС, в зависимости от технической возможности и математического обеспечения, она должна описывать для соответствующего объекта автоматизации все необходимые *информационные элементы (входные и выходные данные)*, а именно, полное множество информационных элементов $V = \{i. / L = 1, L\}$ в данном случае имеет 60 основных информационных элементов объектов ТС. Для реализации предложенной технологии дистанционного контроля работоспособного состояния ТС авторами разработан ИПК «IdenMonDiaOperCon» HNADU-16 »» [10, 13]. Некоторые результаты дистанционного контроля скорости движения и расхода топлива ТС показаны на рис. 1 и 2.

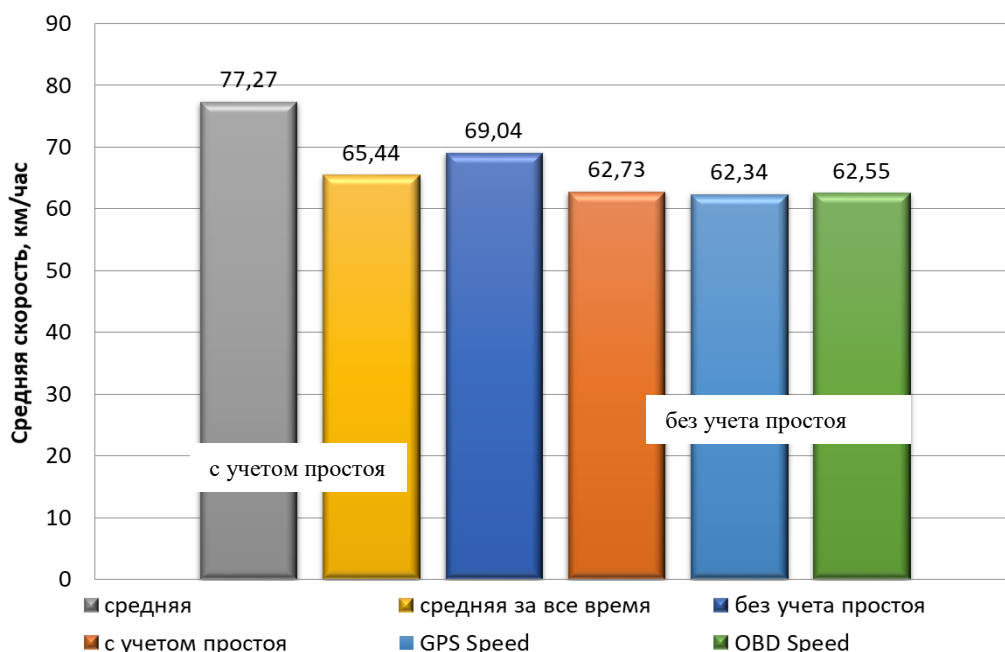


Рис. 1 – Результаты определения изменения средней скорости движения ТС

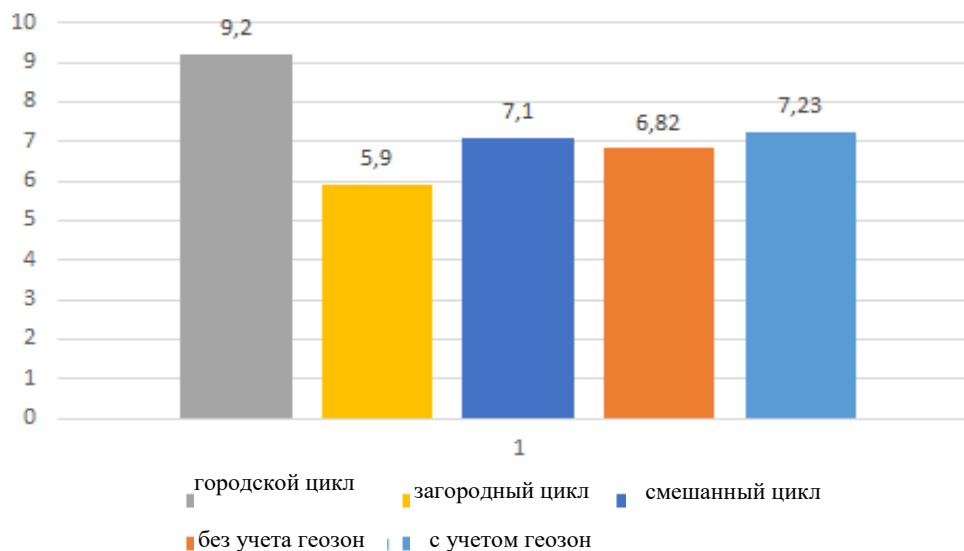


Рис. 2 – Результаты определения изменения расхода топлива ТС в процессе движения

Предложенная современная технология общего информационного обеспечения процессов мониторинга параметров технического состояния ТС обеспечивает полноценный сбор и обработку информации в реальном времени от бортовой информационной системы мониторинга, размещенной на ТС, и от системы сбора информации, которая работает во взаимодействии с водителем и инфраструктурой транспорта на основе текущего состояния дорожных, транспортных, климатических условий эксплуатации и технических сооружений, в процессах сравнения с нормативными данными и данными предыдущего контроля; отображение обстановки на участке движения автомобиля и результатов анализа в реальном времени и по соответствующим запросам; идентификацию предаварийного и аварийного состояний пути; архивирования результатов мониторинга; разработка рекомендаций по скоростного режима на участках движения ТС по результатам анализа.

Литература:

1. Rossiyskaya avtotransportnaya entsiklopediya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya, obsluzhivanie i remont avtotransportnykh sredstv. T.3. – 2001. – 455 s.
2. Govorushtenko N.Ya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley / Govorushtenko N.Ya. – H.: Vishta shkola, 1984. – 312 s.
3. Kuznetsov E.S. Upravlenie tehnicheckoy ekspluatatsiey avtomobiley / Kuznetsov E.S. – M.: Transport, 1982. – 224 s.
4. Kuznetsov E.S. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley v SSHA / E.S. Kuznetsov. – M.: Transport, 1978. – 168 s.
5. Torque. [Elektronnyy resurs] // androids.in.ua – ANDROID. – Rezhim dostupa: <http://androids.in.ua/1193-torque.html>.
6. GPS-Trace Orange [Elektronnyy resurs] // Slovare i entsiklopedii na Akademike. – Rezhim dostupa: <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/1430780>.
7. M2M. Material iz Vikipedii – svobodnoy entsiklopedii [Elektronnyy resurs] // Vikipediya – svobodnaya entsiklopediya. – Rezhim dostupa: <http://uk.wikipedia.org/wiki/M2M>.
8. SKRT. [Elektronnyy resurs] // SKRT – Monitoring transporta i kontroly rashoda topliva. – Rezhim dostupa: <http://www.ckpt.ru/>.
9. Obshtee opisanie sistemay sputnikovogo monitoringa «Teletrack» [Elektronnyy resurs] // Sistema «Teletrack». – Rezhim dostupa: <http://autovision.com.ua/blogcategory/sistema-teletrack/opisanie-sistemy/>.
10. Volkov V.P. Informatsiyni sistemi monitoringu tehnicheckogo stanu avtomobiliv / V.P. Volkov, I.V. Gritsuk, Yu.V. Volkov [ta insh.]; – Harkiv: FOP Panov, 2018. – 299 s.

11. Govorushtenko N.Ya. Sistemotehnika transporta (na primere avtomobilyhnogo transporta) / N.Ya. Govorushtenko, A.N. Turenko – Harykov: RIO HGADTU, 1999. – 468 s.
12. Atroshtenko V.A. Tehnicheskie vozmozhnosti povaysheniya resursa avtonomnykh elektrostantsiy energeticheskikh sistem. Monografiya. / V.A. Atroshtenko, Yu.D. Shevtsov P.V. Yatsaynin [i dr.]. – Krasnodar: Izdatelyskiy Dom - Yug, 2010. – 192 s.
13. Tvir naukovo-praktichnogo harakteru «Tehnichniy reglament i rezulytati roboti informatsiyhnogo programnogo kompleksu (produktu) «IdenMonDiaOperSon «HNADU-16»» (Identification, Monitoring technical condition, Diagnosis, Operating conditions of the vehicle under ITS) pri zdiysnenni identifikatsii, monitoringu parametriv tehnicnogo stanu, diagnostuvannya, identifikatsii umov ekspluatatsii transportnogo zasobu v umovah intelektualnykh transportnykh sistem» / V.P. Volkov, I.V. Gritsuk, O.V. Predko [ta in] // Zayavka vid 04.04.2016 № 64765. – 2 s.

ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ФОРСУНОК НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

STUDIES OF THE EFFECTS OF ELECTROMAGNETIC INJECTOR CONTAMINATION ON PASSENGER CAR PERFORMANCE

Yurij Gorbik

Abstract. The article considers the main types of pollution of electromagnetic nozzles of gasoline engines. The mechanism of formation of different types of pollution is given. The effect of pollution on the parameters of engines is investigated.

Key words: car, engine, fuel injector, fuel consumption, pollution.

1. Введение:

Рабочим элементом современных систем впрыска топлива являются инжекторы (форсунки) с электромагнитным клапаном. При работе двигателя на топливе даже хорошего качества система впрыска (в том числе и форсунки) постепенно загрязняется. Содержащиеся в бензине «посторонние» химические элементы и их соединения – сера, бензол, олефин и т. д. при давлении инъекции (2,5-6 атм.) и рабочей температуре двигателя (80-100°C) превращаются в лаковые и трудно смываемые смолистые отложения. А использование некачественного бензина значительно ускоряет процесс засорения инжекторов. Сгорающая топливовоздушная смесь приводит к тому, что образовывается смоляной налет, оседающий в камерах сгорания двигателя и соплах инжекторов. Коксовые отложения загрязняют сопла, сужая их диаметр и изменяя форму. В результате не только снижается количество поступающего в ДВС топлива, но изменяется процесс распыления.

В итоге это приводит к ухудшению работы двигателя – снижается его мощность и приемистость, работа на холостом ходу становится неустойчивой, возникают провалы в режиме разгона, увеличивается токсичность отработавших газов, сокращается срок службы лямбда-зонда и катализатора. У засоренной форсунки уменьшается производительность, изменяются направление и форма факела распыла, возможно даже полное прекращение топливоподачи.

На практике при использовании бензинов европейского качества инжекторы практически не требуют чистки. Тем не менее, многие автопроизводители рекомендуют менять их через каждые 120-140 тыс. км пробега, независимо от технического состояния. В случае использования топлива, производимого на территории СНГ, необходимость чистки инжекторов может возникнуть уже через 25-40 тыс. км. Засорение форсунок становится заметным с наступлением холодов, когда испаряемость бензина ухудшается: появляются проблемы с пуском непрогретого двигателя, провалы в его работе и т. д.

Топливоздушная смесь перестает быть однородной, вместо нее в двигатель поступают струйки горючего. Возможно повышение концентрации кислорода или бензина, что отрицательно сказывается на работе силового агрегата, расходе топлива и пр. Из-за менее эффективного испарения горючего в зимний период процесс загрязнения инжекторов происходит быстрее.

На сегодняшний день все новые автомобили с бензиновым двигателем имеют системы распределенного впрыска. Однако при этом возникают специфические проблемы, связанные с эксплуатацией этих систем, в основном - из-за невысокого качества бензина (около 40 % выпускаемого топлива не соответствует действующим отечественным стандартам) и недостаточно высокой культуры эксплуатации автомобильной техники. Во многом эти проблемы и определяют эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок.

2. Изложение:

Эксплуатационные изменения рабочих показателей форсунок (статической и динамической производительности, неравномерности подачи топлива в комплекте форсунок) оказывают сложное и взаимосвязанное влияние на энергетические и экологические характеристики двигателя, его пусковые качества, на динамику транспортного средства [1].

Целью работы является исследование влияние загрязнений электромагнитных форсунок на эксплуатационные и экологические показатели бензиновых двигателей.

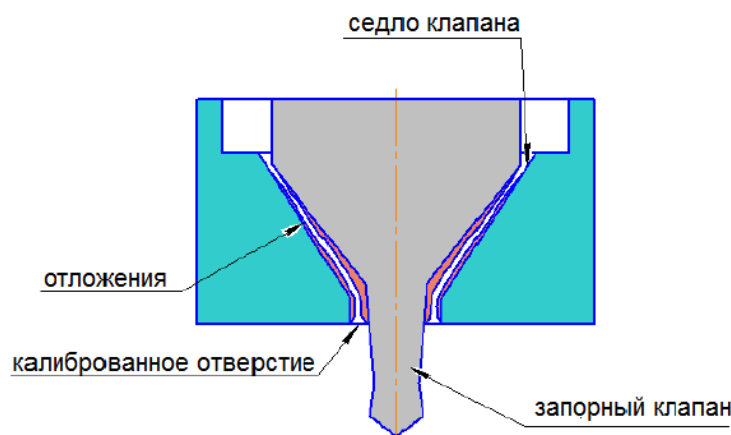
Актуальность работы обусловлена широким распространением систем впрыскивания топлива и существующей проблемой поддержания заданных энергетических и экологических характеристик автомобильных бензиновых двигателей в условиях эксплуатации путем сохранения рабочих показателей электромагнитных форсунок.

Электромагнитная форсунка представляет собой быстродействующий гидравлический клапан с электромагнитным приводом запирающего элемента. В системах топливоподачи с электронным управлением форсунки выполняют две функции:

- дозируют топливо в соответствии с длительностью электрических управляющих импульсов, формируемых электронным блоком управления (контроллером) по определенном) алгоритму в зависимости от режимов работы двигателя;
- распыляют (диспергируют) топливо до частиц требуемых размеров для достижения необходимой степени гомогенизации топливовоздушной смеси.

Электромагнитная форсунка является последним и важнейшим звеном на пути бензина к цилиндру. Цикловая доза впрыскиваемого бензина 2-литрового двигателя в режиме частичной нагрузки составляет всего 0,03...0,04 мл. Строгая геометрия конструкции, миниатюрные размеры в сопряжении «запорный элемент – седло распылителя» и прецизионное изготовление обеспечивают точность дозы и мелкую дисперсность распыла бензина при номинальной инерционности подвижных частей. Однако это происходит только тогда, когда все внутренние детали инжектора идеально чисты.

Основной, и до сих пор нерешенной проблемой при эксплуатации электромагнитных форсунок в составе систем впрыскивания бензина, является их загрязнение, вызываемое целым рядом причин (Фиг. 1).



Фиг. 1. Отложение загрязнений в кольцевой щели электромагнитной форсунки

Механизм образования загрязнений на элементах электромагнитных форсунок изучен не полностью. Сами загрязнения имеют сложный физико-химический состав, свойства которого определяются строением молекул загрязняющих веществ и факторами их образования, а также физическими и химическими свойствами твердой поверхности. Известно, что в основе механизма различных загрязнений лежит явление адгезии.

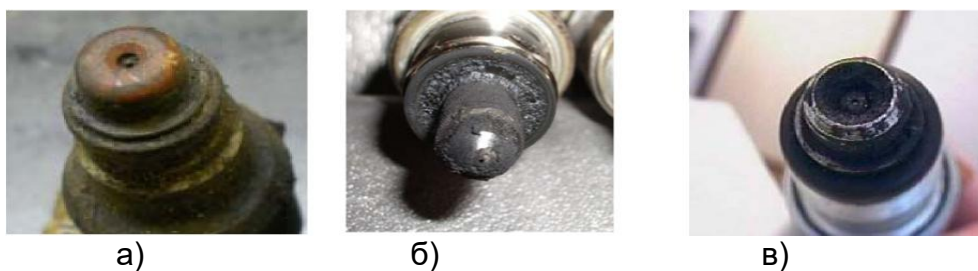
В соответствии с общей классификацией загрязнений деталей поршневого

двигателя, загрязнения электромагнитных форсунок можно подразделить на три вида: нагары, лаки и осадки [1,2] (Фиг. 2). Каждое из них образуется по собственному механизму. По взаимодействию с поверхностью различные виды загрязнений принципиально можно разделить на три основные группы: слабосвязанные, умеренно связанные и прочно связанные.

Образуются отложения следующим образом. После остановки горячего двигателя из пленки топлива, оставшейся на штифтах и внутренних поверхностях распылителей, что ниже запорного клапана, испаряются легкие фракции. Тяжелые же остаются на деталях, так как смывать их в это время нечем – свежие порции топлива не поступают к распылителю, и запорные клапаны форсунок закрыты. К тому же, в этот момент отсутствует охлаждение топливом. Корпус форсунки дополнительно нагревается, получая тепло от горячей головки блока цилиндров через впускной коллектор, ускоряя процесс выпаривания.

Из оставшихся тяжелых фракций и образуются смолистые отложения.

Накапливаясь, они препятствуют запорному конусу плотно сесть на седло, вследствие чего нарушается герметичность форсунки.



а) - лаковые отложения; б) - смолистые отложения; в) - нагар
Фиг. 2. Виды загрязнения электромагнитных форсунок

Если на автомобиле установлена система с обратной связью по сигналу лямбда-зонда, то она сможет при небольшом изменении производительности скомпенсировать это изменение путем увеличения времени впрыска. Однако, у такого увеличения есть предел, называемый пределом регулировки (коррекции). Более того, если даже средняя производительность комплекта форсунок снизится ненамного, но разница между отдельными форсунками будет значительна, это приведет к неудовлетворительной работе системы

Для оценки рабочих параметров форсунки используется ее рабочая (расходная) характеристика - зависимость величины цикловой подачи топлива g от длительности τ управляющего электрического импульса: $g = f(\tau)$.

В реальных системах в основу алгоритма управления форсунками положена упрощенная модель определения цикловой подачи по статической производительности форсунки и продолжительности управляющего импульса. В этой модели принимается постоянное эффективное проходное сечение распылителя форсунки, а продолжительность открытого состояния клапана форсунки принимается равной продолжительности управляющего импульса, которую определяют по принципу базовой и корректирующей матриц [3]. По этой модели цикловая подача топлива [4]

$$G_{цик} = g_{cm} \cdot \tau_k, \quad (1)$$

где g_{cm} – статическая производительность форсунки,

τ_k – продолжительность управляющего импульса на форсунке.

Под статической производительностью форсунки g_{cm} понимают ее способность пропустить количество топлива G_n при постоянно открытом клапане за определенный промежуток времени τ_g . Таким образом, статическая производительность форсунки определяется способом статического пролития при постоянном давлении топлива и при

постоянно открытом клапане за время τ_g и определяется по формуле

$$g_{cm} = \frac{G_n}{\tau_g}. \quad (2)$$

При этом количество топлива

$$G_n = \mu f_{con} \cdot \sqrt{2\rho_n \cdot \Delta P_n} \cdot \tau_g, \quad (3)$$

где μf_{con} - постоянное эффективное проходное сечение распылителя форсунки при полностью открытом клапане,

ΔP_n - постоянный перепад давления топлива на форсунке,

τ_g - время измерения при пролитии.

Цикловую подачу $G_{цид}$, можно определить по результатам динамического пролития

$$G_{цид} = \frac{G_{нд}}{j}. \quad (4)$$

где $G_{нд}$ – количество топлива, накопленное в измерительном сосуде стенда за время динамического пролития,

j – количество впрыскиваний (цикловых подач), сделанных за время пролития.

Если в топливе присутствуют мелкодисперсные твердые частицы, проникающие через фильтр тонкой очистки (ржавчина, мелкий песок, некоторые порошкообразные присадки для повышения октанового числа и т.п.), то клапан подвергается абразивному воздействию. Вследствие этого - искажение геометрии дозирующего отверстия, нарушение формы факела топлива, нестабильная производительность инжектора.

В инжекторе накапливаются не только смолы, но и отложения коррозии. Для точного удержания запорного элемента относительно седла при продольных перемещениях, грани иглы и направляющая втулка выполнены в виде прецизионно прилегающей пары. Если смолы откладываются на запорном элементе, клапане и седле и, главным образом, нарушают производительность форсунки и конус распыла, то коррозия в сопряжениях пары увеличивает трение и становится основным фактором роста инерционности иглы в моменты открытия и закрытия инжектора. В зависимости от характера и степени загрязнения это может привести как к уменьшению, так и к увеличению дозы впрыснутого инжектором топлива, а также к ухудшению атомизации, частичному или полному переходу в капельный режим и нарушению герметичности.

Значительно реже встречается другая причина неудовлетворительной работы форсунок – загрязнение входных фильтров. Входные фильтры форсунок относительно небольших размеров и призваны лишь гарантировать чистоту топлива, поступающего в форсунки, отсекая особо мелкие включения, проникшие через магистральный фильтр тонкой очистки топлива. Поглощающая способность их невелика, а засорившись, они оставляют форсунки на голодном пайке. Чтобы этого не допустить, нужно внимательно следить за состоянием фильтра тонкой очистки топлива.

Диагностические признаки загрязненных инжекторов имеют одинаковый характер практически на всех моделях современных автомобилей:

- неустойчивый холостой ход автомобиля: двигатель "троит";
- затрудненный пуск двигателя: двигатель запускается с второго-третьего раза, трудно стабилизируются холостые обороты;
- провал при резком нажатии на педаль акселератора, некомфортное вождение;
- ухудшение разгона автомобиля и потеря мощности: автомобиль с акп затягивает низшие передачи, вяло набирает скорость, слышны хлопки в выпускной системе;
- пропуски воспламенения топливной смеси: подергивания при разгоне, присутствуют коды ошибок по потери искрообразования (misfire), сопровождающиеся выходом из строя свечей зажигания, высоковольтных проводов, катушек зажигания;
- выход из строя кислородных датчиков (O_2 sensors) и каталитического нейтрализатора: сокращение ресурса обусловлено повышенной температурой выпускных

газов и большим количеством несгоревших компонентов, которые осаждаются в выпускном тракте;

– постоянно увеличивающийся расход топлива: так как загрязнение инжекторов это постепенный процесс, то водитель обычно замечает это не сразу.

Последствия продолжительной работы двигателя с загрязненными форсунками, можно разделить по времени воздействия на III стадии:

I стадия возникает при пробегах 10 - 30 тыс. км: потеря мощности и некомфортное вождение (вялый разгон, провалы при ускорении, повышенный расход топлива, некорректный режим переключения передач в акп с электронным управлением, присутствие кодов ошибок в блоке управления двигателем, связанных с работой системы зажигания, кислородных датчиков и др.).

II стадия наступает от 30 тыс. км: на фоне резкой потери мощности, наступает повреждение узлов высоковольтной части системы зажигания (малый ресурс свечей, "пробой" высоковольтных проводов, выход из строя катушек зажигания), двигатель с трудом заводится (а иногда совсем отказывает заводиться) в условиях низких температур.

Накапливается нагар и шлаковые отложения на тарелках клапанов газораспределения, в камерах сгорания, поршнях двигателя. В связи с неэффективным режимом сгорания воздушно-топливной смеси, накапливаются отложения сажи и шлаков на кислородных датчиках и в катализаторе выпускной системы двигателя. Кислородный датчик выходит из строя, не отработав положенный ресурс, катализатор, перегревается и начинает разрушаться.

III стадия наступает всегда, если не будут приняты меры устранения последствий повреждений в I и II стадиях: перегрев и повреждение выпускных клапанов, "залегание" поршневых колец, как следствие этого, резкий износ цилиндров и в итоге – капитальный ремонт двигателя.

Анализ источников информации [1,2,5,6], выполненных в этой области, позволяет выделить ряд условий, влияющих на загрязнение электромагнитных форсунок для впрыскивания бензина. Их можно сгруппировать в виде трех основных факторов: температура деталей распылителя, свойства и качество применяемого бензина, время контакта частиц топлива и масла с поверхностью распылителя.

Известно [1,2,5,6], что способность системы управления двигателем компенсировать влияние загрязнения форсунок в значительной степени зависит от величины неравномерности подачи топлива форсунками в одном комплекте.

Техническое состояние форсунок, определяемое значением их рабочих показателей, оказывает существенное влияние на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя. Загрязнение и износ элементов форсунки могут приводить к ухудшению топливной экономичности, изменению токсичных выбросов с отработавшими газами (ОГ), повышению склонности двигателя к детонации, затрудненному его пуску и ухудшению динамики автомобиля.

Очевидно, что указанные нарушения в работе двигателя требуют очистки или замены форсунок. С целью исследования влияния загрязнения форсунок на параметры двигателя были проведены исследования характеристик двигателей с разными пробегами.

Объектом исследования явились три однотипных комплекта электромагнитных форсунок производства фирмы Bosch. Первый комплект форсунок имел наработку 100 тыс, км пробега автомобиля, второй - 150 тыс, км. третий комплект составляли новые форсунки.

Результаты исследования количественных показателей 1-го и 2-го комплекта относительно величин 3-го (нового) показывают изменение статической производительности $q_{\text{стат}}$ в пределах 0,8... 1,5 % и - 0,5...2,3 % соответственно. Динамическая производительность $q_{\text{дин}}$ изменилась более значительно - на 1,8...5,8 % и 3,2....12 %. При этом изменения величины неравномерности подачи топлива δ , в 1-ом и 2-

ом комплектах форсунок составили 6,0 и 8,5 %.

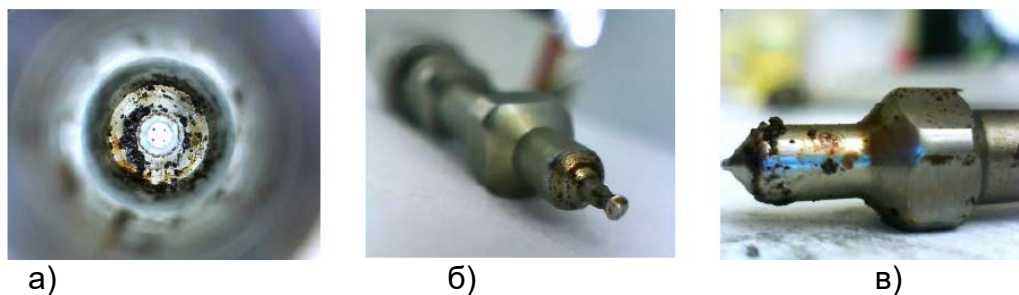
Во всех случаях прослеживается однозначная тенденция к увеличению различий в количественных показателях с ростом наработки форсунок (пробега автомобиля), причем, чем дольше эксплуатировались форсунки, тем более значительны эти различия по отношению к новым форсункам.

При этом было установлено, что у форсунок со значительной наработкой увеличивается цикловая подача, несмотря на загрязнение ее проточной части.

Таким образом, как количественные, так и качественные показатели электромагнитных форсунок неизбежно изменяются в процессе эксплуатации, что вызывается разнонаправленным действием последствий загрязнения и износа элементов их проточной части.

Полученные микрофотографии показывают наличие как загрязнения элементов проточной части форсунки, так и износа иглы и седла (Фиг. 3).

Полученные фотографии (Фиг. 3) различных элементов форсунки свидетельствуют о том что, несмотря на различия составов отечественного и зарубежного бензинов, а также разные условия эксплуатации автомобильной техники в нашей стране и за рубежом, закономерности образования загрязнений в проточной части и их химический состав идентичны.



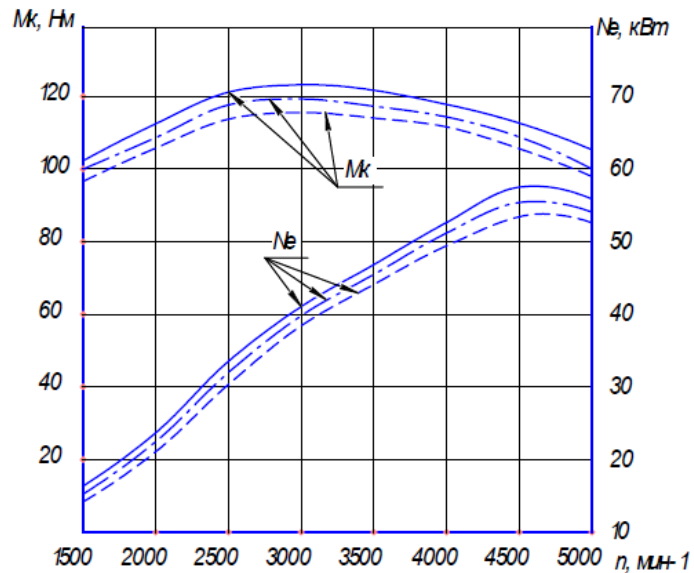
а) - седло; б) - запорный конус; в) - запорная игла
Фиг. 3. Фотографии загрязнений элементов форсунки (x50)

Анализ фотографий запирающего элемента (иглы) новой форсунки и форсунки с наработкой показывает заметные различия в расположении на поверхности иглы линии ее контакта с седлом. Так, линия контакта на игле у форсунки с наработкой располагается дальше от ее вершины, что свидетельствует о ее более глубокой посадке в седло. Следовательно, при более глубокой посадке иглы увеличивается и величина подъема иглы у форсунки с наработкой. Таким образом, на основе экспериментальных данных можно считать, что причинами изменения показателей форсунок являются как последствия загрязнения ее проточной части, так и износа запирающего элемента и седла в процессе эксплуатации.

Были выполнены результаты исследования влияния эксплуатационных изменений показателей электромагнитных форсунок на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя ВАЗ-21104.

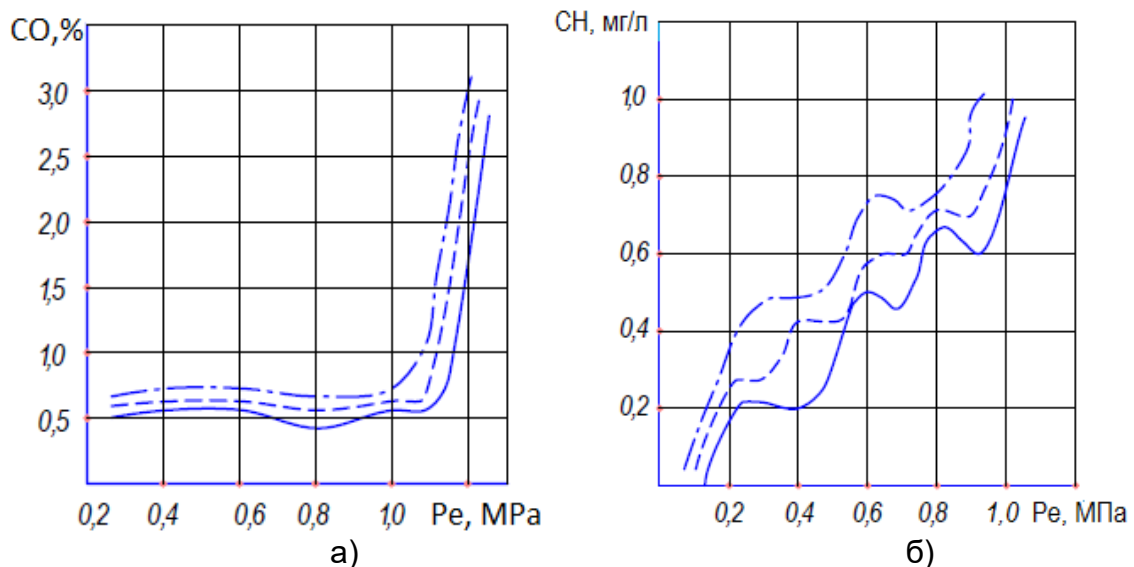
Сравнительные испытания двигателя ВАЗ-21104 с комплектами форсунок, имеющими различную наработку, проводились на моторном стенде. Снимались внешняя скоростная характеристика, а также ряд нагрузочных характеристик двигателя в диапазоне частот вращения вала $n=1500...3500$ мин⁻¹.

Проведенные эксперименты показали, что эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок существенно влияют на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя. Так, с форсунками, имеющими наработку 150 тыс. км пробега автомобиля (при отсутствии их периодической очистки) [1], эффективная мощность двигателя N_e , снижается на 3...9 %, а эффективный крутящий момент M_e падает на величину 4...6 % в диапазоне $n = 5500$ мин⁻¹ (Фиг. 4).



Фиг. 4. Изменение показателей по внешней скоростной характеристике двигателя ВАЗ-21104

Удельный эффективный расход топлива возрастает на 6 % [1] при одновременном увеличении выброса токсичных компонентов с отработавшими газами - оксида углерода CO на 15...25 %, углеводородов CH - на 15...40 % (Фиг. 5). Это может приводить к ухудшению динамики автомобиля и пусковых качеств двигателя.



а - выбросы оксида углерода CO ; б - выбросы углеводородов CH

Фиг. 5. Изменение показателей двигателя ВАЗ-21104 по нагрузочной характеристике (частота вращения вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$)

3. Выводы:

Основными причинами падения характеристик двигателя при эксплуатационном изменении рабочих показателей форсунок является ухудшение смесеобразования вследствие снижения качества диспергирования топлива и уменьшения угла конуса распыливания топлива при снижении завихренности потока в проточной части форсунок, а также возрастающая неравномерность цикловых подач топлива в их комплекте. Следует отметить, что в системах управления двигателями с использованием контура обратной связи по сигналу λ -зонда, контроллер не может компенсировать возрастающую неравномерность цикловых подач в комплекте форсунок, поскольку корректирующая

поправка для управляющего импульса форсунок определяется в целом для всего двигателя, а индивидуальные различия в дозировании топлива форсунками по отдельным цилиндрам учесть невозможно.

Выполнен анализ процессов загрязнения и последствий износа элементов электромагнитной форсунки, выявлено их влияние на работу автомобильного бензинового двигателя.

Экспериментально полученные данные по эксплуатационным изменениям рабочих показателей электромагнитных форсунок свидетельствуют о том, что после наработки 150 тыс. км пробега автомобиля их рабочие характеристики могут существенно изменяться, причем, как в сторону увеличения, так и уменьшения динамической производительности. При этом наиболее критичным для двигателя является возрастающая неравномерность подачи топлива в комплекте форсунок, которую не может компенсировать микропроцессорная система управления двигателем.

Эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок существенно влияют на энергетические и экологические характеристики автомобильного бензинового двигателя. Так, после наработки форсунок 150 тыс. км пробега автомобиля (при отсутствии их периодической очистки) эффективная мощность двигателя снижается на 3...9 %, эффективный крутящий момент падает на величину 4...6 %. При этом возрастает удельный эффективный расход топлива на 2...6 % и увеличивается выброс токсичных компонентов с ОГ – оксида углерода CO на 15...25 %, углеводородов CH – на 15...40 %. В целом это приводит к ухудшению динамики автомобиля и пусковых качеств двигателя.

Литература:

- [1] Ovchinnikov G.V. Vliyanie zagryazneniya i iznosa elementov elektromagnitnyh forsunok na harakteristiki avtomobilnogo benzinovogo dvigatelya. Avtoref. dis. kand. tehn. nauk / Ovchinnikov G. V. – Vladimir, 2009. – 18 s.
- [2] Hrulev A.E. Remont dvigatelej zarubezhnyh avtomobilej. – M.: Za rulem, 1998.– 440 s.
- [3] Giryavec A.K. Teoriya upravleniya avtomobilnym benzinovym dvigatelem. M.: «Russkij servis», 1997. – 190 s.
- [4] Pojda A.M. Tehnichna ekspluataciya avtomobiliv z mikroprocesornimi sistemami keruvannya: laboratornij praktikum / A.M. Pojda. – Harkiv : HNADU, 2012. – 172 s.
- [5] Sistemy upravleniya benzinovymi dvigatelyami. Uzly i agregaty./ [Perevod s nem. Yu.G.Grudskij, A.G.Ivanov]. – M.: ООО «KZhl Za rulyom», 2005. – 432 s. – (Pervoe russkoe izdanie).
- [6] Erohov V.I. Sistemy vpryska legkovyh avtomobilej: ekspluataciya, diagnostika, tehniceskoe obsluzhivanie i remont. – M.: Astrel-AST, 2003. – 159 s.

Gorbik Yuriy Vasilevich Assoc. Prof., Ph. D. (Eng.) Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkov, st. Yaroslava Mudrogo, 25, Ukraine E-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

О СИМПТОМАХ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ABOUT SYMPTOMS OF MALFUNCTIONS OF TURBOCHARGERS OF DIESEL ENGINES

Alexander Dityatiev

Abstract. In a combined engine (diesel + turbocharger), the turbocharger is a separate unit. Due to the structural features, indirect parameters are used to control the state. The main symptoms of the loss of efficiency of a diesel engine and their relationship with malfunctions are considered. As malfunctions, there are oil leaks into the turbocharger, air and oil circuit contamination, extreme wear of the bearing assembly, leakage of the pressure line. Turbocharger, technical condition, symptoms, malfunctions.

Keywords: Турбокомпрессор, техническое состояние, симптомы, неисправности.

1. Въведение:

Широкое применение турбокомпрессоров обусловлено увеличением литровой мощности, снижением расхода топлива дизелем. Вместе с тем, показатели надёжности турбокомпрессора существенно ниже, чем у собственно двигателя. По данным [1], более четверти всех отказов дизельного двигателя приходится на турбокомпрессор. Особую актуальность постоянный контроль технического состояния турбокомпрессора приобретает при больших пробегах автомобиля, превышающих 250 тыс. км.

2. Изложение:

Особенность структурного построения комбинированного двигателя «дизель-турбокомпрессор» состоит в том, что турбокомпрессор является отдельным блоком. Обычно состояние таких систем определяют путём анализа входных и выходных сигналов. В данном случае это затруднительно, имея в виду, что турбокомпрессор – это тепловая машина, интегрированная в другую тепловую машину – в двигатель, поэтому контролировать отдельные тепловые параметры сложно. Именно поэтому предпочтение отдаётся косвенным признакам. К основными эксплуатационным показателям двигателя относятся мощность, расход топлива, параметры надёжности, поэтому при анализе симптомов и их связей с неисправностям в первую очередь целесообразно рассмотреть эти показатели.

Эффективная мощность двигателя может быть определена по формуле:

$$N_e = \frac{H_u \cdot i \cdot V_h \cdot P_k \cdot n}{30 \cdot L_0 \cdot \alpha \cdot R \cdot T_k \cdot m} \cdot \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m, \quad (1)$$

Где H_u – низшая теплотворная способность топлива; i - количество цилиндров; V_h - рабочий объём одного цилиндра; P_k - давление наддува; n - частота вращения вала двигателя; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1кг топлива; α – коэффициент избытка воздуха, R - универсальная газовая постоянная; T_k - температура на выходе компрессора; m – тактность двигателя, η_i – индикаторный КПД; η_v – коэффициент наполнения; η_m - механический КПД.

Как следует из формулы (1), техническое состояние турбокомпрессора может влиять на мощностные параметры двигателя через P_k , n , T_k , η_i , η_v . Поэтому важно рассмотреть в первую очередь так или иначе связанные с этими параметрами симптомы.

Основными неисправностями турбокомпрессора в условиях эксплуатации являются снижение давления наддува, большой износ подшипникового узла, механические повреждения лопаток компрессорного и турбинного колёс, неплотности в воздушном контуре компрессора, утечки масла в турбинную, компрессорную части, шумы, свисты при работе, а также ошибки в регулировании. Следствием снижения давления наддува является снижение мощности двигателя и ухудшение динамических свойств автомобиля. Для выяснения причин снижения давления наддува проверяют действие клапана ограничения давления или заедание лопаток направляющего аппарата,

герметичность контура компрессора, оценивают лёгкость запуска двигателя. Давление наддува может быть измерено сканером и штатными средствами – датчиком давления и блоком управления двигателем, или дополнительными средствами. Измерение производят на дороге, при полной нагрузке двигателя и отключённых средствах регулирования наддува (на аварийном режиме), при этом для большинства случаев избыточное давление не может быть меньше 600 мбар (60 кПа). Перед замерами следует проверить работоспособность датчика давления, для чего при выключенном двигателе и включённом зажигании измерить атмосферное давление. Сканер должен показывать давление около 1000 мбар (100 кПа). При этом отношение давления наддува к давлению на входе в турбину должно быть в пределах $1,25 \pm 0,1$ [2].

Износ подшипникового узла может быть определён через радиальный, осевой люфт колёс и вала турбокомпрессора, а также большой расход масла, которое обнаруживается в выходном патрубке компрессора. Также значительный износ подшипникового узла генерирует свист высокой интенсивности. Радиальный люфт колёс для большинства турбокомпрессоров может достигать 1 мм, осевой люфт недопустим. При этом недопустимым также является задевание колёс турбины и компрессора за корпус. Необходимо иметь в виду, что расход масла, в отдельных случаях превышающий 1,5 л/1000 км, кроме износа подшипникового узла, может иметь место вследствие нескольких причин. Это загрязнение воздушного фильтра, нарушение геометрии входной магистрали, загрязнение и/или коксование подшипникового узла, а также подпор давления на сливе масла из турбокомпрессора. С другой стороны, большой расход масла обнаруживается появлением в отработавших газах сизого цвета с запахом горелого масла. Нарушение геометрии входной магистрали возможно из-за деформации элементов, неправильной работы воздушной заслонки, используемой для получения разрежения для системы рециркуляции отработавших газов, для регенерации сажевого фильтра, чёткого останова двигателя и т.д. Подпор давления на сливе масла из турбокомпрессора может быть результатом значительного износа цилиндра-поршневой группы двигателя, негерметичности посадки форсунок через дефекты уплотнительных колец, неисправности фильтра, клапана системы вентиляции картера, промерзания трубопровода системы вентиляции в зимнее время, если он проходит через холодную зону.

Негерметичность в воздушном контуре компрессора проявляются свистом в местах неплотностей и выбросом отработавших газов чёрного цвета из-за нарушения состава смеси.

3. Заключение:

Поставить предварительный диагноз и определить ориентировочную стоимость ремонта турбокомпрессора можно, воспользовавшись таблицей 1. Такая задача может возникнуть при внезапном появлении симптомов в условиях отсутствия ближайшего пункта технической помощи. К тому же иногда водителю требуется помощь, когда ему приходится принимать решение относительно возможности дальнейшего движения.

Здесь указаны основные неисправности и соответствующие симптомы, определяемые без применения измерительных средств.

Перед проведением процедур согласно таблицы необходимо все входные воздействия на турбокомпрессоре привести в соответствие со спецификациями производителя.

Таблица 1. Неисправности турбокомпрессора и симптомы

Симптомы						Неисправности
1	2	3	4	5	6	
+		+				Утечки масла

МЕЖДУНАРОДНА КОНФЕРЕНЦИЯ „ЕКО ВАРНА“ 2020

						в турбину
+						Утечки масла в компрессор
+						Воздушный фильтр загрязнён ¹
+						Загрязнение сливного масляного канала ²
				+	+	Предельный износ подшипникового узла
	+		+			Негерметичность напорной магистрали

Примечания: ¹- аналогичным образом себя проявляет неисправность «нарушение геометрии входной магистрали»;

² - в эту группу неисправностей входит также «подпор давления на сливе масла из турбокомпрессора»;

³ - дополнительно в эту группу входят неисправности прокладок, патрубков, хомутов, интеркуллера, впускного трубопровода

Симптомы: 1 – большой расход масла и/или сизый цвет отработавших газов; 2 – чёрный цвет отработавших газов; 3 – запах горелого масла; 4 – шум, свист аэродинамический, 5 – шум, свист структурный; 6 – снижение мощности двигателя.

Литература :

1. Gaffarov A.G. Vosstanovlenie turbokompressorov avtomobil'nyh dizelej primeneniem usovershenstvovannogo remontnogo komplekta podshipnikovogo uzla: avtoref. diss.-Orenburg, 2012,p.16
2. Chernyakov A.A. Diagnostirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya turbokompressorov dizelej podvizhnogo sostava. – Zapiski gornogo instituta, Sant-Peterburg, 2014, t.209, pp 206-207.

За контакти: канд.техн.наук Alexander Dityatiev, Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, (+38) 068 608 20 95, alex-dit@ukr.net

ПРИНЦИПЫ ПОИСКА НЕИСПРАВНОСТЕЙ В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ АЛГОРИТМОВ ОБРАТНЫХ СВЯЗЕЙ

PRINCIPLES OF TROUBLESHOOTING IN ENGINE CONTROL SYSTEM USING FEEDBACK ALGORITHMS

Зенкин Евгений

Abstract. The use of feedbacks and adaptive control algorithms in modern ICE systems allows diagnosing not only by the main parameter, but also by the amount of adjustment introduced by the control system for a more accurate diagnosis and prediction of the technical condition

Keywords: Electronic control system, feedback algorithm, sensor signal, high frequency oscilloscope

1. Введение:

Во всех системах управления и каждому из их элементов обязательно присуща связь - влияние входного сигнала на выходящий. Обратная связь - влияние выходящего сигнала на входной может быть обусловленная естественными свойствами системы или организованная в ней искусственно. Обратные связи могут охватывать как всю систему управления, так и любую ее часть. Обратные связи могут иметь место, например, в исполнительных устройствах. В них обратные связи могут быть как отрицательными, что уменьшают несоответствие значений исходного сигнала значениям входного сигнала, так и положительными, что увеличивают это несоответствие к технически максимально возможной границе [1].

Адаптивным считают управление, при котором автоматическое изменение настроек, алгоритмов, критериев качества и даже цепей управления, вплоть до самообучения, выполняется на основе сбора и анализа значительного объема информации. Такая адаптация проводится специальными программными блоками в микропроцессоре выполнением процедур автоматического приспособления к каждому, в том числе и неконтролируемому возмущением

Адаптация может осуществляться автоматически:

- регулированием критерия качества замкнутой системой с обратной связью по отклонению;
- программным управлением в функции возмущений, как правило, по разомкнутым схемам.
- выбором параметров алгоритмов управления путем анализа ситуации, например, использованием математических моделей процессов, которые протекают в двигателе;
- поиском параметров алгоритмов управления замкнутыми системами, которые действуют по отклонениям критерия качества, вызванным пробными влияниями.
- изменением структуры системы управления на основе диагностирования двигателя и для обеспечения надежности.

Принято различать программную, поисковую и аналитическую адаптацию [1,2].

Программная адаптация выполняется по программам, изменяемым в процессе управления на основе информации об условиях, режиме работы и стане двигателя. Формируется программное управление (главным образом в разомкнутых системах) с использованием базовых и корректирующих программ, которые хранятся в микропроцессоре. Для каждый управляющего влияния используется свой набор программ.

Главное ее отличие-это гибкость программ, которая позволяет осуществлять автоматическую их коррекцию в процессе управления. В этом случае принято говорить о программно-адаптивном управлении.

Такое построение разомкнутого программного управления позволяет осуществить достаточное но сложное и точное управления с учетом значительного числа режимных факторов. Возможно и более сложное разомкнутое программно-адаптивное управление, при котором не только программы или алгоритмы управления, но и структура системы, меняются в зависимости от условий работы двигателя согласно заранее заложенной программе. Этот подход используется, практически, во всех системах микропроцессорного управления автомобильными двигателями [2,3].

2. Изложение:

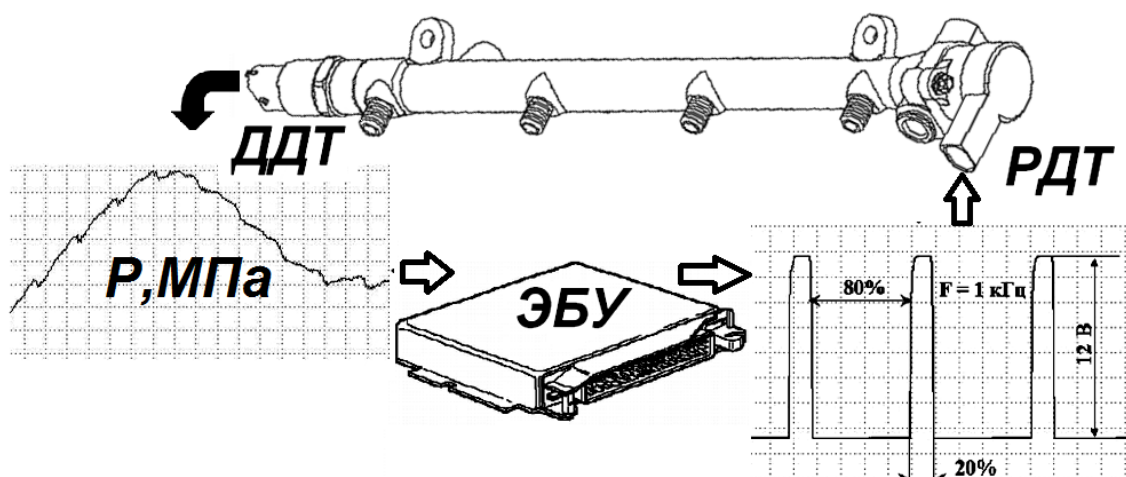
Наличие вышеописанных алгоритмов адаптивного управления позволяет выделить в контуре управления два сигнала основной и корректирующий, причём под корректирующим значением подразумевается величина изменения сигнала ЭБУ для исполнительного механизма под действием внешних воздействий.

Предлагается при проведении диагностирования современного бензинового или дизельного двигателя с электронным управлением производить оценку не только по основному параметру но также и по параметру корректировки. В случае измерения сигнала датчика исполнительного механизма основным параметром будет являться абсолютное значение сигнала датчика а параметрам корректировки будет процентное отклонение сигнала управляющего механизма, работа которого напрямую зависит от показаний датчика.

Разумеется речь идет об измерении с помощью использования многоканальных высокочастотных пикущих осциллографов или мотор-тестерах применяемых на любой станции технического обслуживания [4].

Если рассматривать современный дизельный двигатель с системой управления Common Rail то основным параметром, как правило является значение давления в топливной рампе [5], это давление измеряется с помощью датчика давления, который выдает сигнал в диапазоне от 0 до 5 Вольт. Это аналоговый сигнал. Но если диагност оценивает только сигнал давления он может лишь говорить о соответствии либо несоответствии уровня давления в рампе режиму работы двигателя. Если же мы произведем измерение частотного цифрового сигнала поступающего на регулятор давления (сигнал с широтно-импульсной модуляцией) то можно будет говорить об величине коррекции вводимой блоком управления для поддержания или наоборот снижение давления до требуемых значений. Последовательный и глубокий анализ соотношения давление в рампе и величины коррекции на регуляторе давления позволяет:

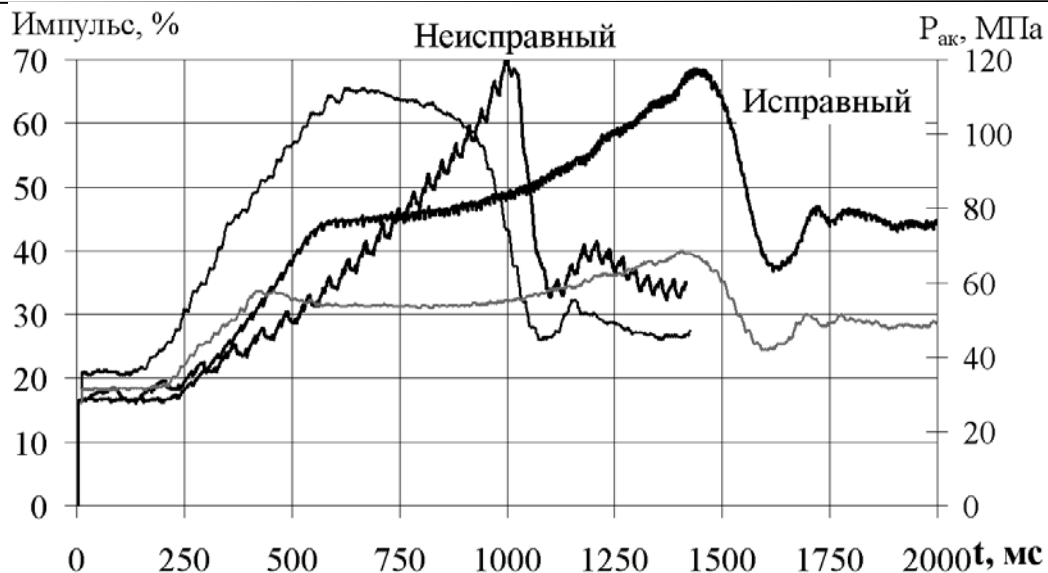
- оценить техническое состояние топливной аппаратуры системы Common Rail
- локализовать неисправность с более высокой точностью
- приблизительно прогнозировать дальнейшее изменение в работе двигателя



Как показали многочисленные эксперименты, в большинстве систем Common rail использует коррекция давления топлива лишь после выхода двигателя на режим холостого хода и соответственно и на остальных режимах с момента старта до выхода на режим холостого хода коррекция не применяется. Можно сделать вывод, что при наличии неполадки в одном из компонентов топливной аппаратуры отсутствие коррекции при пуске приведет к недостаточному давлению и соответственно затяжному пуску двигателя транспортного средства. Следовательно, режим пуска и свободного ускорения являются наиболее благоприятными для выявления многих неисправностей в системе. Режим пуска более предпочтителен для оценки скорости нарастания давления топлива в аккумуляторе $\frac{dP}{dt}$, а на режимах свободного ускорения необходимо учитывать и величину коррекции системы управления.

Как показал анализ результатов, в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя изменение управляющего сигнала происходит нелинейно. В нижнем диапазоне частоты вращения изменение давления в большей степени обусловлено изменением частоты вращения приводного вала ТНВД. По мере роста частоты вращения влияние скважности управляющего сигнала становится большим.

На Фиг. 1. Представлена диаграмма, характеризующая влияние коррекции, вносимой блоком управления, для поддержания требуемого давления топлива. При неисправности одной из плунжерных пар система управления двигателем увеличила длительность управляющего импульса до 65% для неисправного ТНВД, в то время, как в эталонном варианте в этот момент времени эта же величина составила 32%, причем максимум для сигнала с исправного и неисправного ТНВД не совпадают и максимум для исправного варианта составил 40%. При этом абсолютная величина максимума давления была достигнута в обоих случаях. Вдобавок к этому двухстадийное нарастание давления было заменено одностадийным, что привело к тому, что максимум давления для неисправного ТНВД был, достигнут даже раньше, чем для исправного насоса. То есть статическая проверка не учла бы динамики изменения давления и величины коррекции проходного сечения регулятора. Следует оговориться, что данный эксперимент проводился на режиме свободного ускорения двигателя. При ускорении транспортного средства под нагрузкой, из-за больших расходов топлива через форсунки производительности ТНВД для поддержания требуемого давления в гидроаккумуляторе уже не будет хватать, и максимум давления даже при предельной коррекции достигнут, не будет.



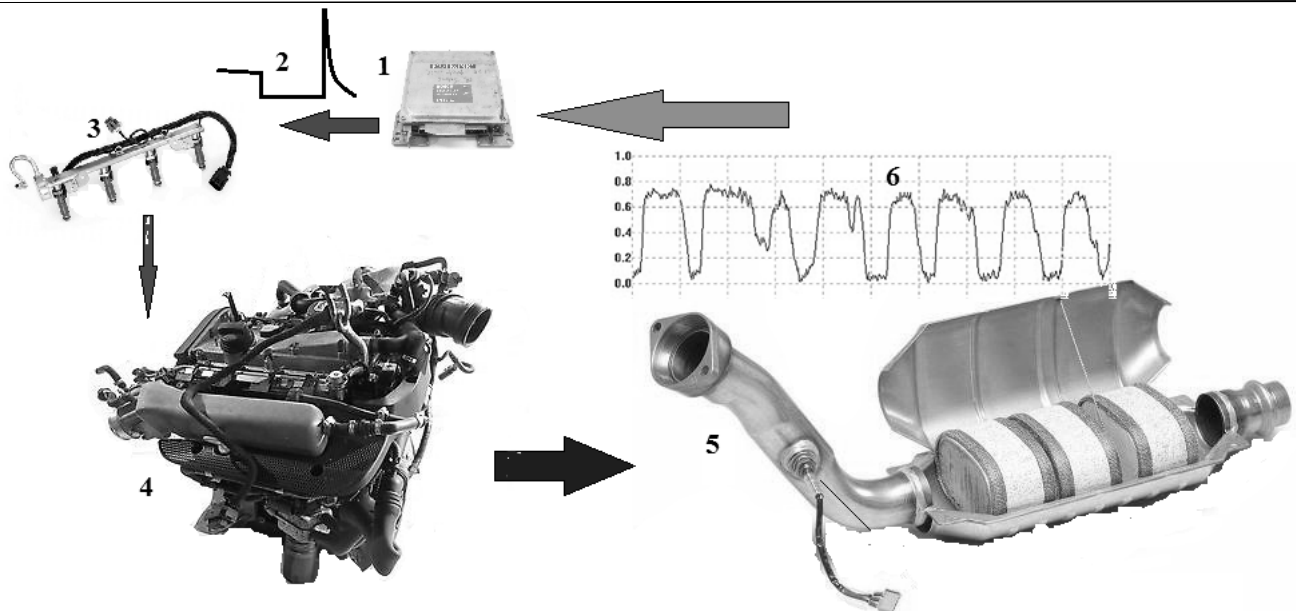
Фиг. 1. Коррекция давления топлива при ускорении

Для бензиновых двигателей, в отличие от дизеля, принцип обратной связи реализуется на основании изменения сигнала лямбда зонда и величины коррекции вводимой блоком управления по длительности впрыскивания на форсунки электромагнитного типа.

На основных режимах действует обратная связь по лямбда зонду и учитывается реальный состав топливовоздушной смеси. Принцип работы обратной связи состоит в следующем - как известно двухуровневый λ - зонд не может определять точный состав смеси и коэффициент избытка воздуха α . При работе двигателя на бедной смеси, когда в отработавших газах остаётся большое количество не вступившего в реакцию кислорода (1,09%...2%) и в информационном канале λ - зонда напряжение будет от 100 мВ до 500 мВ [6].

ЭБУ анализирует напряжение кислородного датчика и определяет что смесь «бедная», после чего производит увеличение длительности управляющего импульса на форсунку. Поскольку длительность управляющего импульса увеличивается на какую-то фиксированную стандартную величину, а точное значение α не известно, то, как правило, на исправной топливной системе это приводит к обогащению смеси. При работе двигателя на богатой смеси (содержание O_2 0,14%...1,09%) напряжение в канале λ - зонда будет от 500 мВ до 900 мВ. ЭБУ анализирует напряжение кислородного датчика и определяет что смесь «богатая», после чего производит уменьшение длительности управляющего импульса на форсунку. Поскольку длительность управляющего импульса уменьшается на какую-то фиксированную стандартную величину, а точное значение α не известно, то, как правило, на исправной топливной системе это приводит к обеднению смеси. После чего цикл повторяется снова (Фиг. 3.)

В результате ЭБУ при работе с двухуровневым λ - зондом не способен установить идеально стехиометрическую смесь α , а производит постоянное незначительное изменение длительности впрыскивания поочередно то обогащая, то обедняя смесь. Диапазон изменения коэффициента избытка воздуха при этом называется «окном» лямбда регулирования и составляет $\alpha = 0,99...1,01$ (на ряде автомобилей под нормы токсичности Евро-1 и Евро-2 допустимо $\alpha = 0,98...1,02$) [7].



Фиг. 1. Работа системы управления впрыскиванием топлива по замкнутой обратной связи
 1- Электронный блок управления; 2- Управляющий импульс форсунки; 3- электромагнитная форсунка;
 4- Цилиндры двигателя в которых происходит процесс сгорания топлива; 5-кислородный датчик (λ -зонд);
 6 – выходное напряжение двухуровневого λ -зонда.

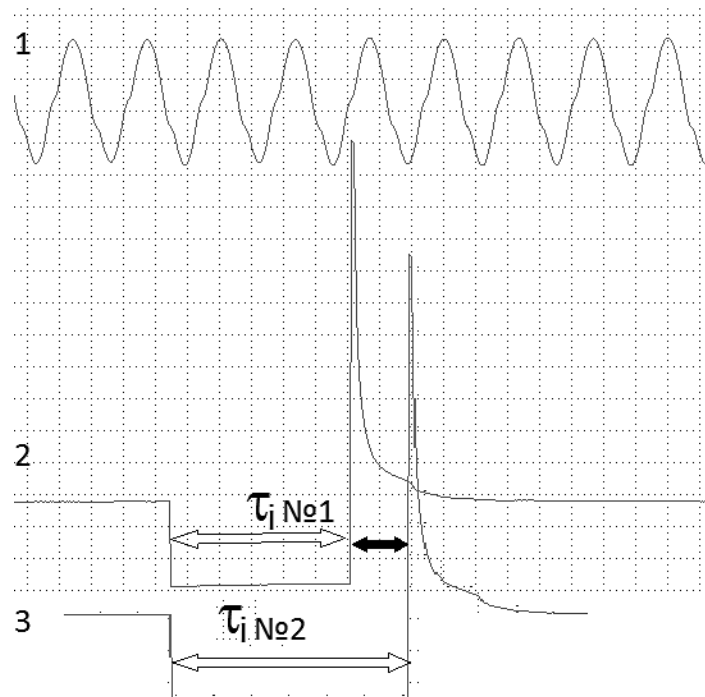
Как было показано выше из-за обратной связи по датчику кислорода будет выводиться определенная топливовоздушная коррекция обеспечивающая правильный состав смеси в цилиндре двигателя величина этой коррекции будет тем больше, чем сильнее отличается химический состав топлива, способность его перемешиваться с воздухом и нужное количество воздуха для полного сгорания одного килограмма топлива. Но величина коррекции, а соответственно и длительности импульса на форсунки изменяемые по сигналу датчика кислорода будут не так сильно изменять длительность управляющего импульса, как реакция самого водителя на изменение ощущаемой динамики автомобиля. То есть автомобиль должен двигаться с вполне определенной конкретной скоростью в городском потоке других автомобилей либо по трассе по автобану с той скоростью с которой хочет ехать водитель. Также при испытаниях на стендах для конкретного режима устанавливается вполне определенная постоянная скорость движения. Скорость движения в легковом автомобиле изменяется в зависимости от нажатия водителем ногой на педаль газа, при этом электронная система управления двигателем работает таким образом что считывается сигнал датчика положения дроссельной заслонки или датчика положения педали газа. Затем этот сигнал корректируется с учетом большого числа других датчиков и на основании всего вышеперечисленного устанавливается вполне определенная длительность впрыскивания топлива в виде управляющего импульса на форсунку. Если же топливо имеет другой химический состав и сгорает с меньшим тепловыделением и по другому закону тепловыделения, то при одинаковом количестве топлива заданная мощность будет недостижима - а значит скорость автомобиля не будет соответствовать, то есть будет меньше той с которой автомобиль должен двигаться при данном положении ноги водителя на педаль газа. Чисто субъективно водитель ощущает, что автомобиль едет медленнее, имеют худшую динамику, и поэтому начинает сильнее нажимать на педаль газа для получения той изначальной скорости, с которой он хотел двигаться. Либо приходится резко нажимать на педаль газа и сильнее утапливать её при каждом разгоне или выходе на обгон на трассе. Соответственно датчик положения дроссельной заслонки и датчик положения педали газа будут занимать новое, уже больше по величине значение, и как следствие электронный блок управления двигателем увеличит длительность управляющего импульса для подачи большого количества менее энергетического топлива в цилиндр двигателя. То есть при осуществлении такой

обратной связи через субъективные ощущения человека и его потребности произойдет коррекция мощности и скорости автомобиля через длительность управляющего импульса на форсунке. Если произвести измерение длительности импульса на эталонном бензине и длительности импульса на экспериментальном бензине процентная разница между ними будет указывать на то на сколько увеличится расход топлива в данной системе.

Когда если же автомобиль работает на холостом ходу участие водителя в процессе регулирования топливоподачи отсутствует – то есть педаль газа отпущена. Длительность управляющего импульса на форсунки будет изменена автоматически блоком управления при падении числа оборотов по датчику коленчатого вала. В электронном блоке управления занесены эталонные значения того, какие обороты должны быть на холостом ходу. Если менее энергоэффективный бензин не позволяет выдерживать такие обороты и они снижаются ниже заданного уровня, то увеличение длительности впрыска будет производиться тех пор, пока обороты не удастся вернуть на прежний заданный уровень (Фиг.4)

Данные величины коррекции очень хорошо видны при практически экспериментах если в автомобилях применяются различные бензины. Например можно рассматривать автомобили позволяющие работать на бензинах с разным октановым числом (за счёт переключения режимов работы - например Mercedes и Opel выпуска конца девяностых начала двухтысячных годов) или же в случае применения альтернативных топлив.

Сейчас большинство альтернативных экспериментальных топлив представляет собой бензины с различным процентным содержанием этилового или метилового спирта в его составе. Разумеется процесс горения спиртовых смесей будет отличаться как по температуре в камере сгорания так и по выделяемой энергии, что приведет к изменению работы двигателя и появлению корректировки длительности впрыскивания блоком управления. Это происходит из-за работы по алгоритмам вышеупомянутых обратных адаптивных связей.



Фиг. 4. Изменение длительности впрыскивания при разных бензинах
1 – Сигнал датчика коленчатого вала; 2 – Длительность впрыска форсунки на эталонном бензине;
3 – Длительность впрыска на спиртовом бензине.

3. Заключение:

Как показали проведенные эксперименты на дизельных и бензиновых двигателях. Если производить измерение не только основного диагностического параметра но и величины корректировки, то можно на получить большую глубину диагностирования; более

достоверную постановку диагноза; и выявить часть неисправностей, не определяемых традиционными диагностическими методами в условиях станции технического обслуживания. Также по величине вводимой корректировки можно спрогнозировать техническое состояние агрегата и его изменение во времени для конкретного элемента топливной аппаратуры, или иных систем с обратной связью для современного дизельного и бензинового двигателя. В том числе данный метод применим при измерении в контурах обратной связи по кислородному датчику бензиновых двигателей при их работе на смесевых спиртовых бензинах.

Литература:

1. Pinskij F.I. Davtjan. R.I. Chernjak B.Ja. Mikroprocessornye sistemy upravlenija avtomobil'-nymi dvigateljami vnutrennego sgoranija. [Uчебное пособие] – Moscow.: Legion – Avtodata, 2002. – 136 s.
2. Sistemy upravlenija benzinovymi dvigateljami. Uzly i agregaty./ [Perevod s nem. Ju.G.Grudskij, A.G.Ivanov]. – Moscow.: ООО «KZhI Za ruljom», 2005. – 432 s. .
3. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami Bosch.Uzly i agregaty/ [Perevod s nemeckogo Ju.G.Grudskij, A.G.Ivanov]. – Moscow.: ZAO «KZhI Za ruljom», 2004. – 478 s.
4. Gubertus Gjunter. Diagnostika dizel'nyh dvigatelej. Serija «avtomehaniк»./ Gubertus Gjunter. [per.s nem.] – M.: ZAO «KZhI Za ruljom», 2004. – 176 s
5. Grehov L.V. Ivashhenko N.A., Markov V.A. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: Uchebniк dlja vuzov / Grehov L.V., – Moscow.: Legion – Avtodata, 2005. – 344 s
6. Leshhenko V.P. Kislородnye datchiki.– Moscow.: Legion – Avtodata, 2003. – 112s.

Контакты: PhD Zenkin Evgen, KHNADU, st. Yaroslava Mudrogo 25, Kharkov, Ukraine, +380977061930, e-mail: crservice2008@gmail.com

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ОЦЕНКЕ УКЛОНА ДОРОГИ НАВИГАТОРАМИ С БАРОМЕТРИЧЕСКИМ АЛЬТИМЕТРОМ

Владимир Зуев, Михаил Буравцев, Эрнест Рабинович

PRACTICAL RECOMMENDATIONS FOR EVALUATING OF ROAD GRADIENT BY SATELLITE NAVIGATOR EQUIPPED WITH A BAROMETRIC ALTIMETER

Abstract

Vehicle practices sometimes require a rapid assessment of the road gradient. The most common means to this is satellite navigator with a barometric altimeter (BA). But this is not always possible due to local or weather conditions. For such cases proposed the method of equal velocity points (PEV): to measure parameters of the car forward movement, then of reverse movement through the same point and at the same speed and calculate the necessary road/car parameters. There are given detailed recommendations on measurements with GPS/GLONASS navigator with BA and processing of results, based on author's practical experience and absent in the manuals. The accuracy of the gradient values obtained after the required number of runs is better than 0.001.

Keywords: road, gradient, car, coasting, smoothing, approximation, measurement

1. Введение:

Уклон дороги оказывает серьезное влияние на среднюю техническую скорость автомобиля при выполнении транспортной работы, а значит и на ее себестоимость. Он является одним из самых сильных факторов, повышающих расход топлива или иной энергии на выполнение транспортной работы.

Но оценить уклоны отдельных участков существующей дороги непросто. Можно найти официальные данные об уклонах основных дорог (правда, есть риск получения данных по проекту, а не сдаточной съемки). Поэтому измерение уклонов – важная, актуальная и ответственная задача, и столь же важен и актуален поиск способов сокращения затрат труда и средств на ее решение.

2. Анализ публикаций:

При создании дорог применяются геодезические способы построения продольного профиля – нивелирование поверхности и теодолитная съемка, страдающие большой трудоемкостью и низкой производительностью, – либо более современные GNSS-технологии (дифференциальные измерения спутниковых сигналов двумя одновременно действующими дорогами профессиональными геодезическими приёмниками, один из которых является базовым и должен быть установлен в точке с известными координатами, а второй, передвижной, используется для определения координат и высот интересующих точек) [1].

В прикладных задачах для измерения уклонов используют водяной уровень, пузырьковые уровни, механические и электронные инклинометры. Они дают приемлемую точность на участках длиной до десятков метров, но при большей длине требуют чрезмерных затрат времени и труда. Известны косвенные методы, например, оценка уклона по скорости движения контрольного автомобиля, для которого установлена зависимость этой скорости от известных уклонов при фиксированном положении органа управления подачей топлива [2]. Недостаток этого способа – большая вариабельность параметров рабочего цикла двигателя, свойств топлива, погодных условий и т.д. Сейчас все шире применяются относительно дешёвые туристические приемники спутниковых сигналов, оснащенные барометрическим альтиметром (БА), который измеряет высоту точнее, чем по GPS-сигналам, но требует серьезной подготовки оператора [3]. В работе [4] описано измерение уклона дороги сочетанием датчиков ускорений, сигналов GPS/ГЛОНАСС и водяного уровня. Получен средний уклон 3° со средней погрешностью $0,2^\circ$ и максимальной $0,47^\circ$ (соответственно 8,8 и 15,6%). Для оценки расхода топлива и выброса вредных веществ, а также для экспертизы ДТП такие погрешности слишком велики. Известны различные сочетания методов спутниковой навигации с измерением

параметров движения автомобиля – метод скатывания, метод стабилизации скорости, метод точек одинаковых скоростей (ТОС) [5].

Предлагаются различные приемы, например, сочетание бытовых навигаторов с высокоточными приемниками спутниковых сигналов при многократных проездах по нужному участку дороги [6]. В работе [7] используется только стандартное оборудование грузового автомобиля (навигатор, БА, датчик крутящего момента). Сопротивления качению и воздуха оцениваются расчетом, вычисляется уклон и сопоставляется с эталонным значением, полученным от государственной дорожной службы.

Рынок предлагает инклинометры и т.п. (например, [8]), однако они не дают нужной точности измерения уклонов дороги.

В некоторых случаях прием спутниковых сигналов затруднен или вообще невозможен, например, на узких дорогах в мокром лиственном лесу или в городе с густой многоэтажной застройкой [9], а также при наличии возле трассы вышек сотовых ретрансляторов, действующих радиолокаторов и нагруженных ЛЭП высокого напряжения, которые создают местные помехи.

3. Формулировка задачи:

Итак, практике требуется метод измерения уклонов дороги для построения ее продольного профиля, обеспечивающий нужную точность, например, 0,001, не требующий специальных средств и чрезмерных затрат труда, времени и финансов. В качестве такого выбран метод, сочетающий спутниковые сигналы с показаниями БА (метод БА).

4. Изложение:

Метод БА выглядит очевидным: по показаниям навигатора определить координаты нужных точек (широту и долготу), по ним вычислить расстояние между ними ΔS в метрах или футах; по показаниям БА найти высоты в этих точках H_k и H_{k+1} (в тех же единицах) и вычислить уклон i :

$$i = (H_k - H_{k+1}) / \Delta S. \quad (1)$$

Однако практическая реализация теста сталкивается с рядом сложностей в части выбора навигатора, процедуры дорожных измерений и порядка обработки результатов.

Требования к навигатору:

- крайне желательно выбрать ручной двух- или трехсистемный GPS/GLONASS/GALILEO навигатор (точность определения широты и долготы в несколько раз выше, чем у односистемного GPS-навигатора);

- должен иметь встроенный барометрический альтиметр (БА) и записывать в трек именно его показания, а не высоту, вычисленную по спутниковым сигналам (точность БА выше в 5-10 раз);

- должен позволять списать в компьютер данные в виде grx-файла (GPS eXchange Format - текстовый формат хранения и обмена данными GPS) или протокола "NMEA 0183" («National Marine Electronics Association»).

Настройка навигатора

Здесь и далее описание ориентировано преимущественно на ручной туристский навигатор Garmin eTrex 30 [10] и накопленный опыт. Приведенные подробности методик нельзя найти ни в руководстве по эксплуатации, ни в других публикациях.

При настройке навигатора нужно в закладке **Треки** выбрать метод записи «по времени» и установить интервал отсчетов равный 1 с (при езде на автомобиле) или 2-5 с (оптимально 4 с) при пешем проходе.

В закладке **Альтиметр** должны быть включены функции **Автокалибровка** и использование данных барометра в режиме **Переменная высота**.

В закладке **Экран** должно быть включено **Создание снимков экрана**. Они нужны

для оценки изменений погоды и определения величины барической ступени, принимаемой навигатором при вычислении высоты.

Дорожные измерения

Дорожные измерения не следует проводить при слишком холодной или жаркой погоде – лучше в пасмурные дни, но без осадков и при ветре не более 2...4 м/с. Яркое солнце нагревает автомобиль и резко меняет показания альтиметра. Атмосферное давление за время измерения должно меняться незначительно, плавно и в одну сторону (расти или падать), а лучше не меняться вообще. Проводить замеры при резких изменениях погоды, например, перед грозой, нельзя. Не должно быть магнитной бури.

Навигатор пересчитывает давление в высоту с использованием так называемой барической ступени. Она зависит от температуры окружающего воздуха и текущего давления в точке нахождения. Навигатор Garmin eTrex 30 учитывает при расчёте высоты текущее давление, но принимает температуру постоянной, приблизительно 12 °С. В пределах 10...14 °С отличия барической ступени не превышают 1%; в пределах 2...22 °С они достигают до 5%. При больших отклонениях температуры в ходе обработки данных следует вводить поправку по таблице барических ступеней. При жаре навигатор занижает уклоны, при холоде завышает. В первом приближении отношение уклонов, полученных при разных температурах, обратно пропорционально отношению барических ступеней.

Измеряемое встроенным барометром давление может меняться не только из-за изменения высоты местности, но и из-за перемены погоды. Автокалибровка позволяет прибору вносить поправки, учитывающие тенденцию изменения погоды. Чтобы эта функция вырабатывала начальную поправку, навигатор следует включить за 30...50 минут до начала измерений. Далее эта поправка будет плавно меняться согласно изменениям погоды.

Измерения нужно проводить на автомобиле проездами в прямом и обратном направлениях. Оператор с прибором должен находиться в салоне и сидеть не на солнце. При движении на юг он должен держать руку с прибором под задним стеклом. После разворота остановить автомобиль, сесть рядом с водителем и расположить навигатор под передним стеклом. С минуту постоять на месте, чтобы навигатор хорошо "зацепился" за спутники. Пересаживания после каждого разворота нужны, чтобы прибор принимал сигналы от одних и тех же спутников и их конфигурация не менялась, так как при её изменении индикация координат изменится (иногда на 6...10 м), даже если автомобиль оставался в той же самой точке. Эта процедура нужна и тогда, когда записывают скоростные режимы (разгоны, выбеги, скатывания) и высоты не представляют интереса, а также если в используемом приборе нет БА.

Ориентация прибора на северную полусферу неба предпочтительна, так как она уменьшает искажения сигналов спутников при прохождении ионосферы. Прибор нужно держать вертикально.

При выполнении скоростных режимов окна автомобиля должны быть закрыты. Проветривать салон можно во время пересаживания на разворотах.

При снятии продольного профиля дороги с помощью БА надо держать опущенным на 30...40 мм стекло заднего окна с подветренной стороны (т.е. если ветер дует справа, то открывать нужно окно с левой стороны). Это нужно для уравнивания давления воздуха в салоне с атмосферным. После разворота автомобиля в обратную сторону следует опустить стекло с новой подветренной стороны и поднять с наветренной. Если оператор сидит сзади, он должен всё время располагаться со стороны закрытого окна.

Автомобиль должен двигаться с постоянной скоростью 20-30 км/ч с как можно меньшими отклонениями, без резких маневров. Постоянство скорости важнее, чем её абсолютная величина. Даже небольшие ускорения, вызванные нажатиями на педаль акселератора или тормоза, могут изменить показания альтиметра, например, на 1 метр высоты. Искажение будет сохраняться ещё несколько секунд. Кроме того, нельзя в ходе измерительного проезда нажимать какие-либо кнопки навигатора. В частности, переключать экраны или использовать функцию «создание снимков экрана». Это следует

делать только на остановках, так как нажатия кнопок навигатора также временно сбивают показания высоты.

Количество пар замеров – две или более. Лучше, если можно выполнить несколько пар замеров на одном и том же участке в разные дни.

Необходимо периодически сохранять данные в виде отдельных треков **без выключения навигатора** – не реже, чем раз в 2 часа, чтобы случайно не затереть ещё не сохранённые данные. После сохранения следует очистить текущий трек и данные поездки, освободив место для продолжения записи данных.

Можно записывать продольный профиль дороги и при **движении пешком** (по левой стороне дороги, против движения транспорта) – в этом случае точность измерений выше, чем при езде в автомобиле. Однако требуется больше времени, чтобы получить несколько проходов, и намного утомительнее.

Расшифровка треков и обработка результатов

Известные программы Ozi Explorer, Garmin MapSource, VantagePoint, Google Earth позволяют импортировать GPX-файлы, но каждая из них конвертирует данные в собственный формат с округлением. Так, VantagePoint и Garmin MapSource оставляют в широте и долготе по пять знаков после запятой, Ozi Explorer – по шесть. Но в исходном файле имеются десять знаков по координатам и значительно более полные данные по времени и высотам. Чтобы извлечь их, исполнители данного исследования выбирали по команде "Открыть с помощью" программу Microsoft Excel и опцию "Книга, доступная только для чтения". Удаляли все столбцы, кроме четырех в правой части таблицы:

"/trk/trkseg/trkpt/@lat" – широта, градусов;

"/trk/trkseg/trkpt/@lon" – долгота, градусов;

"/trk/trkseg/trkpt/ele" – высота в метрах;

"/trk/trkseg/trkpt/Time" – дата и время UTC – для перехода к местному времени в Украине добавляли летом 3 часа, зимой 2 часа. Добавляли столбцы с последовательными номерами точек трека и временем и датой в числовом формате в Юлианских днях (такой формат удобен для последующего расчёта), а затем сохраняли таблицу с новым названием. Далее вычисляли расстояние между соседними точками, путь от начала этого мерного участка, мгновенную скорость (как среднюю за секунду, предшествующую данной точке) и скорость, усреднённую за два последовательных интервала (первый – перед данной точкой, второй - за ней; при этом учитывали, что в записи трека отдельные интервалы могут продолжаться не одну секунду, а больше).

Расчёт расстояний производили как на плоскости, касательной к поверхности в данном месте. При этом использовали значения длины градуса по широте и долготе, определённые для средней широты мерного участка вычислением по разложению в ряд для референц-эллипсоида, принятого в системе координат WGS 84 [11]).

Как показал опыт, для построения продольного профиля дороги следует снимать данные на постоянной скорости. Использовать высоты, записанные в неустановившихся режимах (разгон, выбег, начало скатывания сразу после первичного "толчка" двигателем), нельзя, поскольку при ускорениях и замедлениях давление в автомобиле падает или повышается, что искажает показания (так, изменение давления всего на 0,5 мм рт. ст. сдвигает высоту на 5...6 м).

Чтобы сравнивать данные из проездов в прямом и обратном направлениях, а также в разные дни и на разных автомобилях, их приводили к одной широте (поскольку дорога идет близко к меридиану) и к пути от принятой "нулевой" точки. Дорога имеет разделённые газоном полосы, из-за чего трассы проезда автомобиля в противоположных направлениях отделены друг от друга на 26-29 метров. Поэтому расчёт усложняли учётом азимута дороги в данных точках и пересчётом положения записанных в треке исходных точек и пути на осевую линию дороги.

БА выдаёт высоты ступеньками (для описываемого прибора по 0,48 м). В записи с периодичностью 1 секунда одна и та же высота повторяется несколько раз подряд, а затем происходит скачок и идут повторы уже новой высоты, хотя микропрофиль дороги

плавный, без ступенек. Реальные высоты профиля брали из точек скачков, то есть по огибающей.

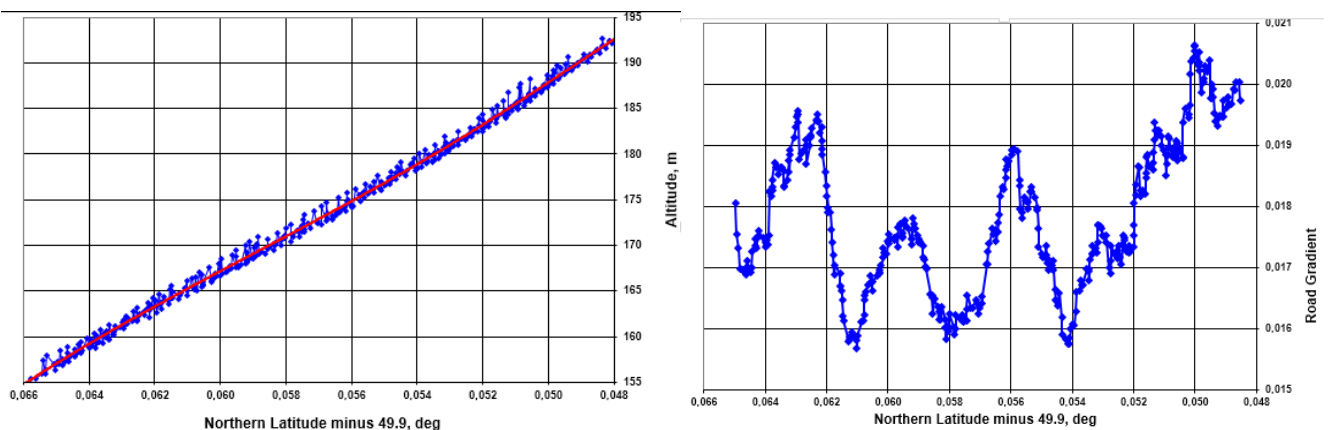
После нескольких измерений на одном и том же участке дороги получен набор треков в прямом и обратном направлениях. Треки отличаются друг от друга абсолютными значениями высот. Это происходит из-за разных установок первичной высоты при калибровке альтиметра перед началом заездов в разные дни, а также из-за постепенного нагрева автомобиля солнцем в процессе измерений в один и тот же день. Однако на расчетные уклоны это не влияет, так как вычисляют их отдельно в пределах каждого проезда, а уже затем значения из всех проездов объединяют и усредняют.

Уклоны на дороге меняются достаточно плавно, так что броски в записи координат и высот сглаживали методом скользящей средней с интервалом сглаживания 5 точек.

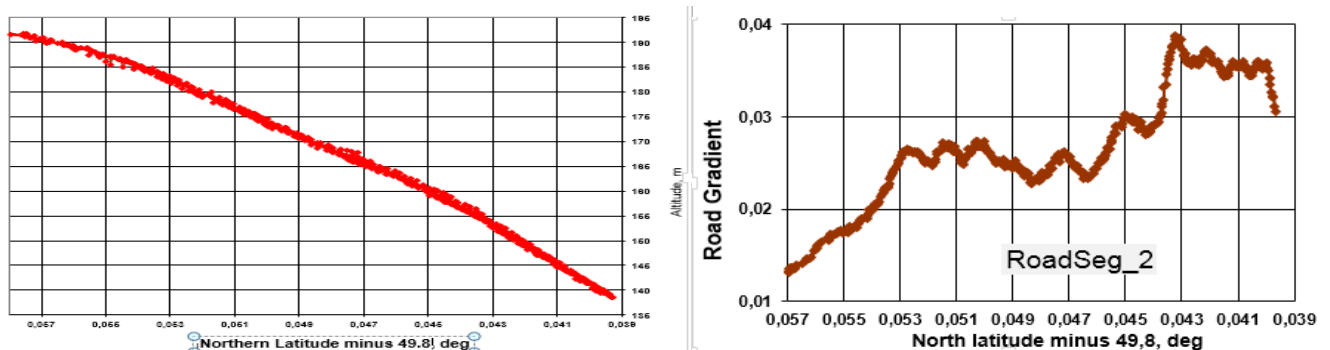
Далее данные всех проездов свели в один массив, сортировали по широте и повторно сглаживали линейным фильтром с тем же интервалом сглаживания. При большом количестве проездов по одному и тому же мерному участку в каждый интервал попадает много отсчётов. Так, при четырех проездах линейную фильтрацию выполняют по 17 совмещённым отсчётам, при шести – по 25, при восьми – по 33.

Построение профиля высот немного сложнее, чем профиля уклонов. Так как высоты для одних и тех же точек в разных заездах несколько различались, вводили дополнительные поправки в значения высот из разных проездов.

Результаты обработки представляли диаграммами "высота от широты", "высота от пути", "уклон от широты", "уклон от пути". Диаграммы высоты не наглядны – они почти не отличаются от прямой линии или сглаженной кривой (фиг. 1, 2) и позволяют оценить без расчетов лишь генеральный уклон участка дороги.



Фиг. 1. Диаграммы высоты и уклона первого участка дороги – сравнение информативности и наглядности



Фиг. 2. Диаграммы высоты и уклона второго участка дороги – сравнение информативности и наглядности

Диаграммы уклона намного подробнее и нагляднее, но к ним надо привыкнуть: неопытный человек не видит на реальной дороге этих подъемов и спусков, но их отлично чувствует автомобиль, реагируя изменениями скорости и расхода топлива.

Зависимость от пути – прямой переход от высоты к уклону. Зависимость от широты намного сложнее, на нее влияет начертание дороги в плане, а при широкой дороге – и направление движения, как уже сказано: ведь в прямом и обратном направлениях автомобиль движется по разным траекториям, так что эти кривые трудно совмещать с высокой точностью. Особенно сложно сводить в общую диаграмму кривые, снятые в разные дни. Здесь значительно удобнее зависимости от постоянных ориентиров – долготы или широты.

5. Заключение:

В целом метод БА отработан и не требует чрезмерных затрат времени и труда. При его грамотном использовании для обмера нового участка достаточно выполнить 3-4 пары заездов в двух направлениях, а затем затратить 4-5 часов на расшифровку записей и обработку данных.

Литература

1. Patent RU 1796903 : cl. G01C7/04 // <http://www.findpatent.ru/patent/179/1796903.html>
2. The Road Profile height in meters from classical survey and kinematic GPS. https://www.researchgate.net/figure/The-Road-Profile-height-in-meters-from-classical-survey-and-kinematic-GPS_tbl1_240797536
3. Vorob'yev K.A. Sovremennyye tekhnologii GNSS dlya provedeniya geodezicheskikh rabot v slozhnykh polevykh usloviyakh. // <http://www.geoprofi.ru/Services/Doc/2143/bbf60ba40e6a4792aba8acc300d2a6a0/True>
4. Scientific-practical conference "Alternative Energy Sources in the Transport and Technological Complex: Problems and Prospects of Rational Use" (Voronezh, 2014) / Shein V.S. et al. Determination of the Inclination of a road... pp. 163-168.
5. Otsenka uklona dorogi metodom skatyvaniya avtomobilya / Ernest Rabinovich, Mikhail Buravtsev, Vladimir Zuyev, Konstantin Zdebskiy / Sb. «Transport, yekologiya — ustoychivo razvitiye». XKHV nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodno uchastiye. YEKOVARNA '2018. Tekhnicheskii universitet — Varna. Kafedra «Transportna tekhnika i tekhnologii». 15-17 iyunya 2017. S. 148-155.
6. Johansson Road Slope Estimation with Standard Truck Sensors / Ken Johansson // https://people.kth.se/~kallej/grad.../johansson_thesis05.pdf
7. Inclimeters, Clinometers, Slope Measuring Devices // Access: www.engineersupply.com/inclimeters.aspx
8. Potočnik I. Use of various survey methods in forest engineering. International Summer School/ Integrated Rural Road Network Re-engineering/ July 14-27, 2013 – Jezersko, Slovenia/ http://intra.tesaf.unipd.it/cms/IRRNR/doc/011_2013.pdf
9. Garmin eTrex 30 Owner's Manual <https://www.manualslib.com/manual/302033/Garmin-Etrex-30.html>
10. Geograficheskoye rasstoyaniye (po dokumentu 47 CFR 73 208 federal'noy komissii po svyazi SSHA FCC adres Geographical distance http://en.wikipedia.org/wiki/Geographical_distance)
11. Kompas i barometr v navigatorakh Garmin. Obzor maloizvestnykh nastroyek. <https://www.garmin.ru/about/posts/kompas-i-barometr-v-navigatorakh-garmin-obzor-maloizvestnykh-nastroek/>

Contact Information

Ex-Assoc. Prof. Ernest Rabinovich
e-mail: erjara39@ukr.net

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ И БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ALTERNATIVE FUEL FOR DIESEL AND GASOLINE ENGINES

Bezrodnyi Vladimir

Abstract. In connection with the decrease in oil reserves, mankind is looking for new alternative energy sources for cars. This article discusses the use of alternative fuels for both diesel engines and gasoline engines. Alcohol and ethers are considered as additives to the fuel. Formulas for determining the main indicators of fuel are proposed.

Keywords: Experiment, fuel consumption, car, ethanol, dependence.

1. Въведение:

В связи с уменьшением запасов нефти, человечество ищет новые альтернативные источники энергии для автомобилей. В данной статье рассмотрено использование альтернативных топлив как для дизелей, так и для бензиновых двигателей. В качестве добавок к топливу рассмотрены спирты и эфиры. Предложены формулы определения основных показателей топлива.

2. Изложение:

В связи с дизелизацией грузового автомобильного транспорта и увеличением производства дизелей для тракторов, используемых в различных отраслях народного хозяйства, нарастает проблема обеспечения соответствующим топливом огромного количества дизельных двигателей.

Главным сырьем для производства дизельного топлива является нефть, из которой в процессе прямой перегонки получают газойль, являющийся основным компонентом дизельного топлива.

В качестве добавки в дизельное топливо применяют, например, бензин прямой перегонки для обеспечения его фракционного состава при получении дизельного топлива расширенного фракционного состава (РФС). Тяжелые фракции добавляют для получения топлива утяжеленного фракционного состава (УФС).

Однако в последнее время все большее количество разнообразных добавок в дизельное топливо используют продукты переработки природного газа по известному технологическому процессу Фишера-Тропша [1], такие как легкие синтетические парафиновые углеводороды (ЛСПУ), диметилэфир (ДМЭ) и другие.

Метан → синтез-газ → синтетическое топливо. Процесс ведется при высокой температуре и давлении на катализаторах.

Синтез-газ является промежуточным продуктом, из которого можно получить хорошее топливо, из которого можно получить спирты (метанол и этанол), а также изопропиловый спирт (ИПС), бутанол, третбутанол. Все оксигенаты: метилтретбутиловый эфир (МТБЭ), метилтретамилловый эфир (МТАЭ), являются хорошими добавками к базовому бензину.

Все они 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. Однако в настоящее время эти оксигенаты в современных бензинах используют как антидетонаторы.

Из природного газа (метана) в процессе Фишера-Тропша образуются легкие синтетические парафиновые углеводороды (ЛСПУ), которые растворяются в дизельном топливе без проблем в любых соотношениях [2, 3].

Что касается легких топлив типа эфиров и спиртов (оксигенатных топлив), то в дизель их следует подавать на впуске до 90%, а дизельное топливо в количестве 10-20% впрыскивать в конце такта сжатия как запальное топливо.

Также следует отметить, что на полный перевод ДВС на альтернативное топливо будут влиять следующие обстоятельства:

- как долго будет продолжаться добыча нефти в количестве, достаточном для производства традиционных топлив для бензиновых двигателей и дизелей;
- как велика должна быть добавка альтернативного топлива в традиционное, чтобы обеспечить нормальную работу автотракторных двигателей внутреннего сгорания, не изменяя его конструкции, а допуская только изменение конструкции топливной системы;
- какие показатели качества альтернативного топлива вызовут усложнение работы двигателя, как бензинового, так и дизеля, и методы его преодоления.

Если альтернативное хорошо растворяется в традиционном, и раствор сохраняет стабильность в условиях эксплуатации, то конструкция самого двигателя и системы его питания может не меняться, при этом объем топливного бака должен обеспечивать работу двигателя на одной заправке при одинаковой энергоплотности смесового топлива. Объем топливного бака для работы на смесовом альтернативном топливе проверяется расчетом по энергоплотности, зависящей от теплоты сгорания (энергопотенциала смесового топлива, кДж/кг и плотности смесового топлива, кг/м³).

Все жидкие легкие альтернативные топлива с повышенной теплотой парообразования целесообразно подавать на впуске с воздухом, как в бензиновом двигателе, так и в дизеле.

В бензиновом двигателе с впрыском топлива не возникает жесткая зависимость альтернативного топлива от температуры при такте сжатия, поскольку сам процесс впрыска менее требователен к температурным условиям в цилиндре, а воспламенение обеспечивает свеча зажигания.

Добавка альтернативного топлива к традиционному позволяет расширить ресурсы как бензиновых, так и дизельных топлив. Оценка расширения ресурсов традиционных топлив производится по количеству добавки к нефтяному топливу альтернативного топлива при допустимости эксплуатации ДВС существующих конструкций на смесовых топливах. Расчет необходимых показателей качества смесовых топлив производится по закону аддитивности, которому подчиняются все необходимые показатели (характеристики), кроме вязкости.

Разнообразие альтернативных топлив позволяет оценивать их свойства как топлив для бензиновых и дизельных двигателей. Однако, как было показано раньше, все углеводородные топлива, получаемые из природного газа, могут быть применены в двигателе, но некоторые из них, такие как метанол, вызывают затруднения. Следует отметить, что метанол содержит в своем составе 50% кислорода и обладает очень высокой теплотой испарения 1183 кДж/кг, а теплота сгорания обезвоженного метанола составляет всего 22315 кДж/кг, необезвоженный метанол имеет теплоту сгорания 19600 кДж/кг, т.е. более чем в 2 раза меньше, чем у бензина. Наличие в нем большого количества кислорода делает его химически агрессивным ко всем металлам. Высокая теплота испарения снижает температуру в камере сгорания столь значительно, что применять его затруднительно для работы бензинового двигателя, особенно при пуске. Поэтому в бензин добавляют его как антидетонатор в количестве не более 3%. Однако метанол является сырьем в процессе промышленного синтеза диметилэфира (ДМЭ), хорошего топлива для дизеля.

Расчет смесовых альтернативных топлив для ДВС

Все смесовые альтернативные топлива по своим показателям качества кроме вязкости в количественном отношении подчиняются закону аддитивности независимо от способа их подачи в двигатель.

Определение показателей качества смесевых топлив, содержащих количество g_1 – традиционного топлива и g_2 – альтернативного топлива, причем $g_1 + g_2 = 1$, если смесевое топливо состоит из n -го числа добавок, тогда $g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1$, а показатели качества соответствуют показателю качества каждой добавки.

1. Определение энергоемкости (теплоты сгорания), $H_{u\text{ см}}$, кДж/кг, смесевых топлив

$$H_{u\text{ см}} = H_{u1} \cdot g_1 + H_{u2} \cdot g_2 + \dots + H_{un} \cdot g_n,$$

где $H_{u1}, H_{u2}, \dots, H_{un}$ – энергоемкости альтернативных топлив, кДж/кг;
 g_1, g_2, \dots, g_n – массовое количество (в долях единицы) каждого компонента смесевых топлив.

2. Определение октанового числа (ОЧИ) $_{\text{см}}$ смесевых бензинов

$$(\text{ОЧИ})_{\text{см}} = (\text{ОЧИ})_1 \cdot V_1 + (\text{ОЧИ})_2 \cdot V_2 + \dots + (\text{ОЧИ})_n \cdot V_n,$$

где $(\text{ОЧИ})_{\text{см}}, (\text{ОЧИ})_1, \dots, (\text{ОЧИ})_n$ – октановые числа по исследовательскому методу компонентов смесевых топлив;
 V_1, V_2, \dots, V_n – объемы компонентов смесевых топлив.

3. Определение плотности смесевых топлив ($d_{\text{см}}$) при 20°C

$$d_{\text{см}} = d_1 \cdot g_1 + d_2 \cdot g_2 + \dots + d_n \cdot g_n, \text{ кг/м}^3,$$

где d_1, d_2, \dots, d_n – плотности компонентов смесевых топлив, кг/м³;
 g_1, g_2, \dots, g_n – массовые доли компонентов смесевых топлив.

Особое внимание следует обратить на количество кислорода в альтернативном топливе, поскольку его избыток может вызвать проявление его коррозионной агрессивности.

3. Заключение:

В качестве добавок к дизельному топливу и бензину рассмотрено применение спиртов и эфиров. Применение этих добавок позволяет эксплуатацию двигателей без внесения изменений в конструкцию. Предложены формулы, по которым можно определить основные показатели смесевых топлив.

Литература:

1. Gorbunov V.V., Shkalikova V.P. Ispol'zovanie prirodnoy gaza dlya proizvodstva zhidkogo motornogo topliva dlya dizeley // Nauchno-tehnicheskiy sbornik «Prirodnay gaz v kachestve motornogo topliva: RAO «Gazprom».- M.: «Gazprom», 1997, №2, s.7-17.
2. Gazaryan G.T., Patrahalytsev N.N., Shkalikova V.P. i dr. Vozmozhnosti rasshireniya resursov dizel'nykh topliv primeneniem legkiy sinteticheskikh uglevodorodov v kachestve dobavki //Dvigatellestroenie.- 1986, №12, s.26-29.
3. Azev V.S., Patrahalytsev N.N., Shkalikova V.P. i dr. Osobennosti primeneniya v avtotraktornom dizele utyazhelennaykh topliv s dobavkoy legkiy sinteticheskikh parafinovaykh uglevodorodov //Dvigatellestroenie, 1990, №6, s.24, 33-36.

Изучение влияния использования систем комфорта на тяговые свойства автомобиля дорожным методом

Study of the influence of the use of comfort systems on the traction properties of a car by the road method

Bilohurov Yevhen

Abstract. The discrepancy between the theoretical and experimental values of the forces of resistance to movement of the car at different speeds is caused by the use of comfort systems during the experiment. According to the results of road tests, the average value of traction force losses when using comfort systems is obtained. This value can be used as a correction of the obtained values or laid down immediately in the calculations.

Key words: coast-down, deceleration, drag, experiment, empirical formulas, correction calculation, comfort systems.

1. Введение:

Снижение сопротивлений движению автомобилей – постоянная задача ученых и конструкторов автомобильной отрасли. По мере совершенствования двигателей и уменьшения потерь в них весомость внешних сопротивлений возрастает. Поэтому важно правильно представлять себе природу этих сил и уметь их рассчитывать. Сегодня автомобильная промышленность и транспорт уделяют все большее внимание снижению вредных выбросов в атмосферу, в частности, выброса тепла и парниковых газов. Это требует уменьшения расхода топлива, особенно углеводородного. Основные пути научно-технического поиска в этом направлении – совершенствование автомобильных двигателей и уменьшение сопротивлений движению автомобиля. Решением этих задач занимаются разработчики автомобилей, двигателей, шин. Одна из составляющих прогресса в этой области – развитие теории автомобиля и двигателя.

Работники транспорта должны обеспечивать поддержание на должном уровне технического состояния подвижного состава, своевременное выявление и устранение возникающих дефектов. Это достигается регулярным использованием диагностики и прогнозирования. Современный автомобиль оснащен средствами диагностики. Однако, к сожалению, в Украине доля современных автомобилей невелика. Автопарк страны неуклонно стареет. Сегодня средний возраст легкового автомобиля составляет 18,5 года [1]. Марочный состав на конец 2017 г.: ВАЗ – 17%, ЗАЗ – 15%, Москвич – 6% (в сумме 38%).

В силу сказанного использование методов внешнего диагностирования остается весьма актуальным. Но этого не отражают тенденции развития предприятий автосервиса. Поэтому жизнь заставляет развивать упрощенные методы проверки технического состояния автомобиля, доступные самому пользователю и не требующие специального оборудования и особых знаний либо навыков. В отношении тягово-скоростных свойств автомобиля таким методом является измерение времени разгона и выбега [2].

Процесс диагностирования включает в себя измерение диагностического параметра и сравнение его с нормативом (контрольным, эталонным значением). Зачастую нормативы устанавливаются путем теоретического расчета. И необходимо учитывать множество факторов при проведении теоретических расчетов, в частности влияние систем комфорта.

В связи с этим, на сегодняшний день актуальным является создание доступного метода контроля функционирования автомобиля на первичном уровне, т.е. метода общего диагностирования. Метода, который бы позволил определять тягово-скоростные свойства вне зависимости от типа применяемого топлива. Что дало бы возможность для более полного и быстрого изучения эффективности применения новых альтернативных видов топлива, как в научных целях, так и для обычных владельцев автомобилей.

2. Изложение:

Анализ показал, что, если исходить из главного критерия, а именно доступности методики проверки тягово-скоростных свойств автомобиля на дороге, то пригодные контрольные показатели таковы (в порядке снижения доступности):

- скорость, измеренная спидометром;
- время разгона;
- скорость, измеренная спутниковым навигатором;
- путь разгона.

Из всех рассмотренных методов можно выбрать второй – проверку тягово-скоростных свойств автомобиля по времени разгона. Именно этот метод для водителя будет самым доступным, понятным и дешёвым.

Диагностике автомобиля по тягово-скоростным свойствам посвящены многие работы [3,4]. В основу всех этих методик положено уравнение тяговой динамики [5]. Но существующие методы определения составляющих данного уравнения имеют много допущений и неточностей, что приводит к большой погрешности в определении диагностического параметра. Кроме того, полученные методики или требуют дополнительного дорогостоящего оборудования, или очень сложны и трудоёмки, что делает их труднодоступными для водителя.

Само уравнение тяговой динамики в классическом виде выглядит так

$$P_T - P_w - P_\psi - P_j = 0; \quad (1)$$

где P_T – тяговая сила на ведущих колёсах автомобиля Н;

P_j – преодолеваемая сила инерции автомобиля, Н;

P_ψ – сила суммарных дорожных сопротивлений, Н;

P_w – сила сопротивления воздуха, Н.

Проведённый анализ отечественных и зарубежных публикаций по диагностике общего технического состояния автомобиля позволил определить актуальные и перспективные направления исследований и сформулировать их основные задачи.

Анализ составляющих уравнения тяговой динамики и его уточнение. Для решения практических задач, например, расчета маршрутных норм расхода топлива или нормативов времени разгона и выбега, которые можно применять в качестве диагностических параметров, нужно знать фактическое сопротивление движению. Обычно коэффициенты суммарного дорожного сопротивления ψ (на гладкой горизонтальной дороге ψ достаточно близок к коэффициенту сопротивления качению f) и аэродинамического сопротивления C_x находят по замедлениям свободного выбега j_1 и j_2 в двух диапазонах скоростей со средними скоростями v_1 и v_2 . Уравнения баланса сил для этих двух скоростей:

$$\begin{cases} m \cdot g \cdot \psi_1 + kF \cdot v_1^2 = m \cdot j_1; \\ m \cdot g \cdot \psi_2 + kF \cdot v_2^2 = m \cdot j_2, \end{cases} \quad (2)$$

При допущении, что $\psi_1 = \psi_2$, после преобразований получено

$$C_x = \frac{6m \cdot (j_1 - j_2)}{F \cdot (v_1^2 - v_2^2)}; \quad \psi = \frac{28,3 \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2) \cdot 10^3}. \quad (3)$$

Метод рекомендован для скоростей до 100 км/ч – при допущении, что в этих пределах сопротивление качению неизменно. Но фактически даже при таких скоростях оно меняется вполне заметно (рис. 1), у массовых шин категорий S и T (для скоростей до 180 и 190 км/ч) – на 9...14%, у скоростных шин категорий H, V – на 9...12%, и даже у

самых современных экономических шин типа ЕСО – на 5...7%.. Поэтому важно избавиться от этого метода от указанного допущения и сделать пригодным для реального диапазона скоростей.

Ожидаемое изменение f (и ψ) при переходе от меньшей скорости v_2 к большей v_1 можно охарактеризовать коэффициентом K_V [9]:

$$K_V = \frac{A \cdot v_1^2 - B \cdot v_1 + C}{A \cdot v_2^2 - B \cdot v_2 + C}; \quad \psi_1 = \psi_2 \cdot K_V. \quad (4)$$

Предложено измерять замедление выбега на любых нужных скоростях, а при обработке результатов учитывать влияние скорости на f . Чтобы оценить это влияние, выполнялось аппроксимирование показанных на рис. 1 зависимостей и получено выражение для верхней и нижней границ, и для средней поля значений f (табл. 1).

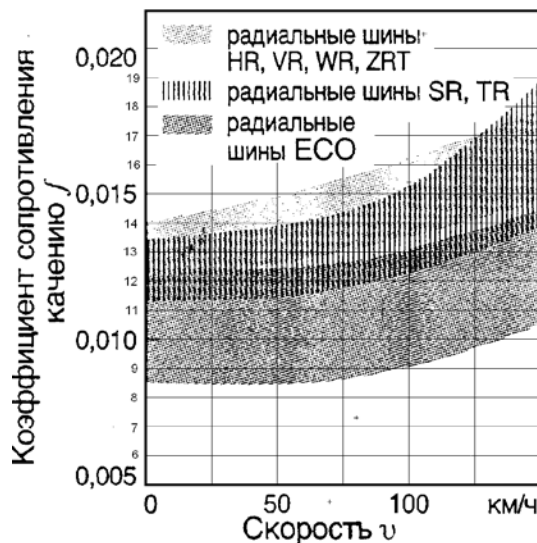


Рис. 1. Зависимость сопротивления качению легковых радиальных шин от скорости

Таблица 1. Аппроксимирующие выражения для зависимостей коэффициента сопротивления качению f от скорости

Шины HR – ZRT	верхняя граница поля	$0,6762 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 + 1,5214 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,014010$
	средняя линия поля	$0,9619 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 + 0,6057 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,013261$
	нижняя граница поля	$1,2476 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,3071 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,012510$
Шины SR, TR	верхняя граница поля	$3,1124 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 1,2543 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,013601$
	средняя линия поля	$2,2571 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,8471 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,012467$
	нижняя граница поля	$1,4019 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,4400 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,011334$
Шины ЕСО	верхняя граница поля	$1,3562 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,7543 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,012484$
	средняя линия поля	$1,4552 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 0,9029 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,010526$
	нижняя граница поля	$1,5543 \cdot 10^{-7} \cdot v^2 - 1,0514 \cdot 10^{-5} \cdot v + 0,008569$

Основная цель исследования – определить влияние систем комфорта на тягово-скоростные свойства автомобиля.

Для достижения данной цели были поставлены следующие задачи:

- проверить возможность применения методики определения тягово-скоростных свойств автомобиля дорожным методом по времени разгона для автомобиля, работающего с включёнными системами комфорта;
- определить степень влияния различных систем комфорта на динамические показатели автомобиля.

Проведение основного эксперимента начиналось с разгона. Автомобиль разгоняли, постепенно выходя на выбранную передачу (прямую или близкую к ней). При скорости 50

км/ч увеличивали подачу топлива до максимума – нажималась педаль акселератора до упора.

Эксперимент проводился сериями заездов, по пять в одну и обратную сторону для каждого состояния автомобиля, для исключения возможного влияния неровностей дороги на полученные значения времени разгона.

Время разгона фиксировалось с помощью видеосъёмки показаний спидометра (рис.2). Далее полученное видео обрабатывалось с помощью программы Virtual Dub. Посредством покадрового просмотра видеозаписи заезда.

Для проведения эксперимента был выбран горизонтальный участок дороги г. Харькова, по улице Пушкинской (рис.3) протяжённостью 1,1 км. Данной протяжённости было достаточно для проведения эксперимента. На данном участке дороги низкая интенсивность движения, что позволило провести эксперимент в условиях безопасности дорожного движения.



Рис. 2. Закреплённое устройство видеofиксации на рулевом колесе

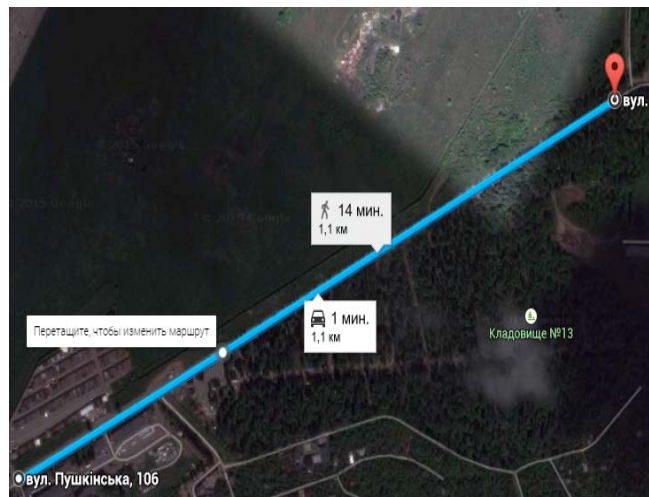


Рис. 3. Экспериментальный участок дороги

Поскольку спидометры показывают скорость выше истинной, разгон продолжали до скорости, немного превышающей намеченную. Так, если была намечена скорость 120 км/ч, разгоняли автомобиль до 130. Регистрировались параметры процесса разгона. Потом проводились выбеги. Достигалась указанная скорость, более высокая, чем намеченная (например, 130 км/ч вместо 120 или 55 км/ч вместо 50), выжимали педаль сцепления, только после этого убирали ногу с педали акселератора, переводили рычаг коробки передач в нейтральное положение и пускали машину накатом до полной остановки. Педаль сцепления не отпускали, чтобы исключить потери на перемешивание масла в трансмиссии.

По полученным данным был построен график разгона автомобиля (рис.4)

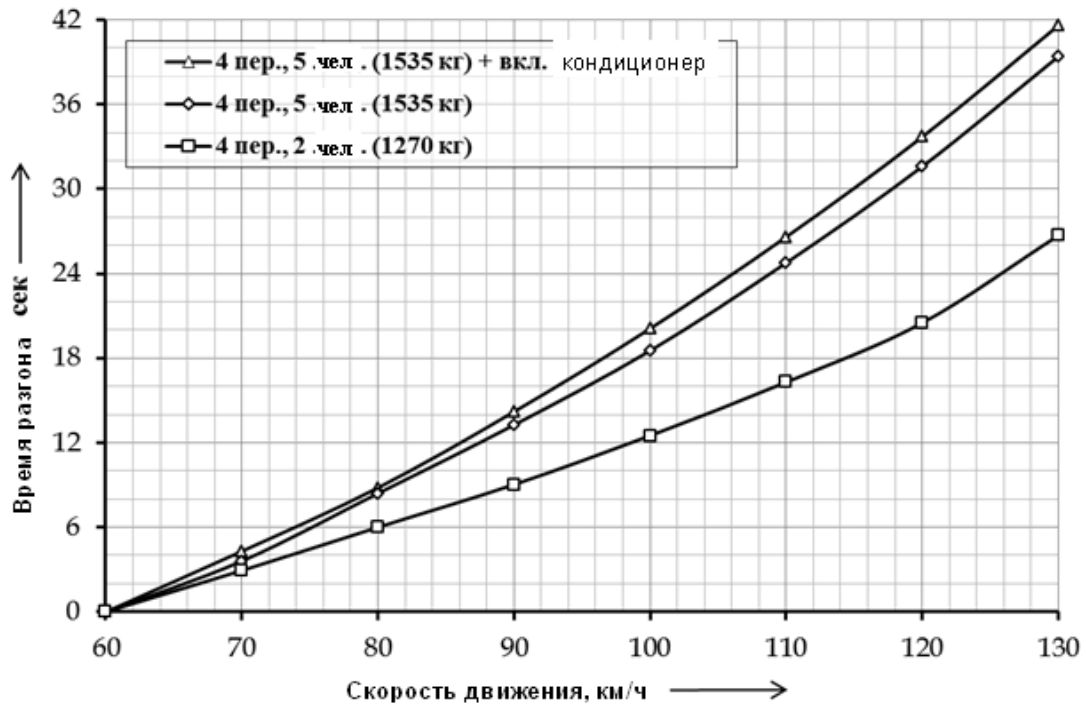


Рис. 4. График разгона автомобиля на 4й передаче

3. Заключение:

Как видно из графика, разница между полученными данными разгона (при равных условиях) колоссальная. Разница данных времени разгона составила: при массе автомобиля 1270 кг и при 1535 кг - 25,4% соответственно. Также, с целью изучения влияния кондиционера на эксплуатационные показатели рассчитали, что с включенным кондиционером автомобиль разогнался на 5,3% дольше, чем в эксперименте без него. Таким образом, в результате уравнивания результатов пришли к выводу, что автомобиль оборудованный кондиционером за счёт увеличения массы самого автомобиля будет иметь более низкие показателя тягового усилия, а включение самого кондиционера дополнительно снизит данный показатель на 5,3 % или же приведёт к большому расходу соответственно.

Литература:

- 1 Rabinovich E.H. Raschet koefficientov soprotivlenii dvizheniyu avtomobilya po puti vibega / [Rabinovich E.H._ Volkov V.P._ Belogurov E.A.] / Vestnik HNADU. — 2009. — Vip. 44. — S.30–34.
- 2 Soprotivleniya dvizheniyu legkovogo avtomobilya / [Rabinovich E.H._ Volkov V.P._ Belogurov E.A._ Svetlichnii D.V.] // Sb. «Transport_ ekologiya – ustoichivo razvitie». XVI nauchno_tehnicheskaya konferenciya s mejdunarodno uchastie. EKOVARNA '2010. Tehnicheskii universitet – Varna. Kafedra «Transportna tehnika i tehnologii». S.529_535. 20_22 Mai 2010.
- 3 Rabinovich E.H. Izmerenie tyagovo_skorostnih pokazatelei avtomobilya po vremeni razgona na raznih peredachah. / [E.H. Rabinovich_ V.P. Volkov_ Yu.V. Zibcev] / Ukraïnskii metrologichnii jurnal. – 2012. – №4. – S.47_52.
- 4 Metodika rascheta tyagovo_skorostnih svoistv i toplivnoi ekonomichnosti avtomobilya na stadii proektirovaniya / [D.E. Vohminov_ V.V. Konovalov_ V.V.Moskovkin_ V.V.Selifonov_ V.V.Serebryakov] – M._ MAMI_ 2000. С. 43
- 5 Petrushov V.A._ Moskovkin V.V._ Evgrafov A.N. Moschnostnoi balans avtomobilya / V.A. Petrushov_ V.V. Moskovkin_ A.N. Evgrafov – M._ Mashinostroenie_ 1984. – 160 s._ il

За контакти: PhD. Eng., associate Professor Bilohurov Yevhen, Kharkov National Automobile and Highway University. Department “of Technical Operation and Service Cars”, Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua, tel. +38057- 707-37-33.

МЕТОДИ ИЗЧИСЛЯВАНЕ ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ЧАСОВИЯ РАЗХОД ГОРИВО ЗА ПРЕВОЗНИ СРЕДСТВА

CALCULATION METHODS FOR DETERMINING OF FUEL CONSUMPTION PER HOUR BY TRANSPORT VEHICLES

Krivoshapov Sergey¹

Abstract. The shortcomings of the current rationing method for fuel consumption in the rolling stock of road transport in Ukraine are considered. It is noted that the rate of fuel consumption during warm-up and forced downtime of a car with the engine turned on, the work of specialized and autonomous equipment in the Ukrainian legislation is determined not correctly and accurately. The paper proposes a mathematical model by which it is possible to calculate the hourly fuel consumption for an internal combustion engine operating at idle mode or with a constant load. Simplification of the technique consisted in the calculation of the coefficients of filling the engine cylinders and the excess air through the approximation by polynomials of the first and second degree. In the above mathematical model, the pressure and temperature changes in the engine cylinders were not investigated. It is established that when the engine is running without load, the hourly fuel consumption increases in proportion to the rotational speed of the crankshaft and the engine displacement. Examples of calculating the standard fuel consumption at idle mode with the engine off without a load are given for a Skoda Octavia 1.6 MPI with a gasoline engine and a Skoda Octavia 2.0 TDI with a diesel engine. Graphic dependencies of the hourly fuel consumption change on the crankshaft rotation speed for the petrol and diesel Skoda Octavia were obtained. The calculation results obtained by the mathematical model were compared with the standards for the current method. The necessity of improving the legislation of our country in accounting for the consumption of material resources is shown. It is proposed to use deterministic methods for determining fuel consumption in road transport.

Keywords: fuel economy, consumption of fuel, efficiency, standardization, specialized mobile machines, vehicles.

1. Въведение:

Топливната економичност – это один из показателей качества транспортных машин. Расход топлива составляет значительную часть эксплуатационных затрат на работу автомобиля. В структуре себестоимости транспортной операции на потребление горюче-смазочных материалов приходится 40-50 % от всех затрат [1].

Во всех странах выходцев из Советского Союза расход топлива на автомобильном транспорте контролируется на законодательном уровне. На Украине – это приказ Минтранса № 43 от 1998 года [2], который закрепляет за каждым автомобилем нормативное значение базовой нормы расхода, оговаривает условия дополнительного потребления топлива и вводит корректирующие коэффициенты для изменения расхода в зависимости от условий эксплуатации. Подобные принципы заложены в нормативах: России [3], Белоруссии [4], Молдовы [5], Казахстана [6] и т.д.

Недостаток существующей методики – это ограниченное количество марок автомобиля, для которых установлена базовая норма расхода топлива, и отсутствие механизма для самостоятельного расширения номенклатуры норматива для нового подвижного состава.

Разрешить данную проблему можно за счет создания математической модели, связывающей расход топлива с техническими данными автомобиля с учетом условий его эксплуатации.

Целью данной работы является разработка математической модели расчета часового расхода топлива при работе двигателя без нагрузки и с фиксированной постоянной нагрузкой на ДВС.

2. Изложение:

Нормирование расхода топлива по методике [2] определяется через путевой расход в л/100 км.

Часовой расход используется при работе двигателя автомобиля без движения в следующих случаях:

1) при вынужденных простоях автомобиля в процессе погрузки и выгрузки грузов или пассажиров, производственной необходимостью и простоя в пробках в час-пик;

- 2) при запуске и прогреве газобаллонных автомобилей;
- 3) при работе специализированного оборудования при неподвижном транспортном средстве;
- 4) работа автономных двигателей, используемых для привода специализированного оборудования во время движения и остановки транспортного средства.

Для транспортных машин часовой расход определяется через базовую норму расхода топлива [2]. Так час вынужденного простоя приравнивается к 5 км пробега автомобиля. Норма на запуск газобаллонного автомобиля составляет 0.5...5.0 % от нормы расхода жидкого топлива базового автомобиля за день работы в зависимости от температуры воздуха.

Для специализированного подвижного и автономных двигателей часовая норма должна быть численно представлена в нормативе [2] для конкретного транспортного средства и оборудования.

С другой стороны часовой расход топлива можно определить аналитически через скоростные и нагрузочные характеристики двигателя, используя зависимости из теории двигателей [7].

Часовой расход определяет потребление топлива в килограммах или в литрах за час работы энергетической установки. Для транспортных машин более распространено производить учет горюче-смазочных материалов в литрах, а для автономных двигателей и строительных машин – в кг/ч.

Часовой расход топлива в л/ч:

$$G_t = \frac{q_e \cdot N_e}{1000 \cdot \rho_t}, \quad (1)$$

где q_e - удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч);

N_e - эффективная мощность, кВт;

ρ_t - плотность топлива, г/см³(кг/л).

Эффективный удельный расход топлива

$$q_e = \frac{3600 \cdot 10^3}{\eta_e \cdot H_n}, \quad (2)$$

где η_e - эффективный КПД двигателя;

H_n - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Эффективный КПД двигателя

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (3)$$

где η_i - индикаторный КПД двигателя;

η_m - механический КПД двигателя.

Индикаторный КПД двигателя

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot L_0 \cdot R \cdot T}{H_n \cdot \eta_v \cdot P} \cdot \alpha, \quad (5)$$

где P_i - среднее индикаторное давление, кПа;

L_0 - стехиометрическое количество топливно-воздушной смеси, кмоль/кг;

R - универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);

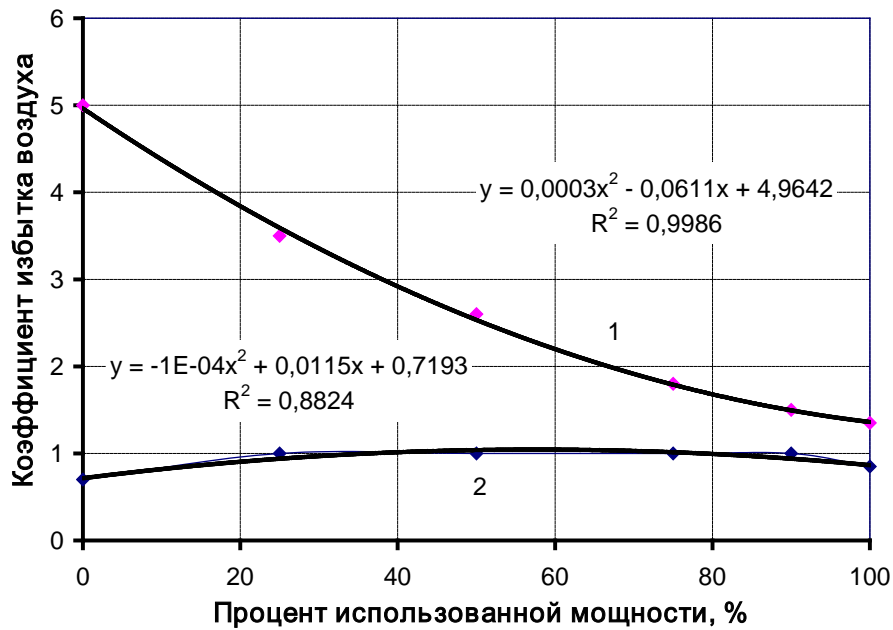
T - температура воздуха, К;

η_v - коэффициент наполнения цилиндров двигателя;

P - давление воздуха, кПа;

α - коэффициент избытка воздуха.

Коэффициент избытка воздуха зависит от нагрузки на двигатель. На рис. 1 представлена графическая зависимость коэффициента избытка топлива от процента использованной мощности [8].



Фиг. 1. Изменение коэффициента избытка воздуха от процента использования мощности:

1- дизельный ДВС, 2 – бензиновый ДВС

Приблизительно эту взаимосвязь можно аппроксимировать полиномом второй степени вида:

$$\alpha = A_{\alpha} \cdot N_1^2 + B_{\alpha} \cdot N_1 + C_{\alpha}, \quad (6)$$

где N_1 - процент использования мощности, %;

A_{α} , B_{α} , C_{α} - эмпирические коэффициенты, зависят от типа двигателя.

Значения этих коэффициентов можно принять:

- для дизельного ДВС:

$$A_{\alpha} = 3 \cdot 10^{-4}, B_{\alpha} = -0.06, C_{\alpha} = 5.0;$$

- для бензинового ДВС:

$$A_{\alpha} = -1 \cdot 10^{-4}, B_{\alpha} = 0.012, C_{\alpha} = 0.85.$$

Коэффициент наполнения цилиндров двигателя также зависит от нагрузки. На рис. 2 изображена эта зависимость [8].

Результат аппроксимации линейной функции вида:

$$\eta_v = B_{\eta} \cdot N_1 + C_{\eta},$$

где A_{η} , B_{η} - эмпирические коэффициенты, зависят от типа двигателя.

Значения этих коэффициентов можно принять:

- для дизельного: $A_{\eta} = 9 \cdot 10^{-4}$, $B_{\eta} = 1.0$;

- для бензинового: $A_{\eta} = 7 \cdot 10^{-3}$, $B_{\eta} = 0.17$.

Процент использования мощности

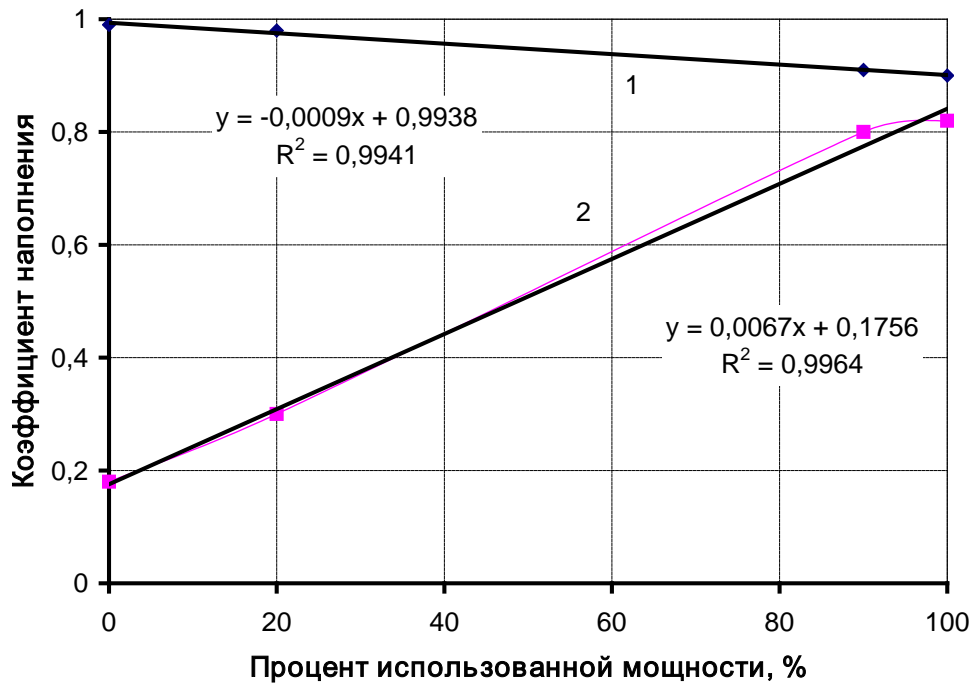
$$N_1 = \frac{N_e \cdot 100}{N_{e \max}}, \quad (7)$$

где $N_{e \max}$ - максимальная эффективная мощность двигателя, кВт.

Среднее индикаторное давление

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_m}, \quad (8)$$

где P_e - среднее эффективное давление, кПа;



Фиг. 2. Изменение коэффициента наполнения от процента использования мощности:
1- дизельный ДВС, 2 – бензиновый ДВС

Механический КПД

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_m}, \quad (9)$$

где P_m - давление механических потерь, кПа;

Среднее эффективное давление

$$P_e = \frac{N_e \cdot 30 \cdot \tau \cdot 10^3}{V_h \cdot n}, \quad (10)$$

где τ - тактность двигателя;

V_h - рабочий объем двигателя (всех цилиндров), л;

n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Среднее давление механических потерь

$$P_m = a_m + b_m \cdot W_n$$

где W_n - средняя скорость поршня, м/с; a_m , b_m - коэффициенты механических потерь в двигателе.

Средняя скорость поршня

$$W_n = \frac{30 \cdot S_n}{n}, \quad (11)$$

где S_n - высота цилиндра (расстояние от ВМТ до НМТ), м.

После подстановки получаем выражение для определения часового расхода топлива в л/ч:

$$G_t = \frac{0,12 \cdot P \cdot V_h \cdot n}{L_0 \cdot R \cdot T \cdot \tau \cdot \rho_t} \cdot \frac{B_\eta + \frac{10^2 \cdot A_\eta \cdot N_e}{N_{e \max}}}{C_\alpha + \frac{10^2 \cdot B_\alpha \cdot N_e}{N_{e \max}} + \frac{10^4 \cdot A_\alpha \cdot N_e^2}{N_{e \max}^2}}. \quad (12)$$

Если из уравнения исключить эффективную мощность, т.е. $N_e = 0$, то уравнения (12) будет

$$G_t = \frac{0.12 \cdot P \cdot V_h \cdot n \cdot B_\eta}{L_0 \cdot R \cdot T \cdot \tau \cdot C_\alpha \cdot \rho_t} \quad (13)$$

Уравнение (13) можно использовать для расчета расхода топлива при работе двигателя без нагрузки, а уравнения (12) для определения дополнительного расхода на привод вспомогательного оборудования.

В формуле (13) в качестве постоянных величин используется: $R = 8.31$ Дж/(моль·К) и $\tau = 4$.

Для автомобилей с бензиновым двигателем: $\rho_t = 0.76$ г/см³, $L_0 = 0.5119$ кмоль/кг, $B_\eta = 0.17$, $C_\alpha = 0.85$. Тогда формула (13) упростится:

$$G_t = 0.00185 \cdot V_h \cdot P / T \cdot n \quad (14)$$

Для дизельных автомобилей можно принять следующие значения показателей: $\rho_t = 0.84$ г/см³, $L_0 = 0.495$ кмоль/кг, $B_\eta = 1.0$, $C_\alpha = 5.0$. Тогда формула (13) примет вид

$$G_t = 0.00174 \cdot V_h \cdot P / T \cdot n \quad (15)$$

Температура и давление воздуха в процессе впуска и сжатия в цилиндрах двигателя повышается. Примем допущение, что их изменение пропорциональны. Тогда под P и T принимаем параметры атмосферного воздуха. При нормальных условиях: $P = 101.325$ кПа и $T = 293$ К. Тогда $P/T = 0.346$.

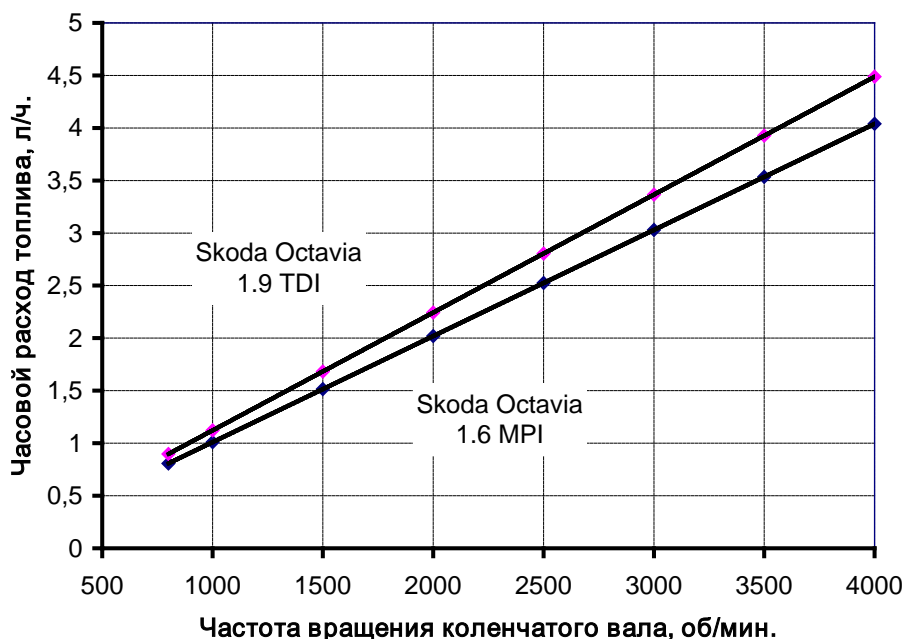
Произведем расчет часового расхода топлива на примере автомобиля Skoda Octavia 1.6 MPI с бензиновым ДВС. Для этого автомобиля примем следующие исходные данные: $n_{\min} = 800$ мин⁻¹. и $V_h = 1.6$ л. Тогда часовой расход топлива на холостом режиме составит:

$$G_t = 0.00185 \cdot 1.6 \cdot 0.346 \cdot 800 = 0.808 \text{ л/ч.}$$

Произведем расчет часового расхода топлива дизельного автомобиля Skoda Octavia 1.9 TDI при следующие исходные данные: $V_h = 1.9$ л и $n_{\min} = 600$ мин⁻¹. Тогда часовой расход топлива на холостом режиме составит:

$$G_t = 0.00175 \cdot 2.0 \cdot 0.346 \cdot 600 = 0.673 \text{ л/ч.}$$

Расход дизельного автомобиля на холостом режиме меньше бензинового за счет более низких оборотов коленчатого вала и более экономичного двигателя.



Фиг. 3. Изменение часового расхода топлива для легкового автомобиля с дизельным и бензиновым двигателем

На рис. 3 приведен график изменения часового расхода топлива для автомобилей Skoda Octavia 1.6 MPI и 1.9 TDI. С увеличением оборотов двигателя расход топлива увеличивается пропорционально.

Рассчитаем нормативный расход топлива для автомобилей Skoda Octavia по методике нормирования расхода топлива [2]. Для автомобиля Skoda Octavia с двигателем AVU рабочим объемом 1.6 л и мощностью 75 кВт установлена базовая норма расхода бензина - 7.5 л/100 км. Тогда на 5 км пути автомобиль будет расходовать: $7.5 \cdot 5 / 100 = 0.375$ л. Следовательно по методике [2] часовой расход топлива Skoda Octavia составит 0,375 л/ч. Автомобиль Skoda Octavia с дизельным двигателем AGR рабочим объемом 1.9 л и мощностью 66 кВт, для которого установлена базовая норма расхода бензина - 5.2 л/100 км, по методике [2] часовой расход топлива составит $5.2 \cdot 5 / 100 = 0.26$ л/ч. Полученные по методике [2] часовой расход топлива значительно ниже расчетных значений, полученных по формуле (13). Экспериментальные исследования показали расход топлива на холостом режиме для Skoda Octavia 1.6 MPI - 0.7...0.8 л/ч, а для Skoda Octavia 1.9 TDI - 0.6...0.7 л/ч. Эти данные соответствует нашим расчетам.

3. Заключение:

Действующая на Украине система нормирования расхода топлива не совершенна. Путем моделирования процессов функционирования системы с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации можно расчетным путем определять нормативные значения расхода топлива конкретного автомобиля по его технико-эксплуатационным характеристикам.

Литература:

1. Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N. (1998) Sistemotehnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta). Har'kova, RIO HGADTU. 0-474.
2. Pro zatverdzhennja zmin do Norm vitrat paliva i mastil'nih materialiv na avtomobil'nomu transporti. Nakaz Minis-terstvo Infrastrukturi Ukraïni № 36 vid 24.01.2012. *Verhovna Rada Ukraïni. Zakonodavstvo Ukraïni*. URI: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0036733-12#n2>.
3. Rasporjazhenie Mintransa Rossii ot 14.03.2008 g. № AM-23-r. *Glavbuh. Bumazhnyj i jelektronnyj zhurnal, soob-shhestvo, spravochnaja sistema i onlajn-servisy*. URI: <http://www.glavbukh.ru/doc/2126>.
4. Ob ustanovlenii norm rashoda topliva v oblas-ti transportnoj dejatel'nosti i priznanii utrativ-shimi siliv nekotoryh normativnyh pravovyh aktov Ministerstva transporta i kommunikacij Respubliki Belarus'. Postanovlenie Mini-sterstva transporta i kommunikacii Respubliki Be-larus', 6 janvarja 2012 g. № 3. *Nacional'nyj pravovoj Internet-portal Respubliki Belarus'*, 31.07.2012, 8/26157. URI: <http://www.pravo.by/main.aspx?guid=3871&p0=W21226157&p1=1>.
5. Prikaz ob utverzhdenii Norm rashoda topliva i smazochnyh materialov na avtomobil'nom trans-porte N 172 ot 09.12.2005. *Contabil Set*. URI: <http://www.contabilsef.md/libview.php?l=ru&idc=241&id=1347>.
6. Normy rashodov gorjuče-smazochnyh materia-lov i rashodov na sodержanie avtotransporta. *Plast*. URI: <http://plast.com.kz/support/zakon/gsm.php>.
7. Borisov G.V. Leliovskij K.Ja., Pachurin G.V. (2015) K voprosu o normirovanii rasho-da zhidkih topliv na avtomobil'nom transporte. *Fundamental'nye issledovanija*. № 3. 28-35.
8. Krivoschapov S.I. (1999) Razrabotka metodiki i algo-ritma obshhego diagnostirovanija avtomobilej po izmeneniju koeficienta poleznogo dejstvija. *Dis... kand. tehn. nauk: 05.22.10*. Har'kov, HGADTU, 0-225.

За контакти: Ass Prof. PhD. Krivoschapov Sergey Ivanovich, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.", Yroslava Mudrogo str. 25, Kharkov, Ukraine, +380(057)7073768, keat@lhadi.kharkov.ua:

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ МАСС ТРАНСМИССИИ И КОЛЁС АВТОМОБИЛЯ НА РОЛИКОВОМ СТЕНДЕ

Игорь Мармут, Эрнест Рабинович

METHOD FOR DETERMINING THE INERTIA MASSES OF THE TRANSMISSION AND THE WHEEL OF THE CAR ON THE ROLLER STAND

Igor Marmut¹, Ernest Rabinovich²

Abstract. To determine the reduced mass of the transmission, two acceleration modes of the car on the stand are used: – acceleration from the drive of the stand, while two wheels of the car rotate; – acceleration from the drive of the stand, in which one wheel of the car rotates. The analysis of these modes is carried out and equations are compiled to determine the reduced mass of the transmission. The analysis of changes in the moment of inertia of the wheel and the rotating parts of the car, as well as a change in the radius of the wheel.

Keywords: Brake system, roller stand, reduced mass, wheel radius, diagnostics.

1. Введение:

Для диагностирования тормозных качеств автомобилей наиболее приспособлены роликовые стенды инерционного типов. Как показывают многие исследования, именно они дают наиболее достоверную информацию о техническом состоянии автомобиля. Это касается, прежде всего, параметров, определяющих точность моделирования на стенде реальных скоростных и тепловых режимов [1, 2]. Точность диагностирования тормозной системы автомобиля на стенде инерционного типа зависит от многих факторов. Одними из определяющих являются значения приведенных масс вращающихся элементов в системе «автомобиль-стенд»: ролики, колеса и детали трансмиссии автомобиля.

Основным конструктивным параметром инерционного роликового стенда является диаметр ролика [3], от которого зависит значение приведенной инерционной массы – основного функционального параметра стенда [4]. Также немаловажным показателем инерционного роликового стенда является его металлоемкость. Металлоемкость инерционного стенда в большой степени определяется следующими параметрами: величиной приведенной массы стенда (моментом инерции) [5]; диаметром роликов; типом нагрузочно-приводного устройства (НПУ) [6, 7].

В приведенную массу системы входит величина m_k – приведенная масса колес и связанных с ними вращающихся частей автомобиля. Когда речь идет о проверке ведомых колес, под вращающимися частями автомобиля понимаются детали тормозных механизмов колес. Анализ износа этих деталей приведен в [8].

При проверке ведущих колес под вращающимися частями понимается, кроме деталей тормозных механизмов, вращающиеся детали трансмиссии. Незнание этой величины также вносит погрешность в вычисление тормозной силы [9, 10].

Приведенную массу трансмиссии можно определить, измеряя моменты инерции отдельных ее частей и приводя их к рассматриваемой оси. Но это трудоемкий процесс и занимает много времени. При этом приведенная масса трансмиссии также величина непостоянная: происходит износ деталей, хоть и небольшой, но на больших радиусах, что сказывается на интересующем нас значении. Поэтому необходимо иметь методы, позволяющие определять приведенную массу трансмиссии конкретного автомобиля в любой период его эксплуатации, то есть независимо от степени износа деталей. Один из таких методов изложен ниже.

2. Изложение:

Приведенная масса трансмиссии.

Для определения приведенной массы трансмиссии используем два режима разгона автомобиля на стенде (см. рисунок 1).

Режим 1. Разгон от привода стенда, при этом вращаются два колеса автомобиля. Силовой баланс в этом случае описывается следующей формулой

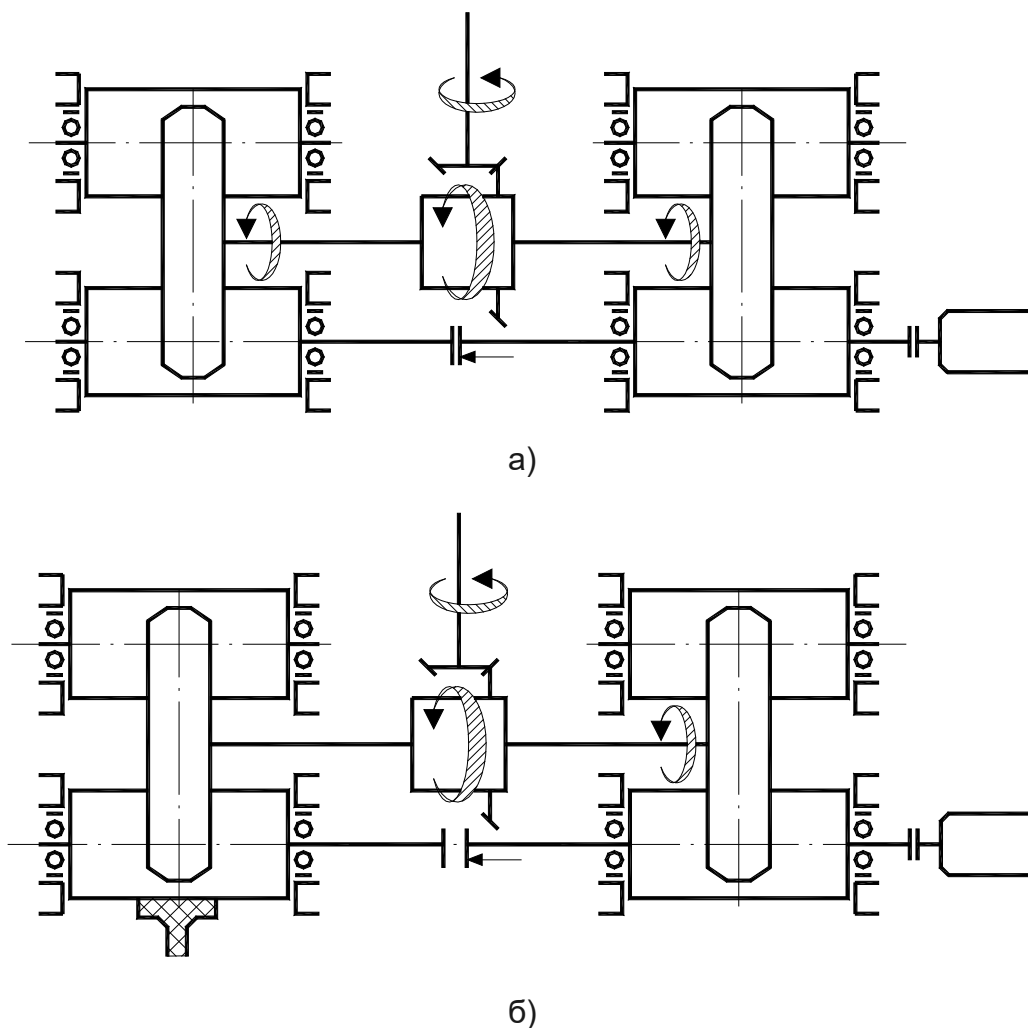
$$F_{CT1} = F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K + a_1 \cdot (m_{CT} + 2 \cdot m_K + m_T), \quad (1)$$

где F_{CT1} – сила, создаваемая НПУ стэнда в режиме 1; F_{TPCT} – сила трения в механизмах стэнда, Н; F_{TPK} – сила трения в колесе, Н; F_K – сила сопротивления качению колеса, Н; a_1 – линейное ускорение в режиме 1, м/с²; m_{CT} – приведенная масса стэнда, кг; m_K – приведенная масса колеса, кг; m_T – приведенная масса трансмиссии в режиме 1, кг.

Режим 2. Разгон от привода стэнда. При этом вращается одно колесо автомобиля. Силовой баланс в этом случае описывается следующей формулой

$$F_{CT2} = 0,5 \cdot (F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K) + a_2 \cdot (0,5 \cdot m_{CT} + m_K + m_T'), \quad (2)$$

где F_{CT2} – сила, создаваемая НПУ стэнда в режиме 2, Н; a_2 – линейное ускорение в режиме 2, м/с²; m_T' – приведенная масса трансмиссии в режиме 2, кг.



Фиг. 1. Определение приведенной массы трансмиссии: а – режим 1: разгон от привода стэнда, вращаются два колеса, б – режим 2: разгон от привода стэнда, вращается одно колесо

Найдем соотношение между m_T и m_T' . Для этого рассмотрим работу дифференциала и главной передачи автомобиля:

$$\frac{\omega_{K1} + \omega_{K2}}{2} = \omega_D, \quad (3)$$

где ω_{K1} , ω_{K2} – угловая скорость вращения соответственно первого и второго колеса, c^{-1} ; $\omega_{д}$ – угловая скорость вращения коробки дифференциала, c^{-1} .

$$\frac{\omega_{KB}}{\omega_{д}} = i_0, \quad (4)$$

где ω_{KB} – угловая скорость вращения карданного вала, c^{-1} ; i_0 – передаточное число главной передачи.

В режиме 1: $\omega_{K1} = \omega_{K2} = \omega_K$, значит $\omega_{KB} = \omega_K \cdot i_0$.

В режиме 2: $\omega_{K1} \neq 0; \omega_{K2} = 0$, значит $\omega_{KB} = \omega_K \cdot i_0 / 2$.

Для удобства приведем момент инерции трансмиссии к оси колеса по критерию равенства кинетических энергий:

$$\frac{I_{T_0} \cdot \omega_{KB}^2}{2} = \frac{I_{T_{np}} \cdot \omega_K^2}{2}, \quad (5)$$

где I_{T_0} – собственный момент инерции трансмиссии, $кг \cdot м^2$; $I_{T_{np}}$ – момент инерции трансмиссии, приведенный к оси колеса, $кг \cdot м^2$.

Приведенная масса трансмиссии – это отношение приведенного момента трансмиссии к радиусу колеса.

Режим 1:
$$m_T = \frac{I_{T_{np}} \cdot i_0^2}{R_K^2}, \quad (6)$$

Режим 2:
$$m_T' = \frac{I_{np} \cdot i_0^2}{4 \cdot R_K^2}. \quad (7)$$

Из этих формул видно, что приведенная масса трансмиссии во втором режиме в 4 раза меньше, чем в режиме 1.

Для дальнейших преобразований введем следующие обозначения:

$$\delta_K = \frac{2 \cdot m_K}{m_{CT}}, \quad (8)$$

$$\delta_T = \frac{m_T}{2 \cdot m_K}. \quad (9)$$

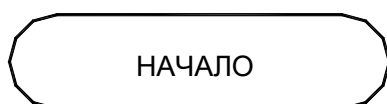
Уравнения (1) и (2) для режима 1 и 2 примут вид:

$$F_{CT1} = F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K + a_1 \cdot m_T \cdot (1/(\delta_K \cdot \delta_T) + 1/\delta_T + 1), \quad (10)$$

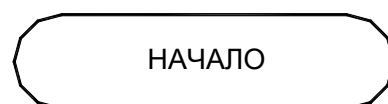
$$F_{CT2} = 0,5 \cdot (F_{TPCT} + F_{TPK} + F_K) + a_2 \cdot m_T \cdot (0,5/(\delta_K \cdot \delta_T) + 0,5/\delta_T + 1/4). \quad (11)$$

Далее возможны два варианта.

Вариант 1: $F_{CT} = const$, $a = var$. *Вариант 2:* $F_{CT} = var$, $a = const$. Алгоритмы определения m_T показаны на рисунке 2.



б)



Фиг. 2. Схема алгоритмов определения приведенной массы трансмиссии: а – вариант 1, б – вариант 2

Рассмотрим вариант 1. После преобразований приведенная масса трансмиссии будет вычисляться по формуле

$$m_T = \frac{F_{CT}}{a_2 \cdot (1 \pm \delta_K) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 0,5]} - a_1 \cdot (1 \pm \delta_a) \cdot [(\delta_K \cdot \delta_T)^{-1} + \delta_T^{-1} + 1]}, \quad (12)$$

где δ_a – относительная погрешность определения ускорений на стенде, %.

На стенде ПДС-Л ХНАДУ относительная ошибка определения ускорений $\delta_a = \pm 1$ %, что позволяет определить приведенную массу трансмиссии с точностью $\pm 1,283$ %.

Рассмотрим вариант 2. После преобразований приведенная масса трансмиссии будет вычисляться по формуле

$$m_T = \frac{2 \cdot F_{CT2} \cdot (1 \pm \delta_F) - F_{CT1} \cdot (1 \pm \delta_F)}{-0,5 \cdot a}, \quad (13)$$

где δ_F – относительная ошибка определения силы, развиваемой нагрузочно-приводным устройством стенда.

На стенде ПДС-Л ХНАДУ $\delta_F = \pm 3\%$, что дает большую ошибку в определении приведенной массы трансмиссии. Таким образом, используя первый вариант можно определить приведенную массу трансмиссии, что уменьшает ошибку вычисления тормозной силы.

Анализ вариации радиуса колеса.

Стандарт (ГОСТ 4754-97) допускает отклонение номинального радиуса колеса в пределах $\pm 1\%$. При изменении давления в шине радиус также незначительно варьируется. В статике измерить радиус колеса возможно, однако измерить динамический радиус колеса на роликах в движении значительно сложнее. Задача эта усложняется тем, что радиусы шины в контакте с передним и задним роликами могут быть разными и непостоянными – радиус заметно зависит от скорости и действующей на каждый контакт радиальной нагрузки, а последняя может быть разной в зависимости от передаваемого колесом крутящего момента.

Поскольку изменение радиальной нагрузки на контакт шины с роликами охватывает не весь возможный диапазон нагрузок (от 0 до N_{max}), а лишь его часть, можно пренебречь кривизной нагрузочной характеристики K . По крайней мере в нашей задаче, считать, что

$$R = R_0 - \lambda_{шр} \cdot N, \quad (14)$$

где $\lambda_{шр}$ – податливость шины на ролике данного диаметра, м/Н; N – усилие в контакте шины с роликом, Н.

Нагрузочные характеристики шин приведены на рисунках 3 и 4.

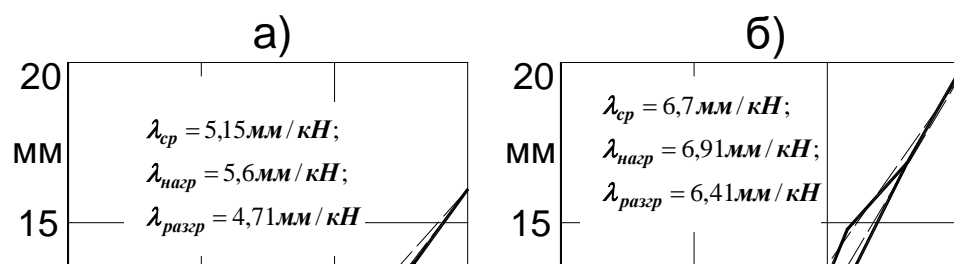
Из этих рисунков видно, что даже для двух шин средняя податливость отличается друг от друга на 30%, что можно объяснить разными начальными характеристиками покрышки.

Зависимость радиального усилия в контакте шины с роликами от тормозного момента описывается (для стенда симметричной схемы) следующими зависимостями [1]:

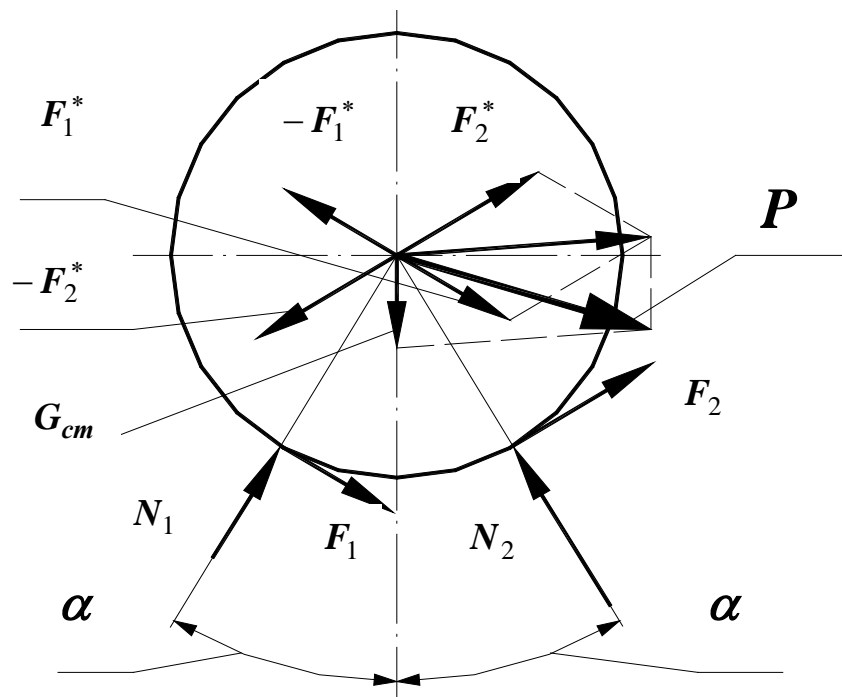
$$N_1 = \frac{G_{CT}}{2 \cos \alpha} - M_T \cdot \left[\frac{1 / \sin 2\alpha - \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - 0,5 K_{ac} \cdot (\operatorname{ctg} \alpha \mp R_{CT} / L)}{R_{CT} \cdot (1 + \delta_K)} \mp \frac{1}{2L \cdot \cos \alpha} \right]^*, \quad (15)$$

$$N_2 = \frac{G_{CT}}{2 \cos \alpha} + M_T \cdot \left[\frac{\operatorname{ctg} \alpha + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - 0,5 K_{ac} \cdot (\operatorname{ctg} \alpha \pm R_{CT} / L)}{R_{CT} \cdot (1 + \delta_K)} \pm \frac{1}{2L \cdot \cos \alpha} \right]^*, \quad (16)$$

где * – верхний знак относится к проверке передней оси.



Фиг. 3. Нагрузочные характеристики шин 7,35-14 на ролике диаметром 374 мм: а – шина № 1, б – шина № 2



Фиг. 4. Появление горизонтальной силы, смещающей ось проверяемых колес

На стенде несимметричной схемы в конце торможения значения N_1 и N_2 ближе друг к другу, чем на стенде симметричной схемы, поэтому и изменение радиуса будет меньше.

Тормозной момент, передаваемый колесом, можно рассчитать как момент, передаваемый этим колесом при движении по дороге:

$$M_{\text{ТП}} = 0,5 \cdot j \cdot M_a \cdot \beta \cdot R_K, \quad (17)$$

$$M_{\text{ТЗ}} = 0,5 \cdot j \cdot M_a \cdot (1 - \beta) \cdot R_K, \quad (18)$$

где j - замедление автомобиля, m/c^2 ; M_a - масса автомобиля, кг; β – коэффициент распределения тормозных сил; R_k - радиус колеса, м.

Поскольку радиус колеса в формулу для определения приведенной массы колеса входит в знаменателе, то наибольшую вариацию m_k будет давать наибольшее изменение R_k , что наблюдается при проверке передней оси в контакте шины с задним роликом.

Результаты расчета вариации радиуса колеса 7,35-14 представлены в таблице 1.

Таблица 1. Общая расчетная вариация радиуса колеса

		R_{CP} , мм								
		min			cp			max		
		$M_T=0$	M_{Tmin}	M_{Tmax}	$M_T=0$	M_{Tmin}	M_{Tmax}	$M_T=0$	M_{Tmin}	M_{Tmax}
λ , мм/кН	I_{min}	311,4	308,5	307	314,4	311,7	310,3	317,6	315	313,5
	I_{cp}	309,4	306,3	304,7	312,6	309,6	307,9	315,9	312,8	311,1
	I_{max}	307,6	304,2	302,3	310,9	307,5	305,6	314,1	310,7	308,8

Анализ вариации приведенной массы колеса.

Проанализировав изменение момента инерции колеса и вращающихся частей автомобиля, связанных с ним, а также изменение радиуса колеса, можно представить общую вариацию приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля (см. таблицу 2).

Таблица 2. Вариация приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля

		R_k , мм		
		R_{kmax}	R_{kcp}	R_{kmin}
I_k , кг·м ²	I_{min}	13,56	12,93	12,28
	I_{cp}	15,34	14,63	13,9
	I_{max}	17,12	16,33	15,51

3. Заключение:

Как видно из таблицы, среднее значение $m_k = 14,62 \pm 2,42$ кг, что больше $[\Delta m_k] = 14,62 \pm 1,55$ кг. Поэтому необходимо искать пути компенсации этой неопределенности. Здесь возможны два варианта.

Вариант 1. При каждом диагностировании измерять фактические значения m_{ki} методами, предложенными выше. На это потребуется время, как минимум 8 мин, что повлечет за собой уменьшение производительности поста диагностирования в 2 раза. В этом случае, для создания прежней производительности, необходим второй пост диагностики.

Вариант 2. Увеличить приведенную массу стенда таким образом, чтобы доля приведенной массы колеса и связанных с ним вращающихся частей автомобиля составляла небольшую часть и вносила погрешность не более допустимой.

Литература:

1. Rabinovich E. Kh. (1981). Issledovanie i sovershenstvovanie metodov i sredstv stendovoy proverki avtomobil'nykh tormozov [Research and perfection of methods and means of bench check of automobile brakes]. Candidate's thesis. Kharkov:KhADI [in Ukrainian], 229 p.

2. Govorushchenko N.YA., Volkov V.P., Rabinovich E.KH., Marmut I.A., & Zuyev V.A. (2009). Rolikovyie stendy dlya proverki tormoznykh i tyagovykh svoystv avtomobiley (teoriya, raschet i konstruirovaniye) [Roller stands for testing brake and traction properties of cars (theory, calculation and design)]. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian], 344 p.
3. Marmut I.A. (2018). Obosnovanie vybora diametra rolikov inerczionnogo tormoznogo stenda [Justification for the choice of the diameter of the rollers of the inertial brake stand]. Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv – Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes, 13, 241–247 [in Ukrainian].
4. Marmut I.A., Rabinovich E.KH., & Zuyev V.A. (2001). Obosnovanie vybora privedennoy inertsionnoy massyi stenda s begovyimi barabanami dlya peredvizhnykh diagnosticheskikh stantsiy [The rationale for the selection of the reduced inertial mass of the stand with running drums for mobile diagnostic stations]. Visnyk NPU «KhPI» – Bulletin of NPU "KPI", 14, 148–152 [in Ukrainian].
5. Gernet M.M., & Ratobyilskiy V.F. (1979). Opredelenie momentov inertsii [Determination of moments of inertia]. Moskva: Mashinostroenie.
6. Marmut I.A., & Rabinovich E.KH. (2018). K voprosu optimizatsii konstruktivnykh parametrov rolkovogo stenda dlya proverki tormozov [On the issue of optimizing the design parameters of a roller stand for checking brakes]. Transport, ekologiya – ustoychivoe razvitie – Transport, ecology - sustainable development: Proceedings of the XXIV International Scientific and Practical Conference, (pp. 119–124). Varna.
7. Marmut I.A. (2017). Sovershenstvovanie metodiki rascheta inertsionnoy massyi rolkovogo stenda [Improving the method of calculating the inertial mass of the roller stand]. Proceedings from: V mizhnarodna naukovo-tekhnichna internet-konferentsiia «Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii» – V International Scientific and Technical Internet Conference «Car and Electronics. Modern technology». (pp. 166–168). Kharkiv [in Ukrainian].
8. Marmut I.A. (2005). Vliyanie iznosa shin i detaley tormoznykh mehanizmov na tochnost stendovoy proverki tormozov [The influence of tire wear and brake parts on the accuracy of the bench brake test]. Zbirnyk naukovykh prats KhNADU «Avtomobilnyi transport» – Collection of scientific works of the KhNADU "Road Transport", 16, 34–38 [in Ukrainian].
9. Marmut I.A. (2017). Modeliuvannia protsesu halmuvannia avtomobilia na inertsionomu rolykovomu stendi [Modeling of the car braking process on an inertial roller stand]. Proceedings from: mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia «Synerhetyka, mekhatronika, telematyka dorozhnikh mashyn i system u navchalnomu protsesi ta nautsi» – international scientific-practical conference «Synergetics, Mechatronics, Telematics of Road Machines and Systems in Educational Process and Science». (pp. 155–159). Kharkiv [in Ukrainian].
10. Marmut I.A. (2018). Matematychni modeli stendovoi diahnostryky halmivnykh system avtomobiliv [Mathematical models of bench diagnostics of car braking systems]. Naukovyi zhurnal Lutskoho NTU «Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti» – Scientific journal of Lutsk NTU "Modern technologies in mechanical engineering and transport", 2(11), 90–96 [in Ukrainian].

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 Mudryi, 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.

ФОРМИРОВАНИЕ НАПРАВЛЕНИЙ РАЗВИТИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

FORMATION OF DIRECTIONS FOR THE DEVELOPMENT OF AUTOMOBILE TRANSPORT ENTERPRISES

Serhii Mastepan, Olena Mastepan

Abstract. A procedure has been developed for forming directions for the development of production processes of automobile transport enterprises. The process of car maintenance and repair depends on factors of the external and internal environment in relation to the enterprise. An algorithm for monitoring and developing the process of manufacturing maintenance and repair of automobiles, indicators for assessing the level of the production process are presented

Keywords: Automobile, maintenance, repair, process, enterprise

1. Введение:

Предприятия автомобильного транспорта должны постоянно совершенствовать развивать свои производственные процессы, добиваясь высокого качества и эффективности производства услуг по техническому обслуживанию (ТО) и ремонту (Р) автомобилей. Основным методом обеспечения качества ТО и ремонта является обеспечения качества на всех этапах производства, то есть сбалансированности производственного процесса.

Реализация указанных требований невозможна без приведения в соответствие технических, организационных, социальных условий, факторов производства, без разработки концепции, принципов и методологии в соответствии с системой тотального управления качеством. Это будет способствовать установлению четких взаимоотношений между отдельными элементами и этапами производственного процесса, между структурными подразделениями предприятия и исполнителями, повышение их ответственности за обеспечение качества и эффективности процессов и удовлетворению ожиданий и требований потребителя к качеству услуг по ТО и ремонту автомобилей.

Техническое обслуживание и ремонт автомобилей является сложным производственным процессом. На качество и эффективность производства услуг влияет множество разноплановых факторов, что часто приводит к нестабильности процесса, потери его эффективности, снижению качества производимых услуг. Поэтому важным вопросом является создание системы постоянного контроля и совершенствования, развития производства для реализации процессов ТО и ремонта автомобилей и методологии их своевременной корректировки.

Проблема развития предприятия связана с недостаточным обеспечением информацией всех этапов протекания производственного процесса, начиная с изучения рынка услуг, получения необходимых материальных и энергетических ресурсов, заканчивая определением качества и эффективности произведенной услуги и отсутствием общей методологии использования такой информации при планировании развития производственных процессов. Такую информацию можно получить при мониторинге производства услуг на всех его этапах.

Для обеспечения эффективной эксплуатации автомобилей необходимы соответствующие современные технологические процессы, сбалансированная структура основных производственных фондов предприятия, кадровое обеспечение высокого уровня.

2. Решение задачи:

Формирование направлений развития предприятий автомобильного транспорта должно быть основано на анализе технических, экономических, организационных показателей и оценке эффективности и качества сервисных услуг. При этом направления развития должны обеспечивать поступательное развитие предприятия (рис. 1).



Рис. 1. Формирование и оценка направлений развития предприятия

При формировании направлений развития предприятий автомобильного транспорта целесообразно использовать технико-экономические методы обоснования направлений развития предприятий автомобильного транспорта, которые базируются на основе достижений в развитии техники и технологий, а также на экономических законах функционирования рынка услуг автосервиса: регулировании спроса и предложения на техническое обслуживание и ремонт автомобилей; законе формирования стоимости услуг, учета потребностей в получении услуг автосервиса в регионе, интересов коллектива предприятия и отдельных его сотрудников.

Технико-экономические методы основаны на строгой зависимости производства услуг от существующего рынка. Они стимулируют рациональное использование материальных и энергетических ресурсов, внедрения новейших технологий и опыта работы лучших предприятий. Указанные методы используют такие механизмы как:

прогнозирование, планирование, разработку новых технологий, мотивацию работников, кредитование, инвестирование и др.

Мониторинг рынка услуг в регионе расположения предприятия целесообразно вести различными методами, используя анкетирование и слушания потребителей и экспертный опрос потребителей и специалистов. При этом исследуются как внешняя, так и внутренняя среда по отношению к предприятию. При мониторинге целесообразно использовать метод Servqual, «зону толерантности» [1].

Предприятие может осуществлять мониторинг рынка услуг пользуясь репрезентативной выборкой на основе квот [2].

В процессе мониторинга эффективности производства и качества услуг по ТО и ремонта необходимо проводить определение и оценку состояния факторов, влияющих на качество, а также изучать динамику их изменений.

Частично анализ можно осуществлять, используя документацию предприятия: ремонтные листы, наряды-заказы, счета-фактуры, документы, сопровождающие материалы и запасные части, статистические документы.

Более точные результаты можно получить по результатам опросов потребителей услуг по ТО и ремонту транспортных средств и экспертов - опытных специалистов отрасли.

При этом важно оценить факторы, характеризующие внешнюю и внутреннюю среду по отношению к предприятию [3].

К внутренней среде можно отнести следующие факторы: бренд и внешний вид предприятия по ТО и ремонту автомобилей; уровень технологий и оборудования, используемых при производстве услуг по ТО и ремонту; качество обслуживания автомобилей и потребителей; качество материалов и запчастей, используемых при ТО и ремонте; стоимость нормо-часа производства услуг; время выполнения услуги и др.

Внешняя среда характеризуется факторами: условия функционирования автомобилей, влияющие на формирование потока требований на ТО и ремонт автомобилей; уровень финансового, трудового рынков и рынка материальных ресурсов в стране и регионе; уровень разветвления сети предприятий по ТО и ремонту автомобилей в регионе; стоимость автомобилей и условия обеспечения автопроизводителем технологиями, нормативами, запчастями; транспортная подвижность населения, среднегодовые пробеги автомобилей; платежеспособность потребителей, налоговая система и др.

Интегральный показатель уровня автотранспортного предприятия формируется на основе оценки отдельных факторов X_i , составляющих внешнюю и внутреннюю среду по результатам опросов потребителей и специалистов. Он определяется по формуле:

$$SQI = \alpha_1 \cdot X_1 + \alpha_2 \cdot X_2 + \dots + \alpha_n \cdot X_n = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot X_i \quad (1)$$

где α_i – коэффициенты весомости отдельных факторов в интегральном показателе;

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n = \sum_{i=1}^n \alpha_i = 1 \quad (2)$$

X_i – средний бал показателя по бальной оценке потребителей услуг.

Интегральный показатель характеризует уровень развития предприятия и соответствие его внешней среде по оценке потребителей и специалистов. Целесообразно отслеживать динамику изменений показателя в процессе развития предприятия и сравнивать его с интегральными показателями других передовых предприятий отрасли.

Но он не позволяет провести детальный анализ отдельных составляющих ожидания и восприятия потребителями качества услуг на предприятии. Это нужно для определения направлений развития предприятия и реализации запланированных мероприятий, а также по привлечению и удержанию потребителей.

Для оценки эффективности приоритетных направлений развития предприятия необходимо разработать систему их оценки.

Развитие предприятия может быть эффективным только тогда, когда существующий производственный потенциал используется полностью. Необходимо в первую очередь без значительных материальных вложений принять организационные меры, повысить культуру производства, и таким образом обеспечить использование потенциала, и уже потом приступать к существенным изменениям производственного процесса.

Расширение, реконструкция и техническое переоснащение предприятий, должны происходить только после полного использования имеющегося потенциала.

Потенциал производственного процесса предприятия $P_{\text{ен}}$, осуществляющего обслуживание и ремонт автомобилей, это максимальная производительность процесса при функционировании в конкретных условиях. При этом $P_{\text{ен}}$, можно представить с позиций системного и процессного подходов как сумму потенциалов отдельных процессов, составляющих общий производственный процесс:

$$P_{\text{ен}} = \sum_{i=1}^m P_{\text{пци}}, \quad (3)$$

где $P_{\text{пци}}$ - потенциал i -й составляющей процесса общего производственного процесса;

m - суммарное количество составляющих процессов в общем производственном процессе предприятия.

Производственный потенциал каждой i -й составляющей процесса можно представить функциональной зависимостью:

$$P_{\text{пци}} = f (\sum_j P_{\text{пц}j}, T_{\text{ен}}, C_{\text{мн}}, C_{\text{рп}}, O_{\text{ен}}, Y_{\text{ен}}), \quad (4)$$

где $P_{\text{пц}j}$ - внутренние j -е имеющиеся ресурсы производственного процесса предприятия: трудовые, технологические, интеллектуальные, финансовые и т.п.;

$T_{\text{ен}}$ - совершенствование и внедрение новых технологий, модернизация производственной базы, внедрение новых методов, способов производства и т.п.;

$C_{\text{мн}}$ - потенциал рынка автосервисных услуг;

$C_{\text{рп}}$ - возможности и качество внешней ресурсной среды: рынок материалов, запасных частей, энергетических ресурсов и т.п.;

$O_{\text{ен}}$ - потенциал организационных усовершенствований, преобразований производственного процесса;

$Y_{\text{ен}}$ - потенциал новых, более совершенных методов управления производственными процессами.

3. Выводы:

При формировании направлений развития предприятий автомобильного транспорта необходимо произвести анализ состояния и функционирования производственного процесса, выявить пути повышения эффективности его функционирования, определить узкие места и разработать программу развития в соответствии со сформированными направлениями.

Литература:

1. Johnston R. The Zone of Tolerance: Exploring the Relationship Between Service Transactions and Satisfaction with the Overall Service. //International Journal of Service Industry Management, Vol. 6, № 2, 1995.
2. G. Bagiev, A. Alekseev. Basics of marketing research. - HSE, 2003 .-- 58 p.
3. Universal Quality Management: Textbook for high schools / O. Gludkin, N. Gorbunov, A. Gurov, Y. Zorin; Ed. O. Gludkina. - M.: Radio and communications, 1999. - 600 p.

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

Contacts: graduate student, Olena Mastepan, Kharkov National Automobile & Highway University, Department "Automobile", 61002, Yaroslav Mudry st, 25, Kharkov, Ukraine, +380508015103, e-mail: mastepanea@gmail.com

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ГРУЗО-ПАССАЖИРСКОГО АВТОМОБИЛЯ НА ДОРОГЕ С УКЛОНОМ

IMPROVEMENT OF TEST METHODS FOR CARGO-PASSENGER CAR ON ROAD WITH AN INCLINATION

Nikolai Misiura

Abstract. Improvement of the methodology for checking the vehicle's speed properties for acceleration and coasting times, which is accessible to the average user and performed without sophisticated equipment, and the standards of the test parameters are the values of a number of indicators of the cargo-passenger car that are not listed in the literature.

Keywords: car, technique, acceleration, coast, indicator, bias
автомобиль, методика, разгон, выбег, показатель, уклон

Введение. Для определения технического состояния автомобиля необходимо иметь показатели, которые изменяются со временем эксплуатации. В качестве примера взят грузопассажирский автомобиль Renault Kangoo с небольшим пробегом. Целью данного исследования является усовершенствование методики проверки скоростных свойств автомобиля по времени разгона и выбега, которая доступная рядовому пользователю и выполняемая без сложного оборудования, и нормативы проверочных параметров - значения ряда показателей автомобиля Renault Kangoo, не указаны в литературе.

Анализ литературных источников [1-3] показывает, что одним из действенных средств определения проверочных параметров есть поведение эксперимента на существующей (реальной) дороге. В этом эксперименте, который проводился на автомобиле Renault Kangoo с дизельным двигателем объемом 1,5 литры и шинами Continental Vancococontact 2 195/65R15 95T была выполнена проверка тягово- скоростных характеристик автомобиля по времени выбега на дороге с уклоном.

Исследования необходимо проводить на дороге с покрытием позволяющим реализовать достаточно высокий скоростной режим без превышения показателей безопасности движения для автомобилей данного типа.

Время в эксперименте фиксировалось лишь на видеозаписи - это дает более точный результат, но использование ручной регистрации также возможно. В дальнейших расчетах будет нужна скорость ветра. Ее определяли по показаниям анемометра, градуировочному графику, диаграмма влияния высоты и карта-схема дороги с нанесенным ветром нижеприведены (табл. (1) и рис. (1-3).

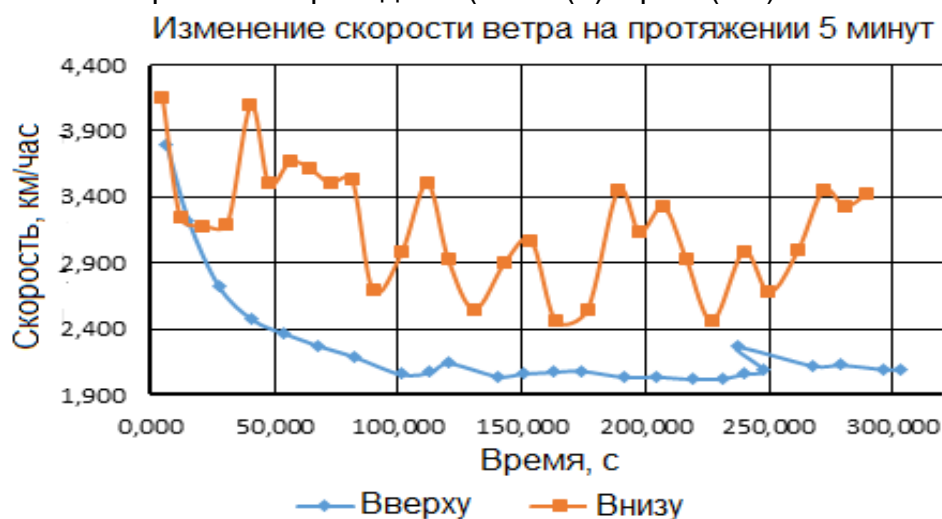


Рисунок 1. Изменение скорости ветра на протяжении 5 минут.

Таблица 1 .Скорость ветра v_w по показаниям анемометра внизу.

Путь ветра, делений	Время, с	Скорость делений м/с	Скорость м/с	Путь ветра, делений	Время, с	Скорость делений м/с	Скорость м/с
20	6,3	3,175	3,791	10	4,667	3,505	4,147
40	15,133	2,643	3,217	35	11,8	2,669	3,245
60	27,433	2,187	2,721	60	21,166	2,613	3,184
80	40,8	1,961	2,473	85	30,733	2,622	3,194
100	53,633	1,865	2,367	110	40,266	3,456	4,094
120	67,433	1,780	2,273	135	47,5	2,907	3,502
140	82,133	1,705	2,190	160	56,099	3,061	3,668
160	100,899	1,586	2,058	185	64,266	3,012	3,615
180	112,632	1,598	2,072	210	72,566	2,907	3,502
200	120,499	1,660	2,140	235	81,166	2,941	3,539
220	139,899	1,573	2,043	260	89,666	2,162	2,693
240	150,899	1,590	2,063	285	101,232	2,427	2,982
260	162,432	1,601	2,075	310	111,532	2,907	3,502
280	174,132	1,608	2,083	335	120,132	2,373	2,924
300	191,498	1,567	2,037	360	130,665	2,033	2,552
320	204,098	1,568	2,038	385	142,965	2,358	2,908
340	218,864	1,553	2,022	410	153,565	2,508	3,070
		Сред	2,333			Сред	3,120

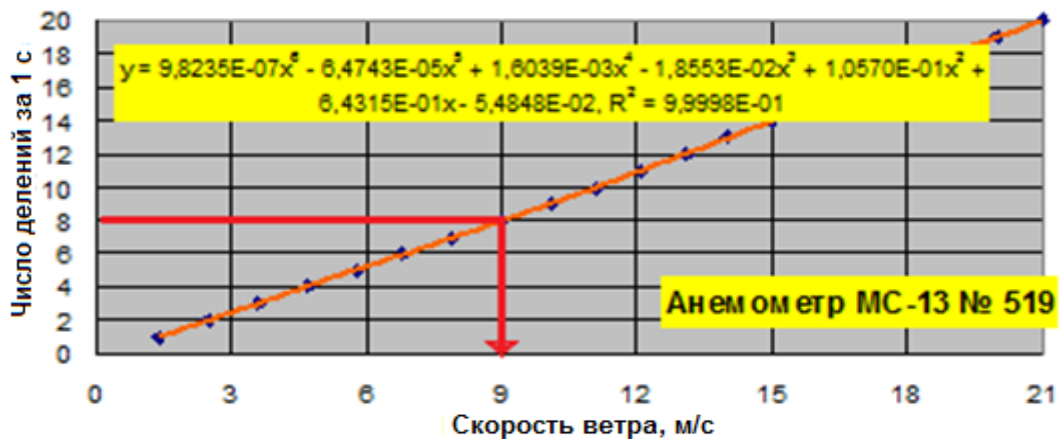


Рисунок 2 - Градуировочный график использованного анемометра

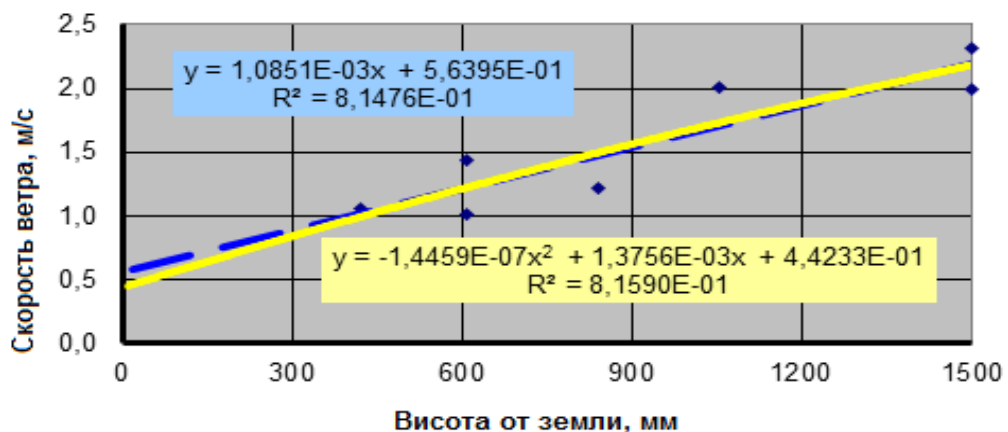


Рисунок 3 - Пример зависимости скорости ветра от высоты над дорогой

Обработку результатов эксперимента начинали с расшифровывания видеозаписей на компьютере. Были зарегистрированные моменты изменения индикации скорости в виде таблицы с двумя столбиками: значение времени от начала съемки данного клипа (отдельного ролика) и новая скорость. Таблица потом дополнялась новыми столбиками, например, аппроксимированные значения скорости, ускорения, путь и тому подобное.

Сначала обрабатывали записи выбегов, чтобы определить силы сопротивлений движения в зависимости от скорости. По этим данным определяли коэффициенты аэродинамического сопротивления и сопротивления качению. Дальше, обработав разгоны, можно было определить силу разгона также в зависимости от скорости. Тяговая сила на ведущих колесах определялась как сумма сил сопротивлений и силы разгона. Имея зависимость тяговой силы от скорости, переходили к зависимости крутящего момента от оборотов коленчатого вала, то есть строили основную кривую внешне-скоростную характеристику двигателя.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Этот метод описан в справочнике Bosch без ссылки на авторов и усовершенствован в дальнейшем. Согласно этому методу во время свободного выбега автомобиля фактической массой m_a измеряют замедление j_1 и j_2 в зонах большей v_1 и меньшей v_2 скоростей и вычисляют коэффициенты сопротивления воздуха C_x и суммарного дорожного сопротивления ψ по следующим формулам:

$$C_x = \frac{2 \cdot \delta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_v)}{F \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)}; \quad \psi = \frac{\delta \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v) \cdot g} \quad (1)$$

где δ - коэффициент учета оборотных масс при выбеге;

K_v - коэффициент учета влияния скорости на сопротивление качению; соотношение ожидаемых коэффициентов сопротивления качению при скоростях v_1 и v_2 в м/с.

Но эти формулы созданы для случая испытания автомобиля на горизонтальной дороге в безветренную погоду. А мой эксперимент проходил на дороге с уклоном (не постоянно, а с достаточно сложным продольным профилем - и при ощутимом ветре - скоростью 2 ... 3 м / с (табл. 1). К тому же направление ветра был почти точно вдоль дороги и с юга к северу с отклонениями $\pm 30^\circ$.

Поэтому измеренные замедления надо откорректировать, отняв от них парциальное замедление от уклона ($J_{pc \ i}$), ветра ($J_{pc \ w}$) и холостого хода трансмиссии ($J_{pc \ xx}$):

$$J_{pc \ i} = P_i / \delta m = mg \cdot i / \delta m = g \cdot i / \delta;$$

$$J_{pc \ xx} = P_{xx} / \delta m = (-2,4912E-07 \cdot v^4 + 8,2796E-05 \cdot v^3 - 0,010716 \cdot v^2 + 0,89971 \cdot v + 13,049) / \delta m;$$

$$J_{pc \ w} = kF \left[(v_a / 3.6 \pm v_w)^{E_w} - (v_a / 3.6)^{E_a} \right] / \delta m,$$

где E_a и E_w - показатели степени при скорости автомобиля и скорости автомобиля с добавленной скоростью ветра.

Эта надежная и точная методика реализована в табличном редакторе Excel в программе, интерфейс которой показан в табл. 2 в состоянии расчета коэффициентов для Renault Kangoo:

$$C_x = \frac{2 \cdot \delta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_v)}{F \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)}; \quad f = \frac{\delta \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{g \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)} \quad (2)$$

Здесь показано только фрагмент полной таблицы. С непоказанных столбиков видно, что в этой программе лучшие результаты дает формула сопротивления воздуха с постоянным показателем степени «2».

Таблица 2 - Расчет коэффициентов сопротивлений для Renault Kangoo

Модель автомобиля	Kangoo	Kangoo	Kangoo
V ветра, м/с	3,12	2,71	1,79
Уклон 2	0,018853	0,018853	0,018853
Масса автомобиля	1910	1910	1910
Пр. масса колес+трансм.	47	47	47
Дельта	1,02461	1,02461	1,02461
Площадь лобовая, кв.м	2,7	2,7	2,7
V ₁ ср, км/час	96	96	96
V ₂ ср, км/час	27,36	27,36	27,36
j ₂ m/s ²	0,328146	0,328146	0,328146
j _{alf} =9,81*i/1,0245	0,1805	0,1805	0,1805
V ветра, м/с	3,12	2,71	1,79
j _w	0,0188	0,0160	0,0100
j ₂ -j-j	0,1211	0,1240	0,1299
Kv _{нижн} =	1,07069	1,04937	1,07069
0,2	1,06537	1,04744	1,06537
0,4	1,06090	1,04580	1,06090
Kv _{ср} =	1,05892	1,04507	1,05892
0,6	1,05709	1,04439	1,05709
0,8	1,05380	1,04318	1,05380
Kv _{верх} =	1,05094	1,04211	1,05094
Cx _{нижн}	0,37280	0,37136	0,35552
0,2	0,37380	0,37173	0,35662
0,4	0,37464	0,37205	0,35754
Cx _{1 ср}	0,37501	0,37219	0,35795
Cx _{верх}	0,37651	0,37276	0,35959
Пси _{нижн}	0,010758	0,011062	0,011766
0,2	0,010753	0,011060	0,011761
0,4	0,010748	0,011058	0,011756
Пси _{ср}	0,010746	0,011058	0,011754
Пси _{верх}	0,010739	0,011055	0,011745

Закключение. Недостатком этого надежного и проверенного метода является необходимость устранять влияние уклона, ветра и потерь в трансмиссии. Последние два фактора достаточно слабые, но уклон - очень влиятельный, такого же порядка как сопротивление качению. Ошибка в его определении может исказить остальные расчеты.

Литература:

1. Kratkii avtomobilnyi spravochnik A M Ponizovskii IU M Vlasko M B Lialikov i dr M AO TRANSKOSALTING NIIAT 1994 779 s
2. <https://www.renault.com.ua>
3. https://tyretrader.ua/product_info/products_id_229752.html

За контакти: prof. PhD Eng. Nikolai Misiura, Kharkiv National Automobile and Highway University, Department of Technical Operation and Automobile Service, ul. Yaroslav the Wise 25, 957nim@gmail.com

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА АНТИФРИЗОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОБУСОВ

RESEARCH OF CHANGE OF QUALITY ANTIFREEZES WHEN OPERATING BUSES

Mikhail Nahliuk¹

Abstrakt:The results of changes of the main indicators of antifreeze quality depending on the operating time as a result of exploitation of buses. An analysis of the changes is carried out and recommendations for the further use of these coolant liquids are developed.

Key words: bus, antifreeze, exploitation, corrosion wear products, operating time.

1. Введение

В условиях непрерывно меняющихся цен на нефтепродукты, специальные жидкости и антифризы, особенно актуальными становятся вопросы, о рациональном использовании этих продуктов. Малые сроки эксплуатации антифриза приводят к его необоснованному перерасходу, большие – к снижению эксплуатационной надежности и долговечности деталей системы охлаждения двигателя. Оптимальным решением в данной ситуации является проведение периодического контроля, который позволит прогнозировать сроки эксплуатации антифриза, в двигателе ссылаясь на его фактическое состояние.

2. Изложение

При эксплуатации автобусов периодический контроль работающих антифризов в большинстве случаев не проводят, упуская из виду то, что антифриз контактирует одновременно со многими поверхностями деталей двигателя изготовленных из разных материалов и сплавов.

При появлении в двигателе неисправностей антифриз может потерять работоспособность в течение очень короткого промежутка времени и стать одной из причин наступления отказа в работе системы охлаждения и двигателя, повышенного износа деталей и преждевременного уменьшения ресурса [1, 2].

В процессе эксплуатации автобусов и автомобилей, при работе двигателя антифриз, выполняя функции по отводу тепла, также накапливает продукты коррозионного изнашивания и загрязнений, а это приводит к изменению основных показателей качества антифриза. К основным видам загрязнений охлаждающих жидкостей в процессе их эксплуатации в двигателе можно отнести продукты химической и кавитационной коррозии, масляные и жировые отложения, частицы песка, накипи, грязи, силиконовых герметиков, продукты разложения антифризов (гели) и отработанные присадки [1].

Использование не качественного антифриза приводит к преждевременным отказам в работе системы охлаждения двигателя: выходу из строя радиатора, вследствие его коррозионного изнашивания или закупорки трубок; набухание и потеря эластичности резиновых шлангов приводит к утечкам; сильное вспенивание ухудшает охлаждение и приводит к перегреву теплонапряженных деталей двигателя.

Одним из показателей качества охлаждающей жидкости является электропроводность антифриза. Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. Результаты измерений электропроводности стандартных растворов, при различных температурах, приведенные в литературе [3]. В работе [4, 5, 6] описаны исследования и приведены результаты изменения электропроводности различных углеводородных жидкостей, чистых и отработанных образцов различных масел.

Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены, необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является

величина, которая измеряется в километрах пробега или времени (месяц, год). Однако в таком случае не учитывается то, что при простое автомобиля с работающим двигателем (прогрев, движение на подъём, простой на светофоре и т.д.) охлаждающая жидкость продолжает работать и вырабатывать свой ресурс. В работах [7, 8, 9] рассматривается влияние охлаждающей жидкости на изменение расхода топлива.

Ресурс двигателей в первую очередь определяется изнашиванием деталей и узлов систем двигателя. Для снижения отказов деталей, узлов и систем двигателя, во время эксплуатации, необходимо своевременное обнаружение изменения основных показателей качества антифризов.

В связи с этим целью работы является исследование изменения основных показателей качества антифриза и оценка технического состояния поверхности деталей системы охлаждения двигателя на момент замены при эксплуатации автобусов.

Производители автомобилей и автобусов обязательно указывают в карте сервисного обслуживания периодичность технического обслуживания и замену антифриза, моторных и трансмиссионных масел в силовых агрегатах на период гарантийного обслуживания.

Картой сервисного обслуживания автобусов ПАЗ и Богдан предусмотрена замена антифриза через 60 тыс. км или 24 месяца эксплуатации.

Изменение основных показателей от пробега характеризующих качество антифриза применяемого в автобусах (пробег автобусов с начала эксплуатации более 500 тыс. км) представлены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты анализа охлаждающей жидкости ХТ Antifreeze

Наименование показателя	ХТ Antifreeze (0 км)	Срок службы антифриза в двигателе автобуса		
		Неоплан 121 тыс. км	VANHOLL 120 тыс. км	Сетра 120 тыс. км
1. Плотность при 20°C, г/см ³	1,145	1,062	1,085	1,065
2. Температура застывания, °C	<-30	<-30	<-30	<-30
3. Водородный показатель, рН	6,5	6,61	7,08	7
4. Щелочность, см ³ , не менее	14,3	14	11,4	10,5
5. Электропроводность, Ом ⁻¹ ·м ⁻¹	6,216·10 ⁻⁵	6,573·10 ⁻⁵	5,86·10 ⁻⁵	6,216·10 ⁻⁵
6. Вязкость кинематическая, мм ² /с, при 80°C	1,28	0,79	1,02	0,81
7. Коррозионное воздействие на металлы, г/м ² ·сут:				
– медь	0,0044	0,0075	0,0023	0,0111
– латунь	0,0028	0,0049	0,002	0,0073
– алюминий	0,0086	0,0104	0,0062	0,0086
– сталь	0,0578	0,0994	0,1308	0,0547
– чугун	0,1168	0,0628	0,1017	0,1035
8. Концентрация продуктов коррозионного изнашивания, г/т:				
Fe	-	236	338	326
Al	-	216	410	92
Cu	-	20	782	16
Sn	-	172	147	115

3. Заключение

Диагностируя антифриз, можно получить объективную информацию о процессе изменения основных показателей его качества и скорости поступления продуктов коррозионного изнашивания сопряжений и деталей системы охлаждения двигателя при эксплуатации.

Анализируя изменения показателей качества антифриза представленных в табл. 1 нужно отметить, что при пробеге 120 тыс. км замене подлежит антифриз в автобусе VANHOLL из-за повышенной коррозии стальных деталей.

Выполняя оценку основных показателей качества антифризов при проведении технического обслуживания, можно точнее установить целесообразность эксплуатации автобуса на данном антифризе конкретного производителя и сроках его замены.

Литература:

1. Dragomirov S. G. Fil'try dlja ochistki ohlazhdajushhej zhidkosti v avtomobil'nyh dvigateljah / S. G. Dragomirov, M. Shkapcova, A. Glinkin // Aktual'nye problemy jekspluatacii avtotransportnyh sredstv: materialy XIII mezhdunar. nauch.- praktich. konf., 28 –29 oktjabrja 2009 g. – Vladimir: VIGU, 2009. – S. 307–311.
2. Bezjukov O. K. Formalizacija processov starenija ohlazhdajushhijh zhidkostej DVS / O. K. Bezjukov, V. A. Zhukov, O. V. Zhukova // Dvigateli vnutrennego sgoranija : nauch.-tehn. zhurnal. – Har'kov: NTU "HPI". – 1989. – № 2. – S. 105–109.
3. Spravochnik himika / pod red. Nikol'skogo B. P., 3 tom, 2-e izd. dop. i per. – M: Himija, 1964. – 1010 s.
4. Vencel' E. S. Uluchshenie kachestva i povyshenie srokov sluzhby neftjanyh masel / E. S.Vencel', S. G. Zhalkin, N. I. Dan'ko. – Har'kov: UkrGAZhT, 2003. – 168 s.
5. Bogorodickij N. P. Jelektrotehnicheskie materialy / N. P. Bogorodickij, V. V. Pasynkov, B. M. Tareev. – L.: «Jenergija», 1977. – 352 s.
6. Belousov A. I. Izmerenie udel'noj ob'emnoj jelektroprovodimosti uglevodorodnyh zhidkostej /A. I. Belousov, I. V. Rozhkov, E. M. Bushueva // Himija i tehnologija topliv i masel. – 1985. – № 3. – S. 35–40.
7. Astapenkov V. A. Ohlazhdajushhaja zhidkost' jekonomit toplivo / V. A. Astapenkov //Avtodorozhnik Ukrainy. –1994. – №2.– S.15–16.
8. Galkin M.L. Innovacionnye jenergojefektivnye antifrizy dlja avtomobil'nogo transporta / M.L. Galkin, A.M. Rukavishnikov // Avtomobil'nyj transport: nauch.-tehn. zhurnal. – 2013. – №12. – S.24–25.
9. Jakovlev B.P. O korrozii i nakipi v sistemah ohlazhdenija traktornyh dvigatelej / B.P. Jakovlev // Traktory i sel'hozmashiny. – 1973. – №2. – S.17–19.

Контакты: 1. Assistant, PhD. in Technical Science Nahliuk Mikhail. 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

RELATIVE INCREASE OF THE RESOURCE OF DISC BRAKES OF MOTOR VEHICLES

Alexander Nazarov¹, Yevgeny Shpinda²,
Nicolai Sergienko³, Igor Pogorilyi⁴

Abstract. Directions for reducing the wear rate of friction pairs of disk brake mechanisms of cars with the aim of increasing their service life are considered, relevant among which is a relative assessment of the wear rate of the friction bodies of the same name with a different friction contact profile in the same overall volume. The use of various types of macroprofiles of friction surfaces will reduce the pressure on the friction surfaces, which leads to a decrease in the intensity of their wear during braking of vehicles, at least 2.4-3.1 times.

Key words: resource, macroprofile, wear rate, friction contact.

1. Introduction:

One of the tasks of the modern science of friction and wear is the selection of the optimal combination of materials and prediction of their behavior in various conditions according to the operating mode and design, including the profile of friction pairs under given operating conditions [1, 2].

With an increase in the area of friction contact, a significant change in the properties of friction materials in the near-surface layers occurs. In some cases, these changes have a decisive influence on the friction processes and the wear rate of the friction surfaces of brake mechanisms.

The basis is the task of reducing the wear of brake mechanisms during operation, by optimizing the profile of the friction lining and rotor, which form the friction surface.

The goal is achieved by the fact that on the friction surfaces of the mating parts “disk-plate” is applied not a flat, but a curved macro profile, due to which the surface area of friction increases without changing the width of the pads and the outer diameter of the disk, which ultimately leads to a decrease in pressure on the friction surfaces and, as a result, a decrease in the wear rate.

Theoretical studies are presented in the form of analytical dependencies obtained on the basis of friction theory I.V. Kragelsky, which allow us to assess the possible value of wear of the friction surfaces of the brakes of vehicles, and diagrams of their relative wear.

2. Statement:

Currently, almost all cars are equipped with disc brakes [3, 4]. They are increasingly getting into trucks and buses. The development of designs goes in two directions. Firstly, developers are seeking better brake cooling; the main method is the use of ventilated discs of increased thickness with internal channels for cooling air. In addition, for heavy exchanges, they begin to apply forced cooling of brake discs, for example, by spraying them with water. The second direction is ensuring an even distribution of normal pressures throughout the patch. For this, different ways are used: they shift the point of application of the pressing force along the length of the lining; optimize the shape of the lining; apply two cylinders (or more) on each side (fig. 1).

The main positive quality of the disc brake, which determined its widespread distribution, is the high stability of the braking torque under conditions of intensive braking. Disc brakes give a smaller difference in braking forces on the right and left wheels, therefore they are used primarily on the front wheels of cars. The disc brake on the front wheels allows you to maintain good vehicle stability during braking with a high initial vehicle speed [3].

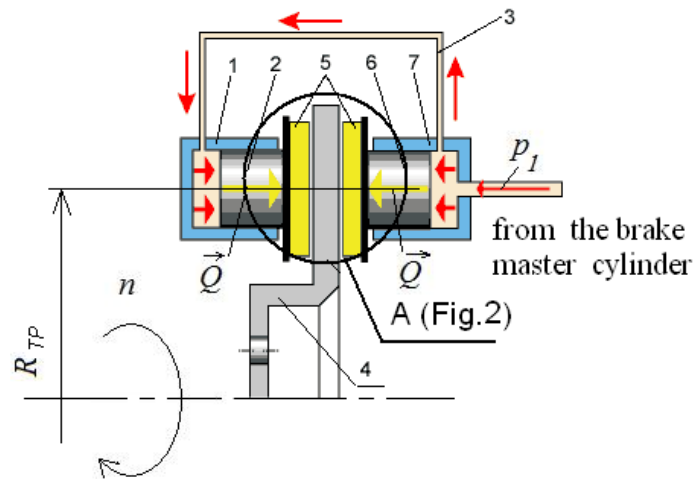


Fig. 1. Scheme for visnosny znosu disk galma: 1 - the outer working cylinder (left) brake; 2 - the piston; 3 - connecting tube; 4 - a brake disk of a forward (left) wheel; 5 - brake pads with friction linings; 6 - the piston; 7 - the inner working cylinder of the front (left) brake

To reduce the intensity of wear, the development of disc brake designs goes in two directions.

Firstly, developers are seeking better brake cooling. The main method is the use of ventilated discs of increased thickness with internal channels for cooling air.

DBA has patented the advanced technology of the brake disc ventilation system (Kangaroo Paw discs [5]). Due to the fact that the ventilation channels have a special shape and are located in a certain order between the two sides of the brake disc, the effect of the rotor is created. The rotation of the disk leads to the formation of aerodynamic turbulence of air inside the disk, increasing its speed. This leads to the fact that hot air is literally pushed out of the inner disk space, contributing to its more intensive cooling. This design of the brake disc makes the brake mechanism more stable with an overall reduction in weight.

You can also often find brake discs with perforations and grooves (slots). Through holes are made across the entire working plane of the disk to reduce the weight of the disk and contribute to a more effective decrease in its temperature during operation, removing the heat energy generated by the friction of the blocks on the disk.

Perforation prevents bending of the brake disc. The grooves together with the holes help to remove water, dirt, dust, etc. (In foreign publications this is called the ESP-Feature, that is, the "dry" braking function), which reduces the risk of scratches on the friction surface of the brake disc and the wear rate and increases the efficiency of operation .

At the same time, the perforation on the brake disc creates the conditions for the effective cleaning of friction surfaces from spent friction material, which allows maintaining the effectiveness of the pads during the entire operation, but at the same time reducing their resource. However, such a problem is solved through the use of directional or non-directional splines.

Known solutions to reduce the intensity of wear of friction surfaces proposed by the American company Delphi the original idea of a double disc brake for the front wheels of a car called Twin Disk. The idea is to modernize the entire disk brake mechanism [6], which uses not two, but three brake pads, for which a medium shoe is added in a normal pair, located between two "floating" disks that are not connected to each other. Thanks to this arrangement, the hydraulic piston transfers its efforts not to two planes of the brake disc, as usual, but to four at once. Thus, the effectiveness of the brakes, the dynamics of braking is increased by 1.7 times compared with conventional disc brakes. The pressure on the friction surfaces is almost halved. In addition, the ventilation of such disks is much better, they heat up less, and, therefore, are more stable and have a longer resource.

The second direction is ensuring an even distribution of normal pressures throughout the patch. To do this, use various ways: shift the point of application of the pressing force along the length of the lining; optimize the shape of the lining; use two cylinders (or more) on each side [3, 4].

However, as the literature data show, in addition to linear wear, there is another malfunction characteristic of the vast majority of overlays - wedge-shaped wear of the lining in the tangential and radial directions [1].

Judging by the fact that it is observed on different car models, this is an inevitable drawback of modern disc brake designs. The elimination of its causes is the task of design engineers. The task of the operators is the timely detection of this phenomenon, and if its consequences threaten the safety of use, the replacement of the friction pair.

The reason for the uneven wear in the radial direction is an increase in the sliding speed and pressure as it approaches the periphery of the disk. The higher the speed, the greater kinetic energy is supplied to the corresponding contact zone, the higher the pressure, the higher the heating in this zone and, ultimately, the higher the wear rate of parts in the surface layer.

To some extent, this is offset by a decrease in the coefficient of friction due to the increased sliding speed and temperature increase. But this increases the wear rate while reducing braking performance.

The above considerations allow us to formulate the working hypothesis as follows: an increase in the frictional contact area will lead to a decrease in the contact pressure and, accordingly, a decrease in the wear rate and an increase in the relative resource.

The hypothesis put forward allows us to pose a research problem, which consists in substantiating frictional contact with a curvilinear profile.

The value of the wear of the coupled disc brake parts (see Fig. 1) at each point of the friction surface, provided that the amount of wear is proportional to the wear rate [1, 2], is determined [7]

$$U_i = k_i \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot Q}{l_k} \cdot T_i, \quad (1)$$

where k_i – coefficient characterizing the wear resistance of the materials of the disk and the friction pad;

l_k – width of friction contact;

Q – the driving force from the hydraulic cylinder;

n – speed of rotation of a brake disk;

T_i – time of friction surface wear.

The angular speed of rotation of the brake rotor at the time of the start of braking without locking the wheels can be determined as

$$\omega = 2\pi \cdot n = \frac{g_a}{r_k}, \quad (2)$$

where g_a – vehicle speed;

r_k – is the kinematic radius of the wheel.

The amount of wear of the friction coupling of the disc brake mechanism under operating conditions can be represented taking into account the driving pressure [7]

$$U_i = k_i \cdot \frac{g_a \cdot K_1 \cdot p_1}{2\pi \cdot l_k \cdot r_k \cdot \mu} \cdot \frac{r_k}{R_{tp}} \cdot T_i, \quad (3)$$

where p_1 – front brake pressure;
 R_{fp} – average radius of friction;
 μ – friction coefficient of friction contact.
 K_1 – disc brake design coefficient [7]

$$K_1 = \frac{\pi d_y^2 \cdot R_{fp} \cdot \mu}{10^6 \cdot r_\delta}, \quad (4)$$

where d_y – the diameter of the wheel cylinder;
 r_δ – dynamic radius of the wheel.

The obtained pattern (3) allows to estimate the marginal wear of the i -th surface (disk 4 and lining 5, see Fig. 1) of the disc brake mechanism under certain modes of operation of the brakes.

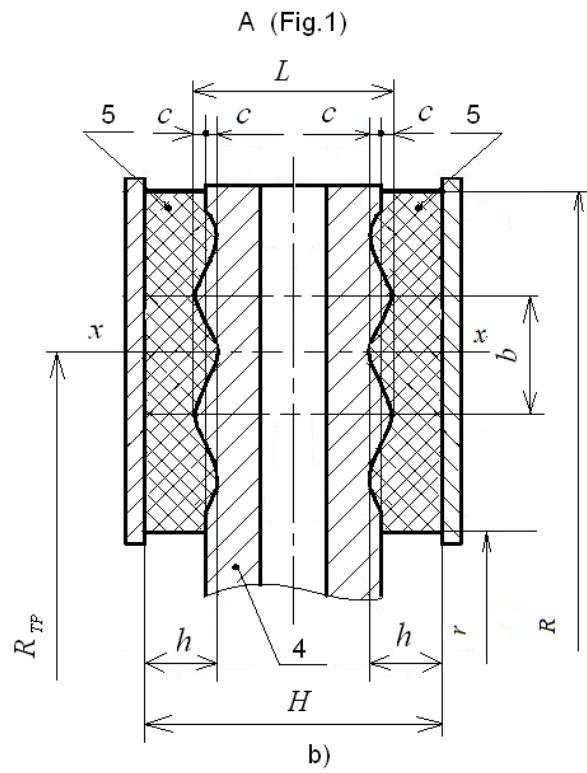
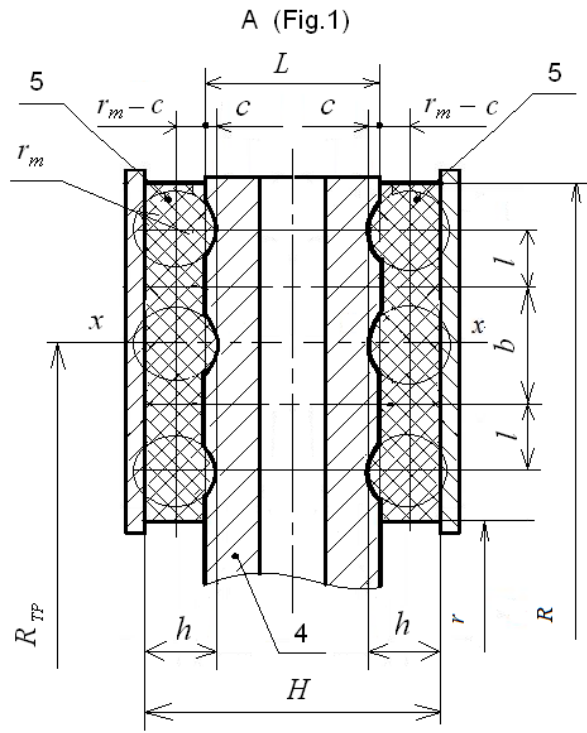
As follows from dependence (3) in the denominator there is a value that determines the width of the friction contact. Therefore, to reduce the intensity of wear, as well as increase the resource of the brake mechanisms, the area of friction contact "disc-lining" should be increased. This is possible in the same overall dimensions of the brake by increasing the width of the friction contact when using a special macro profile (Fig. 2).

In the case of a special macroprofile, the area of the friction contact surfaces can be characterized by a ratio macroprofile index

$$i = \frac{l_k}{b} \geq 1, \quad (5)$$

where b – the distance between the peaks (base width) of the macroprofile.

It was theoretically established [8] that at macroprofile index $i = 1$, it is possible to increase the area of friction contact by 50-70% (depending on the type of macroprofile, see fig. 2) and, as a consequence, to reduce the wear of the conjugated disc-lining parts », Which leads to an increase in the life of the brake mechanisms, 1.5-1.7 times in comparison with the used traditional flat macroprofile of conjugated parts for which.



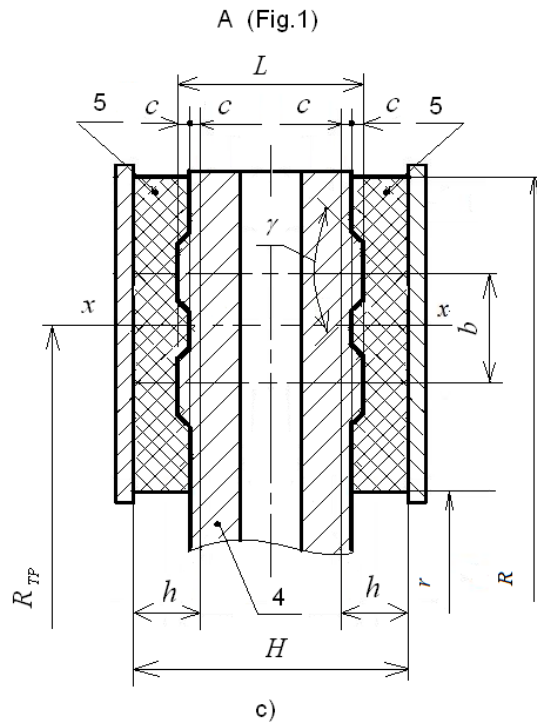


Fig.2. Schemes of the macro profile of the friction surface:
 a) toroidal; b) curved; c) trapezoidal

For disc brakes with a special macro profile, the width of the pad, limited by the inner r and outer R radii, does not change, but the width of the friction contact increases (see Fig.2). This reduces the pressure p on the surfaces of the interconnected parts "disk-lining", which due to the larger area of contact of the friction surfaces creates conditions for reduction in magnitude and more uniform distribution of the temperature gradient, which is distributed over the entire area of the friction contact, providing a more stable coefficient of coefficient. This leads to increased stability of the operation of the disc brakes, especially in the case of cyclic braking of vehicles.

In addition, the longevity of disc brakes with a special macro profile can be increased by another 1.5-1.7 times by resizing the H of the coupled parts that form the friction surface (see Fig. 2) by increasing:

- a) the thickness h of the friction lining by the value of c ;
- b) the thickness L of the brake disc by the value of $2s$;

where c is the value of the boundary wear of the friction surface of the parts, established by the technical conditions (for cars with $= 1,5-2$ mm, for trucks with $= 5-7$ mm).

The disadvantage of this option is that the design with a special macroprofile friction surfaces requires more complexity in the production of conjugated parts and assembly (disassembly) of the assembly, compared to the brake mechanisms with a smooth macro.

To study the wear rate of friction surfaces of disc brakes, we used cars with ABS (Lanos Daewoo, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Forza) equipped with tires 185/70 R14, which provided emergency braking in calm weather on dry horizontal asphalt concrete road at initial braking speeds.

To compare the wear rate of the conjugate surfaces of the "rotor-lining" of the brake mechanisms of the i -th axis of the tested vehicles, we apply the ratio of the wear of the rotor to the magnitude of the brake path for which this wear occurred.

$$I_{pi} = \frac{U_{pi}}{s_{Ti}}, \quad (6)$$

and the ratio of wear of the friction pad to the size of the brake path

$$I_{ki} = \frac{U_{ki}}{s_{Ti}}, \quad (7)$$

where s_{Ti} – the stopping distance for wear.

The relative wear of the friction surfaces of the same name for the brake of automobiles will be determined as the ratio of the relative wear of the friction surface with a flat (smooth) profile I_{pij}^o to the value of the relative wear of the surface with a specific special profile I_{pij} of the j car

$$\delta_{ij} = \frac{I_{pij}^o}{I_{pij}}. \quad (8)$$

This coefficient shows how many times the intensity (speed) of wear of a friction surface with a special macro profile is less than the intensity (speed) of wear of the same surface with an ugly (traditional) profile.

In accordance with the obtained theoretical data, histograms of the relative wear of the mating friction surfaces of the disc brakes at macroprofile index $i = 2-4$ for the passenger cars under study were constructed (Fig. 3, Fig. 4).

From the analysis of the presented diagrams it follows that the relative wear of the friction surfaces with a smooth profile of the brake discs of the investigated cars exceeds the relative wear of the friction surfaces of the same name with a special macro profile:

a) brake discs:

- 1) at $i = 2$, $\delta_{ij} = 3,1 - 4,0$; maximum values occur in the case of curvilinear macrofoam;
- 2) at $i = 3$, $\delta_{ij} = 3,5 - 5,1$; maximum values occur in the case of curvilinear macrofoam;
- 3) at $i = 4$, $\delta_{ij} = 3,3 - 6,0$; maximum values occur in the case of curvilinear and toroidal macrofoam;

b) brake linings:

- 1) at $i = 2$, $\delta_{ij} = 2,4 - 3,8$; maximum values occur when using a toroidal macrofoam;
- 2) at $i = 3$, $\delta_{ij} = 4,2 - 4,5$; maximum values occur when trapezoidal and toroidal macroprofiles are used;
- 3) at $i = 4$, $\delta_{ij} = 4,8 - 6,0$; maximum values occur when trapezoidal macrofoam is used.

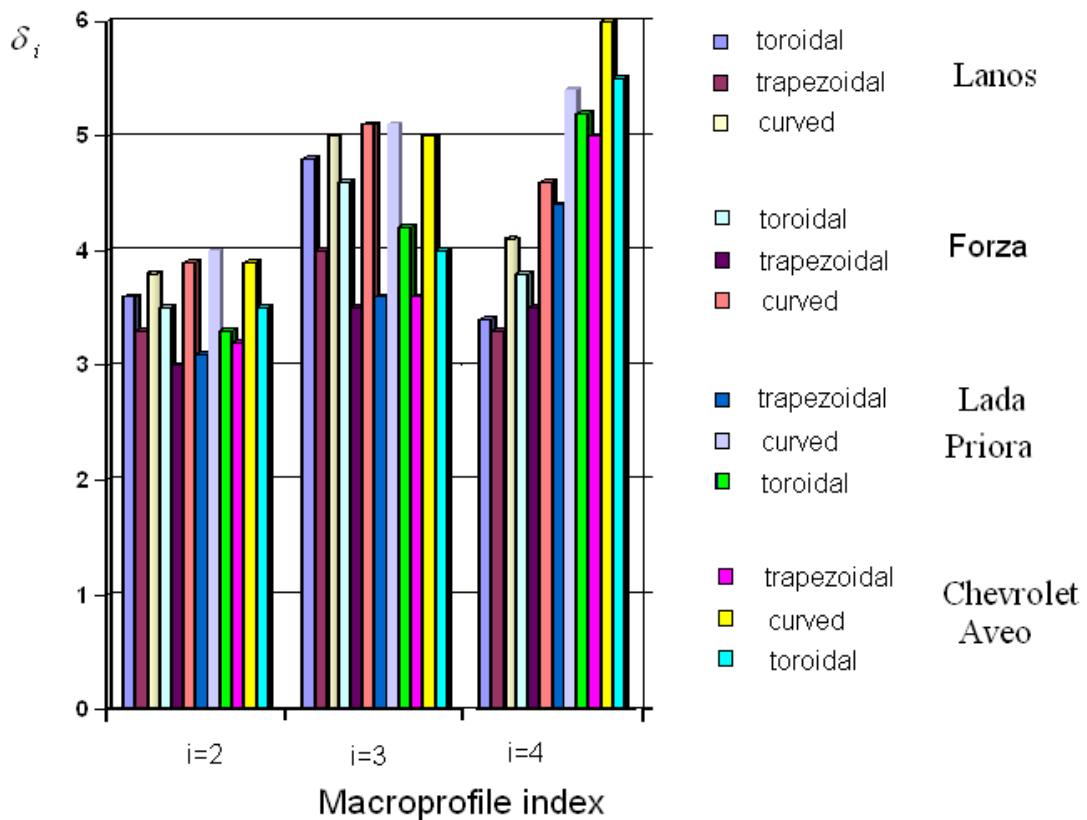


Fig.3. Diagram of the relative wear of the surfaces of the brake disc

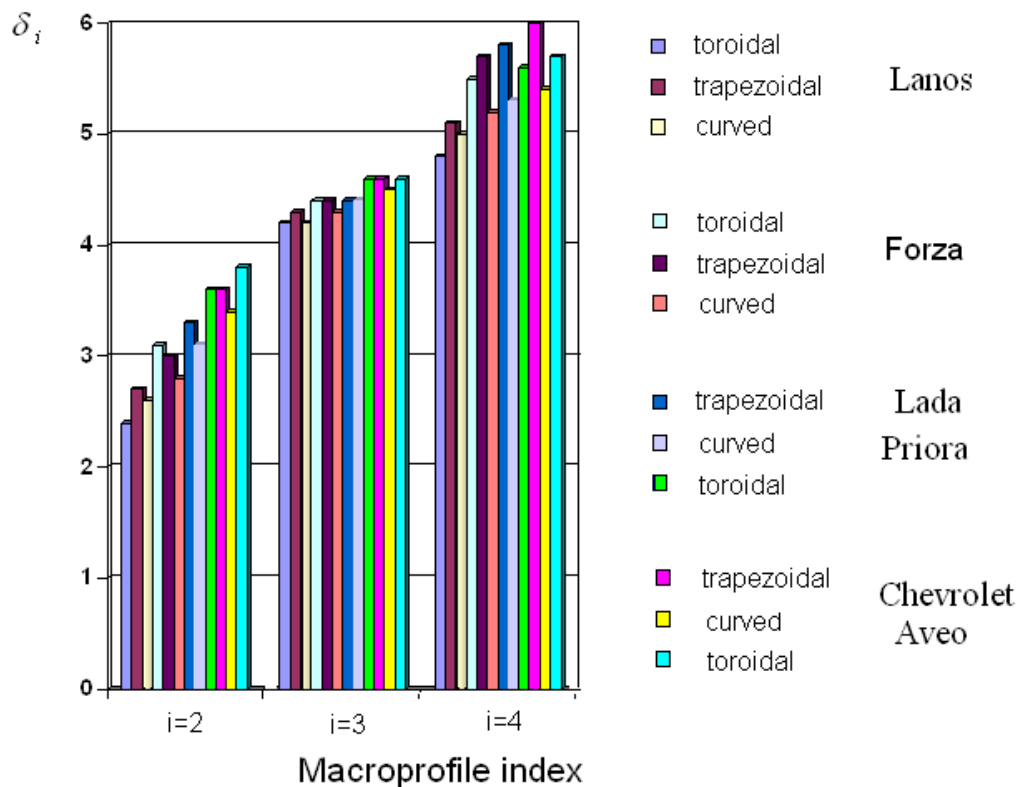


Fig.4. The diagram of the relative wear of the friction surfaces of the linings

3. Conclusion:

Increased efficiency brake mechanisms for vehicles whose brake systems have a hydraulic or pneumatic brake drive are equipped and not equipped with electronic braking

tracking systems that use disc brake mechanisms, which are characterized in that in order to increase the service life, the associated parts braking mechanisms have the largest surface area of friction, which is realized through the use of special (toroidal, curved, trapezoid and ceiling elements) makroprofilija their associated components (rotor-plate).

When applying a different type of macroprofile on the friction surfaces of disc brakes, under equal conditions of operation of cars, the relative wear of the same friction surfaces of the brake discs mounted on the front axle can be reduced by 3.1-6.0 times, whereas for brake linings it is 2.4-6.0.

In comparison with brakes with a smooth profile of friction surfaces, the service life of disc brakes can be increased by at least 2.4-3.1 times due to the use of a two-row curved macroprofile, which, first of all, depends on the size of the friction contact area, and the second, - from the wear resistance of materials of parts forming a frictional contact.

References:

1. Hrushhiv M.M. Povyshenie iznosostojkosti i sroka sluzhby mashin. Novye metody opredelenija iznosa detalej mashin / Hrushhiv M.M. – M.: Mashgiz, 1953. – s. 22-26.
2. Raschetnye metody ocenki trenija i iznosa: [sb. nauchn. trudov; pod. red. I.V. Kragel'skogo]. – Brjansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo, 1975. – 234 s.
3. Tormoznye ustrojstva: Spravochnik / M.P. Aleksandrov, A.G. Lysjakov, V.N. Fedoseev, M.V. Novozhilov; Pod. obshh. red. M.P. Aleksandrova. — M.: Mashinostroenie, 1985. — 312s., il.
4. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funktion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
5. Patent № 742353. Diskovij tormoz. Avstralija. AU323. 26.03.2012
6. Agejkin Ja.S. Teorija avtomobilja [Jelektronnyj resurs]: ucheb. posob. / Ja.S. Agejkin, N.S. Vol'skaja. – M.: MGIU, 2008. – 318 s. – Rezhim dostupa: <http://www.books.google.com.ua/books>.
7. Nazarov O.I. Matematichna model' znoshuvannja diskovih gal'mivnih mehanizmiv legkovih avtomobiliv v umovah ekspluatacii / Nazarov O.I., Klec D.M., Nazarov I.O. // Visnik NTU «HPI». Serija: «Matematichne modeljuvannja v tehnic i tehnologijah». – №6(1115). – 2015. – S.91-101.
8. Paten na korisnu model'. №137712. Ukraina. Diskovij gal'mivnij mehanizm pidvishhenoi stabil'nosti j dovgovichnosti / Klec D.M., Nazarov O.I., Nazarov I.O., Shpinda Ye.M., Holodov A.P., Chapligina O.M., Reznikov O.O. – Kii: DP «Ukraïns'kij institut intelektual'noi vlasnosti», 2019. – Bjul. №21. – 8s.

За контакти:

¹Alexander Nazarov, Ph.D., associate professor, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, hefer64@ukr.net

²Yevgeny Shpinda, graduate student, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, z1103mzaq@gmail.com

³Nicolai Sergienko, Ph.D., associate professor, Kharkov National Polytechnic University "KhPI", Faculty of Automobile, 61100 Kharkov, Ukraine, nesergienko@gmail.com

⁴Igor Pogorilyi, graduate student, Kharkov National Automobile and Highway University, Faculty of Mechanics, 61100 Kharkov, Ukraine, igorpogorilyi@gmail.com

ПОДХОД К ПОСТРОЕНИЮ МУЛЬТИАГЕНТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Вячеслав Павленко, Владислав Листгартен, Максим Хорин

APPROACH TO BUILDING A MULTI-AGENT SYSTEM FOR SERVICING AUTOMOBILE TRANSPORT

Vyacheslav Pavlenko, Vladislav Listgarten, Maxim Khorin

Abstract. In operation, you can get to the point where you need the system for advanced technical service of cars and cars with informative, informative and telematics technologies. Searches for the theoretical approach to the supply of knowledge between multi-agent approaches to the use of the most advanced information technology and telematics technology to test the system of technical service is more advanced and productive.

Keywords: car, agent, multiagent system, service, system.

Введение. На сегодня, в условиях увеличения сложности и изменчивости сложных систем увеличивается роль процессов принятия грамотных управленческих решений, основанных на использовании различного программно-алгоритмического обеспечения. Это дает возможность повысить эффективность выбора решений за счет проведения многокритериального анализа исходной информации.

Окружающий нас мир является сложным и сочетает в себе многообразие состояний, характеризующих порядок и хаос, организацию и дезорганизацию, равновесие и разногласия. При этом рассмотрение его с точки зрения возможностей отдельного объекта представляет мир в виде локальных, фрагментарных, неточных моделей. В соответствии с этим, принцип согласования и координации интересов и точек зрения, свойственный для функционирования современных организаций, ложится в основу множества методов и средств искусственного интеллекта, в том числе при проектировании взаимодействий искусственных агентов, построении мультиагентных систем и интеллектуальных организаций [1, 2].

В основе мультиагентного подхода лежит понятие мобильного программного агента, который представляет собой компьютерную программу или элемент искусственного интеллекта. Задача агента - самостоятельно воспроизводить то, что обычно делает человек, то есть полностью автоматизировать диагностики и обслуживания автомобиля на расстоянии и при любой найденной неисправности самостоятельно найти путь для ее решения.

Агент обладает способностью полностью функционировать без вмешательства кого-либо из снаружи и осуществлять контроль внутреннего состояния и своих действий. Отличительной от некоторых адаптивных систем у агента есть способность к обучению и соображений. Поэтому во время изменений во внешней среде он сможет пополнять свои базовые знания, поможет в дальнейшем более качественно находить решения для проблем и иметь больше альтернативных вариантов, если один из них не сработает [1].

Изложение. Мультиагентный подход является рациональным для решения быстрого и точного обслуживания автомобиля [3]. Его применение для решения данной задачи обуславливается следующими причинами:

–совместная деятельность агентов должна обеспечить оптимальное (или близкое к оптимальному) решения задачи;

–возможность распараллеливания всех задач между отдельными агентами позволит существенно сократить время, затрачиваемое на ее решение, которое было одним из требований, предъявляемых к методам ее решения.

Актуальность применения мультиагентных систем (МАС), во многом, объясняется сложностью систем и организаций, снижением эффективности централизованного управления из-за наличия большого количества разнонаправленных потоков информации, неоднородностью распределения решаемых задач, необходимостью

обеспечения адаптивности управляющих систем, а также тенденциями развития современной вычислительной техники и программного обеспечения.

Мультиагентная технология - это относительно новая программная технология, для решения сложной задачи или проблемы использует системы, состоящие из множества взаимодействующих агентов.

Для того, чтобы иметь возможность дистанционно обслуживать тот или иной автомобиль, сначала надо определить возможность его удаленной диагностики. На сегодня это не является проблемой. С помощью модуля диагностики автомобиля включает в себя систему самодиагностики и электронный блок управления (ЭБУ) использование мультиагентного подхода становится более возможным. С экрана - это система, которая постоянно держит под наблюдением сигналы различных датчиков и исполнительных механизмов системы управления двигателем. Эти сигналы сравниваются с их контрольными значениями, которые хранятся в памяти бортового компьютера.

Набор таких контрольных значений может быть различным в разных автомобилях и их моделях. Он может в себя включать верхние и нижние допустимые пределы контролируемых параметров, допустимое количество ложных сигналов в единицу времени, неправдоподобные сигналы и сигналы, выходящие за допустимые пределы и др. При выходе сигнала за пределы контрольных значений (например, сопротивление цепи стало равным нулю - короткое замыкание) ЭБУ квалифицирует это состояние как неисправность, формирует и размещает в память соответствующий код.

Ранние конструкции систем диагностики были способны формировать и хранить лишь небольшое число кодов. Современные системы в состоянии генерировать и хранить 100 и более кодов и способны еще увеличить это количество по мере того, как программное обеспечение бортовых компьютеров научится выделять новые сбойные ситуации.

Например, в одной диагностической системе все неисправности определяются одним кодом. В другой, более совершенной системе, различным неисправностям будут соответствовать разные коды, поможет быстрее найти неисправный элемент и устранить неисправность.

Система спутникового мониторинга должна обеспечивать возможность контроля безотказной работы всех систем автомобиля. Для этого должна обеспечиваться непрерывное определение геопозиции автомобиля.

Системы диагностики на различных автомобилях различаются, но принцип действия всех систем похож блок управления считывает показания датчиков на разных режимах работы в процессе эксплуатации автомобиля (такие режимы как запуск, прогрев, холостой ход, разгон, торможение и т.д.). Показания датчиков бывают статическими (дискретными) или динамическими (изменяющимися во времени). Статические показатели датчиков обычно определяются определенным значением - импульсом определенного уровня или «переключателем» (наличием или отсутствием сигнала), а динамические, в большинстве случаев, передают изменения параметра и проверяются на допустимые диапазоны (верхний и / или нижний пределы). Все диагностические системы сохраняют и отражают статические данные - «коды ошибок» и динамические характеристики.

На дискретные показания датчиков система самодиагностики реагирует обычно только при отсутствии электрического контакта (возвращает сигнал о неисправности датчика), а изменение динамических показателей отслеживается по таблицам, хранящихся в памяти устройства управления. Бывает так, что один и тот же датчик может проверяться как на электрический контакт, так и на допустимые пределы изменения. И тогда для одного устройства могут быть две ошибки: либо отсутствие сигнала, либо выход за предельные параметры.

Диспетчерский центр может быть построен как на облачной инфраструктуре (AWS, DigitalOcean, Hetzner), так и используя свой центр обработки данных. Выгода от

использования облачных технологий очевидна - поддержка серверов на стороне облачного провайдера, нацеленность на горизонтальное масштабирование, минимальная стоимость. Но существуют и риски, связанные с недоступностью того или иного центра обработки данных по внутренним причинам облачного провайдера. В случае своего центра обработки данных поддержка работы серверов зависит только от его владельца.

Так, можно сказать, что с технической стороны моделирования мультиагентов для автомобиля более чем реальное явление. Современные достижения в транспортных сферах мобильной передачи данных, переносных диагностических приборах и устройствах на станциях технического обслуживания, считывания показаний датчиков автомобиля с помощью электронного блока управления и др. ведут в своей совокупности на новый уровень. А именно - компоновка всех диагностических систем в одну, более инновационную и точную мультиагентную систему.

Важным условием эффективного использования автомобиля по назначению является поддержание его систем в технически исправном состоянии. Для этого предназначена система технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р), является профилактическим мероприятием и проводится в плановом порядке. Однако большое рассеяние параметров технического состояния автомобилей в процессе эксплуатации под действием многих факторов приводит к тому, что такая система не может обеспечить заданной продолжительности работы автомобиля до очередного планового технического обслуживания или же наоборот - не обеспечивает полного использования ресурса безотказной работы автомобиля. Такого недостатка лишена система ТО и Р по техническому состоянию, в основу которой положен контроль состояния автомобиля с использованием диагностических средств и проведения технического обслуживания и ремонта в зависимости от этого состояния. Одним из перспективных направлений развития системы ТО и Р за техническим состоянием является внедрение средств встроенной диагностики.

Современные системы диагностирования технического состояния автомобилей благодаря бортовым компьютерам и системе встроенных датчиков предупреждают водителя о неисправности с указанием места их возникновения - это экономит средства и время на диагностику во время ТО. Однако стоимость таких систем достаточно высока, и поэтому их использование на сегодняшний день не нашло широкое применение. Такая ситуация обуславливает поиск альтернативных путей поддержания автомобилей в работоспособном состоянии. Обеспечение работоспособности автомобиля во время эксплуатации особенно актуален для автомобильного транспорта, используемого сегодня в Украине для грузовых и пассажирских перевозок.

Такие автомобили, в основном, оборудованы элементарными контрольно-измерительными приборами, в то время как требования по безопасности движения и своевременной доставки пассажиров и грузов автомобилями делают недопустимыми вынужденные остановки из-за отказа в период между плановыми ТО. Учитывая сложности перехода к системе обслуживания автомобилей за техническим состоянием, поддерживать работоспособность автомобилей видится в совершенствовании действующей плановопредупредительной системы ТО и Р. Избежать вышеуказанных недостатков плановопредупредительной системы ТО и Р возможно путем прогнозирования ресурса их безотказной работы. Одновременно это позволит приблизиться к системе ТО и Р по техническому состоянию. Реализация такого пути позволит предотвратить вынужденным остановкам автомобиля из-за отказов при эксплуатации, в частности в течение выполнения условной задачи (перевозки пассажиров, грузов), за счет предотвращения отказов путем своевременного информирования водителя о возможных неисправностях и способах их устранения.

Сущность методики поддержания работоспособности автомобиля в периоды между плановыми ТО заключается в прогнозировании времени его безотказной работы в зависимости от наработки и срока эксплуатации и установление перечня дополнительных профилактических работ для тех элементов, которые чаще всего приводят к потере

автомобилем работоспособности. Вопрос о закономерности изменения показателей работоспособности технических объектов во времени изучает наука о надежности техники, которая базируется на фундаментальных математических и естественных науках и широко использует теорию вероятностей и математическую статистику. В связи со случайным характером возникновения отказов проблема поддержания работоспособности автомобиля не может быть решена в отрыве от надежности отдельных его узлов и агрегатов.

Агентные технологии применяются к таким функциональным задач ТО и Р:

- сбор информации о состоянии (мониторинг функционирования);
- обеспечение управления документацией;
- сбор информации о деятельности ремонтных подразделений;
- оценка эффективности процесса ТО и Р;
- управление процессом выполнения ТО и Р и другим.

Заключение. Проведя исследование, которое показало нам разнообразие способов создания мультиагентных систем, оказалось, что их применение в сфере обслуживания автомобилей более чем возможно. Благодаря существующим уже достижениям в сфере компьютерных технологий, математики, технической нейробиологии и при их взаимодействии остается только небольшой шаг к созданию системы, которая изменит представление о возможностях обслуживания автомобиля, поднимите автомобильную отрасль на новый уровень. Сущность мультиагентного подхода в этом случае заключается в том, что гораздо эффективнее внедрить несколько интеллектуальных агентов, которые будут отвечать за свой небольшой сегмент, чем использовать одно электронное устройство с заданной жесткой программой функционирования, отвечает за всю диагностику.

Литература:

1. Tarasov V.B. From multiagent systems to intellectual organizations: philosophy, psychology of informatics / Tarasov V.B. - М.: URSS Editorial, 2002. - 352 p. 2. Dli MI, Fuzzy cognitive models of regional innovation systems / MI Dli, TV Kakatunova - Integral, 2011. - p. 466. 3. Pecherkin S.A. Interaction of agents in multiagent systems / Pecherkin S.A. - Innovations in Science: Sat. Art. by mater. LV international. scientific-practical Conf. No. 3 (52). Part I. - Novosibirsk: SibAK, 2016. - 144 p.

За контакти: 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

Master of automobile transport, Maxim Khorin, 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: makskhorin11@gmail.com

Bachelor of automobile transport, Vladislav Listgarten, 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: listgarten100@gmail.com

ОСОБЕННОСТИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОВО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Ирина Сараева, Александр Бешенко, Аашири Уссама

DIAGNOSTIC FEATURES OF THE CYLINDER PISTON GROUP OF GASOLINE ENGINES OF A CAR

Irina Saraieva¹, Beshenko Alexander², Aashiri Ussama³

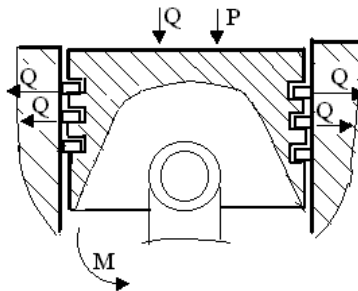
Abstract. To date, the most common, affordable and reliable methods of technical diagnostics remain, giving a general assessment of the tightness of the over-piston space. However, these and other known methods do not allow to clearly distinguish between malfunctions due to inaccuracy and inconsistency of the information received, the reliability of which is 35-75%. A diagnostic model is proposed in the work, which allows one to distinguish between malfunctions of the cylinder-piston group and engine valves.

1. Введение:

Во многих литературных источниках, рассматривающих проблемы диагностирования автомобиля, указывается на значительные сложности, связанные с получением достоверного диагностического заключения о техническом состоянии цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) бензинового двигателя без его разборки. В первую очередь, это обусловлено как сложностью самой конструкции двигателя внутреннего сгорания (ДВС), так и сложностью процессов, сопутствующих превращению тепловой энергии в механическую работу, где наиболее нагруженными элементами, воспринимающими как механические, так и тепловые нагрузки, являются ЦПГ и клапаны двигателя.

2. Изложение:

ЦПГ относится к кривошипно-шатунному механизму (КШМ) и обеспечивает герметичность тактов двигателя. ЦПГ включает в себя цилиндры, поршни и поршневые кольца. Основными факторами, под действием которых происходит изменение технического состояния ЦПГ двигателя, являются высокое давление 3-5 МПа и высокая температура газов до 2500° К внутри цилиндра, а так же перекадка поршня в окрестностях его верхней мертвой точки (ВМТ) (фиг.1.) [1-3].



Фиг.1. Основные факторы, влияющие на износ деталей ЦПГ двигателя:

P – давление;

Q – потоки тепловой нагрузки;

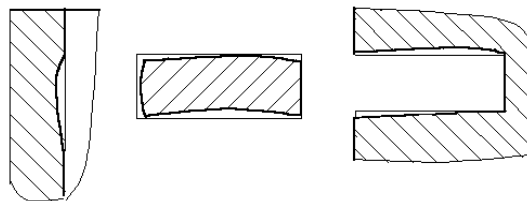
M – момент, вызывающий перекадку поршня

Наибольшая нагрузка при этом воспринимается верхним компрессионным кольцом, поршневой перегородкой под этим кольцом и верхним поясом цилиндра. Рост давления при сгорании приводит к существенному увеличению усилия прижатия кольца к поверхности цилиндра и нижней поверхности канавки поршня. При этом через верхнее компрессионное кольцо отводится до 50-60% всего выделившегося тепла. Чтобы обеспечить передачу тепла через кольцо, необходимо точное прилегание кольца к канавке поршня и к поверхности цилиндра. Кроме того, верхнее компрессионное кольцо работает в условиях большего масляного голодания, чем другие кольца, что также

является существенным фактором, увеличивающим износ как самого кольца, так и верхнего пояса цилиндра.

При приближении поршня к ВМТ под действием силы давления газов, увеличивается сила трения между бобышками поршня и поршневым пальцем. Это вызывает поворот поршня вместе с шатуном, то есть движение поршня от одной стенки гильзы к другой, так называемую, перекладку поршня. Перекладка поршня вблизи ВМТ, в зависимости от степени износа и угла опережения зажигания, происходит с сильным ударным импульсом, дополнительно нагружающим ЦПГ. Конструктивно момент начала перекладки и скорость перекладки поршня зависят от величины смещения оси поршневого пальца. Установлено, что смещение поршневого пальца относительно оси поршня на оптимальную величину (1-2,5 мм) приводит к снижению износа гильзы цилиндра в верхнем поясе на 20-23% и уменьшению износа кольца на 28%.

Однако, проблема износа и, следовательно, контроля за этим износом остается. В результате температурных и механических нагрузок верхнее компрессионное кольцо приобретает характерный профиль поперечного сечения с несимметричной бочкообразностью наружной поверхности и небольшой вогнутостью на торцах. Нижняя поверхность канавки поршня становится конической со скругленным краем, а на стенке цилиндра, в окрестностях ВМТ, появляется характерная выработка (фиг.2.).



Фиг.2. Характерный износ деталей ЦПГ

Если выше перечисленные неисправности вовремя не устранить, происходит более сильное разрушение ЦПГ с изломом поршневых колец и образованием задиров на поверхности цилиндра. Вид технического состояния объекта характеризуется соответствием или несоответствием качества объекта определенным техническим требованиям, установленным технической документацией на этот объект. Различают следующие виды технического состояния: исправность и неисправность, работоспособность и неработоспособность, правильное функционирование и неправильное функционирование.

Алгоритм функционирования ЦПГ сводится к обеспечению герметичности тактов двигателя. При этом избыточное давление из надпоршневого пространства не должно проникать в картер двигателя, а из картера в камеру сгорания не должно поступать масло. Следовательно, ЦПГ двигателя, несущая высокие тепловые и механические нагрузки, под действием которых изменяется вид ее технического состояния, является исправной, если работоспособны и правильно функционируют все элементы, входящие в эту группу: поршни, поршневые кольца, цилиндры, - и неисправной, если неправильно функционирует хотя бы один элемент из этой группы, что приводит к нарушению герметичности камеры сгорания, попаданию в неё масла, падению в ней давления сжатия и прорыву газов в картер двигателя.

Современные двигатели автомобилей за редким исключением являются многоцилиндровыми. Выход из строя какого-либо цилиндра еще не означает полную потерю работоспособности всего двигателя. Однако, такое неисправное, но работоспособное состояние двигателя ведет к ухудшению его конструктивных и эксплуатационных характеристик: потери мощности, снижению крутящего момента, увеличенному расходу горюче-смазочных материалов.

ЦПГ двигателя не без оснований можно отнести к сложному механическому объекту диагностики, в котором количество сопрягаемых деталей пропорционально числу цилиндров, а сложность процессов, сопутствующих превращению тепловой энергии в механическую работу, снижает возможность использования точных аналитических зависимостей. Непосредственный доступ к структурным параметрам ЦПГ ограничен. Задача диагностирования ЦПГ сводится к установлению принадлежности технического состояния одному из двух подмножеств – исправному и работоспособному или неисправному, но работоспособному, а также распознаванию и локализации места неисправности.

Анализ характеристик структурных параметров ЦПГ показывает, что для большинства современных бензиновых двигателей их диапазон практически совпадает (табл. 1.).

Таблица 1. Характеристики структурных параметров ЦПГ современных бензиновых двигателей легковых автомобилей

Наименования контролируемых параметров	Номинальные значения параметра, мм	Допустимые значения параметра, мм	Предельно возможные значения параметра, мм
Зазор в стыках поршневых колец	0,3-0,4 для верхнего	0,7-0,8	0,9-1,0 и более
	0,2-0,3 для среднего и коромыслового маслосъемного	0,7-0,8	0,9-1,0 и более
	0,4-0,5 для наборного маслосъемного	1,2-1,4	1,5 и более
Зазор между поршнем и кольцом по высоте канавки	0,015-0,02	0,03-0,09	0,1 и более
зазор между цилиндром и поршнем в верхнем поясе	0,02-0,05	0,06-0,09	0,12- 0,15 и более

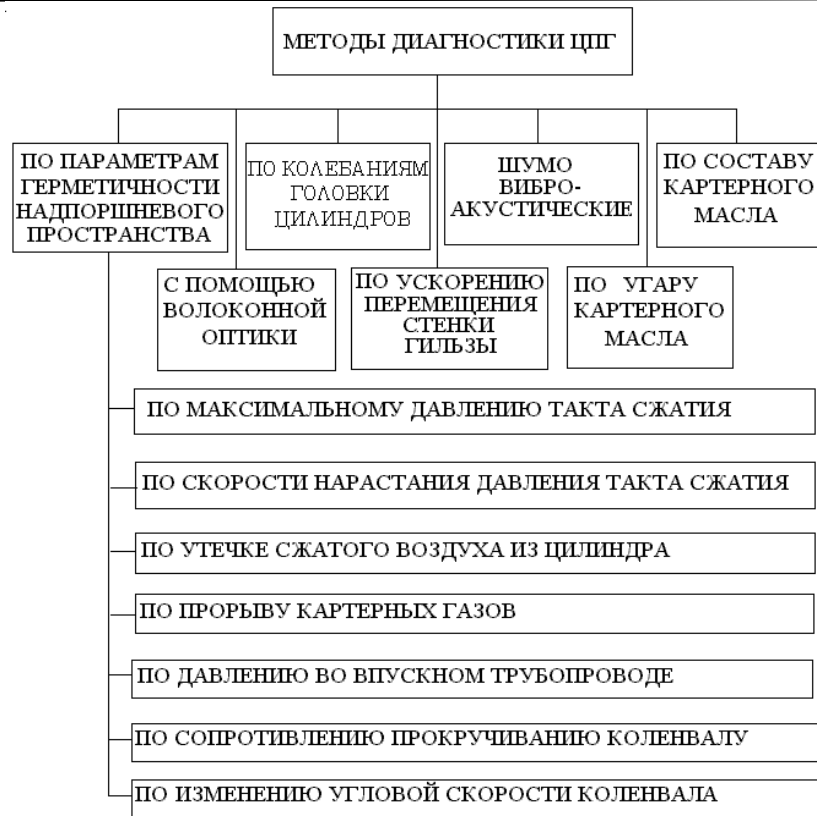
Для определения технического состояния ЦПГ двигателя по косвенным диагностическим параметрам применяются специальные методы технического диагностирования двигателя. Комплексный анализ методов технической диагностики ЦПГ подробно отражается во многих работах [3-15].

Анализ этих методов позволяет расширить их классификацию с учетом применяемых в настоящее время диагностических параметров (фиг.3).

Существуют математические модели нормально функционирующего объекта и математические модели неисправного объекта. Эти два типа моделей могут существенно отличаться, так как появление неисправности может вызывать появление новой переменной, характеризующей степень развития неисправности. В случае исправного двигателя теоретически давление в конце такта сжатия при отсутствии воспламенения рабочей смеси можно определить из уравнения политропы с постоянным показателем политропы n_1 [3]:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (1)$$

где p_a – давление в конце такта впуска, МПа;
 n_1 – показатель политропы сжатия воздуха;
 ε - степень сжатия в цилиндре двигателя.



Фиг.3. Классификация методов диагностики ЦПГ

Давление в конце такта впуска [3]:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a, \quad (2)$$

где p_0 – давление окружающей среды, $p_0=0,1\text{МПа}$;

ΔP_a - потеря давления за счет сопротивления впускной системы.

Потери давления за счет сопротивления впускной системы и затухание скорости движения заряда в цилиндре при некотором допущении определяется из уравнения Бернулли:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi) \frac{\omega_{вп}^2 \rho_0 10^{-6}}{2}, \quad (3)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра;

ξ – коэффициент сопротивления впускной системы;

$\omega_{вп}$ – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с;

ρ_0 – плотность заряда на впуске.

Гидравлические потери во впускной системе уменьшаются при увеличении проходных сечений, придании обтекаемой формы клапанам, обработке внутренних поверхностей впускной системы, правильном выборе фаз газораспределения, количества клапанов на цилиндр и т.д.

Для задач диагностирования математические модели применяются с целью установления связи между структурными и диагностическими параметрами. При наличии аналитической модели объекта диагностирования задача постановки диагноза в общем

Логические функции могут быть заданы следующими способами: словесным описанием, таблицами, формулами. При словесном описании логической функции перечисляются единичные и нулевые наборы логических переменных. Предварительно оговаривается общее количество логических функций математической модели.

Согласно разработанной структурно-следственной модели логическими функциями является конечное множество предельных состояний структурных параметров [16-20]:

$$Y = \{y_{1-2}, y_{3,1}, y_{3,2}, y_4\}, \quad (7)$$

где y_{1-2} - зазор в стыках поршневых колец;
 $y_{3,1}$ - верхний предел зазора между поршнем и кольцом по высоте канавки;
 $y_{3,2}$ - нижний предел зазора, то есть его отсутствие между поршнем и кольцом по высоте канавки;
 y_4 - зазор между седлом и головкой клапана (нарушение герметичности клапана).

Каждая логическая функция из данного множества будет определяться цифровым набором логических переменных. Каждая логическая переменная из множества $X = \{x_1, x_2, x_3\}$ принимает в том или ином случае конкретное значение 0 или 1.

Словесное описание логических функций математической модели будет следующим. Если давление картерных газов превышает допустимые значения, а относительная компрессия в цилиндре и темп ее нарастания остаются в норме, то неисправность ЦПГ связана с увеличением зазора в стыках поршневых колец, вследствие радиального износа колец или цилиндра.

Если давление картерных газов и темп нарастания компрессии в цилиндре превышают допустимые значения, а относительная компрессия находится в допустимых пределах, то неисправность ЦПГ обусловлена увеличением зазора между поршнем и кольцом по высоте канавки.

Если давление картерных газов и относительная компрессия в цилиндре превышают допустимые значения, а темп нарастания компрессии в цилиндре остается в норме, то неисправность ЦПГ обусловлена отсутствием зазора между поршнем и кольцом по высоте канавки.

Если давление картерных газов и темп нарастания компрессии в цилиндре остаются в норме, а относительная компрессия в цилиндре выходит за пределы допустимых значений, то неисправность связана с увеличением зазора между седлом и клапаном, то есть с нарушением герметичности клапана.

3. Заключение:

На сегодняшний день наиболее распространенным, доступным и достоверным остаются методы технической диагностики ЦПГ, дающие общую оценку герметичности надпоршневого пространства. Однако, эти и другие известные методы не дают желаемой информации о техническом состоянии ЦПГ и герметичности клапанов двигателя, вследствие неточности и противоречивости получаемых сведений, достоверность которых составляет 35-75%. При этом достоверность диагностического заключения во многом определяется опытом оператора и, следовательно, имеет субъективный характер. В современных зарубежных системах диагностирования двигателя, которые обеспечивают измерение, обработку, отображение и запоминание диагностических параметров посредством микропроцессорной техники, прикладного программного обеспечения, цветных мониторов и автоматизированного управления общим недостатком, помимо высокой стоимости, является отсутствие возможности распознавания неисправностей ЦПГ и нарушения герметичности клапанов двигателя. В работе предложена диагностическая модель, которая позволяет различать неисправности цилиндра-поршневой группы и клапанов двигателя.

Литература:

1. Koshevoy N.D., Sarayeva I.YU. Diagnostirovaniye tsilindro-porshnevoy gruppy dvigatelya / Vestnik Khar'kovskogo gosudarstvennogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta. Sbornik nauchnykh trudov. – Khar'kov: KHGADTU. –2001. – vyp. 14. – S. 64-66.
2. Koshoviy M. D., Sarayeva I.YU. Matematichne zabezpechennya protsesu diagnostuvannya tsilindro-porshnevoi grupi dviguna / Otkrytye informatsionnyye i komp'yuternyye integrovannyye tekhnologii: sb. nauch. tr. – Khar'kov: Nats. aerokosm. un-t «KHAU», 2010. vyp. 47. – S. 131-135.
3. Khrulev A.E. Remont dvigateley zarubezhnykh avtomobiley. – M.: Za rulem, 2000. – 440s.
4. Rukovodstvo po remontu, ekspluatatsii i obsluzhivaniyu avtomobiley VAZ-2110, VAZ-2111, VAZ-2112. Sost. Yametov V.A., Kosarev S.N. i dr., - M.: Rus'Avtokniga, 2001. – 208s.
5. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Opel Omega, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 288s.
6. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Opej Vectra, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 256s.
7. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Mercedes 190, 190E & 190D. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
8. Rukovodstvo po remontu, ekspluatatsii i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu Mercedes-Benz/ Dvigateli - 200, 200D, 230, 250, 250D, 260, 280, 300, 300D,320. Tekhno-Vook 2001. - 336s.
9. Rukovodstvo po remontu i tekhnicheskomu obsluzhivaniyu avtomobiley Daewoo Nexia s 1994 g. vypuska. Tekhno-Vook, 2001. - 272s.
10. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Ford Mondeo, benzin/ Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2001. – 296s.
11. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii BMW 5, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 224s.
12. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Nissan Bluebird, benzin/dizel', 84-91 gody vypuska./Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
13. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Renault 19 benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 272s.
14. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii Scoda Felicia, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 2000. – 252s.
15. Rukovodstvo po remontu i ekspluatatsii VW Polo, benzin/dizel'. Sost. V.A. Derevyanko; per. s pol. V. Mitskevich; Per. s nem. N.N. Krasotova. – M: Petit, 1995. – 272s.
16. Sarayeva I.YU. Modelirovaniye postanovki diagnoza pri diagnostirovanii tsilindro-porshnevoy gruppy i germetichnosti klapanov dvigatelya/ Vestnik Khar'kovskogo natsional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta. Sbornik nauchnykh trudov. – Khar'kov: KHNADU. – 2003. – vyp. 21. – S. 57-60
17. Sarayeva I.YU. Regressionny analiz sluchayno velichiny kompressii / Otkrytye informatsionnyye i komp'yuternyye integrovannyye tekhnologii: sb. nauch. tr. – Khar'kov: Nats. aerokosm. un-t «KHAU», 2011. vyp. 51. – S. 105-110.
18. Saraëva Í. Metod diagnostiki germetichnosti kameri zgorannya benzinovogo dviguna avtomobilya. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy – Pieszow, 2017. – S. 85-93. 21.
19. Sarayeva I.YU., Tsapko S.S. Opredeleniye predel'no-dopustimyykh znacheniy tekhnicheskogo sostoyaniya tsilindra i porshnya empiricheskim sposobom na avtomobile// Slovak international scientific journal №36, Bratislava, Slovakia. - 2019. S 36-43. (IJIF, SIS, GIF, ISI, DIIF).
20. Sarayeva I.YU., Dibrov V.K. Zakonomernost' raspredeleniya sluchaynoy velichiny kompressii v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya/ Scientific discussion №38. Praha, Czech Republic. - 2019. S 48-52. (RB, SIS, DIIF).

За контакти:

¹Irina Saraieva, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine, e-mail: sarayeva9@gmail.com, tel.: +38-050-64-00-787.

²Beshenko Alexander, student of group A-41, Kharkiv National Automobile and Highway University, St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine.

³Aashiri Ussama, student of group A-44, Kharkiv National Automobile and Highway University, St. Yaroslav Mudriy, 25, Kharkiv, 61002, Ukraine..

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ С БЕССТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Михаил Подригало¹, Александр Коряк²

IMPROVEMENT OF DYNAMIC PROPERTIES OF A CAR WITH A CONTINUOUSLY VARIABLE GEARBOX

Mikhail Podrigalo¹, Alexander Koryak²

Abstract. The work examines the dynamics of acceleration of a car equipped with a continuously variable automatic transmission and an internal combustion engine operating at a constant speed mode. Calculated dependencies that allow quantitative assessment of the influence of car parameters on the dynamics of its acceleration are obtained. Recommendations on improving the dynamic properties and energy efficiency of cars are formulated.

Keywords: gearbox, internal combustion engine, torque, gear ratio, acceleration dynamics.

1. Введение:

Применение бесступенчатой коробки передач позволяет обеспечить работу двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на постоянном скоростном режиме, т.е. при постоянной угловой скорости коленчатого вала. При таком режиме работы двигателя разгон автомобиля будет осуществляться за счет бесступенчатого уменьшения передаточного числа коробки от максимального значения до минимального. Экономия энергии реализуется благодаря обеспечению работы ДВС на оптимальных скоростных режимах и исключению затрат на разгон вращающихся масс двигателя при переключении передач и изменении угловой скорости коленчатого вала.

Исследованию динамических свойств автомобилей посвящено значительное количество работ [1-3]. Однако, как показал анализ публикаций, в литературе недостаточно освещены вопросы, связанные с управлением разгоном автомобиля за счет бесступенчатой коробки передач. Поэтому целью данной работы является улучшение динамических свойств и энергетической экономичности автомобилей путем реализации рациональных законов изменения передаточного числа бесступенчатой коробки при постоянном скоростном режиме ДВС.

2. Изложение:

Динамика разгона автомобиля при постоянном эффективном крутящем моменте (эффективной мощности двигателя).

На фиг. 1 приведены внешние скоростные характеристики ДВС. При работе двигателя на постоянном скоростном режиме

$$\omega_e = \omega_{\text{ерасч}} = \text{const}, \quad (1)$$

где ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя;

$\omega_{\text{ерасч}}$ – расчетное значение угловой скорости коленчатого вала, на которой предполагается работа ДВС.

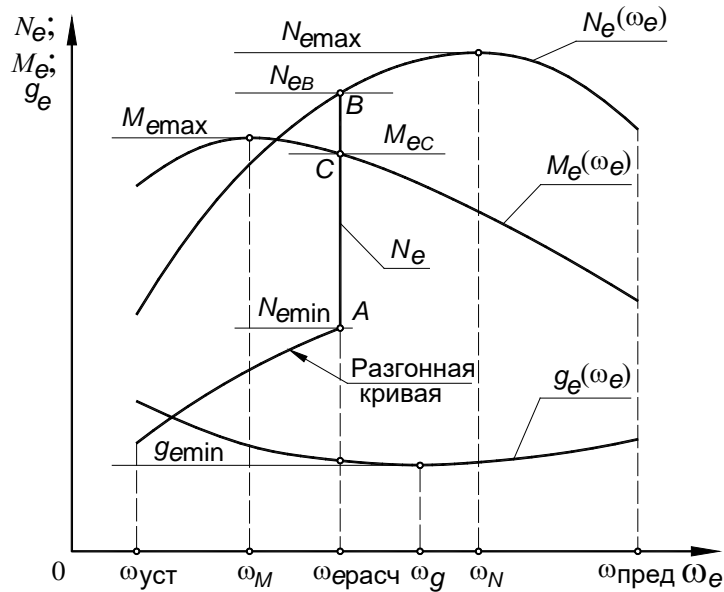
Процесс разгона автомобиля предполагается при первоначальном разгоне вала до угловой скорости $\omega_{\text{ерасч}}$ и достижения мощности двигателя на внешней скоростной характеристике $N_e = N_{eB}$. Указанная мощность может быть определена с помощью формулы С. Р. Лейдермана [4] (фиг. 1)

$$N_{eB} = N_{e\text{max}} \left(a \frac{\omega_{\text{ерасч}}}{\omega_N} + b \frac{\omega_{\text{ерасч}}^2}{\omega_N^2} - c \frac{\omega_{\text{ерасч}}^3}{\omega_N^3} \right), \quad (2)$$

где $N_{e\text{max}}$ – максимальная эффективная мощность двигателя;

ω_N – угловая скорость коленчатого вала, при которой реализуется $N_{e\text{max}}$;

a, b, c – эмпирические коэффициенты, зависящие от типа ДВС [4].



Фиг. 1. Внешние скоростные характеристики ДВС: $N_e(\omega_e)$; $M_e(\omega_e)$; $g_e(\omega_e)$ – характеристики эффективных значений мощности, крутящего момента и удельного расхода топлива; $N_{e\max}$, $M_{e\max}$ – максимальные эффективные мощность и крутящий момент; $g_{e\min}$ – минимальный удельный расход топлива; ω_N ; ω_M ; ω_g – значения угловой скорости коленчатого вала, соответствующие $N_{e\max}$; $M_{e\max}$ и $g_{e\min}$; $\omega_{уст}$ – минимальная устойчивая угловая скорость коленчатого вала; $\omega_{пред}$ – предельно допустимая угловая скорость коленчатого вала

Эффективный крутящий момент M_{eC} двигателя, реализуемый в точке С на внешней скоростной характеристике при $\omega_e = \omega_{ерасч}$

$$M_{eC} = \frac{N_{eB}}{\omega_{ерасч}} = \frac{N_{e\max}}{\omega_N} \left(a + b \frac{\omega_{ерасч}}{\omega_N} - c \frac{\omega_{ерасч}^2}{\omega_N^2} \right) \quad (3)$$

Уравнение динамики вращательного движения вала имеет вид

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_{eC} - M_c - I_{тр}^{пр} \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (4)$$

где I_e – момент инерции вращающихся масс двигателя;

$I_{тр}^{пр}$ – момент инерции вращающихся масс трансмиссии, приведенных к коленчатому валу двигателя;

M_c – момент сопротивления вращению коленчатого вала;

$$M_c = \frac{P_c r_d}{u_0 u_k \eta_{тр} \eta_{fk} \eta_{упрк}}; \quad (5)$$

P_c – сила сопротивления движению автомобиля,

$$P_c = m_a \dot{V}_a + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2; \quad (6)$$

m_a – масса автомобиля;

V_a ; \dot{V}_a – линейные скорость и ускорение автомобиля;

C_x – лобовой коэффициент аэродинамического сопротивления;

ρ – плотность воздуха;
 F – площадь лобового сечения (мидель) автомобиля;
 r_d – динамический радиус ведущих колес;
 $u_0; u_k$ – передаточные числа главной передачи и коробки передач;
 $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;
 η_{fk} – силовой КПД ведущих колес [5];
 $\eta_{fупр}$ – упругий КПД ведущих колес [5].

Между линейной скоростью автомобиля V_a и угловой скоростью коленчатого вала ω_e существует известная взаимосвязь

$$V_a = \frac{\omega_e r_k}{u_0 u_k}. \quad (7)$$

где r_k – кинематический радиус колеса.
 Линейное ускорение автомобиля

$$\dot{V}_a = \frac{dV_a}{dt} = \frac{r_k}{u_0 u_k^2} \left(u_k \frac{d\omega_e}{dt} - \omega_e \frac{du_k}{dt} \right). \quad (8)$$

После подстановки выражений (7) и (8) в уравнение (6), получим

$$M_c = \frac{r_d}{u_0 u_k \eta_{тр} \eta_{fk} \eta_{упр}} \left[m_a \left(\frac{r_k}{u_0 u_k} \frac{d\omega_e}{dt} - \frac{r_k \omega_e}{u_0 u_k^2} \frac{du_k}{dt} \right) + \frac{c_x}{2} \rho F \frac{\omega_e^2 r_k^2}{u_0^2 u_k^2} \right]. \quad (9)$$

Уравнение (4) с учетом (9) после преобразований примет вид

$$\left(I_e + I_{тр}^{пр} + \frac{m_a r_d^2}{u_0^2 u_k^2 \eta_{тр} \eta_{fk}} \right) \frac{d\omega_e}{dt} = M_{eC} + \frac{r_d^2 \omega_e m_a}{u_0^2 u_k^3 \eta_{тр} \eta_{fk}} \frac{du_k}{dt} - \frac{c_x r_d^2 \rho F r_k \omega_e^2}{2 u_0^3 u_k^3 \eta_{тр} \eta_{fk}}. \quad (10)$$

При работе двигателя на постоянном скоростном режиме $\omega_e = \omega_{ерасч}$ и $d\omega_e / dt = 0$.
 В этом случае уравнение (10) примет вид

$$M_{eC} + \frac{r_d^2 \omega_{ерасч} m_a}{u_0^2 u_k^3 \eta_{тр} \eta_{fk}} \frac{du_k}{dt} - \frac{c_x r_d^2 \rho F r_k \omega_{ерасч}^2}{2 u_0^3 u_k^3 \eta_{тр} \eta_{fk}} = 0. \quad (11)$$

Уравнение (11) представляет собой дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными, которое представим в виде

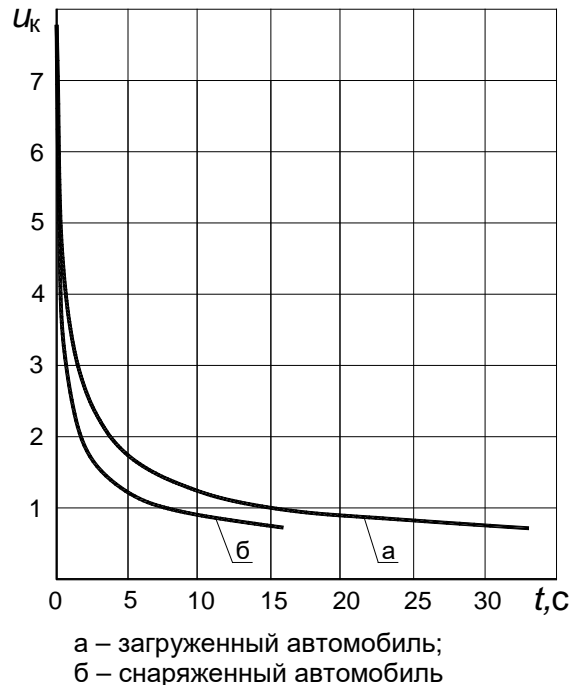
$$\frac{du_k}{dt} = \frac{c_x \rho F r_k \omega_{ерасч}}{2 m_a u_0} - \frac{M_{eC} u_0^2 \eta_{тр} \eta_{fk}}{m_a \omega_{ерасч} r_d^2} u_k^3 \quad (12)$$

После интегрирования уравнения (12), получим, с учетом начальных условий (при $t=0 \rightarrow u_k = u_{кн}$)

$$t = \frac{1}{B^2 C} \left[\frac{1}{6} \ln \left| \frac{a^2 + a u_k + u_k^2}{a^2 + a u_{кн} + u_{кн}^2} \times \left(\frac{a - u_{кн}}{a - u_k} \right)^2 \right| + \frac{1}{\sqrt{3}} \left(\arctg \frac{2u_k + a}{a\sqrt{3}} - \arctg \frac{2u_{кн} + a}{a\sqrt{3}} \right) \right], \quad (13)$$

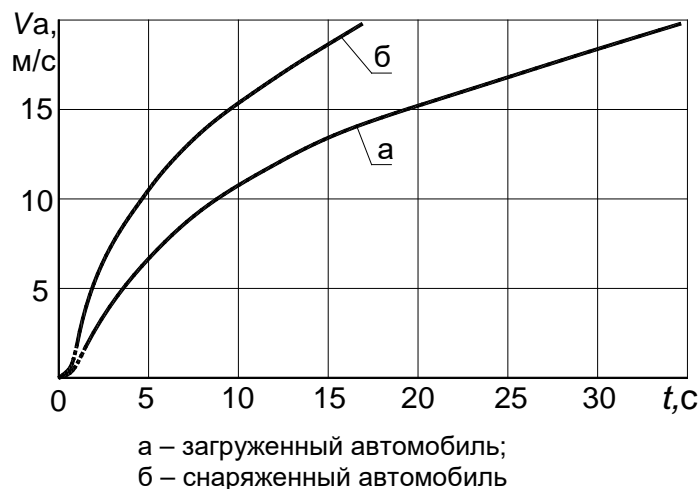
где $u_{кн}$ – передаточное число коробки передач в начальный момент разгона при $t=0$.

Выражение (13) устанавливает взаимосвязь между величиной передаточного числа коробки передач u_k и временем t . На фиг. 2 изображены графики зависимости $u_k=f(t)$ для груженого и снаряженного автомобиля КрАЗ-6322, построенные с помощью формулы (13). При этом принималось, что передаточное число коробки передач u_k изменялось в пределах от $u_{кн}=7,73$ до $u_{кв}=0,71$ ($u_{кв}$ – передаточное число коробки на высшей передаче).



Фиг. 2. Графики зависимости величины передаточного числа u_k от времени t

Зависимость скорости автомобиля V_a от времени можно получить после подстановки функции $u_k=f(t)$ в уравнение (7). На фиг. 3 представлены графики зависимости $V_a=f(t)$ при разгоне автомобиля КрАЗ-6322 с бесступенчатой коробкой передач и работе ДВС на постоянном скоростном режиме. Пунктирные участки графиков не охватываются уравнением (13), а соответствуют времени включения сцепления. При построении графиков полагалось, что это время составляет 1,5 с для груженого и 1,0 с для снаряженного автомобиля.



Фиг. 3. Графики зависимости скорости автомобиля V_a от времени t

Нами рассмотрен случай и получена математическая модель разгона автомобиля с бесступенчатой передачей при работе ДВС с постоянной угловой скоростью коленчатого

вала $\omega_e = \omega_{\text{ерасч}} = \text{const}$. При этом разгон автомобиля (включение муфты сцепления) начинается после достижения угловой скорости ω_e величины $\omega_{\text{ерасч}}$ и эффективной мощности – величины N_{eB} на внешней скоростной характеристике (фиг. 1).

Рассмотрим случай, при котором включение трансмиссии будет происходить при достижении угловой скорости коленчатого вала величины $\omega_{\text{ерасч}}$. При этом эффективная мощность двигателя будет равна $N_{e\text{min}}$ (точка А на разгонной характеристике двигателя – фиг. 1). Двигатель в этом случае будет работать на частичной скоростной характеристике.

Динамика разгона автомобиля при изменении мощности двигателя по линейному закону.

Предположим, что закон изменения мощности N_e и момента M_e на участке АВ разгонной характеристики будут изменяться по линейным законам вида

$$N_e(t) = \begin{cases} N_{e\text{min}} + \frac{N_{eB} - N_{e\text{min}}}{t_n} t - \text{при } N_e \leq N_{eB}; \\ N_{eB} - \text{при } N_e > N_{eB}; \end{cases} \quad (14)$$

$$M_e(t) = \begin{cases} \frac{N_{e\text{min}}}{\omega_{\text{ерасч}}} + \frac{N_{eB} - N_{e\text{min}}}{\omega_{\text{ерасч}} t_n} t - \text{при } M_e \leq M_{eC}; \\ M_{eC} - \text{при } M_e > M_{eC}, \end{cases} \quad (15)$$

где t – время;

t_n – время нарастания эффективной мощности двигателя от $N_{e\text{min}}$ до N_{eB} .

С учетом выражения (21) уравнение (11) примет следующий вид

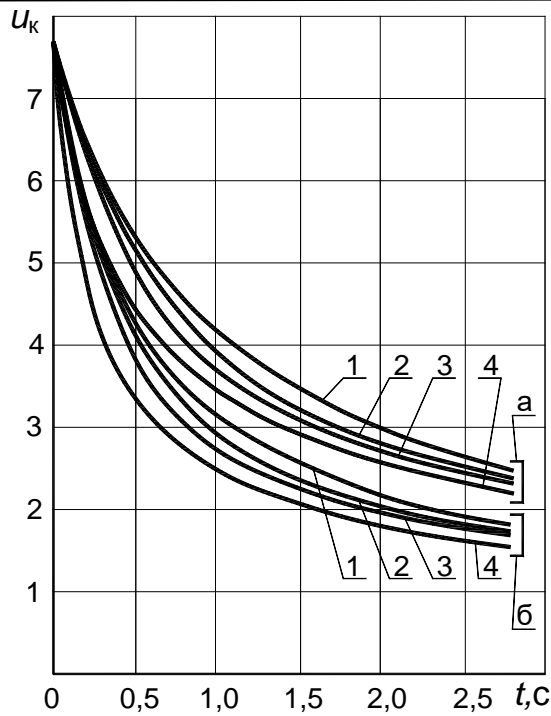
$$M_e(t) + \frac{r_d^2 \omega_{\text{ерасч}} m_a}{u_0^2 u_k^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{fk}}} \frac{du_k}{dt} - \frac{c_x r_d^2 \rho F r_k \omega_{\text{ерасч}}^2}{2 u_0^3 u_k^3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{fk}}} = 0. \quad (16)$$

Дифференциальное уравнение (16) было проинтегрировано численным методом Эйлера-Коши. Погрешность оценивалась по результатам численного интегрирования уравнения (11), которые сравнивались с результатами его аналитического решения. Как и следовало ожидать, при использовании данного численного метода происходит накопление погрешности. Но в пределах временного промежутка $t=2,5$ с относительная погрешность используемого численного метода не превышает 1,12 %. Это дает основания полагать, что на рассматриваемом промежутке времени результаты численного интегрирования уравнения (16) будут достаточно точными.

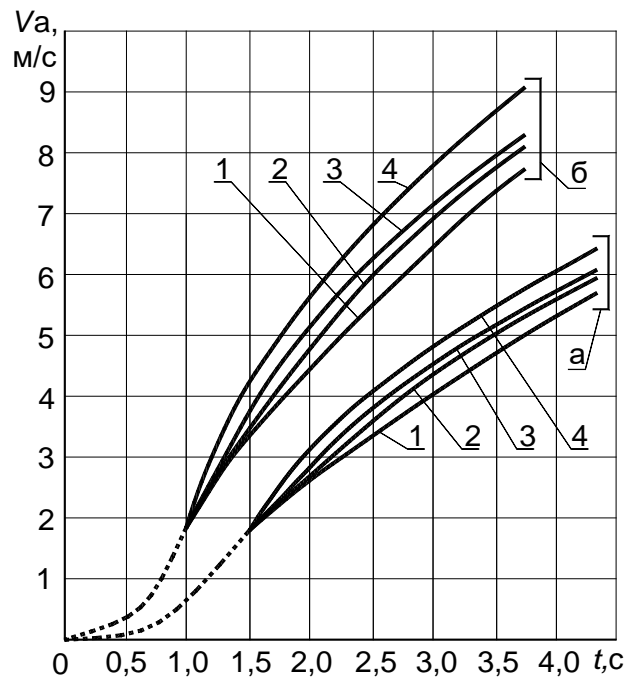
На фиг. 4 изображены графики зависимости величины передаточного числа u_k от времени t при различных значениях времени t_n нарастания эффективной мощности двигателя. При расчетах принималось $N_{e\text{min}}=0,5N_{eB}$, $\omega_{\text{ерасч}}=199 \text{ с}^{-1}$.

На фиг. 5 представлены графики зависимости $V_a=f(t)$ при разгоне автомобиля с различными значениями времени t_n нарастания эффективной мощности двигателя. Как было сказано выше, пунктирные участки соответствуют времени включения сцепления.

Реализация последнего варианта решения задачи сопряжена с трудностью получения роста эффективной мощности двигателя при $\omega_e = \omega_{\text{ерасч}} = \text{const}$. Поэтому, на наш взгляд, целесообразно на разгонной характеристике совмещать точки А и В.



а – загруженный автомобиль; б – снаряженный автомобиль
 1 – $t_n=2,0$ с; 2 – $t_n=1,0$ с; 3 – $t_n=0,5$ с; 4 – при $M_e= M_{eC}$
 Фиг. 4. Графики рационального изменения величины передаточного числа u_k в зависимости от времени t при различных значениях t_n



а – загруженный автомобиль; б – снаряженный автомобиль
 1 – $t_n=2,0$ с; 2 – $t_n=1,0$ с; 3 – $t_n=0,5$ с; 4 – при $M_e= M_{eC}$
 Фиг. 5. Графики зависимости скорости автомобиля V_a от времени t при различных значениях t_n и рационального изменения величины передаточного числа u_k в соответствии с предложенными вариантами

3. Заключение:

В результате проведенного исследования получены динамическая и математическая модели разгона автомобиля с бесступенчатой коробкой передач при постоянной угловой скорости коленчатого вала.

При реализации предлагаемого способа управления разгоном автомобиля рекомендуется включать трансмиссию после достижения значения эффективной мощности двигателя в соответствие с внешней скоростной характеристикой.

Литература:

1. Karpenko V.A. Ocenka potencialnyh dinamicheskikh harakteristik avtomobilya / V.A. Karpenko // Avtomobilnyj transport. Sbornik nauchnyh trudov. – Vyp. 1. – Harkov: HGADTU, 1998. – s.64-67.
2. Fajst V.L. Udoskonalennya vimog do dinamichnih vlastivostej legkovih avtomobiliv: avtref. dis. na zdobuttya nauk stupenya kand. tekhn. nauk: spec. 05.22.20 – ekspluataciya ta remont zasobiv transportu / V.L. Faist – Harkiv, 2012. – 20 s.
3. Kajdalov R.O. Naukovi osnovi stvorennaya avtomobiliv z kombinovanoyu energetichnoyu ustanovkoyu: avtoref. dis. na zdobuttya nauk stupenya dokt. tekhn. nauk: spec. 05.22.02 – avtomobili ta traktori / R.O. Kajdalov. – Harkiv, 2018. – 40 s.
4. Bortnickij P.I. Tyagovo-skorostnye kachestva avtomobilej / P. I. Bortnickij, V. I. Zadorozhnyj. – K.: Vishcha shkola, 1978. – 176 s.
5. Nikolay Artyomov, Mikhail Podrigalo, and Aziz Abdulgazis. Analyzing the dynamics of a single car wheel. MATEC Web of conferences 224,02102 (2018) YCMTMTE2018 <https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402102>.

За контакти:

Doctor of Technical Science, Professor, Mikhail Podrigalo, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Technology of Machine Building and Repair"; Ph.D Associate Professor Alexander Koryak, Kharkov National Automobile and Highway University, Department "Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines", Ukraine, 61002, Kharkov, St. Ya. Mudriy, 25, +380577073710, e-mail: kaf.dm.tmm@gmail.com

ФОРМИРОВАНИЕ ПРОГРАММЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

FORMATION OF A PROGRAM TO ENSURE THE DEVELOPMENT OF PROCESSES FOR MAINTENANCE AND REPAIR OF AUTOMOBILES AT AUTOMOBILE TRANSPORT ENTERPRISES

Nikolay Mastepan, Victor Kuzmin

Abstract. The paper presents a methodology for developing a program for the development of processes for maintenance and repair of automobiles at automobile transport enterprises. The main areas of improvement and development of the production process are identified, the requirements for the development program are formulated, a procedure for developing a development program for the components of the process of car maintenance and repair

Keywords: car, service, production process, development

1. Введение:

На предприятиях автомобильного транспорта необходимо предусматривать постоянное развитие процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей.

Для обеспечения эффективной эксплуатации автомобилей необходимы соответствующие состав и структура основных производственных фондов предприятия, современные технологические процессы. Вопросам оптимизации производственных структур предприятий постоянно уделяется должное внимание. Эти проблемы глубоко исследовали многие ученые.

Мировой опыт эксплуатации специальных машин и автомобилей показывает, что производственные мощности для проведения технического обслуживания и текущего ремонта должны жестко соответствовать потребностям парка, который эксплуатируется в конкретных условиях эксплуатации, на конкретных работах и перевозках, имеет конкретное техническое состояние.

Те методики обоснования и расчетов мощности производственных структур [1, 2, 3], которые использовались ранее устарели, они приводят к повышенным удельным материальным затратам на техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей и поэтому не обеспечивают эффективной, конкурентоспособной эксплуатации.

Стабильная эффективная работа предприятия, рост его производственного потенциала может быть при стабильном наращивании и развитии технологий, технического оснащения производственного процесса технического обслуживания и ремонта автомобилей.

На предприятии должна быть разработана и внедрена системная оценки уровня и соответствия производственного процесса рынку услуг. Оценка уровня процесса и разработка обоснованных направлений его развития должны использоваться при формировании стратегии наращивания потенциала производственного процесса предприятия.

Разработка стратегии развития производственного процесса предприятия автосервиса становится особенно актуальной в условиях увеличения автомобильного парка и развития рынка сервисных услуг.

Изложение:

На предприятиях автомобильного транспорта необходимо иметь методологию постоянного развития, совершенствования процесса ТО и ремонта автомобилей. Целесообразно определять направления и механизм совершенствования процесса с целью повышения эффективности производства и качества услуг по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей.

Важно также обосновать требования и ограничения к моделям и программам развития производственного процесса.

Необходимость обеспечения конкурентоспособности предприятия остро ставит вопрос повышения качества и эффективности производства услуг по ТО и ремонту автомобилей, применению передовых методов организации и управления производством. Это позволит рационально использовать материальные, энергетические ресурсы, выявить и реализовать потенциальные технологические возможности.

Целесообразно провести научное обоснование путей и направлений повышения качества обслуживания и ремонта автомобилей путем развития технологий, планирование развития технико-технологического, кадрового обеспечения на основе минимизации затрат при одновременном обеспечении качества ТО и ремонта автомобилей. Технологии должны максимально учитывать реальные условия работы и факторы, влияющие на производственный процесс, быть современными, обоснованными.

Общая методика исследований процессов и разработки программы развития процессов должна включать следующие этапы [2, 4]:

экспериментальное исследование процессов обслуживания и ремонта автомобилей на предприятии;

анализ опыта функционирования производственных процессов и системы управления качеством услуг на лучших предприятиях автомобильного транспорта;

разработку методики планирования процессов в системе управления производством услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей;

разработку ограничений и требований к моделированию процессов ТО и ремонта автомобилей;

разработку методики оптимизации плана производства услуг по ТО и ремонту автомобилей;

определение наиболее значимых составляющих системы обеспечения качества и эффективности производства услуг по обслуживанию и ремонту автомобилей;

определение требований к организации и управлению системами технического обслуживания и ремонта автомобилей;

разработку программы развития технико-технологического обеспечения производственного процесса;

разработку модели планирования кадрового обеспечения предприятий.

Формирование программы и планов развития производства услуг по ТО и ремонту автомобилей на предприятии должно производиться по схеме (рис.1).

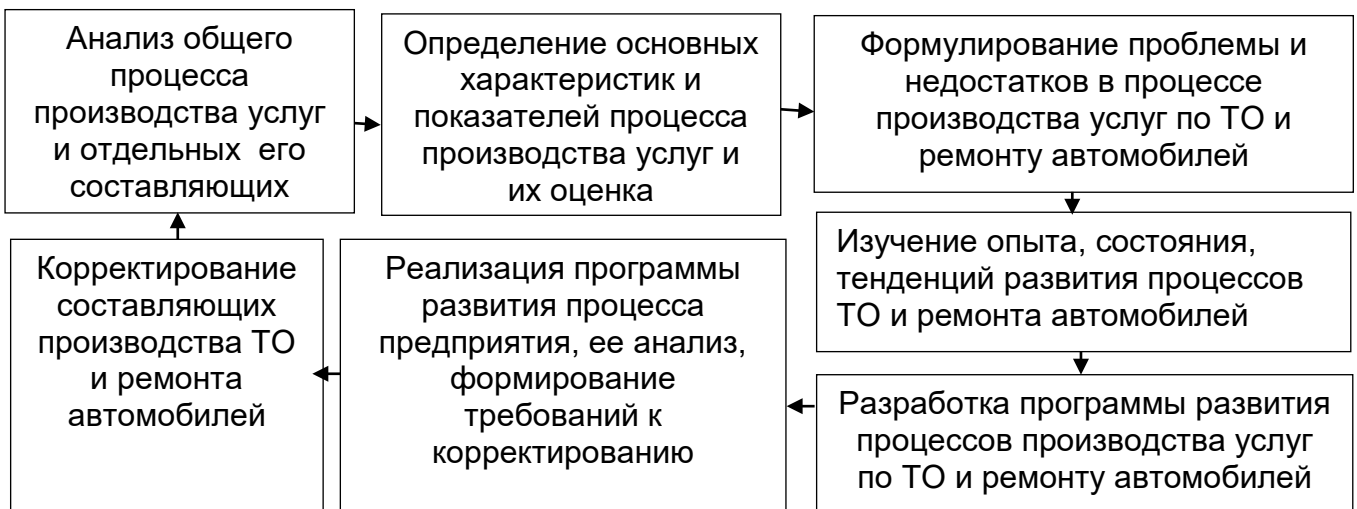


Рис. 1. Схема формирования программы развития производственного процесса

Развитие производственного процесса предприятия автомобильного транспорта должно осуществляться за счет внедрения новых технологий, внедрения нового и модернизации существующего технологического оборудования, внедрения новейших систем подготовки, повышения квалификации и мотивации работников, совершенствования нормативного и информационного обеспечения процессов.

Для разработки комплексной программы развития производственного процесса ТО и ремонта автомобилей на предприятии необходимо определить главные, приоритетные направления по всем составляющим процесса.

Для технологических процессов предприятий автомобильного транспорта такими направлениями являются:

- развитие технологических процессов производства в зонах обслуживания и ремонта автомобилей на базе компьютерных технологий;

- развитие технологических процессов производственных участков на основе новейших технологий (малярный, электротехнический, аккумуляторный участок и др.);

- совершенствование технологических процессов инфраструктуры (операции закупки материалов, складирование материалов и т.п.);

- технологическую культуру (экологичность технологий, показатели эргономичности).

Для технического оснащения производственного процесса основными направлениями являются:

- обеспечение технического уровня технологического оборудования производственного процесса;

- формирования системы ТО и ремонта технологического оборудования;

- оценка уровня и технического состояния технологического оборудования;

- исследования современного состояния развития технического оснащения производственных процессов и разработка программы замены оборудования.

Для кадрового обеспечения процесса основными направлениями являются:

- система подготовки и комплектования кадров для производственного процесса;
- система повышения квалификации и формирования производственной карьеры работников;

- система мотивации кадров в соответствии с участием в производственном процессе;
- система социальной защиты работников предприятия.

- социальная направленность по отношению к рабочим предприятия.

Нормативное обеспечение процессов ТО и ремонта автомобилей должно включать подсистемы стандартов и нормативов по следующим направлениям:

- обеспечение процессов определения рынка услуг и формирования производственной программы предприятия (законы о налогообложении, нормативы периодичности, трудоемкости обслуживания и т.п.);

- обеспечение материально-технического снабжения (нормативы хранения материалов, нормативы расхода материалов и т.п.);

- обеспечение протекания процесса технического обслуживания и ремонта автомобилей (нормативы трудоемкости обслуживания и ремонта автомобилей, нормативы расхода материалов и т.п.);

- обеспечение функционирования производственной базы для технического обслуживания и ремонта автомобилей (нормативы использования оборудования, нормативы обслуживания оборудования);

- обеспечение управления процессами обслуживания и ремонта автомобилей (законы и постановления правительства, стандарты, нормативы функционирования производства и т.п.);

- обеспечение функционирования кадрового потенциала (законы и постановления правительства, регламентирующие функционирование трудовых коллективов предприятий, нормативы затрат и оплаты труда и т.п.);

обеспечение управления процессами обслуживания и ремонта автомобилей (показатели, характеризующие нормальное функционирование производства и отдельных его составляющих и т.п.);

обеспечение контроля технического состояния автомобилей (стандарты, нормативы технического состояния автомобилей и т.п.).

Программа развития производства ТО и Р на предприятии представлена на рис. 2.



Рис. 2. Блок-схема алгоритма разработки и реализации программы развития процесса предприятия

Программа разрабатывается на основе оценки и анализа технико-экономических возможностей предприятия.

3. Заключение:

При разработке программы развития производственного процесса предприятия необходимо контролировать и анализировать: показатели объема и структуры расходов на технико-технологическое обеспечение, кадровое, нормативное обеспечение, показатели уровня технологий, показатели функционирования предприятия.

Литература:

1. Wang H., Liu G. P., Harris C.J., Brown M. Advanced Adaptive Control. – Oxford: Pergamon, 1995. – 262 p.

2. Kanarchuk V., Kournikov I. Production systems in transport: A textbook. - K.: High School, 1997. – 359 p.
3. Technical cybernetics of transport: Textbook / N. Govoruschenko, V. Vartholomew. - Kharkov: KhGADTU, 2001. - 271 p.
4. Universal Quality Management: Textbook for high schools / O. Gludkin, N. Gorbunov, A. Gurov, Y. Zorin; Ed. O. Gludkina. - M.: Radio and communications, 1999. - 600 p.

Контакти: Mastepan Nikolay Antonovich, Associate Professor, Ph.D., Kuzmin Victor Stepanovich, Senior Lecturer, Ukraine, Donbass National Academy of Construction and Architecture, phone: +380954927056, +380508638976, e-mail: mastepanma@gmail.com, optimus_27@ukr.net

УПРАВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТЬЮ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ БОРТОВЫХ СИСТЕМ

CONTROL OF WHEELED MACHINES OPERATIONAL RELIABILITY USING THE INTELLECTUAL ON-BOARD SYSTEMS

Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Dmytro Klets, Victoriya Zadorozhnaya,
Alexandr Hvorost

Abstract. The approach to improving the reliability of operation of the wheeled vehicle on the basis of ensuring its stability by using an intelligent onboard system is substantiated. The use of the dynamic stability coefficient is proposed as a stability parameter. The scheme has been developed to ensure the reliability of the wheeled vehicle operation, based on reducing the influence of driver qualifications on its stability, taking into account the results of monitoring the technical condition. Parameter estimation is performed by a mobile registration-measuring complex with elements of artificial intelligence. The results of the study can be used in the production and operation of wheeled vehicles.

Key words: reliability of operation, stability, driver, monitoring, wheeled vehicle.

Водитель является ключевым элементом системы "водитель-машина-дорожные условия". От его субъективного восприятия дорожной ситуации и действий зависит безопасность использования машины и эксплуатационная надежность. Поэтому исследования, направленные на повышение надежности колесной машины обеспечением устойчивости положения на основе уменьшения влияния квалификации водителя на процесс управления и использования результатов мониторинга технического состояния, являются актуальными.

Мировая статистика свидетельствует о том, что в большинстве дорожно-транспортных происшествий (ДТП) виноват водитель [1]. Большая часть нарушений, повлекших ДТП, вызвана пробелами в обучении водителей, незнанием ими своих профессиональных и психофизиологических возможностей. В проведенном исследовании [2] установлено, что в аграрном секторе Украины, где на транспортных работах эксплуатируется значительное количество шарнирно-сочлененных колесных машин, к наиболее значимым производственным опасностям относятся: нарушение правил дорожного движения – 13,3%, недостатки во время обучения безопасным приемам труда – 9,9%, алкогольное и наркотическое опьянение – 8,9%, нарушения трудовой и производственной дисциплины – 8,7% и другие.

Под надежностью водителя следует понимать, по аналогии с техническими системами, его способность в течение определенного промежутка времени работать без ДТП [1]. В настоящее время одним из основных параметров, характеризующих надежность водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия" является время реакции при аварийной ситуации. Взаимодействие элементов системы подробно рассмотрено в работе [3]. Поскольку физиологические способности человека ограничены, наиболее перспективным направлением является развитие элементов искусственного интеллекта на транспорте с целью обеспечения надежности колесных машин.

Для повышения эксплуатационной надежности за счет снижения вероятности опрокидывания при движении колесной машины необходимо постоянно иметь своевременную объективную информацию о ее положении в пространстве, условиях движения и техническом состоянии. Причем при достижении предельных значений параметра устойчивости необходимо наличие средств сигнализации о возможности

опрокидывания. В качестве параметра устойчивости возможно использование коэффициента динамической устойчивости $K_{ДУ}$ [4], который определяется зависимостью

$$K_{ДУ} = \frac{\omega_{тек}}{\omega_{гран}}, \quad (1)$$

где $\omega_{тек}$ – текущее значение угловой скорости колесной машины в поперечной плоскости;

$\omega_{гран}$ – предельная по условию опрокидывания угловая скорость колесной машины в поперечной плоскости.

При $K_{ДУ} < 1$ устойчивость положения колесной машины обеспечивается. При достижении $K_{ДУ} \geq 1$ существует реальная опасность опрокидывания, поэтому необходимо применять соответствующие меры для его предотвращения.

Разработанный мобильный регистрационно-измерительный комплекс (МРИК) [5] с программным продуктом DPSAV (Dynamic Position Stability of Articulated Vehicles) (рис. 1), адаптированный для оценки устойчивости положения, позволяет оценить и повысить надежность водителя во время выполнения транспортных операций в процессе реальной эксплуатации. Предложенный подход отличается от существующих методов решения подобных задач оценкой текущих параметров устойчивости положения как в режиме реального времени, так и при анализе собранных массивов информации.

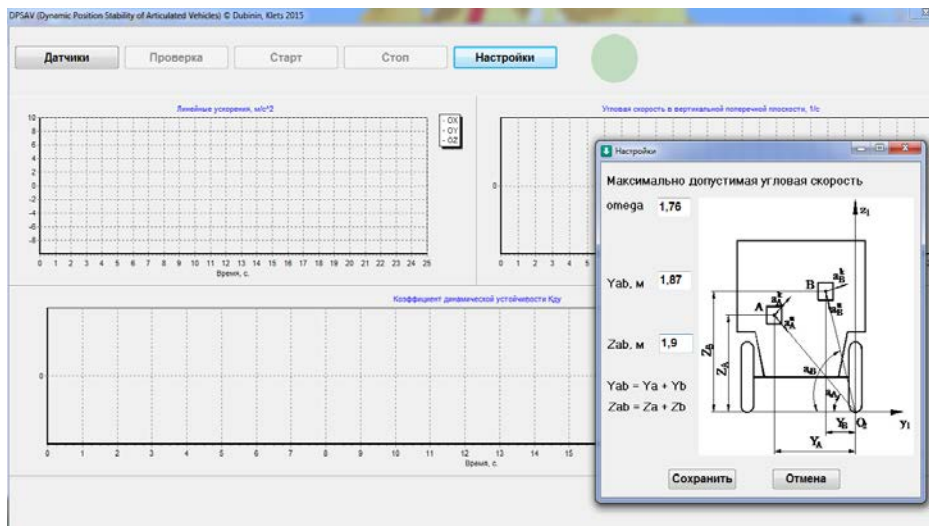


Рис.1. Внешний вид экранной формы программы DPSAV с окном настроек

На рисунке 2 представлена блок-схема метода оценки и повышения надежности водителя при обеспечении безопасности использования на примере шарнирно-сочлененной машины в различных условиях эксплуатации [6].

Исходя из того, что у водителей мотивация и отношение к выполнению транспортных операций с соблюдением требований по безопасности могут быть различными, основной эффект для повышения устойчивости положения может быть получен за счет улучшения информативности и обеспечения корректирующих воздействий в процессе движения при помощи МРИК. Все выходы контролируемого параметра за пределы зон записываются в память МРИК. Предельные значения зон выбраны с учетом существующих наработок по установлению критерия боковой устойчивости [7] и времени реакции водителя [8].

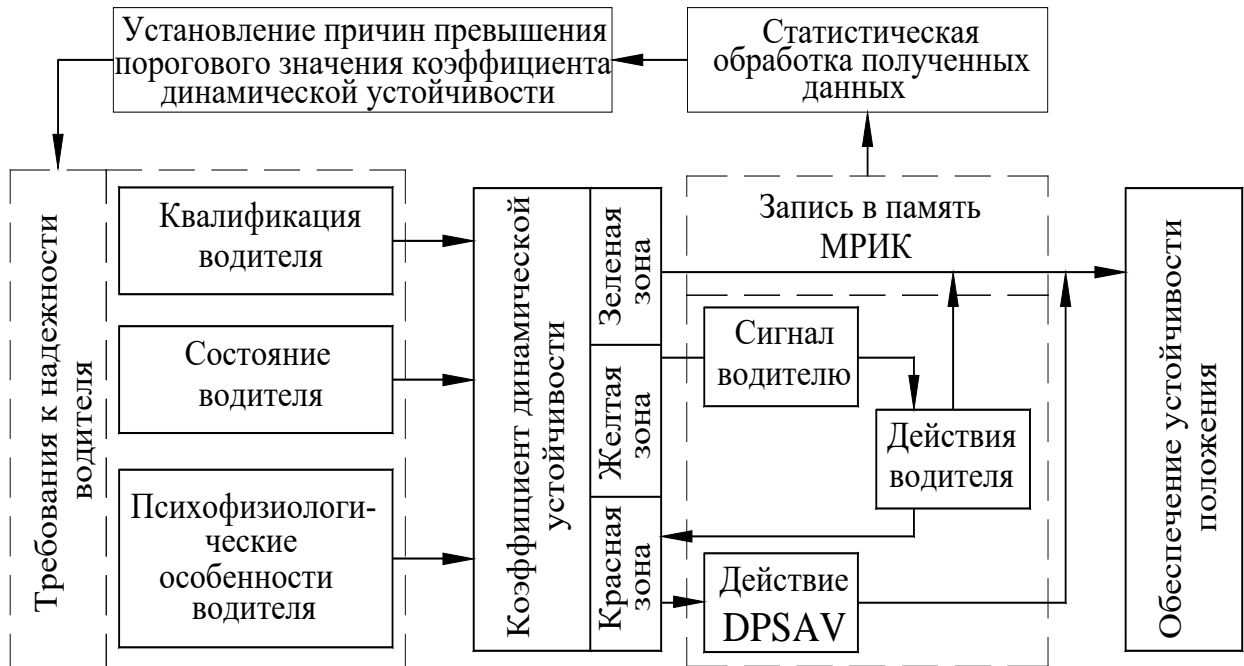


Рис.2. Схема оценки и повышения надежности водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия"

Схема взаимодействия водителя с системой, с учетом его времени реакции t_p на аварийную ситуацию, представлена на рисунке 3.

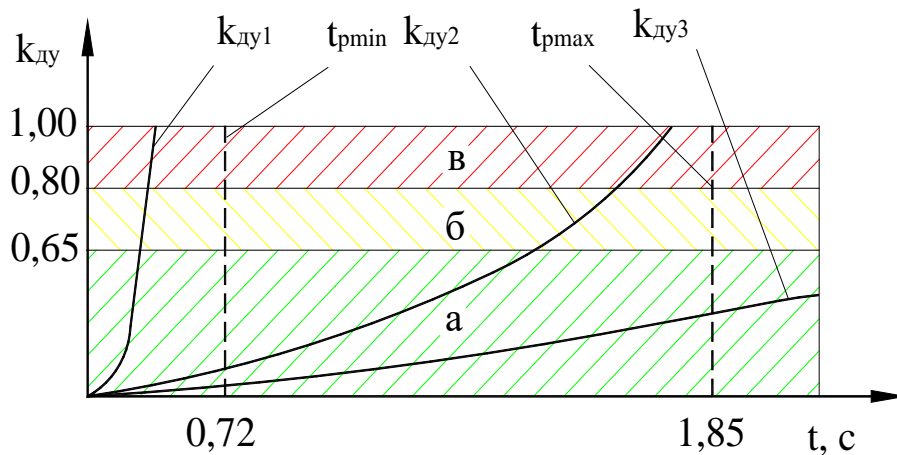


Рис.3. Взаимодействие водителя с системой обеспечения динамической устойчивости при сложной задаче и неблагоприятных условиях работы:

а – "зеленая зона"; б – "желтая зона"; в – "красная зона"

При высокой интенсивности возрастания коэффициента динамической устойчивости $K_{ду1}$, например при значительной скорости движения, не соответствующей дорожным условиям, водителю недостаточно профессиональных качеств и реакции для управления процессом стабилизации машины. В этом случае функцию стабилизации машины должен выполнить мобильный регистрационно-измерительный комплекс. Статистическая обработка результатов может дать полную картину на любом промежутке времени эксплуатации относительно выполнения требований к безопасности использования шарнирно-сочлененных машин как в единичном случае, так и в случае использования парка машин. При частых выходах в "желтую зону" возникают вопросы к организации процесса перевозок (маршрут, дорожные условия и так далее). При многократном выходе параметра в "красную зону" возникают вопросы к надежности данного водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия".

Как показывают проведенные ранее исследования [4–8], в настоящее время основной упор для систем обеспечения устойчивости положения делается на системы контроля параметров движения и информирования водителя. Для исключения водителя из процесса управления при возникновении аварийных ситуаций необходимо передавать интеллектуальной электронной бортовой системе функции коррекции его действий и включения модуля автоматического управления. Это возможно только лишь при наличии достоверной информации о возможности опрокидывания колесной машины и соответствующем техническом состоянии ее элементов и систем, задействованных в процессе предотвращения аварийной ситуации.

Предложена структурная схема обеспечения надежности эксплуатации колесной машины, основанная на снижении влияния квалификации водителя как элемента системы "водитель-машина-дорожные условия" на ее устойчивость положения с учетом результатов мониторинга технического состояния (рис. 4).



Рис. 4. Структурная схема обеспечения надежности эксплуатации колесной машины

МРИК и система мониторинга технического состояния будут усовершенствованы на основе учета ранее полученных результатов по созданию перспективной интеллектуальной платформы в работе [9].

В результате проведенных исследований [9] определены атрибуты инноваций (основные компоненты; функции; уровень технизации и реализуемой стратегии, а также быстродействие) (таблица 1). На основе проведенного анализа в работе предложена интеллектуальная платформа Vehicle Maneuver-ability Improvement System (VMIS). Реализация разработанной платформы возможна с помощью нечеткой логики управления и объектно-ориентированного программирования.

Таблица 1. Анализ новейших систем управления маневренностью и устойчивостью колесных машин [9]

Атрибуты инноваций	Аналог I	Аналог II	Аналог III	Предлагаемая интеллектуальная платформа
Название системы	VDC; ESP	APIA	CAPS	VMIS
Производитель	Robert Bosch GmbH	Continental Automotive Systems	Robert Bosch GmbH	ХНАДУ
Год выпуска	1995	2005	2007	2019
Ориентировочная стоимость	111\$ + ABS	300\$ + ESP + Adaptive Cruise Control	около 30% стоимости автомобиля	версия CM - 30\$; версия PM - 30\$ + ESP + RAS
Основные	ABS	Адаптивный	Гидравлический	версия CM –

МЕЖДУНАРОДНА КОНФЕРЕНЦИЯ „ЕКО ВАРНА“ 2020

Атрибуты инноваций		Аналог I	Аналог II	Аналог III	Предлагаемая интеллектуальная платформа
компоненты		(антиблокировочная система), ASR (система регулирования крутящего момента двигателя), ACR (система управления активной подвеской), APS (система контроля рулевого управления)	круиз-контроль; электронная система торможения; сенсорный кластер; трансмиттер; педаль акселератора с обратной связью; модули контроля двери, люка и сиденья; натяжитель ремня; датчик обнаружения препятствий и фронтального удара	модулятор давления; система контроля подушек безопасности; радар; видеодатчик; активное рулевое управление; система навигации; датчики систем активной безопасности	2 акселерометра; версия PM – 2 акселерометра + ESP + RAS (Rear Active Steer)
Уровень технизации		Механизированный	Автоматизированный	Автоматизированный	Интеллектуализированный
Уровень реализуемой стратегии		1	2	2	4
ФУНКЦИИ	Основные	прогноз номинального поведения автомобиля; определение фактического поведения автомобиля	обнаружение препятствий; прогноз вероятности столкновения	обеспечение активной и пассивной безопасности, устойчивости и управляемости, предотвращение заноса на начальном этапе	определение дорожных, климатических и техногенных условий; предотвращение возникновения заноса (иммунитет автомобиля); контроль давления в шинах; обеспечение показателей маневренности автомобиля с учетом его технического состояния
	Вспомогательные	самодиагностика компонентов системы	обнаружение дорожных знаков, помощь при парковке	защита пешеходов, повышение комфорта, помощь при парковке, мониторинг	самообучение системы; самодиагностика компонентов системы и показателей автомобиля; контроль

МЕЖДУНАРОДНА КОНФЕРЕНЦИЯ „ЕКО ВАРНА“ 2020

Атрибуты инноваций		Аналог I	Аналог II	Аналог III	Предлагаемая интеллектуальная платформа
				слепых зон	микроклимата; регенерация энергии; взаимосвязь с другими участниками движения, в том числе автоматическая подача сигнала об опасном участке дороги или состоянии автомобиля другим участникам дорожного движения; защита от постороннего вмешательства в работу систем
	Управленческие	выработка управляющих сигналов - управление скольжением колес; управление боковым уводом колес	автоматическое торможение в случае определения неизбежной аварии, поддержка автомобиля в выбранной полосе движения, контроль рулевого управления	управление продольной, вертикальной и боковой динамикой автомобиля, автоматическое включение фар и стеклоочистителей	упреждающее управление (устойчивость против заноса); управление продольной, вертикальной и боковой динамикой автомобиля; адаптивный круиз-контроль
Быстродействие		до 100 изм./с	до 100 изм./с	до 100 изм./с	200 изм./с

Для обеспечения надежности эксплуатации также необходимо иметь информацию о неисправностях, возникающих при работе агрегатов и систем, участвующих в предотвращении возможных опрокидываний. Как коррекция действий водителя при возникновении опасных ситуаций, так и включение модуля автоматического управления при наличии достоверной информации об опасности опрокидывания возможны только лишь в случае соответствующего технического состояния таких агрегатов и систем.

Функциональная структура предлагаемой системы определена с учетом использования и развития накопленного опыта по сбору и учету статистической информации об отказах и неисправностях, специфики использования этой информации, требований директивных документов и перспектив совершенствования процесса эксплуатации техники по состоянию (рис. 5).

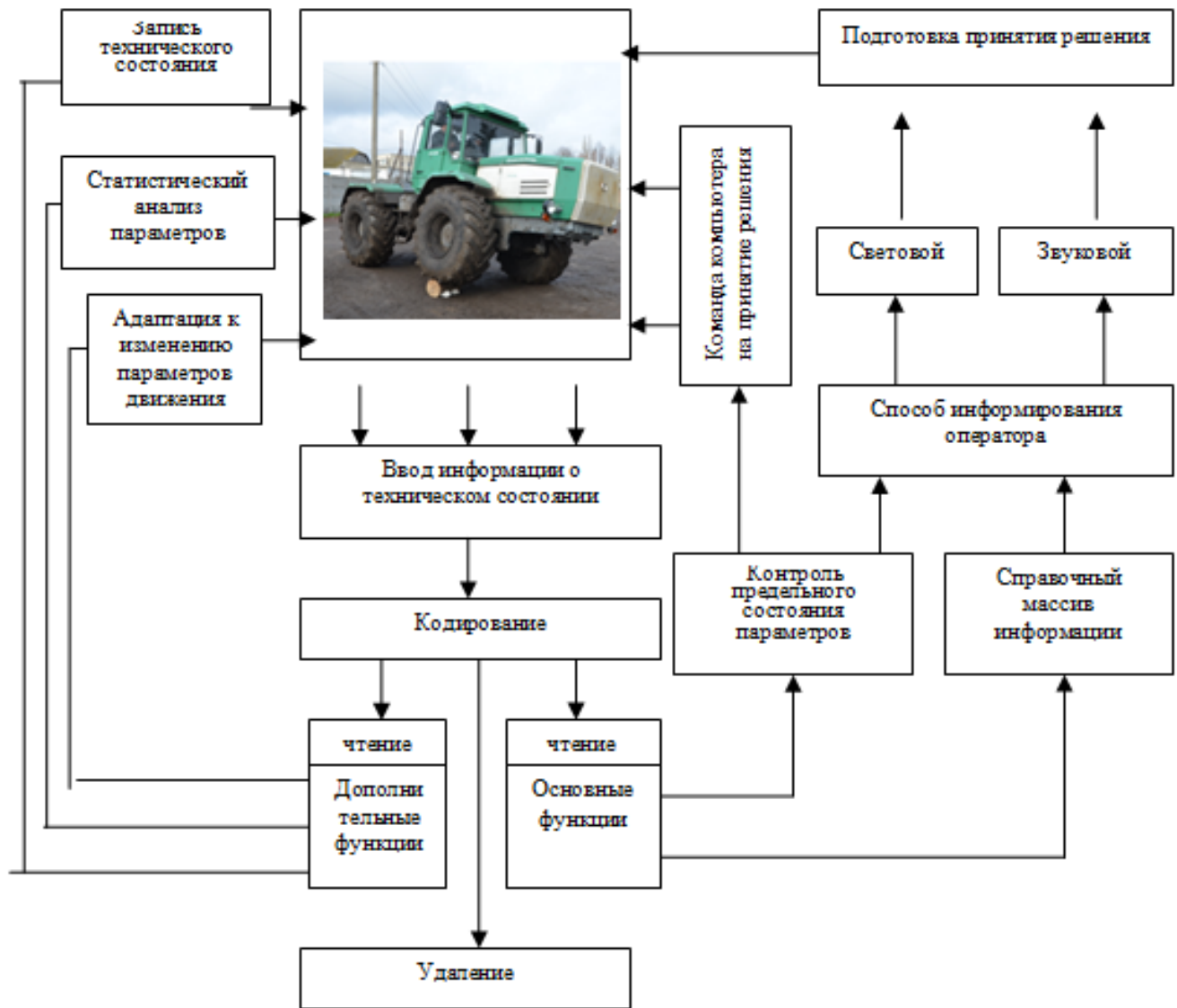


Рис. 5. Функциональная схема мониторинговой системы колесной машины

Программное обеспечение системы содержит: набор основных программ, обеспечивающих ввод информации в память; формирование справочных массивов; поиск информации по любым реквизитам основной записи и их обработку; статистический анализ и выдачу результата; набор вспомогательных программ для контроля исходной информации, восстановления, корректировки и дублирования справочных массивов информации. Основная идея мониторинговых систем заключается в наблюдении и проверке соответствия уровня сигналов их эталонным аналогам, заложенным в память. Если уровень сигнала выходит за допустимые пределы, система трактует это как неисправность и заносит в память специальное сообщение.

Стандартизация бортовой диагностики позволила установить три основных критерия, которым должна удовлетворять информационная система:

- система должна быть унифицированной;
- о возникновении любых неисправностей, которые могут вызвать ухудшение работы, водитель должен быть извещен;
- информация о неисправности должна быть зафиксирована и сохранена в памяти с возможностью ее извлечения.

Во многих современных системах предусмотрена адаптация к изменению параметров движения. Для своей адаптации система постоянно следит за различными характеристиками и со временем вычисляет их средние значения. В зависимости от показаний датчиков система постоянно корректирует управляющие сигналы на исполнительные органы. Использование накопленной информации о средних значениях позволяет быстрее приспособиться практически к любым изменениям условий движения. По мере износа деталей средние значения параметров меняются и адаптивная система приспосабливается к новым условиям. Если адаптированный параметр выходит за допустимые пределы, появляется сигнал неисправности.

ВЫВОДЫ:

1. Обоснован подход к повышению надежности эксплуатации обеспечением устойчивости положения колесной машины с использованием измерительного комплекса с элементами искусственного интеллекта. Обобщены методы и принципы информационного обеспечения (мониторинга) и диагностирования колесных машин, что позволяет повысить их контролепригодность и создаёт предпосылку для повышения эксплуатационной надёжности.

2. Концепция интеллектуальной платформы для повышения надежности предполагает оценку параметров движения, технического состояния машины, а также дорожных, климатических и техногенных условий с помощью различных датчиков и обработку полученной информации в центральном блоке автоматического управления с целью выработки управляющих сигналов для различных функциональных подсистем колесной машины.

3. Предложенный подход позволяет, на основе использования интеллектуальной бортовой системы, снизить влияние квалификации водителя на устойчивость положения при движении колесной машины с учетом результатов мониторинга ее технического состояния.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.Vengerov I.A. Aktualnyaye voprosay bezopasnosti dorozhnogo dvizheniya (povayshenie professionalnoy nadezhnosti voditeley) / I.A. Vengerov, A.A. Pint. – M.: Znanie, 1987. – 64 s.
- 2.Podobed I.M. Prognozuvannya virobничого travmatizmu v agrarnomu sektori ekonomiki Ukraїni: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.26.01 / Podobed Ivan Mefodiyovich. – K., 2008. – 20 s.
- 3.Govorushtenko N.Ya. Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobilynogo transporta). Izd. 2, pererab. i dopoln. / N.Ya. Govorushtenko, A.N. Turenko. – H.: RIO HGADTU, 1999. – 468 s.
- 4.Dubinin E.A. Perspektivnaya metod ispaytaniy sredstv transporta na ustoychivosty polozheniya / E.A. Dubinin, A.S. Polyanskiy, V.V. Zadorozhnyaya // Visnik HNTUSG im. P. Vasilenka. Mehanizatsiya silysykogospodarsykogo virobnitstva: Zb. nauk. pratsy. – H., 2015. – Vip. 156. – S. 553-559.
- 5.Pat. 51031 Ukraїna, MPK G01P 3/00. Sistema dlya viznachennya parametriv ruhu avtotransportnih zasobiv pri dinamichnih (kvalimetrichnih) viprobuvannyah / Podrigalo M.A., Korobko A.I., Klets D.M., Fayst V.L.; zayavnik ta patentovlasnik Harkivskyiy nats. avtom.-dorozhn. universitet. – № u201001136; zayavl. 04.02.10; opubl. 25.06.10, Byul. № 12.
- 6.Dubinin E.A. Faktor nadezhnosti voditelya kak elementa sistemay "voditely-mashina-dorozhnaye usloviya" v obespechenii ustoychivosti polozheniya kolesnoy mashinay / E.A. Dubinin // Tehnichnyy servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv: naukoviy zhurnal. – Harkiv, 2016. – №5. – S. 64-69.
- 7.Elektronnaya sistemay kontrolya ustoychivosti: ECE/TRANS/180/ Add.8 – [Vvedenay v Globalynayy registr. 2008-06-26] – Zheneva: Globalynayy registr. Organizatsiya obaedinyonnayh natsiy, 2008. – 116 s.
- 8.Rotenberg R.V. Osnovay nadezhnosti sistemay voditely-avtomobily-doroga-sreda / Rotenberg R.V. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 216 s.
- 9.Klets D.M. Nauchnaye osnovay sistemnogo obespecheniya manevrennosti avtomobilya s primeneniem novayh printsipov deystviya i elementov iskusstvennogo intellekta / D.M. Klets // Sbornik nauchnykh trudov PoINTU. – 2013. – № 1 (36). – S. 113 – 123.

За контакти: D-r of science, Professor, Polyansky Alexandr, D-r of science, associate Professor, Yevgeniy Dubinin, D-r of science, Professor, Dmytro Kleets, PHD, associate Professor, Victoriya Zadorozhnaya, aspirant Alexandr Hvorost. 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.

ПРИЧИННО-СЛЕДСТВЕННЫЙ АНАЛИЗ ОТКАЗОВ В НОМИНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ЧАСТИЧНОМ ОТКЛЮЧЕНИИ ЦИЛИНДРОВ

CAUSE AND INVESTIGATIVE FAILURE ANALYSIS IN NOMINAL ENGINE OPERATION AND PARTIAL DISABLING OF CYLINDERS

Polyanskii Alexandr, Molodan Andrei, Potapov Nikolai

Abstract: An algorithm has been developed for evaluating the operating time of engine parts to failure in terms of fatigue strength with partial cylinder shutdown.

The criterion is substantiated and a method is developed for determining the probability of engine failure by the safety factor when turning off the cylinders.

Keywords: forecasting, reliability assessment, engine, cylinder shutdown, resource, residual life, safety factor.

1. Введение:

При дефектации двигателей, поступающих в ремонт, до 5% отказов от общего числа приходится на корпусные детали: блок цилиндров, картер маховика, корпус муфты сцепления, головка цилиндров и другие.. Их ресурс, как показывает практика, определяет ресурс дизеля. Причины отказов деталей определяются режимами нагружения в процессе их эксплуатации. До 9% отказов выражаются наличием различного рода трещин, изломов, остаточных. Примером таких отказов могут служить трещины гильз и блок-картера, обрыв шатунных болтов, поломки деталей топливного насоса и другие. До 28% отказов возникает из-за низкого качества выполняемых операций технического обслуживания и плановых ремонтов и около 12% вследствие естественного износа деталей и усталостных разрушений. [1-3].

2. Анализ последних достижений и публикаций:

Выполненный анализ отказов автотракторных двигателей позволил в определить ресурсопределяющие детали узлы и агрегаты. Установлено [4], что чаще всего отказы связаны с нарушениями правил эксплуатации двигателей. Наиболее чувствительными к культуре эксплуатации являются поршневые кольца и форсунки. Однако отказ этих деталей, в зависимости от режимов нагружения, оказывает различное влияние на работоспособность дизеля. Например, выход из строя распылителя и даже поломка поршневого кольца не всегда требует вынужденной остановки двигателя.

Отказы корпусных деталей относятся к категории сложных, которые характеризуются высокой трудоёмкостью их устранения (до 30% общей трудоёмкости ремонта двигателя) и значительной стоимостью (до 50% стоимости ремонта) [5-8].

Следует отметить, что существующая элементная база средств диагностики не всегда может информировать водителя звуковым или световым сигналом о необходимости принятия экстренных мер, вплоть до остановки машины.

3. Цель и задачи исследования:

Целью данного исследования является разработка метода оценки влияния на количество и группу сложности отказов двигателя, работающего в режиме частичного отключения цилиндров по предложенному критерию – коэффициенту запаса прочности.

Для достижение поставленной цели были решены следующие задачи:

- определить алгоритма оценки наработки деталей двигателя до отказа при частичном отключении цилиндров;
- обосновать критерий оценки текущего значения коэффициента запаса прочности при отключении цилиндров;
- разработать метод определения вероятности отказа двигателя по коэффициенту запаса прочности при отключении цилиндров.

4. Разработка метода оценки влияния на количество и группу сложности отказов двигателя, работающего в режиме частичного отключения цилиндров по предложенному критерию – коэффициенту запаса прочности.

При изучении потери работоспособности двигателя обычно рассматривают такие процессы изменения свойств и состояния материала, как усталостное разрушение, пластическое деформирование, механический износ, коррозия, адгезия, фреттинг-коррозия, выкрашивание (питинг) и т.д. Типовые закономерности протекания процессов старения во времени (скорости старения) в общем случае можно описать одним обобщенным уравнением

$$\chi = \frac{dJ}{dt}, \quad (1)$$

где J – степень поврежденности.

Зная временную характеристику $\chi(t)$ можно определить степень поврежденности

$$J(t) = \int_0^t \chi(t) dt. \quad (2)$$

На основании величины $J(t)$ задают, так называемый, назначенный ресурс двигателя. Этот показатель долговечности устанавливается и нормируется согласно [4] при проектировании с учетом особенностей использования, последствий отказов, принятой системы технического обслуживания и ремонта.

Процессы старения имеют свои закономерности подчиняются случайным процессам. Например, характеристика сопротивления материала усталости является случайной величиной, ей свойственно большое рассеяние, связанное с металлургическими, технологическими и производственными факторами. Поскольку зарождение и развитие усталостных трещин начинается от дефектов, имеющих различную природу возникновения, то и предел выносливости материала представляет собой статистический ряд. Характеристики этого ряда определяются в результате статистической обработки. Порядок исчисления указанных характеристик подробно рассмотрен авторами в работе [9].

При работе двигателя с отключаемым числом цилиндров необходимо оценить надежность работы двигателя в этих условиях.

Особой проблемой при составлении прогноза для ресурсных показателей дизелей остается аналитическое описание потери работоспособности их деталей и узлов с увеличением наработки. Существует множество факторов, которые оказывают разрушительное воздействие, однако большинство деталей ДВС выходят из строя из-за накопления многоциклового усталости и износа. Эти физические процессы старения деталей в определенной степени подвергаются расчету. Относительно решаемой задачи расчетам на усталость должны определять уменьшение прочности при увеличении наработки, а расчетами на износ – увеличение зазоров. Несмотря на то, что указанные процессы старения имеют свои физические закономерности, их объединяет одно общее свойство, а именно уменьшение прочности и увеличение зазоров – случайные процессы. Между тем остается проблема выбора соотношений, с достаточной достоверностью описывающих указанные процессы и удобны для реализации масштабных статистических испытаниях.

Обзор существующих гипотез в теории образования трещин показал, что наибольшее распространение нашла так называемая энергетическая теория. Разрушение твердых тел представляет собой сложный процесс, который зависит от

многих факторов. Его условно разделяют на несколько периодов.

Первый период образования трещины является самым длительным. Время до появления видимой трещины зависит от величины и характеристики действующих напряжений, структуры материала, технологии получения заготовки и механической обработки детали. Более точное прогнозирование продолжительности этого периода предполагает расчет на выносливость, в результате которого определяется действительное значение коэффициента запаса прочности, а также его минимально допустимое значение. Различие этих коэффициентов позволяет определить наработка до отказа детали, пользуясь гипотезой линейного суммирования повреждений.

Продолжительность второго периода может достигать $10^4 \dots 10^6$ циклов нагрузки. Это свидетельствует о том, что детали с видимой трещиной обладают определенным запасом наработки и могут эксплуатироваться, не представляя опасности для двигателя в целом. Прогнозирование наработки на этом этапе определяется в результате расчета живучести детали.

Третий период характеризуется быстрым развитием трещины до состояния, после которого дальнейшая эксплуатация детали становится опасной. Этот период, как правило, не рассматривают.

На рисунке 1 представлена укрупненная блок-схема алгоритма определения наработки деталей автотракторных двигателей по усталостной прочности.

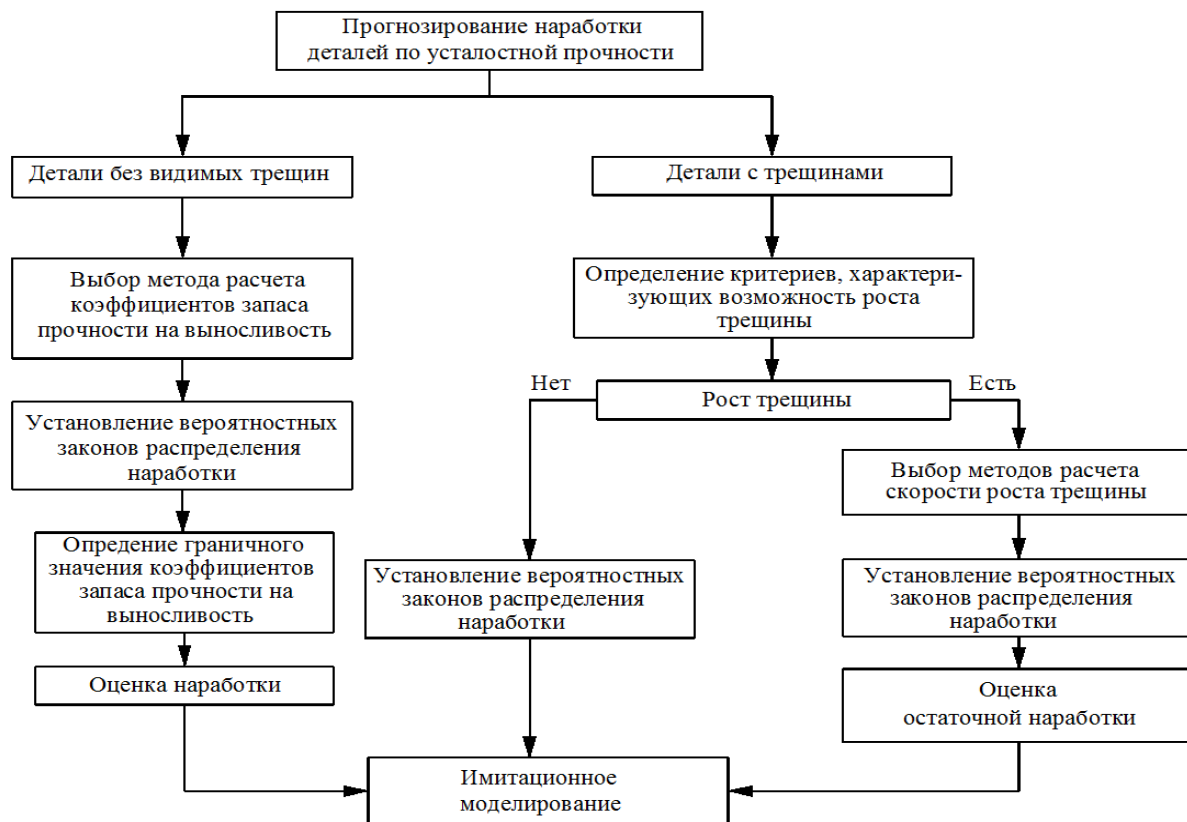


Рисунок 1. Укрупненная блок-схема алгоритма оценки наработки деталей автотракторных ДВС по усталостной прочности

Для ресурсопределяющих деталей автотракторных двигателей существуют специальные требования к расчету их прочности [4]. Поэтому целесообразно в процессе прогноза и оценки риска использовать именно такие, рекомендованные надзорными органами методики. При вычислении коэффициентов запаса прочности на примере коленчатого вала идеализируется в виде разрезной схемы, а потому рассматривается только одно колено, как двухопорная балка. Нагрузки, которые воспринимает колено, определяются в силовом анализе кривошипно-шатунного механизма. Среди них

радиальная и тангенциальная силы вызывают деформацию изгиба, а момент от набегающих тангенциальных сил – деформации скручивания. Напряжения в местах концентрации получаются через одноименные коэффициенты, формулы для которых имеют разную структуру. Для галтели они представлены в виде произведения большого числа функций, каждая из которых выражает влияние на концентрацию напряжений одного или нескольких конструктивных параметров. Для масляного отверстия формулы имеют вид квадратичного полинома, его аргументом служит относительный диаметр отверстия. Кроме напряжений от рабочего процесса методика предполагает учитывать дополнительно напряжения от крутильных, осевых и изгибных колебаний.

При реализации прогноза и оценки риска для конкретного двигателя в качестве исходных данных должны быть представлены индикаторная диаграмма и геометрические размеры коленчатого вала проектируемого двигателя. Известное число цилиндров и порядок их работы позволяют выполнить силовой анализ согласно алгоритму представленного в [10]. Далее, согласно [11] для проверочного расчета коленчатых валов, определяют значение n_{σ}^H для галтелей и масляных отверстий всех цилиндров. Это, по сути, коэффициенты запаса прочности для нового коленчатого вала. На их основе для каждого прогнозируемого в процессе эксплуатации двигателя долевого режима текущее значение коэффициента запаса прочности можно определить по формуле

$$n_{\sigma i} = n_{\sigma}^H \frac{A}{A_i}, \quad (3)$$

где A , A_i – амплитуда движущей силы на номинальном и долевым режиме в соответствии;

n_{σ}^H – коэффициент запаса прочности для новой детали [10];

i – порядковый номер режима, $i = 1, 2, \dots, p$, где p – количество режимов.

Проблема заключается в достоверности и полноте данных о режимах работы двигателя с отключенными цилиндрами. Для двигателей с электронными системами управления (ЭСК) фиксация режимов работы двигателя (в частности значений A_i и x_i) – штатная задача. Следовательно, величину долговечности коленчатых валов для таких двигателей в процессе эксплуатации можно определять достаточно просто. В других случаях значения задаются по материалам вахтенных журналов или на основании статистики в зависимости от типа и назначения колесной машины, для которой предназначен двигатель.

Следует отметить, действительное значение наработки до отказа t_D может отклоняться как в большую, так и в меньшую сторону и довольно значительно, от t . Это отклонение характеризуется законом распределения со своими параметрами. Для коленчатых валов автотракторных двигателей чаще подходит нормальный закон распределения или распределение Вейбула, а коэффициент вариации может принимать значения $V = 0,3 - 0,7$. Влияние случайных факторов приводит к тому, что: остаточный ресурс T , также является случайной величиной и может не превышать назначенный (будущий) период эксплуатации t_H . В этом случае решается задача нахождения вероятности отказа P коленчатого вала на заданный период эксплуатации t_H . Решение основано на проведении $N_{\text{вип}}$ статистических испытаний в результате которых определяется сколько раз ($N_{\text{н.л}}$) заданный период эксплуатации t_H оказался больше остаточного ресурса, определенного с выбранным законом распределения и значением V . Тогда вероятность отказа вычисляется по формуле

$$P_{\text{вдм}} = \frac{N_{\text{н.л.}}}{N_{\text{вип}}}, \quad (4)$$

где $N_{\text{н.л.}}$ – число нарушений нормативного уровня;

$N_{\text{вип}}$ – общее число испытаний.

Поскольку $t_{\text{н}}$ коленчатого вала является одновременно периодом эксплуатации всех элементов вала, а вследствие особенностей нагрузки галтелей и масляных отверстий разных цилиндров имеют свое значение T , то и вероятность отказа этих элементов P_i будет разной. Итак, для определения P для двигателя необходимо использовать логические связи указанных элементов на основе «дерева отказов» представленного на рисунке 2. Поскольку в данном случае коленчатый вал рассматривается отдельно, то «дерево отказов» принимает вид, показанный на рисунке 3. В зависимости от особенностей конструкции коленчатого вала двигателя структура и этого «дерева отказов» может видоизменяться.



Рисунок 2. Структурная схема «дерева отказов»

Поскольку отказ любого элемента является отказом всего коленчатого вала (и двигателя в целом), то реализуется «жесткий сценарий» будущей эксплуатации и в качестве логических связей в представленном на рисунке 3. «дерево отказов» следует применять выражение когда отказ любого элемента вызывает отказ всей системы [5]

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^k [1 - P_i(t)], \quad (5)$$

где $P_i(t)$ – вероятность отказа i -го элемента;

k – количество элементов.

Полученное значение $P_i(t)$ сравнивается с допустимым для планируемого срока будущей эксплуатации значением вероятности отказа $P_{\text{дод}}$. Если $P_i(t) < P_{\text{дод}}$, то можно принимать решение о допустимости эксплуатации варианта выполнения коленчатого вала на данном или другом двигателе, если риск такой эксплуатации является приемлемым. Естественно, что чем больше планируемый срок эксплуатации, тем выше значение $P_{\text{дод}}$.

ВЫВОДЫ:

1. Разработан алгоритм оценки наработки деталей двигателя до отказа по усталостной прочности при частичном отключении цилиндров.

2. Обоснован критерий и разработан метод определения вероятности отказа двигателя по коэффициенту запаса прочности при отключении цилиндров.

Литература:

1. Мясников Ю.Н. Надежность и техническая диагностика судовых энергомеханических систем (НТДИКА) / Ю.Н. Мясников. – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2008. – 183 с.
2. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей / В.А. Шишкин. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с.
3. Погодаев Л.И. Теория и практика прогнозирования износостойкости и долговечности материалов и деталей машин / Л.И. Погодаев, Н.Ф. Голубев. – СПб.: СПГУВК, 1997. – 415 с.
4. Возницкий, И.В. Повреждения и поломки дизелей. Примеры и анализ причин: учебное пособие для специальности 2405 / И.В. Возницкий. – СПб.: Моркнига, 2006. – 116 с.
5. Молодан А.О. Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами / Молодан А.О., Полянський О.С. // Вісник ХНТУСГ.– Х.:ХНТУСГ.–2019.–Вип. 205.– с.103–109.
6. Полянський А.С., Молодан А.А. Совершенствование метода оценки технического состояния цилиндро-поршневой группы // Науковий журнал Інженерія природокористування. Вип. 13 – Харків.: ХНТУСГ, 2018. – С. 27 – 33.

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.

**РАЗРАБОТКА КОЭФФИЦИЕНТА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРЕДОСТАВЛЕННОЙ УСЛУГИ ДЛЯ
ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ТО И РЕМОНТА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ АВТОМОБИЛЬНОГО
ТРАНСПОРТА**

**THE DEVELOPMENT OF THE UTILIZATION RATE OF THE PROVIDED SERVICES TO
IMPROVE THE QUALITY OF MAINTENANCE AND REPAIR AT THE ENTERPRISES OF
AUTOMOBILE TRANSPORT**

Victoria Ryzhova

Abstract: an understanding of the degree of use of technical support and car repair services as one of the resulting indicators of its quality is proposed. The calculating the utilization rate of the provided service is developed. Factors that affect the reduction and increase in the degree of customer satisfaction of car services and the quality of maintenance and repair services are identified in terms of providing only agreed and necessary work and services.

Keywords: maintenance, quality of service, utilization rate, technological compliance, expectations

1. Введение:

Одной из особенностей развития транспортной системы Украины является резкое увеличение численности легковых автомобилей. Вместе с автомобилизацией возникло и немало проблем, одной из которых является поддержание автотехники в исправном состоянии. Автосервис в нашей стране растет и развивается с увеличением количества автомобилей и трансформируется с изменением социально-экономических условий, однако авторизированные предприятия с высоким уровнем сервиса хорошо представлены лишь в крупных городах и практически отсутствуют в небольших городах, поселках [23]. Есть основания предполагать, что подобная ситуация характерна и для многих других стран Юго-Восточной и Центральной Европы. Поэтому с количественным ростом автосервиса возникает проблема оценки различных аспектов его качества.

Содержание и составляющие качества товаров и услуг определены терминологическим стандартом Международной организации по стандартизации (ИСО) и Государственным стандартом Украины как "совокупность объективных особенностей, свойств и характеристик, которые присутствуют при создании и использовании продукции и предоставляют ему возможность удовлетворять обусловленные или предусмотренные потребности" [1]. В практической деятельности предприятия автосервиса, а также исследователи, например, М. Усуфов, М. Лотко, И. Тарандушка, Э. Баффур-Авуа, Б. Реста, В. Кузьмин, К. Канкам-Квартенг и др. ([2, 3, 4, 5, 6, 7]) уделяют серьезное внимание изучению проблемы измерения качества услуг с точки зрения первой составляющей – процесса "создания продукции" (в нашем случае – производственного процесса оказания услуги), однако роль в определении уровня качества второй составляющей – степени использования услуги – остается нераскрытой.

Поэтому решение вопроса совершенствования системы управления качеством услуги техобслуживания (ТО) и ремонта автотранспорта для повышения эффективности функционирования автосервисного предприятия путем определения оптимального уровня предоставляемой услуги является актуальным.

2. Содержание:

Уровень качества, в том числе качества услуг по ТО и ремонту автомобилей, определяется качеством собственно производственного процесса оказания услуги, степенью выполнения нормативных требований и договорных обязательств и профессиональным уровнем исполнителей процесса. Для потребителя также важны количественные показатели оказанной ему услуги, например, количество устраненных неисправностей или выполненных работ по техобслуживанию, соответствие списка выполненных работ ожидаемому (требуемому), разумная цены за оказанные услуги. В зависимости от степени соответствия этих характеристик услуги потребностям клиента можно говорить о степени использования предоставленной услуги. К сожалению, как показывают опросы потребителей, именно несоответствие количественных показателей

чаще всего ведет к оцениванию качества услуги ТО и ремонта как недостаточного и, следовательно, к неудовлетворенности потребителей. Именно это несоответствие (разрыв) между тем, чего клиент ожидает, и тем, что он получает, по нашему мнению, является основной проблемой для любого предприятия по предоставлению услуг. Теоретически это несоответствие обосновывается наличием разрывов:

- между представлением руководства предприятия об ожиданиях клиента и реальными ожиданиями;
- между требованиями к сервису и представлениям руководства предприятия об ожиданиях клиента;
- между реализацией услуги и требованиями к ней;
- между реализацией сервиса и коммуникацией с клиентами;
- сводный разрыв – между ожиданиями клиента от сервиса и восприятием полученной услуги.

Схема оценивания качества услуги потребителем на основе теории разрывов и отдельных аспектов поведения потребителя приведена на рис. 1.

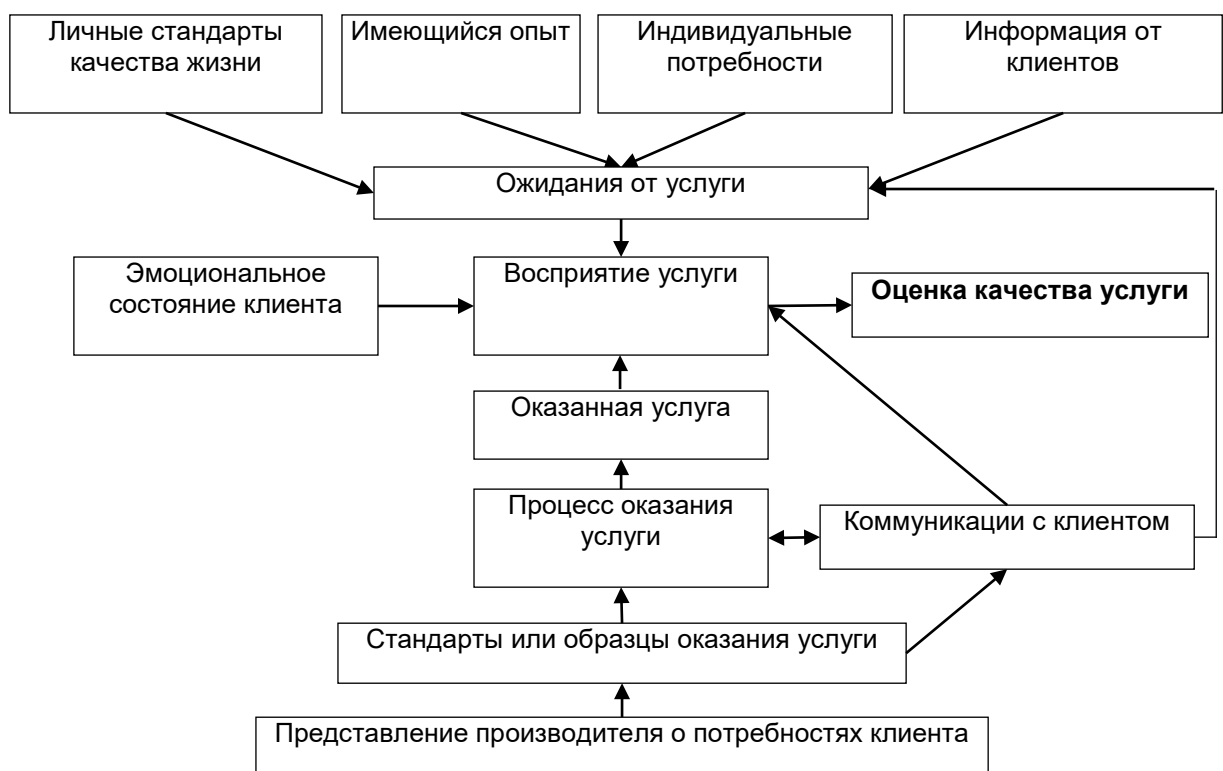


Рис. 1. Процесс оценки качества услуги на основе теории разрывов

Источник: результаты собственных исследований автора

Для решения проблемы разрыва ожиданий, по нашему мнению, следует применять модель Нориаки Кано (см. [8]) для лучшего понимания ожиданий клиента от сервиса. В дальнейшем для минимизации второго разрыва следует уделить внимание тщательной проработке качественных спецификаций и определения свойств всех видов услуг, предоставляемых предприятием. В результате потенциальные количественные показатели оказываемой услуги придут в соответствие с ожиданиями клиента. В дальнейшем, эффективная реализация производственного процесса оказания услуги и его мониторинг будут способствовать соответствию реально предоставленной услуги запланированной, что приведет к повышению степени ее использования.

По нашему мнению, степень использования предоставленной услуги ТО и ремонта автомобиля на предприятии автосервиса является относительным показателем, характеризующим долю работ, которые являлись объективно необходимыми и были выполнены с обусловленным нормативными требованиями уровнем качества, в общем перечне услуг, оказанных заказчику автосервисным предприятием. Количественным

измерителем степени использования предоставленной услуги ТО и ремонта автомобиля может служить коэффициент использования предоставленной услуги. Предлагаем следующее видение формулы расчета коэффициента использования предоставленной услуги ТО и ремонта автомобилей:

$$K = \frac{S_i}{S} \cdot \frac{D_r}{D_d + D_u} \cdot \frac{M_r}{M_s} \cdot \frac{R_r}{R_d + R_u}$$

где S_i – количество имплементированных стандартов обслуживания и выполнения работ; S – общее число стандартов обслуживания и выполнения работ, предусмотренных государством, автопроизводителем и автосервисным предприятием;

D_r – количество исправленных явных и неявных дефектов клиентского автомобиля;

D_d – количество заявленных дефектов клиентского автомобиля;

D_u – количество дефектов клиентского автомобиля, от устранения которых отказался клиент;

M_r – количество выполненных с надлежащим уровнем качества работ по техобслуживанию клиентского автомобиля;

M_s – количество работ по техобслуживанию клиентского автомобиля, определенных государственными стандартами и технологическими картами автопроизводителя;

R_r – количество выполненных с надлежащим уровнем качества ремонтных работ с клиентским автомобилем;

R_d – количество согласованных работ по ремонту клиентского автомобиля;

R_u – количество ремонтных работ, от которых отказался клиент.

В данном случае под дефектами мы понимаем выявленные во время эксплуатации технические недостатки автомобиля, не препятствующие его эксплуатации; под работами по ТО – обусловленные требованиями автопроизводителей работы, необходимые для поддержания автомобиля в технически исправном состоянии; под ремонтами – работы по устранению технических недостатков и неисправностей, которые несут угрозу невозможности его дальнейшей безопасной эксплуатации и не включены в список необходимых при ТО. Предполагается, что для обеспечения равных условий конкуренции в сфере ТО и ремонта автомобилей и соблюдения необходимого уровня качества выполняемых работ производитель на равных условиях должен предоставить необходимую информацию для всех исполнителей, производителей инструментов, приборов и оборудования для ТО и ремонта. Данные требования содержатся и в специальных нормативных требованиях к предприятиям автосервиса и автопроизводителей (напр., [9, 10]). При этом конкретный перечень работ и нормы расходов для их проведения определяет предприятие автосервиса самостоятельно и/или задает автопроизводитель вместе с технологией выполнения ремонтно-обслуживающих работ. Заказчик согласовывает этот перечень, если автомобиль уже не находится на гарантии производителя, и имеет уверенность, что ему не будут навязаны какие дополнительные (не нужные) оплачиваемые услуги.

На крупном автосервисном предприятии "Н Авто" было проведено в 205-2018 годах исследование степени использования клиентами услуг ТО и ремонта согласно предложенному выше пониманию в форме пассивного эксперимента. В результате установлено, что предприятие имплементировало все необходимые стандарты, однако в процессе имплементации могут возникать ситуации недостаточного учёта требований стандартов вследствие неудовлетворительной подготовки персонала. Количественные показатели предоставляемых услуг в основном имели следующие особенности:

- количество выявляемых дефектов незначительно, однако они выявлялись на ок. 30% автомобилей; потребители соглашались на их устранение, особенно если автомобиль находится на гарантии производителя, однако после прекращения гарантии потребители обычно отказываются от устранения дефектов;

- количество выявляемых неисправностей, требующих проведения ремонтных работ, в гарантийном периоде невелико (не более чем на 10% автомобилей);

- количество, состав, используемые материалы и технологии выполнения работ по ТО автомобилей соответствуют требованиям автопроизводителей, с которыми потребители хорошо ознакомлены из инструкции по эксплуатации;

- уровень технической грамотности пользователей автомобилей в целом снижается, однако с увеличением возраста владельцев и автомобилей в их владении этот уровень повышается;

- на послегарантийных автомобилях стоимость предоставляемой услуги ТО и ремонта вырастает.

Проведенное исследование и анализ его результатов позволяют утверждать, что наибольшее отрицательное влияние на потребителя имеют следующие несоответствия его ожиданиям, ухудшающие значение коэффициента использования предоставленной услуги ТО и ремонта автомобилей:

- завышенная стоимость ремонта за счет включения в общий чек работ, выполнение которых не было необходимым или предварительно согласовано с клиентом;

- завышенная стоимость ремонта из-за неоправданного увеличения стоимости нормо-часа работ после согласования работ;

- использование запасных частей и материалов, стоимость и качество которых ниже, чем было обусловлено. Для невозможности обвинения в последних двух случаях следует предоставлять каждому клиенту по их требованию детализированные счета;

- неподходящее качество выполнения работы, в результате чего неисправность не была устранена;

- несоблюдение рабочими автотранспортного предприятия правил обращения с чужой собственностью, в результате чего автомобили получают какие-либо повреждения на территории автосервиса. Кроме требований к рабочим придерживаться технологической дисциплины, карт работ и правил корпоративного поведения, автотранспортному предприятию целесообразно осуществить ряд формальных мероприятий, например, внести в карточки заказа при приеме и получении автомобиля полный перечень неисправностей и косметических недостатков;

- неприветливое отношение работников предприятия к клиентам.

Чтобы избежать низких значений коэффициента использования их услуг, предприятиям автосервиса рекомендуется принимать следующие меры: честное поведение, согласование с клиентом перечня работ до их выполнения и предупреждение клиента о выполнении технологически необходимых дополнительных неявных операций, возврат снятых с автомобиля деталей и узлов.

3. Заключение:

Предложен новый подход в определении уровня качества услуг автосервиса, ориентированный на учет соответствия ожидаемых и необходимых заказчику работ по ТО и ремонту автомобилей и выполненных работ (предоставленной услуги). Введено понятие степени использования услуги ТО и ремонта автомобилей, а также её количественный измеритель – коэффициент использования услуги ТО и ремонта. Беремся утверждать, что степень использования предоставленной услуги ТО и ремонта автомобиля является, наряду со степенью удовлетворения потребителя, важнейшей итоговой характеристикой, определяющей качество услуг автосервиса в наиболее общем его понимании как степени соответствия полученной услуги ожиданиям и потребностям клиента. Охарактеризованы факторы, наиболее влияющие на снижение значения коэффициента использования услуги ТО и ремонта. Считаем, что ранее проблема определения уровня качества услуг автосервиса с такой точки зрения не рассматривалась, следовательно, полученные результаты имеют научное и практическое значение.

Литература:

1. DSTU "Systemy upravlinnia yakistiu. Osnovni polozhennia ta slovnyk terminiv" ISO 9000:2015. URL: <https://khoda.gov.ua/image/catalog/files/%209000.pdf>
2. Usufov M. M. Sovremennye osobennosti razvytiia avtoservysa. Tekhnyko-tekhnologicheskye problemy servysa. 2012. №2(20). S. 55 – 60
3. Lotko M. Measuring and assessment of the quality of motor car maintenance and repair services with using the SERVQUAL model with regard to customers profile. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2017; 77(3): 51 – 62, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL.77.ART4>
4. Tarandushka I. P. Formuvannia nomenklatury pokaznykiv yakosti tekhnichnoho obsluhovuvannia i remontu avtomobiliv. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. 2014. № 1. S. 46 – 49. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vchnu_tekh_2014_1_10 (data zvernennia: 29.01.2018)
5. Kankam-Kwarteng Collins, Acheampong Stephen, Amoateng Frank. Service quality and customers willingness to pay for vehicle repairs and maintenance services. Journal of Scientific Research & Reports, 10(5): 1 – 11, 2016
6. Baffour-Awuah Emmanuel. Service quality in the motor vehicle maintenance and repair industry in CapeCoast Metropolis. International Journal of Development and Sustainability. Volume 7 Number 7 (2018). Pp. 2119 – 2138
7. Resta Barbara, Gaiardelli Paolo, Pezzotta Giuditta. Sustainability in the auto-repair industry: a life cycle assessment application. International Journal of Product Lifecycle Management. 2009, Vol. 4, No. 1/2/3, pp. 146 – 165. URL: www.inderscience.com/ijplm
8. Orobynskyi S.S. Model Kano: bankovskye produkty y potrebnosty klyentov. Bankovskoe delo. 2009. № 4. S. 53.
9. Pravyla nadannia posluh z tekhnichnoho obsluhovuvannia i remontu kolisnykh transportnykh zasobiv, zatverdzheno Nakazom Ministerstva infrastruktury Ukrainy vid 28.11.2014 №615. Baza danykh "Zakonodavstvo Ukrainy". URL: <http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/z1609-14> (data zvernennia: 29.01.2018)
10. Tekhnichniy rehlament z tekhnichnoho obsluhovuvannia i remontu kolisnykh transportnykh zasobiv, zatverdzhenyi postanovoioi Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 3 lypnia 2013 r. № 643. Baza danykh "Zakonodavstvo Ukrainy". URL: <http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/643-2013-p> (data zvernennia: 29.01.2018)

Контакты: graduate student Viktoriya Ryzhova, Kharkov National Automobile and Highway University, Department of technical operation and service of cars named by Govorushchenko N.Ya., Yaroslav the Wise st., 25, Kharkiv, Ukraine, 61002, +380953115634, e-mail: ryzhovavu@gmail.com

CALCULATION OF THE HEAT-STRESSED STATE OF THE CYLINDER HEAD OF A LIQUID-COOLED DIESEL ENGINE

A N Gots

Vladimir State University named after Alexander Grigoryevich and Nikolay Grigoryevich Stoletov,
Vladimir, Russia, hotz@mail.ru

Abstract The method of calculating the heat-stressed state of the individual cylinder head of a liquid-cooled diesel engine, which is not only subjected to mechanical loading, but also the main type of load, especially on the firing surface, is the thermal load. Based on the results of the sources given in the literature, the problem of modeling the thermal state of parts surrounding the combustion chamber of a piston engine is analyzed and considered. Based on the study of the loading modes of the cylinder head of similar engines, a loading cycle is proposed, the numerical values of which can be determined by the results of the study of cars in operation. The problem of choosing kinematic boundary conditions when calculating the cylinder head by the finite element method is considered. The boundary conditions for calculating the stress state and especially the thermal boundary conditions for the firing surface of the cylinder head, intake and exhaust channels, as well as valves and cooling systems are analyzed. When calculating the thermal state, it is necessary to coordinate the temperature fields of the valve chamfer and the landing surface of the cylinder head, since heat flows change their direction during the entire working cycle. Mathematical modeling by finite element method of the thermal state of the cylinder head, as well as the stressed and heat-stressed state, taking into account the accepted boundary conditions, is considered. When calculating the heat-stressed state of the cylinder head, the estimated parameters of the firing bottom of the cylinder head are proposed in order to ensure its durability.

Keywords internal combustion engine, diesel, cylinder head, thermal state, boundary conditions, heat-stressed state

1. Introduction

One of the main trends in the development of internal combustion piston engines is to increase their power and efficiency while ensuring environmental indicators adopted for all years of their production and operation. Analysis of statistical data on the production of foreign-made piston engines for various purposes shows that the capacity of new modifications produced increases by an average of 60 ... 80 % for every 10 years [1]. Manufactured engines, as a rule, boost by the average effective pressure, which inevitably causes an increase in heat stress in parts that contact with hot gases: cylinder heads (CH), valves, turbines, cylinder liners, and pistons. CH experience mechanical loading in the fabrication process (the contact pressure at the firing surface of CH from the pressing seat and the valve), and in the Assembly process (loading force from tightening the studs CH and tighten the mounting nuts to the injectors) [2,3]. Under the influence of these loads, the stress-strain state (StS) of CH is determined. When operating a diesel engine, significant stresses arise mainly from thermal loads [3,4,5,6,7] caused by temperature fluctuations on the firing surface of the CH. Obtaining information about the temperature fields of the CH at the design stage is important for evaluating its performance and reliability, modeling the thermal stress-strain state, correct selection of materials, design optimization, and design of the cooling system. Thus, the calculation of the thermal stress-strain state (TStS) is the main one in the calculation of CH. According to research [3,8,9], heating and cooling cycles in the combustion chamber (CCh) during operation of the diesel engine cause temperature differences on the firing surface of the CH. This "thermal load" leads to significant temperature stresses that can cause cracks on the bottom side of the inter-valve lintels, as well as on the lintels between the nozzle opening and the inlet or outlet valve opening [2,10,11,12]. In [2,3], the method of calculating the stress-strain state of CH under the influence of power loads that occur during manufacture and Assembly was considered in detail. For 4CHN10.5/12 diesel (D-145T) due to a significant temperature difference on the firing surface of the CH, the Finite element method (FEM) calculation showed that the stress intensity σ_i in the inter-valve

jumper is 108.1 MPa. At the same time, σ_i under the action of the mounting load and gas pressure forces is only 31.1 MPa, i.e. the temperature stresses are almost 3.5 times higher than the stresses from the action of the mounting forces [3,8]. The calculation confirms that it is the heat-stressed state of the CH that determines its durability.

Let's consider the procedure for calculating the heat-stressed state of the CH of a liquid-cooled transport diesel, taking into account the heating and cooling cycles in the combustion chamber during its operation.

2. Purpose of research

To develop a method for analyzing the thermal and stress-strain state of the CH of the 8CHN12/13 liquid-cooled transport diesel engine under the influence of the mounting load and gas pressure forces, as well as thermal loads, which will allow calculating the CH for durability and predicting its reliability in operation.

3. Materials and methods of research

Consideration of mounting loads caused by pressing the seats and valve bushings during Assembly; tightening the nut for mounting the nozzle during Assembly; tightening bolts or studs for attaching the CH to the block crankcase; gas force during diesel operation was considered in [2].

Only low-frequency temperature fluctuations caused by changes in the engine operating mode are calculated for the calculation of TStS[3]. High-frequency temperature fluctuations of CH caused by changes in the temperature of gases in the cylinder have, as a rule, an amplitude of 5 ... 8°C at a depth of 1 mm from the firing surface, and do not significantly affect the TStS of the CH [13,14, 15, 16].

When studying the modes of YAMZ-238 diesels installed on KrAZ-257 and KrAZ-256B trucks, it turned out that about 50...89% of the time they work in the zone of external speed characteristics at a speed of 0.7...1 of the nominal crankshaft [17]. On an international highway with an asphalt-concrete surface, the number of speed switches, and therefore the change of mode, is 15 ... 16 switches per 100 kilometers of mileage, in heavy urban traffic, such switches are already about 400 [17]. It can be recognized that similar mode changes occur in diesel 8CHN12/13.

Therefore, when modeling the thermal state of CH, only low-frequency temperature fluctuations caused by changes in the engine operating mode should be taken into account.

In this regard, the cycle of thermal loading of CH can be represented as a loading cycle, from which it follows that the transition to a new mode leads to a sharp increase in temperatures in the interval jumper, while the temperature level T_{max} is stabilized for $\tau_{(nag.)}=2...3$ minutes after the diesel enters the steady state (Fig. 1). that the transition to the new mode leads to a sharp increase in temperatures in the inter-valve cross-piece, while the temperature level T_{max} is stabilized for $T_{load} = 2...3$ minutes after the diesel engine enters the steady state mode (Fig. 1). Vehicle movement at T_{max} during $T_{td.1}$ (Fig. 1) it is accompanied by a load fluctuation (the speed of rotation of the crankshaft is not constant), but this phenomenon practically does not have a significant impact on the thermal mode of the diesel engine. Stopping the car leads to a decrease in temperature to the level T_{min} for $T_{cool.}=2...3$ minutes and subsequent exposure $T_{td.2}$.

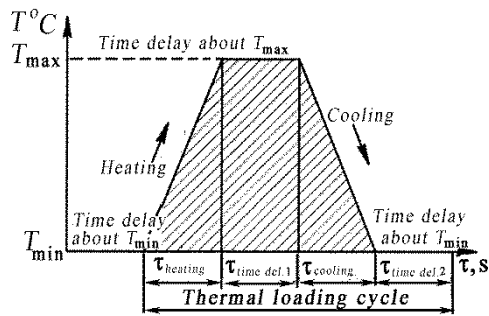


Figure 1. Thermal loading cycle

To calculate the FEM, it is necessary to create a three-dimensional model of the HZ based on the drawings (Fig. 2) using the solid-state modeling program SolidWorks, Catia, Pro/Engineer, ANSYS, etc.

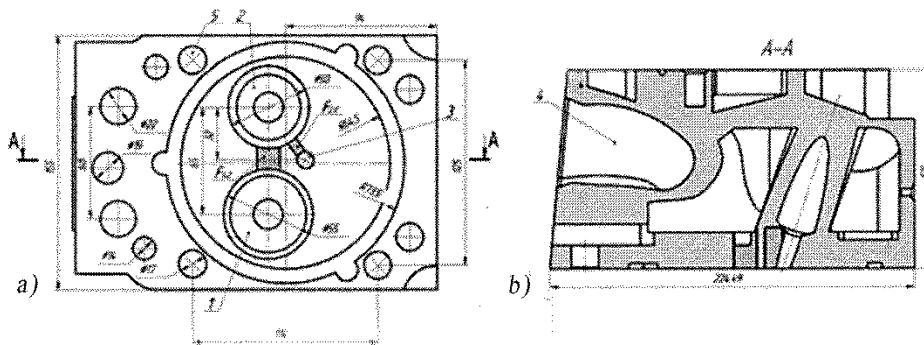


Figure 2. Cylinder Head of diesel 8CHN12/13: a) view from the firing surface of the CH: 1 – inlet valve; 2 – exhaust valve; 3 – hole for installing the nozzle, 4 – inlet channel; 5 – holes for mounting pins CZ; F_{1-2} – inter-valve jumper; F_{2-f} – umper between the exhaust valve and the nozzle cup; b) cross section along the line A-A

According to reference data [18], the physical and mechanical properties of HZ materials (aluminum alloy AK5M7 (AL10V)), guide bushings, valve seats and cylinder liners are

determined and set depending on the temperature. On the basis of the created three-dimensional model, a finite element model (CAM) is constructed using the SolidWorks Simulation and ANSYS finite element modeling software packages, and boundary conditions are assigned. The most successful is the use of a CAM based on three-dimensional twenty-node isoparametric finite elements (CE) When building a CAM (Fig. 3), it is necessary to use a thick design grid and reduced CE in the junction sections, for example, in the inter-valve jumpers or in the jumpers between the nozzle hole and the valve hole of the CH. The size of the CE side is selected based on the condition of ensuring the required accuracy of calculation and the cost of machine time.

When choosing kinematic boundary conditions for the CAM, it is necessary to take into account the possibility of moving surfaces associated with the block case. According to [19], the exclusion of lateral movements of the surface of the KEM HZ causes an increase in the stresses in the intervalve jumper by 3...4 times. If there is no gasket between the CH and the cylinder block, then it can be assumed that only the friction force limits the free lateral expansion of the CH[3].

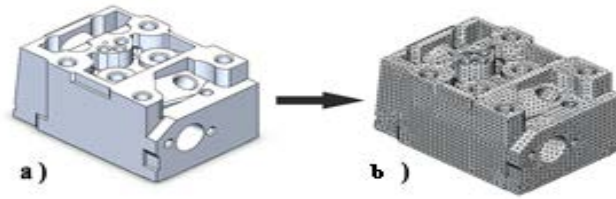


Figure 3. The process of creating a finite element model:
a) solid-state 3-D model; b) finite element model

To display the conditions of thermal interaction between the environment and the surface of the CH body, the following boundary conditions are assigned.

Boundary conditions of the I kind (kind I BC) – the temperature

distribution on the firing surface is set as a function of coordinates:

$$T_s = \varphi(x, y, z), \quad x, y, z \in S, \quad (1)$$

where is the temperature function set on the firing surface of the CH obtained by processing the indicator diagram or the results of the CH thermometry.

Type II BC -sets the distribution of heat flux density CH q_s across the surface S or part of it S2:

$$q_s = \psi(x, y, z), \quad x, y, z \in S. \quad (2)$$

According to Fourier's law, condition (2) is written as

$$q_s = -\lambda \left(\frac{\partial T(x, y, z)}{\partial n} \right)_s, \quad (3)$$

where \bar{n} – is the internal normal to the surface of the body S at the point with coordinates x, y, z; λ is the coefficient of thermal conductivity of the material CH(W/(m·K)).

BC of the third kind – on the surface of the body, the dependence of the heat flux density due to thermal conductivity from the body on the temperature of the surface of the body T_s and the environment is set T_∞

$$q_s = \pm \alpha (T_s - T_\infty), \quad (4)$$

where α is the coefficient of proportionality, called the coefficient of heat transfer (heat transfer), W/(m²·K); T_s , T_∞ is the temperature at a certain point of the firing surface, and the ambient temperature above this point, °K.

The coefficient α characterizes the intensity of the thermal interaction of the medium of a given temperature with the surface of the body. Boundary conditions of the third kind were used to solve the stationary problem of thermal conductivity on the firing surface of the CH. Based on the law of conservation of energy, taking into account (4), we have:

$$-\lambda \left(\frac{\partial T(x, y, z)}{\partial n} \right)_s = \alpha (T_s - T_\infty), \quad (5)$$

4. Matching the temperature field of the valve chamfer and the landing surface of the CH

When calculating, it is necessary to coordinate the temperature fields of the valve chamfer and the landing surface of the CH, since heat flows change their direction during the entire operating cycle[4]. When the diesel engine is running, when the valves are closed, heat is transferred from the exhaust valve to the CH or from the CH to the intake valve via the chamfer and the valve seat. During the intake cycles, the intake valves are washed with fresh charge, and when the exhaust valves are released, they are washed with exhaust gases. The parameters of heat

exchange can be determined by the boundary conditions of the third kind: the gas temperature and the coefficient of heat transfer in the valve slot.

The heat transfer coefficient of the contact of two bodies α_k W/(m²·K), depending on the material properties of the contacting parts, the quality of processing of the contacting surfaces, as well as the contact pressure can be determined by the formula [20]

$$\alpha_k = 2,12 \cdot 10^4 \lambda_m \left(\frac{P}{E_m} B_p \right)^{0,8} + \frac{\lambda_c}{(h_{m1} + h_{m2})(1-m)d}, \quad (6)$$

where $\lambda_m = 2\lambda_1\lambda_2/(\lambda_1 + \lambda_2)$ is the average coefficient of thermal conductivity of materials of contacting bodies; p – contact pressure; $E_m = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ – the average modulus of elasticity of materials of contacting bodies (in this case, aluminium alloy and cast iron); $B_p = 0,15 \dots 0,25$ dimensionless coefficient characterizing the geometrical properties of contact surfaces, depending on the amount of average heights of asperities h_{m1} and h_{m2} of the contacting bodies (the greater the amount of $h_{m1} + h_{m2}$, the less B_p); $\lambda_c \approx 0,35$ – thermal conductivity of the medium in the volume of the asperities (when the temperature in the contact zone $T_k = 420^\circ\text{K}$ and pressure $p = 10$ MPa $\lambda_c \approx 0,35 \cdot 10^{-3}$ W/(m·deg)); m – coefficient of filling of the profile of the asperities (for sanded surfaces $\mu = 0,5$); $d \approx 1,2 \dots 1,6$ – coefficient characterizing the maximum influence of the protrusions of asperities that depend on the ratio p/E [19].

In accordance with the recommendations [4, 21], when determining the thermal and stress-strain state of the CH, a separate calculation of its and valves is used with iterative matching of their temperatures. In the first iteration, when calculating CH, an arbitrary temperature of the valve seat is set, and then the coefficient of heat transfer from the valve to the seat. When the valve is open, the time-average temperature and heat transfer coefficient are calculated. An iterative process is used to obtain the temperatures of the valve face and seat surface and calculate the temperature field of the parts.

4.1. Boundary conditions on the firing bottom of the CH

To determine the average value of the heat transfer coefficient over the firing surface of the CH, the Voshni or Hohenberg formulas can be used. In [22], it is shown that none of the dependencies allows us to obtain satisfactory results. In this regard, the Zapf formula [22] is used to calculate the average coefficient of heat transfer of α_{ch} in CCh during gas exchange:

$$\alpha_{cc_h} = CD^{-0,22} T_\infty^{-0,52} p^{0,78} c_m^{0,78}, \quad (7)$$

где $C = 535$; T_∞ – текущая температура рабочего тела в цилиндре, K ; c_m – средняя скорость поршня; p – текущее давление в цилиндре, MPa .

The temperature of the medium is averaged over the entire surface of the combustion chamber and is assumed to be equal to the temperature obtained by thermodynamic calculation, averaged over the cycle time. The distribution of the heat transfer coefficient over the radius in the first approximation can be assumed to be similar to the temperature distribution on the firing bottom of the piston [23]. For diesels with open combustion chambers, the change in the local heat transfer coefficient α_{ch} averaged over the cycle along the radius of the cylinder r can be determined by the formulas [21]

$$\alpha_{ch} = \frac{2K_1 \alpha_{cp} \exp[(C_1 r)^{n_1}]}{1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}]} \quad \text{при } r \leq R_1; \quad (8)$$

$$\alpha_{ch} = \frac{2K_1 \alpha_{cp} \exp[C_2 (K_2 N_2 - r)^{n_2}]}{1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}]} \quad \text{при } r > R_1, \quad (9)$$

where α_{ch} is the local heat transfer coefficient was determined by the formula (7);; R_1 is the radius on which the α_{ch} reaches the maximum value; K_1 – the ratio of the average surface of

the bottom CH heat transfer coefficient to the average value of heat transfer coefficient over the entire surface of the CC_h . The empirical coefficients $K_2, n_1, n_2, C_1, C_2, N_2$ are determined by the set values $\alpha_{ch \min}, \alpha_{ch \max}, \alpha_{ch \text{ var}}$, respectively, at radius $r = 0, r = R_1, r = 0.5 D$ (Fig. 4) α_{ch} reaches the maximum value; K_1 – the ratio of the average surface of the bottom CH heat transfer coefficient to the average value of heat transfer coefficient over the entire surface of the CC_h . The empirical coefficients $K_2, n_1, n_2, C_1, C_2, N_2$ are determined by the set values $\alpha_{ch \min}, \alpha_{ch \max}, \alpha_{ch \text{ var}}$, respectively, at radius $r = 0, r = R_1, r = 0.5 D$ (Fig. 4).

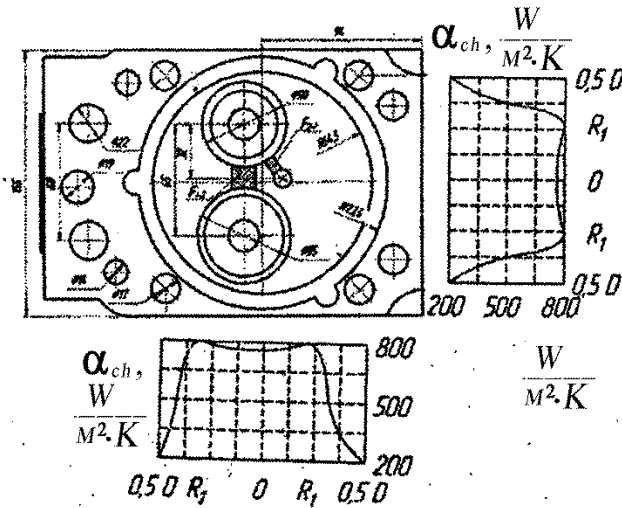


Figure 4. Distribution of the heat transfer coefficient on the firing bottom of the CH diesel engine along the cylinder radius (for calculations $R_1 = 32.5$ mm – the distance between the centers of the intake and exhaust channels)

For $n_1 = n_2 = n$, the following dependencies are valid

$$N_1 = \frac{R_1(C_1 + C_2)}{K_2 C_2}; \quad C_1 = \frac{1}{R_1} \left[\ln \left(\frac{\alpha_{\max}}{\alpha_{\min}} \right) \right]^{\frac{1}{n}}; \quad C_2 = \frac{R_1 C_1 - \left[(R_1 C_1)^n - \ln \left(\frac{\alpha_{\max}}{\alpha_{\text{var}}} \right) \right]^{\frac{1}{n}}}{0.5D - R_1}.$$

The distribution of the α_{ch} heat transfer coefficient on the firing bottom of the 8CHN12/13 diesel engine along the cylinder radius is shown in Fig. 4.

4.2. Boundary conditions in inlet and outlet channels

When the engine is running, a significant amount of heat, in addition to the firing bottom, is supplied to the walls of the exhaust channel. The boundary conditions in the inlet and outlet channels can be represented by the Nusselt number [22], which is a dimensionless heat transfer coefficient:

$$Nu_{in.k.} = 0,214 Re^{0,68} \left(1 - 0,765 \frac{h_{in.k.}}{d_{in.k.}} \right);$$

$$Nu_{out.k.} = 2,58 Re^{0,5} \left(1 - 0,797 \frac{h_{out.k.}}{d_{out.k.}} \right). \quad (10)$$

In expressions (7), h and d are the valve stroke and valve diameters (with corresponding indexes: in.k. – inlet; out.k. – outlet). To calculate the Reynolds number the determining dimensions are the hydraulic diameters of the channels and the average flow rate in the inlet and outlet channels:

$$\text{Re} = \frac{QD_g}{\nu A} = \frac{\nu D_g}{\nu} \quad (11)$$

where Q is the volumetric flow rate of gas, m^3/s ; D_g – hydraulic diameter of channel, m ; ν – kinematic viscosity of gas, m^2/s ; A – area of section, m^2 ; ν – the characteristic velocity of m/s .

The transition to the heat transfer coefficients α is carried out according to a known dependence, where λ is the thermal conductivity of the gas. The calculation is based on the parameters of the working body averaged over the working cycle.

The calculation of stresses in the coupling of the seat and cylinder head, taking into account the tension and heating, was discussed in detail in [2].

4.3. The heat transfer from the coolant

At moderate forcing levels, the Sonneken formula can be used to calculate the heat transfer coefficient as much as, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [24]

$$\alpha_l = (300 + 1800\sqrt{w_l})1,163 \quad (12)$$

where w_l is the speed of the coolant.

In [2, 24], dimensionless parameters are proposed for calculating as much as, since the cooling of CH can occur in the mode of forced convection and surface boiling, and therefore the calculation based on the dependence (12) leads to large errors.

5. Performance indicators

Since the most typical types of CH failures are cracks on the side of the firing bottom on the inter-valve jumpers, as well as on the jumpers between the nozzle hole and the inlet or outlet channels (zones F12 and F21, see Fig. 2).

As estimated indicators of the thermal state of the firing bottom of the HZ, we will take:

- maximum temperature on the firing surface CH T_{\max} ;
- temperatures at the edges of the holes in the selected zones F_{12} and F_{21} (see Fig. 2);
- maximum temperatures of jumpers in the same zones;
- maximum temperature drop across the entire heated surface of the bottom CH;
- the difference in the maximum temperature of the jumper between the exhaust and intake channels.

For the stress-strain state of CH, we will take the following estimates:

- maximum stress intensity σ_{\max} on the firing bottom surface;
- stress intensity at the corresponding points in the bottom zones;
- the greatest difference in deflections at the edges of the holes on the bottom under the intake and exhaust channels.

Within each finite element (FE), the scalar temperature field and the vector displacement field are described by second-order polynomials; the stresses change linearly. The FE form function is parabolic, which makes it possible to use significantly fewer elements with the same calculation accuracy than when using tetrahedral elements [23].

A fourteen-point cubator numerical integration formula can be applied to obtain the thermal conductivity and stiffness matrices of the bulk CE, as well as the corresponding vectors of the right parts. This formula reduces the counting time by 20% compared to the twenty-seven-point one.

To solve the problem of thermal conductivity, the thermal conductivity matrix and the heat load vector of each element are calculated, and on the basis of this matrix, the General matrix and the "heat load" vector of the entire design scheme are formed. The temperature at all nodal points of the calculation scheme is determined after solving the resulting system of linear equations.

Since the aluminum alloy AK5M7 (AL10V), from which the CH is made, changes its physical and mechanical characteristics depending on temperature [21], to clarify the thermal

conductivity coefficient λ and the elastic modulus E , they were recalculated depending on temperature. Variables λ (T) and E (T) can be calculated at nodes and then interpolated using form functions. To implement this method, the temperature range of CH was divided into ten intervals, for which one can take $\lambda = \text{const}$, $E = \text{const}$.

6. Calculation results and conclusions

Despite a fairly significant number of studies on determining the heat transfer coefficient [22], their values obtained from empirical dependencies differ greatly. More accurate calculations and refinement of formulas can be carried out using numerical methods based on the results of experimental studies. When calculating the thermal problem in a non-stationary setting, the only way to solve the problem is to average temperatures and heat transfer coefficients over time.

According to the results of calculations based on the above dependencies, the heat transfer coefficient on the firing bottom of the CH is about $\alpha_{\text{ch}} = 800 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (in the area of the inter-valve jumper – $775 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

In the maximum torque mode, the highest temperature of the firing surface of the 8CHN12/13 HZ diesel engine is 345°C in the inter-valve jumper. The temperature of the cooling side CH is equal to 175°C . The temperature of the seat surface of the exhaust valve seat is 450°C . When further boosting the diesel engine by the average effective pressure, it is necessary to provide measures to improve the design of the CH.

List of references

1. Gots A. N. Kinematics and dynamics of the crank-rod mechanism of piston engines: Textbook. 3rd edition. Moscow: FORUM-INFRA-M, 2019. 384 p.
2. Gots A. N., Klevtsov V. S. Method of calculating the thermal and stress state of the cylinder head of a liquid-cooled transport diesel engine. Izvestiya MSTU "MAMI" Transport machines, transport and technological means and power plants. No. 1(39). 2019. P. 2-8.
3. Gots A. N., Ivanchenko A. B., Prygunov M. P., Frenchov I. V. Modeling of the heat-stressed state of the cylinder head of a tractor diesel engine of air cooling. Fundamental research. 2013. No 6-5. P. 1061-1067.
4. Onishchenko D. O., Pankratov S. A. Modeling of the thermal state of the cylinder cover and valves of a diesel engine. Vestnik MGTU named N. E. Bauman. Ser. "Mechanical engineering" 2013. No 4. P. 95-108.
5. Grishin D. K., Alejamiento P. R., Chynov N. D., Lodna V. A. Mathematical modeling of the thermal state of head high-speed small diesel engine with direct injection. Tractors and agricultural machines. 2010. No. 8. P. 28-30.
6. Gots A., Klevtsov V. Method of determining the durability of diesel cylinder heads. Collection of reports technical and scientific conference with international participation "Transport, ecology–sustainable development". Bulgaria, Varna. 2018. Volume XXIV: P. 73-77.
7. Prygunov M. P. Research and development of an assessment of the durability of cylinder heads of air-cooled tractor diesels: Dis. ... Cand. Techn. science: 05.02.02: 05.04.02-Vladimir, 2013. 177 p.
8. Isaev E. V., Milshtein L. G. Calculation analysis of the thermal stress-strain state of the bottom of block cylinder heads taking into account the influence of structural factors. Engine building. 1985. No. 10. P. 28-31.
9. Myagkov S. P. Improving the strength reliability of cylinder covers for transport diesels: Dis. ... Cand. Techn. science: 05.04.02: 01.02.06-Moscow. 2009. 177 p.
10. Chainov N. D., Raenko M. I., Ryzhov V. A. Strength of heat-stressed base parts of medium-speed internal combustion engines. Moscow: Machinery building Publ. 2015. 360 p.
11. Trofimov V. B. Improving the reliability of the engine cylinder head 8CHVN15/16. Engine building. 2003. No. 3. p. 19-21.
12. Fomin V. M., Koshelenko A. S., Zhed O. V. distribution of stresses in the bottom of the cylinder heads of diesels. Tractors and agricultural machines. 2005. No. 3. P. 21-24.
13. Chaynov N. D., Raenko M. I., Myagkov S. P. Questions of strength of cylinder covers of medium-speed diesels. All-Ukrainian scientific and technical journal of internal combustion engines. 2008. No. 1. P. 68-71.

14. Chaynov N. D., Raenko M. I., Myagkov S. P., Ryzhov V. A. Mathematical modeling of the stress-strain state of the cylinder cover of a forced diesel engine. *Truck*. 2008. No. 3. P. 32-35.
15. Raenko M. I., Ryzhov V. A. Evaluation of the strength reliability of cylinder covers of transport diesels by the criterion of durability. *Engine building*. 2012. No. 1. P. 7-17.
16. Raenko M. I., Ryzhov V. A., Myagkov S. P. Estimation of durability of cylinder covers of medium-speed transport diesels. *Engine building*. 2010. No 2. P. 3-6.
17. A. K. Kostin, B. P. Pugachev, Yu. Yu. Kochenev. *Work of diesel engines under operating conditions*. Leningrad: Machinery building Publ. Leningrad branch, 1989. 284 p.
18. . *Engineering. Encyclopedia. Non-ferrous metals and alloys. T II-3*. Under the General editorship of I. N. Friedlander. Moscow: Machinery building Publ. 2001. 880 p.
19. Milshtein L. G., Isaev E. V. Determination of kinematic boundary conditions when calculating thermal stresses in block cylinder heads. *Engine building*. 1985. No 9. P. 22-26.
20. Popov V. M. *Heat transfer in the contact zone of detachable and non-removable connections*. Moscow: Energia Publ. 1971. 214 p.
21. Chaynov N. D., Ivashchenko N. A. Krasnokutskaya, A. N., Miagkov L. L. *The Design of internal combustion engines*. Moscow: Machinery building Publ. 2008. 494 p.
22. Kavtaradze R. Z. *Local heat exchange in piston engines*. Moscow: Publishing house of MG TU name N.E. Bauman. 2016 . 516 p.
23. Gots A. N., Glinkin S. A. *Forecasting the durability of internal combustion engine pistons: a monograph*. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing. 2017. 149 p.
24. Onishchenko D. O. *Investigation of the thermal state of diesel parts in a three-dimensional setting using experimental boundary conditions: Dis. ... Cand. Techn. science: 05.04.02-M., 2002. - 137 p.*

ДИНАМИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА МОДИФИЦИРАН АВТОМОБИЛЕН ВИБРОИЗОЛАТОР ПРИ АСИМЕТРИЧНО НАТОВАРВАНЕ

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A MODIFIED AUTOMOTIVE VIBRATION ISOLATOR UNDER ASYMMETRIC LOADING

Ismail Mehmedov¹, Hristo Hristov²

Abstract. A stand for linear loading of elastic elements is modernized with devices for determining the dynamic characteristics of an automotive vibration isolator under asymmetric loading. Original and modified variants of GM2D177 with different height of functional hump at different rubber hardness were tested. The dynamic characteristics are determined and the energy lost for internal friction is calculated. A criterion for assessing the specific serviceability of the vibration isolator, representing the ratio of the amplitude load to the energy to overcome internal friction is defined.

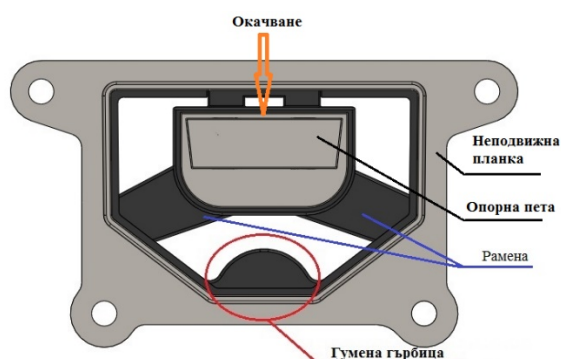
Keywords: automotive vibration isolator, dynamic characteristics, serviceability

1. Въведение:

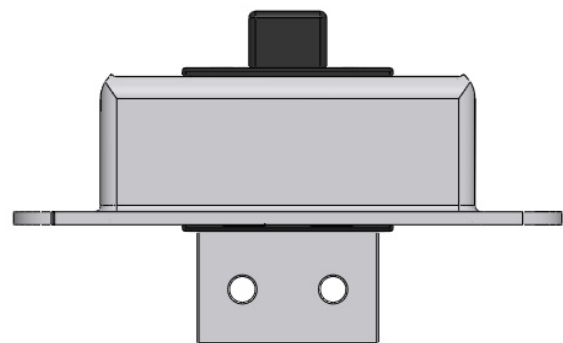
В процеса на експлоатация автомобилните виброизолатори работят в условията на асиметрично циклично натоварване в натисковата зона. В случаите на тунинговане или при неординарен ремонт се създават условия за промяна на натоварването им, което е предпоставка за отклонения в качеството на окачването. За да се постигнат заложените вибрационни параметри, следва да се получат данни за поведението на даден виброизолатор при различни нива на натоварване. Моделирането на съответна конструкция на виброизолатора, избора на еластичен материал с различни качества като коравина, твърдост и демпфираща способност са важен етап в изследователско-апликационната дейност, която се извършва в подходяща софтуерна среда и има вероятностен характер и следва да се потвърдят експериментално.

2. Изложение:

С цел тестване на методиката за определяне качествата на автомобилни виброизолатори е изследван виброизолатор тип GM2D177 (фиг. 1 и фиг. 2) във вариантите оригинален с твърдост 60°, а също така, а също така и модифициран 1 и модифициран 2 с твърдост на гърбицата 60, 70, 75 и 80° HSh. Модифицираният вариант 1 има гърбица с височина 22 mm, а модифицирания 2 – с 27 mm.



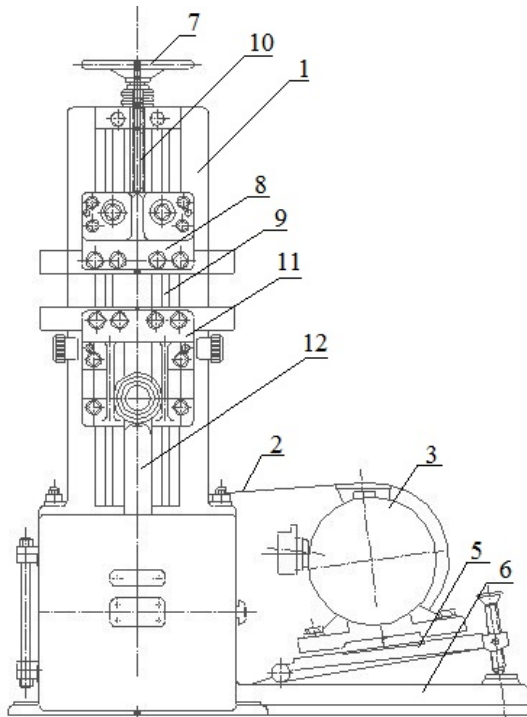
Фиг.1. Челен изглед на изследвания изолатор



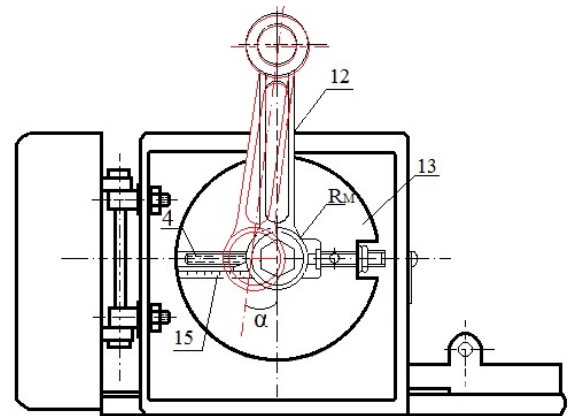
Фиг.2. Изглед отгоре на изследвания изолатор.

Това би могло да стане като проведем изследването в условията, предоставени в [1,2]. Модифицираният стенд за изследване на еластични елементи, с приспособление за виброизолатори при циклично натоварване е показан на фиг. 3. Стендът се състои от корпус 1, с изработени в него вертикални плъзгачи 9, по които се плъзгат челюстите 8 и 11. С маховика 7 се завърта винт 10, чрез който се позиционира челюстта 8. По този начин се постига различно ниво на предварителен натиск на виброизолатора.

Подвижната челюст 11 извършва възвратно постъпателно движение, което се осигурява от коляно мотовилков механизъм, показан на фиг.4. Механизмът включва мотовилка 12, маховик 13 и винт 4, посредством който се създава ексцентрицитет, формиращ различна големина на разстоянието между горна и долна мъртва точка на челюстта. Въртеливото движение на маховика 13 се осъществява посредством ремъчна предавка, обезопасена с кожух 2, задвижвана от електродвигател 3.



Фиг. 3. Стенд за динамично изпитване на еластични виброизолатори



Фиг. 4. Механизъм за ексцентрицитет.

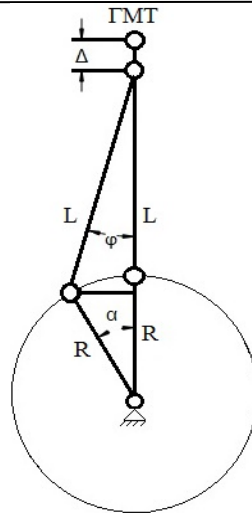
Електродвигателят АО L2-12-6-01 с мощност 0,6 квт и 910 об./мин. е монтиран върху подвижната плоча 5, а изменението на нейното положение чрез винт 6 позволява монтаж и опъване на ремъка. Ремъчните шайби са с 2 канала и позволяват промяна на предавателното число на предавката и респективно различна скорост на натоварване на виброизолатора. В резултат на предизвикания ексцентрицитет центърът на мотовилковия механизъм се върти по окръжност с радиус R , а рамото се отклонява на ъгъл φ , поради което главата на мотовилката, закрепена към подвижната челюст предизвиква нейната осцилация. Осцилацията на челюстта формира контролирана деформация на еластичния елемент. Големината на преместването S на горната глава на мотовилката, респективно на подвижната челюст, формиращи деформацията Δ на виброизолатора кинематично е илюстрирана на фиг. 5 и се определя по зависимостта 1.

$$S = L \cdot (1 - \cos\varphi) + R \cdot (1 - \cos\alpha), \quad (1)$$

където:

- α – ъгъл на завъртане на маховика спрямо вертикалата, отчитан от положение ГМТ;
- φ – ъгъл на отклонение на мотовилката спрямо вертикалата и се определя по формула 2.

$$\varphi = \arcsin \left[\frac{R}{L} \sin(\alpha) \right] \quad (2)$$

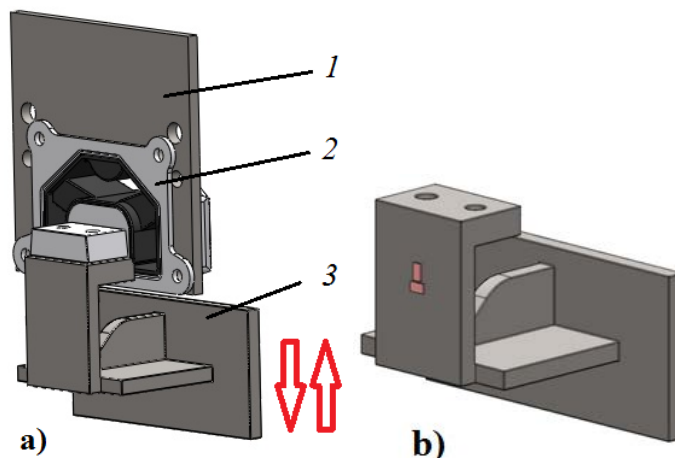


фиг. 5. Формиране на преместването

Определено е преместването при следните параметри:

- $R = 1,4$ мм е радиално изместване на мотовилката спрямо центъра на маховика.
- $L = 325$ мм е работната дължина на мотовилката (междуцентровото разстояние на долната и горната глава на мотовилката).

Закрепването на виброизолатора към челюстите е показано на фиг. 6-а. Планката 1 е закрепена към неподвижната челюст на стенда и към нея е монтирана стационарната част на виброизолатора 2. Конзолата 3 се закрепва към подвижната челюст и формира натоварването върху еластичния елемент на виброизолатора. На фиг. 6-б е показано разположението на измерителните тензопреобразуватели върху натоварващата конзола 3, които са свързани в полумост.



Фиг. 6. Изобразяване окачването на виброизолатора

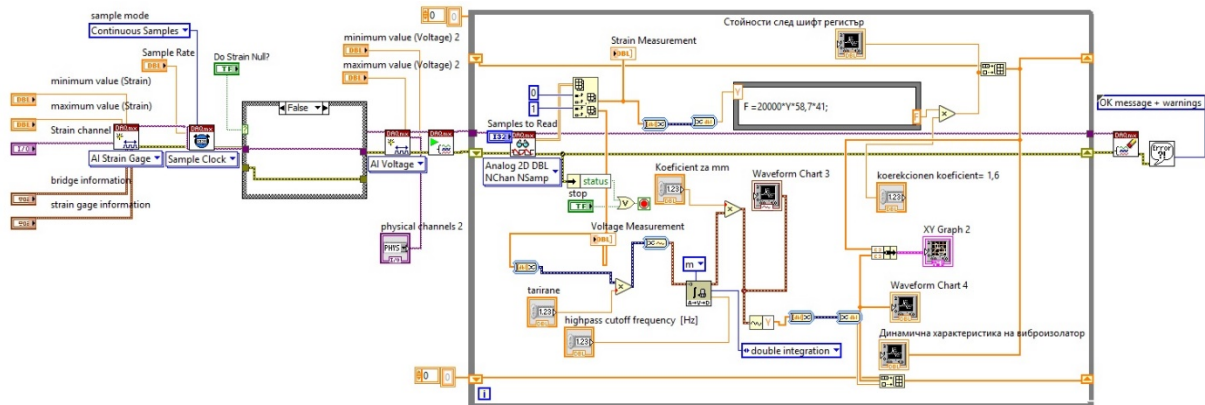
В измерването се използва и акселерометър, посредством който се отчита ускорението на подвижната челюст, служеща за натоварване и разтоварване на еластичния елемент.

За снемане на характеристиките е използвана автоматизирана измервателна система на *Data Acquisition (DAQ)* на фирмата National Instruments, включваща елементите по-долу като са запазени фирмените означения [4]:

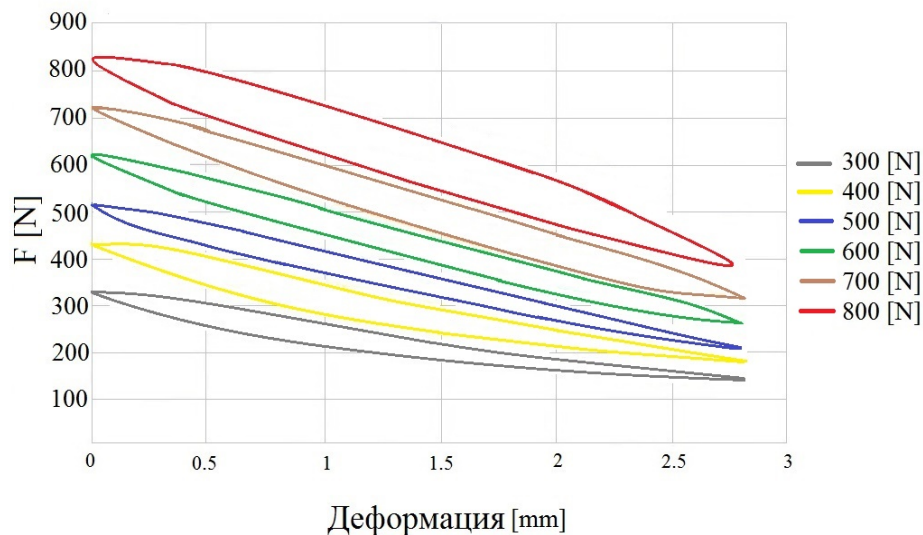
1. NI cDQA-9174 – 4 слотов Compact DQA USB Chassis за свързване на измервателни модули;
2. NI 9215 – 4 канален модул ± 10 V 16- Bit Simultaneous Analog Input, за измерване на ускорение;
3. NI 9237 – 4 канален модул ± 25 mV/ V Bridge Analog Input 50 kS/s/ch и за измерване на деформация;

4. NI CB – 37F – LP – терминал Low-Cost With Screw Terminals for 37-Pin D-SUB за свързване на тензометрични датчици към модула NI 9237.

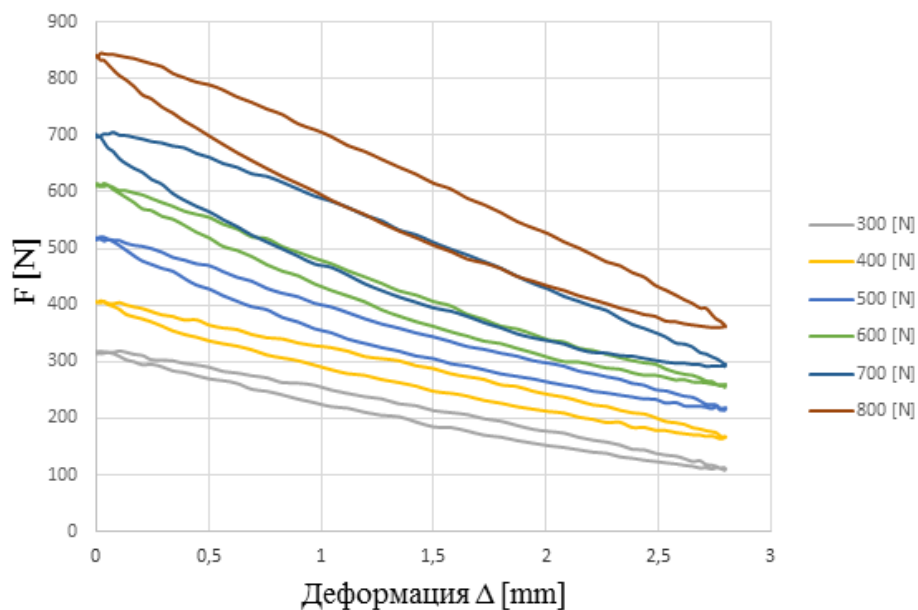
Създадена е блок схема на програмата на базата на вече тествана такава [5], в софтуерната среда LabView [3], която е показана на фигура 7.



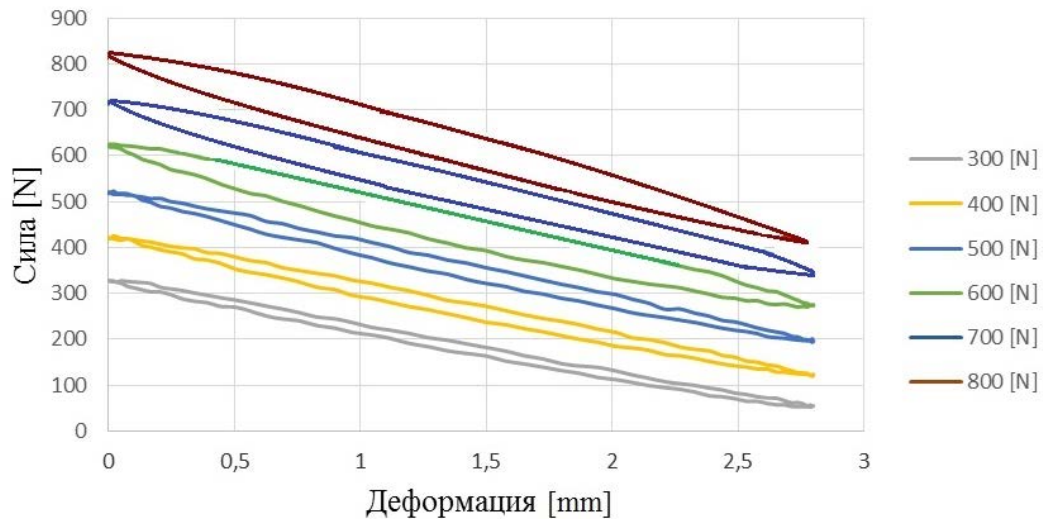
Фиг. 7. Блок схема на програмата за снемане на динамичната характеристика на виброизолатор.



Фиг. 3. Динамична характеристика на модифициран вариант 1 с твърдост 60 по Шор



Фиг. 4. Динамична характеристика на модифициран вариант 2 с твърдост 60 по Шор



Фиг.4.19. Динамична характеристика на виброизолатор на GM2D177.

Ако анализираме графично представените резултати може да отбележим следното:

- С нарастване на натоварването се увеличава количеството енергия, загубено за преодоляване на вътрешното триене, илюстративно изобразена с площта между кривата на натоварване и тази на разтоварване.
- С увеличаване на натоварването нараства и наклона на графиките $F=F(\Delta)$, което е показател за увеличаване коравината на еластичния елемент на виброизолатора.
- Съществено се променя и демпфиращата способност на виброизолатора, което налага по-конкретно изследване.
- Програмното и техническо осигуряване на експеримента позволява снемане на динамичната характеристика на изследвания виброизолатор с цел търсене на варианта, който би бил най-подходящ за конкретните експлоатационни условия.

Компенсиращите качества на еластичните виброизолатори и способността да поемат ударни натоварвания и вибрации най-вече се определят от количеството енергия, консумирано за деформация на еластичния елемент A_d . Демпфираната енергия превърната необратимо в топлина от гумения еластичен виброизолатор се определя по зависимостта:

$$A_d = \int_0^{\Delta_{max}} F_1(\Delta) d\Delta - \int_0^{\Delta_{max}} F_2(\Delta) d\Delta. \quad (3)$$

С цел да се получат по-точни данни и се извърши по-коректно интегриране, е извършен регресивен анализ на зависимостите $F_1(\Delta)$ и $F_2(\Delta)$ и е прието те да се описват с полиноми от 6-та степен, както следва:

$$F_1(\Delta) = A_1 \cdot \Delta^6 + A_2 \cdot \Delta^5 + A_3 \cdot \Delta^4 + A_4 \cdot \Delta^3 + A_5 \cdot \Delta^2 + A_6 \cdot \Delta + A_7 \quad (4)$$

$$F_2(\Delta) = B_1 \cdot \Delta^6 + B_2 \cdot \Delta^5 + B_3 \cdot \Delta^4 + B_4 \cdot \Delta^3 + B_5 \cdot \Delta^2 + B_6 \cdot \Delta + B_7 \quad (5)$$

Табл.1. Количество енергия за преодоляване на вътрешното триене

Енергия за преодоляване на вътрешното триене A_d [J]						
Виброизолатор	Максимално натоварване F_{max} [N]					
	300	400	500	600	700	800
Модифициран 1	0,0522	0,0720	0,0829	0,0982	0,1263	0,1506
Модифициран 2	0,0463	0,0601	0,07526	0,0891	0,1133	0,1353
Оригинален	0,0570	0,0670	0,0770	0,0900	0,1100	0,1470

Тъй като променливата компонента в асиметричното натоварване е по-опасната считаме, че е подходящо да се дефинира един по-комплексен критерий K за работоспособността на виброизолатора, който оценява големината на амплитудната сила, която еластичните елементи могат да понесат за един джаул енергия, изгубена за вътрешното триене.

$$K = F_a/A_d \text{ [N/J]} \quad (6)$$

Стойностите за пресметнатия критерий K при различни нива на натоварване, модификация и твърдост на гумената гърбица са посочени в таблица 2.

Табл. 2. Критерий K

виброизолатор	Твърдост HSh	Fmax [N]	K [N/J]
Модифициран 1	60°	500	1927
Модифициран 1	70°	500	2094
Модифициран 1	75°	500	1679
Модифициран 1	80°	500	1617
Модифициран 2	60°	300	3000
Модифициран 2	70°	300	2632
Модифициран 2	75°	300	2176
Модифициран 2	80°	300	2049
Оригинален	60°	500	1692

3. Заключение:

На базата на проведените експериментални изследвания може да се направят следните **Изводи**:

1. Програмното и техническо осигуряване на експеримента позволява снемане на динамичната характеристика на виброизолатор в експлоатационни условия.
2. Въвеждането на критерия големина на амплитудната компонента на натоварването, отнесена към енергията за преодоляване на вътрешното триене, е начин на търсене на варианта виброизолатор, който би бил най-подходящ за конкретните експлоатационни условия.
3. За оригиналния виброизолатор и за модифицирания вариант 1 критерият K е най-голям при максимално натоварване от 500 N, а за модифицирания вариант 2 – при 300 N, което показва различна специфична товароносимост.
4. Поради различната височина на функционалната гърбица, при оригиналния виброизолатор тя започва да функционира при 500 N, а при модифицираните варианти 1 и 2 съответно при 300 и 200 N.
5. По-ранното натоварване на функционалната гърбица на натиск води до разтоварване на рамената – при модифицирания вариант 1 с 40 %, а при модифицирания 2 с 60%.
6. Увеличаване на височина на гърбицата позволява изместване на зоната на демпфиране към натисквата зона, в която гумените елементи имат по-голяма товароносимост.

Литература:

1. Michalczyk J. Czubak P. Stationary and transient vibrations of DAVI vibroinsulation system. Department of mechanics and vibro- acoustics, University of Mining and Metallurgy, Cracow, Poland.
2. Jansson Fredrik. Jahonsson Oskar, A study of Active Engine Mounts. Institutionen for systemteknik, Jurnal, 58183 Linkoping. 2003 ISRN LITH-ISY-EX-3453-2003.

3. Folea, S. LabVIEW - practical applications and solutions. InTech, Janeza Trdine 9, 51000 Rijeka, Croatia, 2011, 472 c. ISBN 978-953-307-650-8.
4. <https://www.ni.com/en-rs/landing/low-cost-daq.html>
Mehmedov Ismail, Snemane na statichna karakteristika na vibroizolator model 24D177 General Motors, Scientific conference with international participation Days of Science, Varna, 2016 , ISSN 1310-5833.

За контакти: Eng. Ismail Mehmedov, Technical University, Department "Mechanics and Machine Elements", 1 Studentska str., 9010 Varna, Bulgaria, e-mail: imehmedov@abv.bg

Докладът е рецензиран.

ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОПЛИННОТО СЪСТОЯНИЕ НА МОДИФИЦИРАН ВАРИАНТ ВИБРОИЗОЛАТОР ТИП GM2D177

INVESTIGATION OF A THERMAL STATE OF A MODIFIED AUTOMOTIVE VIBRATION ISOLATOR TYPE GM2D177

Ismail Mehmedov¹, Hristo Hristov²

Abstract. Thermal state is laboratory tested of a modified automotive vibration isolator type GM2D177. The modification refers to a change in the size and stiffness of the functional rubber hump. The study was carried out at different levels of asymmetric dynamic load corresponding to specific operating conditions. The temperature inside the rubber hump was measured as well as the surface temperature of the vibration isolator. The influence of the load and the hardness of the rubber element on the thermal state of the vibration isolator has been established.

Keywords: automotive vibration, isolation, thermal state

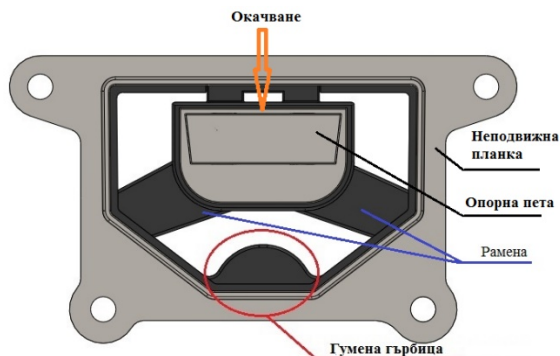
1. Въведение:

Тенденцията за извличане на по-голяма мощност от единица обем при двигателите с вътрешно горене, увеличава температурното натоварване върху отделните елементи или звена в двигателя. Температурата значително се покачва, заради изискванията на евро нормите за изолация на някои елементи на двигателя. По тази причина средната температура в двигателния отсек се увеличава, а пренатоварването (форсиране) на двигателите води до по-високи температури в изпускателната система. При дизеловите автомобили горивния процес се измества даже в изпускателната система с цел покриване на евро нормите за токсични компоненти.

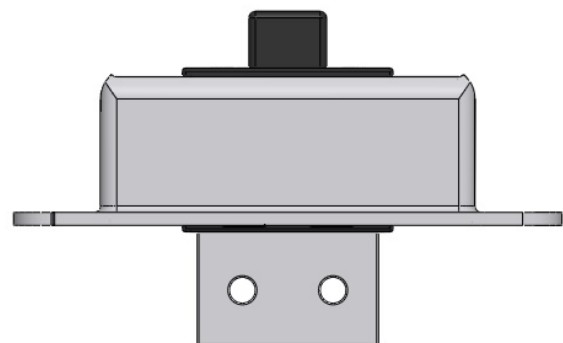
Известно е, че гумата съществено променя еластичните си качества в зависимост от температурата – от по-корава и „трошлива“ при много ниски температури, до по-еластична и деформируема при по-високи, но в определени граници. Знаем също, че гумата като еластичен елемент не е добър проводник на топлина. Тъй като температурата е един от най-важните фактори определящи якостните качества на гумата и за коефициента на триене [1,3], а работната среда е с достатъчно високо топлинно ниво, ние си поставихме задача да изследваме влиянието на работното асиметрично натоварване върху топлинното състояние на виброизолатора

2. Изложение:

Обект на изследването [2] е виброизолатор тип GM2D177 (фиг. 1 и фиг2) във вариантите оригинален с твърдост 60°, а също така модифициран 1 и модифициран 2 с твърдост на гърбицата 60, 70, 75 и 80° HSh. Модифицираният вариант 1 има гърбица с височина 22 mm, а модифицирания 2 – с 27 mm.



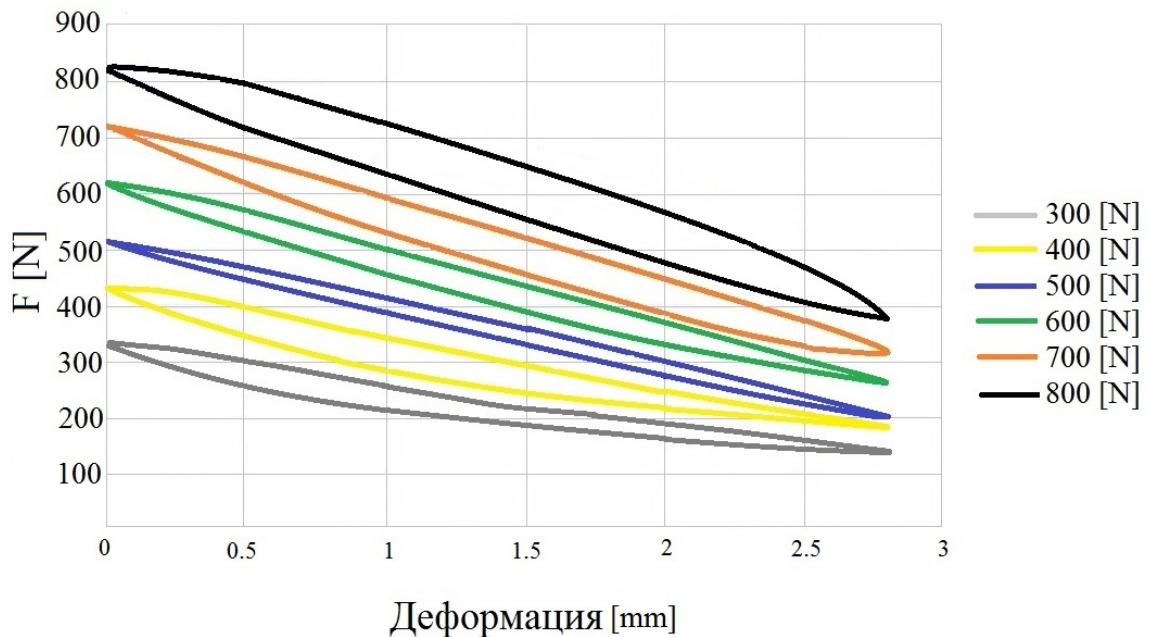
Фиг.1. Челен изглед на изследвания изолатор



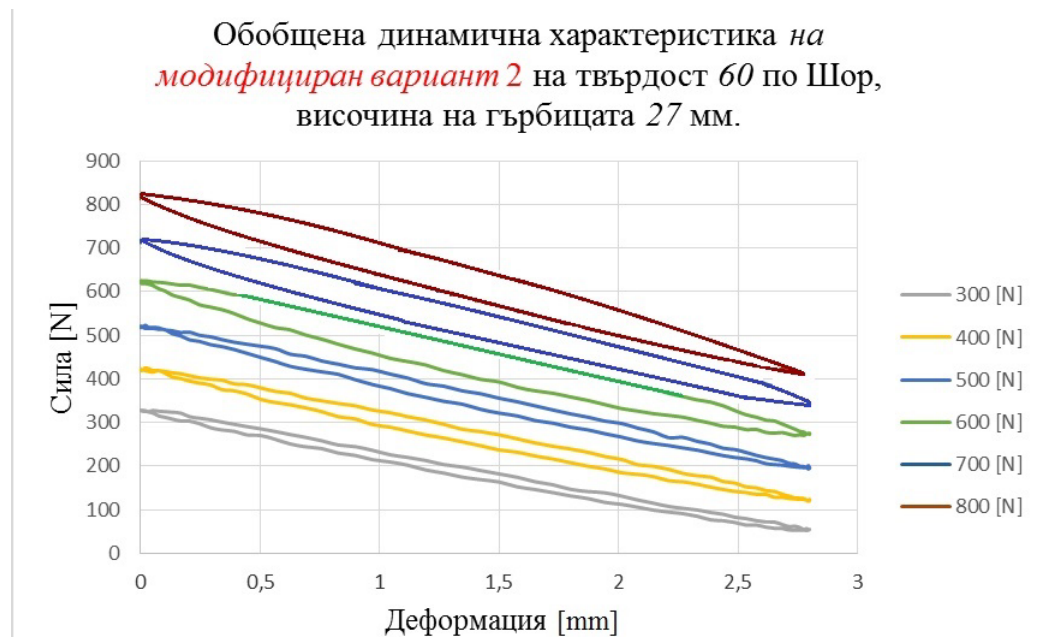
Фиг.2. Изглед отгоре на изследвания изолатор.

На базата на предварително натрупан свой практически опит и тъй като идеята за това изследване е свързана с двигател на General Motors с променени технически

параметри приемаме, че най-често срещан режим на натоварване върху виброизолатора е този, със сила от порядъка на 600 [N]. Поради това са проведени експерименти в диапазон на изменение на натоварването от 400 до 800 [N] със стъпка 100. Снетите характеристики на модифицираните варианти са показани на фиг. 3 и фиг.4.



Фиг. 3. Динамична характеристика на модифициран вариант 1 с твърдост 60 по Шор



Фиг. 4. Динамична характеристика на модифициран вариант 2 с твърдост 60 по Шор

В лабораторни условия не можем да осигурим температура на околната среда, близка до експлоатационната в двигателния отсек. Беше направено измерване на вътрешната температура с помощта на термодвойка (*NiCr-Ni*). Термодвойката се поставя в изработен технологичен отвор в гумената гърбица, където се поемат по-големите нива на натоварващата сила. По този начин може да се мери температурата не само в повърхностния слой, а и на желана дълбочина в гумения елемент. В нашия случай

външната температура (температурата на повърхността на виброизолатора) бе измервана с лазерен термометър модел: HG00304A на фирмата Powerfix. Температурният диапазон на измерване на прибора е от -50 до + 380 C°. На фиг. 5 е показан лазерния термометър.



Фиг. 5. Лазерен термометър модел: HG00304A.



Фиг. 6. Мултицет за измерване на вътрешната температура

За измерване на *вътрешната* температура на гумената гърбица бе използван мултицет модел MC8233CL на фирмата MASTECH. На фиг. 6 е показан използвания мултицет със свързана към него термодвойка.

По опитен път е определен интервалът за отчитане на температурата. Прието е продължителността на изследването за всеки конкретен случай на натоварване и твърдост да продължава 3 часа. През първия от тях отчитането на температурата се извършва на 15 минути, а след това – на кръгъл час. Експерименталните резултати от изследвания модифициран вариант 1 на виброизолатора с твърдост на гумата 60 единици по Шор са показани в табл. 1, а тези за модифицирания вариант 2 – в табл. 2.

Табл. 1. Изследване на модифициран вариант 1 с твърдост 60 по Шор

минути	0	15	30	45	60	120	180							
Натоварване	Вътрешна температура на гумата в [°] C –данните оцветени в червено													
	Външна температура на гумата в [°] C –данните оцветени в черно													
400 [N]	20	20	36	21,7	36	22	37	22,4	37	22,8	37	23,5	37	23,5
500 [N]	20	20	40	23	40	23	40	23,7	40	23,8	40	23,8	40	24
600 [N]	20	20	42	23,8	42	24,9	43	25,1	43	25,8	43	27,2	43	27,2
700 [N]	20	20	43	24,1	43	24,6	43	25,8	44	26,5	45	27	45	27,5
800 [N]	20	20	45	24,5	46	24,7	47	27	47	27,3	47	27,5	47	27,9

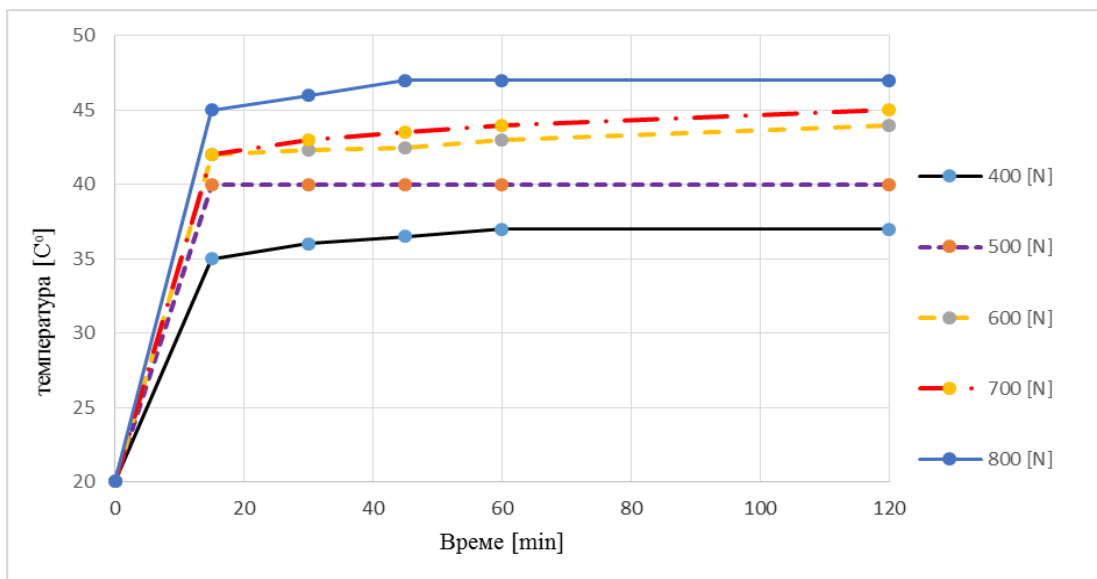
Табл. 2. Изследване модифициран вариант 2 с твърдост 60 по Шор

минути	0	15	30	45	60	120	180
--------	---	----	----	----	----	-----	-----

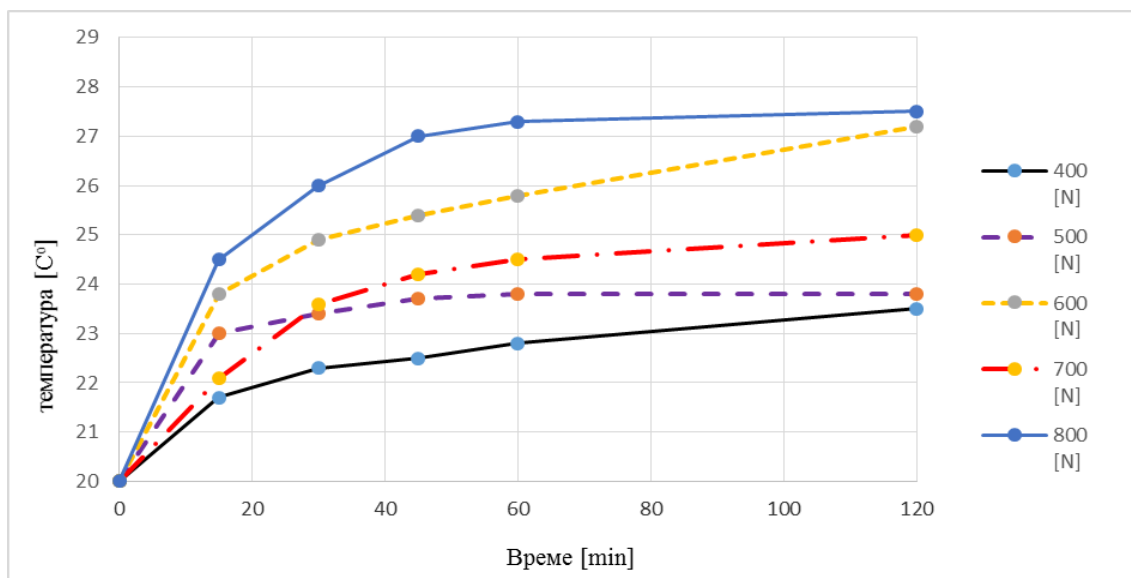
МЕЖДУНАРОДНА КОНФЕРЕНЦИЯ „ЕКО ВАРНА“ 2020

Натоварване	Вътрешна температура на гумата в [°] С –данните оцветени в червено													
	Външна температура на гумата в [°] С –данните оцветени в черно													
400 [N]	20	20	33	21,2	34	21,6	34	22	34	22,4	35	22,5	34	22,9
500 [N]	20	20	36	21,4	38	21,8	38	22,4	39	22,8	39	23,2	39	23,5
600 [N]	20	20	40	22,1	41	22,4	41	23,2	42	23,5	42	23,9	43	24
700 [N]	20	20	41	23,1	43	24,5	44	24,8	44	25	44	25	44	25,5
800 [N]	20	20	42	23,9	43	24,8	44	25,2	45	25,7	46	26,5	46	27

Резултатите за изменението на температурата във вътрешността на гърбицата са показани на фиг. 7, а тези за външната повърхнина на еластичните елементи – на фиг. 8.



Фиг. 7. Изменение на вътрешната температура на Модифициран 1 вариант с твърдост по Шор 60



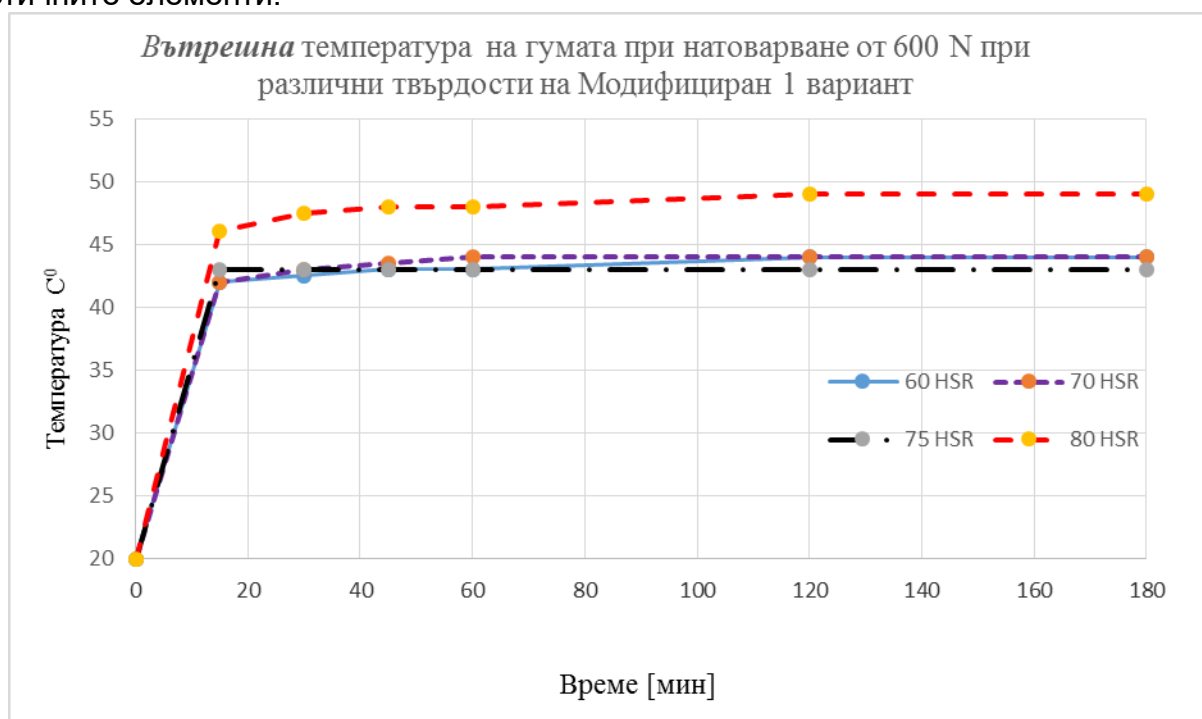
Фиг.8. Изменение на външната температура на Модифициран 1 вариант с твърдост по Шор 60

Показаните на графиките криви се отнасят само за твърдост на гумата 60° HSh. Забелязва се, че основното покачване на температурата във вътрешността на гумената гърбица се получава още към 15-та минута. След 45-та минута настъпва стабилизиране на температурата и само при натоварване със 700 и 800 N има нарастване с още 2° C в рамките на следващия час. Получи се увеличаване на температурата във вътрешността на гърбицата, както следва: при натоварване 400 N – 17° C; при 500 N – 20° C; при 600 N – 23° C; при 700 N – 25° C и при 800 N – 27° C. Тези температурни разлики показват влиянието на деформационния процес при съответното циклично натоварване върху вътрешната температура.

Що се отнася до температурата по повърхността на еластичните елементи, резултатите показват несъществено увеличение от 3,5° C при натоварване 400 N до 7,9° C при 800 N.

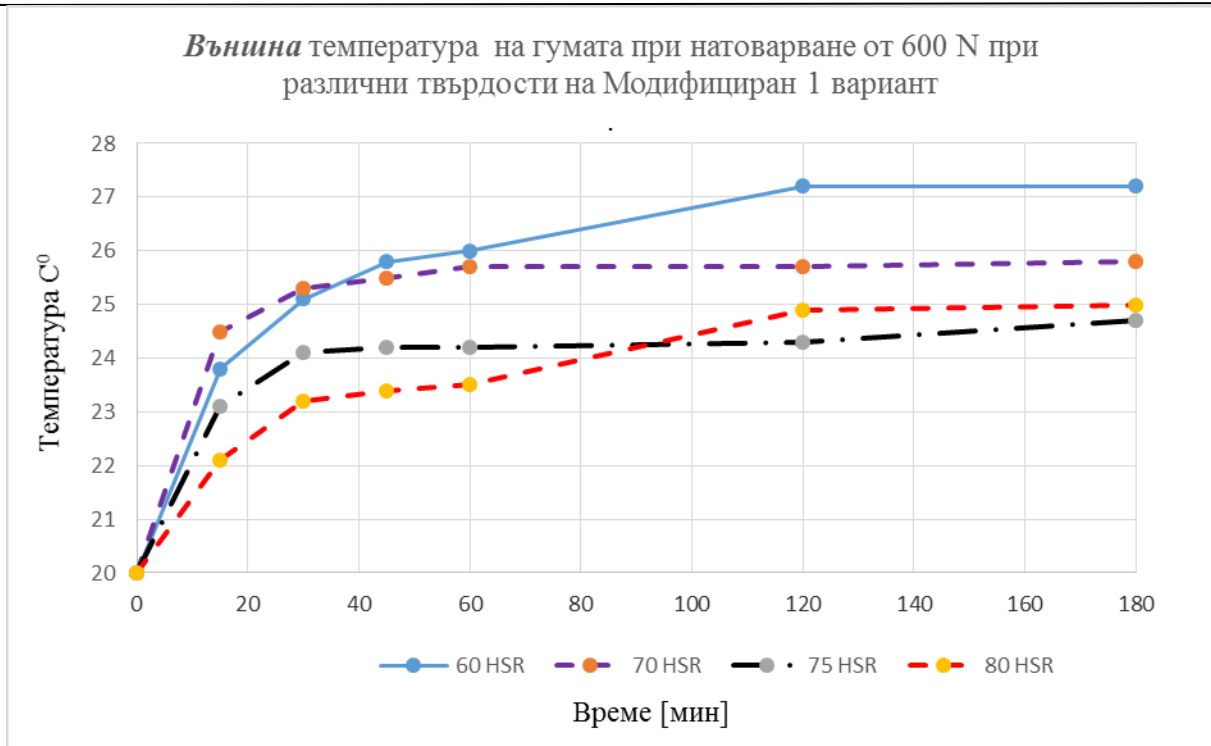
Пред вид сходния характер на кривите и неголемите разлики, ще покажем изменението на температурата във времето, когато гърбицата е изработена с твърдост 60, 70, 75 и 80 по Шор и само със 600 N натоварване.

На фиг. 9 е представена обобщена графика за вътрешната температура на гърбицата при горепосочените стойности за твърдост на гумата и големина на натоварването, а на фиг. 10 – изменението на температурата в повърхността на еластичните елементи.



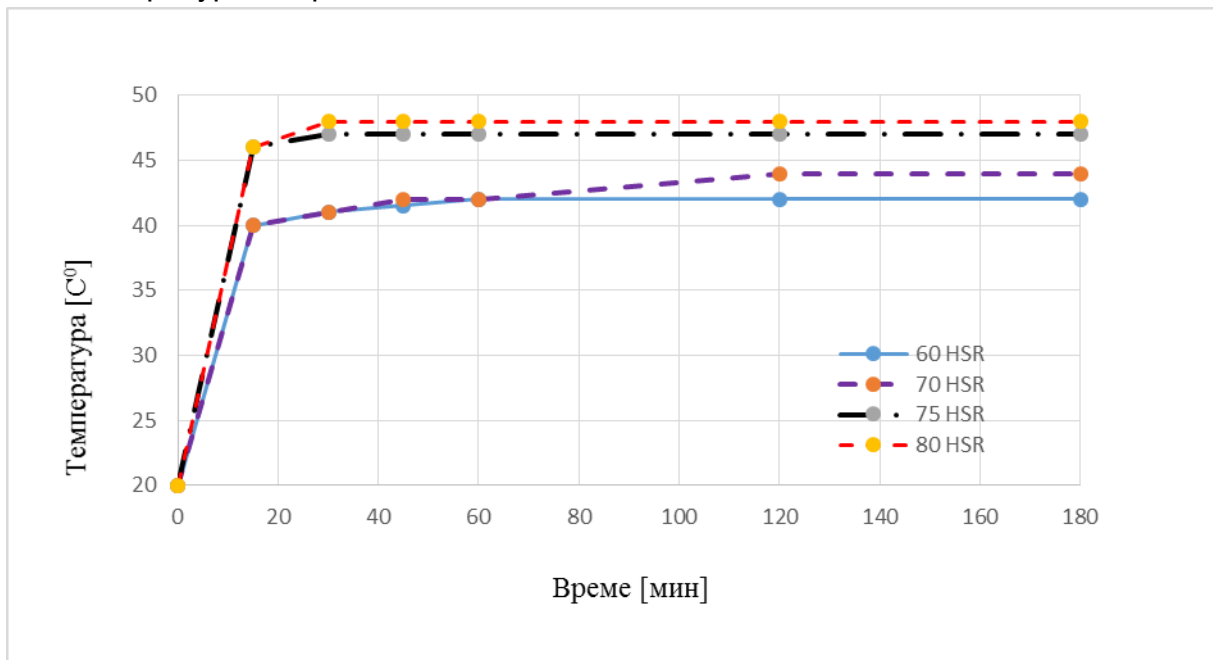
Фиг. 9. Влияние на твърдостта върху температурата във вътрешността на гърбицата на виброизолатор Модифициран вариант 1.

При твърдост 80 по Шор вътрешната температура на гърбицата е най-голяма и достига 49° C, докато при гърбици с твърдост 60, 70 и 75 по Шор температурата е в границите на 43° C. Външната температура на еластичните елементи се е увеличила със 7,2° C при твърдост на гумата 60 по Шор, а в случаите на твърдост 70, 75 и 80 по Шор температурното изменение е в границите 4,8° C до 5,8° C



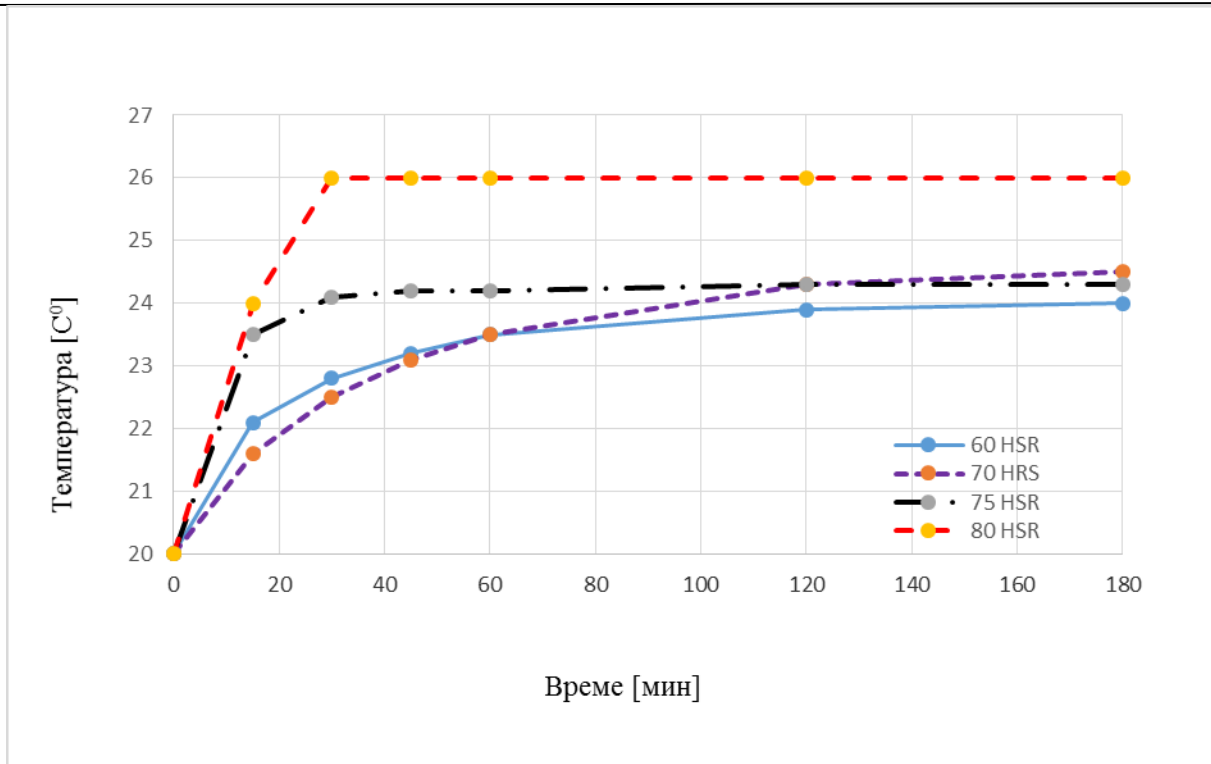
Фиг. 10. Влияние на твърдостта върху температурата на повърхността на гърбицата на виброизолатор Модифициран вариант 1.

Данните от изпитанията на модифицираният вариант 2 на виброизолатора са посочени на следващите графики, както следва: за вътрешна температура на фиг. 11 и за външна температура на фиг. 12.



Фиг. 11. Влияние на твърдостта върху вътрешната температура на Модифициран 2 виброизолатор при натоварване от 600 N.

Резултатите показват, че при твърдоти на гърбицата 75 и 80 единици по Шор, нейната вътрешна температура се увеличава съответно с 28,2°C и 28,8°C. Отново основното увеличение на температурата се получава в рамките на първите 15 минути.



Фиг. 12. Влияние на твърдостта върху външната температура на Модифициран 2 виброизолатор при натоварване от 600 N.

Увеличението на температурата по външната повърхност на еластичния елемент е в границите на 3,8°C до 6,2°C по възходяща линия на твърдостта.

Проведените експерименти за влиянието на натоварването върху температурното напрегнато състояние на еластичните елементи на виброизолатора дават една добра база за анализ на евентуално постигнатите подобрения през експлоатационния период. При виброизолатора с оригинални технически параметри се наблюдава по - ниска температура във вътрешността и по външната повърхност на технологичната гърбица, сравнен с модифицираните варианти 1 и 2. Това се дължи на факта, че при тази сила на натоварване тази технологична гърбица не работи, а натоварването се поема от двете гумени рамена. Това вероятно е една от причините, но не единствената, поради която тези рамене се разрушават най-бързо.

За провеждане на горното изследване в реални експлоатационни условия на автомобила използваното в случая оборудване не е най-подходящо. Ние разполагаме в катедрата с необходимия измерителен модул на National Instruments, с който бихме могли да създадем необходимата ни база данни.

3. Заключение:

На базата на проведените експериментални изследвания може да се направят следните **Изводи**:

1. Създадена е методика за определяне на топлинното състояние на гумени виброизолатори при различни нива на циклично натоварване.
2. Всички изследвания са проведени при температура на околната среда 20°C, а тя съществено се различава от температурата в двигателния отсек на автомобила и затова считаме, че получените резултати имат относителен характер.

3. За всички изследвани варианти на конкретния виброизолатор основното нарастване на температурата се получава в рамките на първите 15 минути, а след първия час се наблюдава установяване на топлинното състояние.
4. Температурата във вътрешността на гумената гърбица при максималното натоварване от 800 N се увеличава със 17 °C при оригиналния вариант, с 27,9 °C при модифицирания вариант 1 и съответно с 29°C при модифицирания вариант 2, което се дължи на по-голямата височина на гърбицата.
5. С нарастване твърдостта по Шор на гумените елементи се увеличава основно вътрешната температура на гърбицата.
6. Максималното увеличение на температурата по повърхността на гумените елементи, получено в рамките на всички експерименти не превишава 8 °C , което според нас е показател за принципно добро конструктивно решение, осигуряващо достатъчна охладителна площ на виброизолатора.

Литература:

- [1]. БДС EN 1991-3/NA, Въздействие от кранове и други машини, https://www.bds-bg.org/images/upload/Nacionalni_prilojenia/BDS_EN_1991-3-NA.pdf
- [2]. Мехмедов И., Христов Хр. Динамични характеристики на модифициран автомобилен виброизолатор при асиметрично натоварване, Еко-Варна, 2020, ISSN 2367-6299, (депозирана за печат)
- [3]. Карапетков С., Петров И. Методика за изследване на сцеплението между колелата на автомобил и пътната настилка, e-university.tu-sofia.bg, Kavarna, 2014 г.

За контакти: Eng. Ismail Mehmedov, Technical University, Department “Mechanics and Machine Elements”, 1 Studentska str., 9010 Varna, Bulgaria, e-mail: imehmedov@abv.bg
Assoc. Prof. Eng. Hristo Hristov, PhD, Technical University, Department “Mechanics and Machine Elements”
1 Studentska str., 9010 Carna, Bulgaria, Phone:+359 52 383306, e-mail: hristov.me@abv.bg