

Вестник Курганской ГСХА. 2024. № 2 (50). С. 62–70
Vestnik Kurganskoj GSNA. 2024; 2(50): 62–70

Научная статья

УДК 62-843.6

Код ВАК 4.3.1

EDN: FYZCLO

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ПУТЕВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Алексей Валерьевич Максимов¹, Юрий Хасанович Шогенов², Булат Гусманович
Зиганшин³✉, Лариса Александровна Зимина⁴, Ильнур Хамзович Гайфуллин⁵

^{1,4} Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А. Н. Туполева-КАИ, Казань, Россия

² Российская академия наук, Москва, Россия

^{3,5} Казанский государственный аграрный университет, Казань, Россия

¹ maks.adis@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0008-1187-2097>

² yh1961s@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7588-0458>

³ zigan66@mail.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-8250-9403>

⁴ larek.adis@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1756-303X>

⁵ ilnur.gai@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9786-5227>

Аннотация. Цель исследования – определение путевого расхода топлива грузового автомобиля сельскохозяйственного назначения в процессе движения по дороге с высоким сопротивлением качению с учетом комбинированного регулирования мощности дизельного двигателя. Для определения путевого расхода топлива предложена методика определения многопараметрической характеристики дизельного двигателя с учетом комбинированного регулирования мощности посредством изменения состава смеси и угла закрытия впускных клапанов. Представлена методика определения путевого расхода топлива груженого автомобиля при движении по дороге с высоким коэффициентом сопротивления качению. Путем теплового расчета получена многопараметрическая характеристика двигателя КАМАЗ 740.50-360 с традиционным и комбинированным регулированием мощности. Определены потребные затраты мощности при движении автомобиля КАМАЗ-6460 с полуприцепом СЗАП-95171К по грунту. Построена топливно-экономическая характеристика автомобиля, буксирующего по горизонтальной грунтовой дороге полуприцеп с полной загрузкой. Получено снижение путевого расхода топлива при движении автомобиля на низших передачах. Благодаря комбинированному регулированию мощности двигателя достигнуто снижение путевого расхода топлива при движении автомобиля на первой передаче на 13 %, что соответствует снижению расхода топлива на 0,0151 л/(т·км) по сравнению с автомобилем мощность двигателя, которого регулируется качественно. Комбинированное регулирование мощности дизельного двигателя представляет собой инновационный подход к контролю мощности двигателя, который сравнивается с традиционным качественным регулированием. При пониженной скорости движения автомобиля комбинированное регулирование мощности позволяет снизить расход топлива, а при движении автомобиля под уклон способствует снижению расхода топлива. Предложена методика расчета эффективных параметров двигателя с комбинированным регулированием мощности. Обоснованы диапазоны качественного и количественного регулирования мощности. Предложенный способ регулирования позволяет снизить путевой расход топлива автомобиля при работе двигателя с низкой нагрузкой в условиях движения на низких передачах.

Ключевые слова: комбинированное регулирование мощности, многопараметрическая характеристика, снижение путевого расхода топлива.

Для цитирования: Максимов А.В., Шогенов Ю.Х., Зиганшин Б.Г., Зимина Л.А., Гайфуллин И.Х. Влияние способа регулирования мощности дизельного двигателя на путевой расход топлива // Вестник Курганской ГСХА. 2024. № 2 (50). С. 62–70. EDN: FYZCLO.

Scientific article

EFFECT OF THE METHOD FOR REGULATING DIESEL ENGINE POWER ON THE FUEL CONSUMPTION RATE

Alexey V. Maksimov¹, Yuri Kh. Shogenov², Bulat G. Ziganshin³✉, Larisa A. Zimina⁴, Ilnur Kh. Gayfullin⁵

^{1,4} Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev-KAI, Kazan, Russia

² Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia

^{3,5} Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

¹ maks.adis@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0008-1187-2097>

² yh1961s@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7588-0458>

³ zigan66@mail.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-8250-9403>

© Максимов А.В., Шогенов Ю.Х., Зиганшин Б.Г., Зимина Л.А., Гайфуллин И.Х., 2024

⁴larek.adis@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-1756-303X>

⁵ilnur.gai@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0001-9786-5227>

Abstract. The purpose of the study is to determine the fuel consumption rate of the truck designated for agricultural use while driving on a road with high rolling resistance, taking into account the combined power control of the diesel engine. To determine the fuel consumption rate, a method is proposed to identify multiparametric characteristics of the diesel engine, taking into account combined power control by changing mixture composition and the intake valves closing angle. The article presents a method for determining the fuel consumption rate of a loaded vehicle when driving on a road with a high coefficient of rolling resistance. A multiparametric characteristic of the KAMAZ 740.50-360 engine with traditional and combined power control was obtained by heat calculation procedure. The required power consumption is determined when driving a KAMAZ-6460 truck with a SZAP-95171K semi-trailer on the non-surfaced roads. The fuel and economic characteristic of the vehicle towing a semi-trailer with a full load along a horizontal dirt road is constructed. A reduction in fuel consumption rate was obtained when the truck was moving in lower gears. Due to the combined engine power control, a 13% reduction in fuel consumption rate was achieved when the truck was moving in the first gear, which corresponds to a decrease in fuel consumption by 0.0151 liters/(t·km) compared to a vehicle, the engine power of which is regulated qualitatively. Combined diesel engine power control is an innovative approach to engine power control, compared with traditional ratio governing control. At a reduced speed of the vehicle, combined power control allows for reducing fuel consumption, and when the vehicle is moving downhill, it helps to reduce fuel consumption. The method is proposed for calculating the effective parameters of the engine with combined power control. The ranges of qualitative and quantitative power regulation are substantiated. The proposed control method makes it possible to reduce the fuel consumption rate of the vehicle when the engine is running with a low load in low-gear driving conditions.

Keywords: combined power control, multiparametric characteristic, reduction of fuel consumption rate.

For citation: Maksimov A.V., Shogenov Yu.Kh., Ziganshin B.G., Zimina L.A., Gayfullin I.Kh. Effect of the method for regulating diesel engine power on the fuel consumption rate. Vestnik Kurganskoy GSHA. 2024; 2(50): 62–70. EDN: FYZCLO. (In Russ).

Введение. При транспортировке сельскохозяйственной продукции широко используются грузовые автомобили с дизельным двигателем. Затраты на приобретение топлива для автотранспорта являются составной частью себестоимости производимой продукции. Около 31 % затрат на перевозку грузов составляют средства на приобретение топлива [1]. Снижение путевого расхода топлива автомобилем повышает конкурентоспособность сельского хозяйства, позволяет экономить энергоресурсы, снижает экологическую нагрузку на окружающую среду. Добиться снижения расхода топлива можно увеличивая эффективность работы двигателя внутреннего сгорания.

Особенностями работы автомобиля, обеспечивающего вывоз сельхозпродукции с полей, являются [2]:

- эксплуатация на дороге с различными коэффициентами сопротивления качению ($0,007 \div 0,25$);
- использование автомобиля с разной загрузкой;
- низкая скорость движения автомобиля в полевых условиях.

В этих условиях непрерывно меняется скоростной и нагрузочный режим работы двигателя. Часто двигатель работает в невыгодном диапазоне рабочих режимов, характеризующемся высоким удельным эффективным расходом топлива. Минимальный удельный расход топлива обычно наблюдается в средней части скоростного диапазона при нагрузке порядка 70÷80 %. При смещении от этого экстремума в сторону малых нагрузок в зону низкой или высокой скорости вращения коленчатого вала удельный расход топлива значительно увеличивается. В этих зонах дизельный двигатель работает с сильно обедненной топливовоздушной смесью [3; 4]. Среди ряда причин высокого удельного расхода топлива при работе дизельного двигателя с малой нагрузкой выделяют:

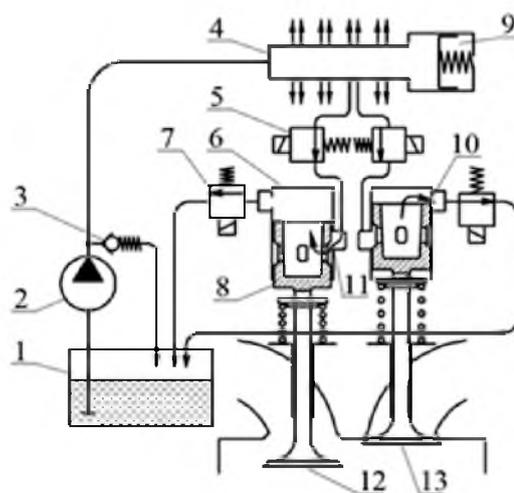
- увеличение времени горения в результа-

те низкой температуры и давления в цилиндре двигателя [5];

- снижение эффективности работы турбокомпрессора наддува в результате уменьшения давления и температуры продуктов сгорания, поступающих на турбину.

Снизить влияние перечисленных негативных факторов можно используя количественное регулирование мощности дизельного двигателя.

Материалы и методы. Количественное регулирование мощности дизельного двигателя возможно за счет управления моментом закрытия его впускных клапанов. В работах ряда авторов [6; 7] предложен гидравлический привод клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) (рисунок 1) с электронным управлением, допускающий такое регулирование.

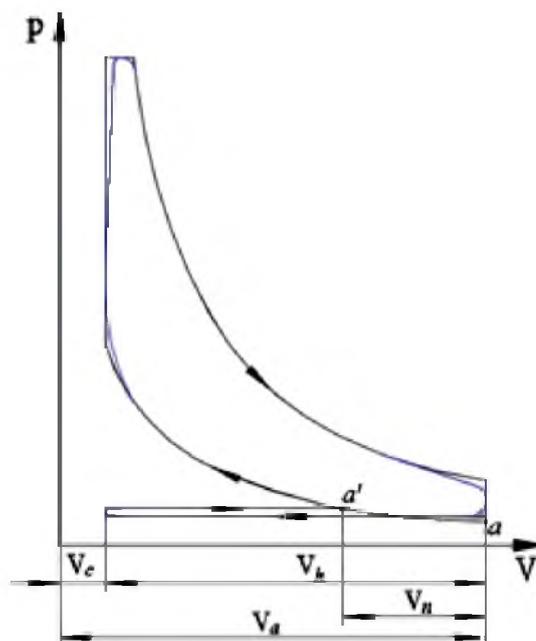


1 – картер двигателя; 2 – шестеренчатый насос;
3 – редукционный клапан; 4 – рампа;
5, 7 – питающий и сливной электромагнитные клапаны (ЭМК); 6 – гидроцилиндр; 8 – поршень;
9 – гидроаккумулятор; 10 – окно гидротормоза;
11 – питающее окно; 12, 13 – клапаны ГРМ
Рисунок 1 – Гидропривод клапанов ГРМ

Рабочим телом привода является моторное масло. Оно с помощью насоса 2 подается в питающую рампу 4. Стабилизацию давления в рампе обеспечивают редукционный клапан 3 и гидроаккумулятор 9, давление в рампе поддерживается на уровне 8 МПа. Из рампы масло подается в гидроцилиндры с поршнями 8. Расход масла в гидроцилиндре регулируется с помощью питающего электромагнитного распределителя 5. По мере поступления масла в гидроцилиндр происходит перемещение поршня и соответственно открытие клапана 12 ГРМ. Закрытие клапана ГРМ происходит при опорожнении гидроцилиндра под действием клапанной пружины. Для этого производится открытие сливного электромагнитного распределителя 7. Заложенные конструктивные решения обеспечивают ограничение максимального подъема клапанов ГРМ, а также их плавную посадку на седла [8, 9]. Гидропривод позволяет получить закон перемещения клапанов ГРМ близкий к трапециевидному [6]. Привод обеспечивает высокую скорость открытия и закрытия клапанов ГРМ.

Снижение мощности дизельного двигателя в процессе ее регулирования достигается за счет уменьшения времени впуска и смещения периода закрытия впускного клапана. При этом затраты энергии на укороченный впуск уменьшаются, что в купе с использованием топливоздушонной смеси экономичного состава позволяет снизить удельный расход топлива. В ходе рабочего цикла происходит перерасширение рабочего тела, что дает увеличение работы цикла. Эффективность реализации цикла с перерасширением при работе двигателя внутреннего сгорания (ДВС) по внешней скоростной характеристике рассматривается в некоторых научных работах [10–12]. Ограничение времени впуска приводит к тому, что заключительный этап такта впуска протекает при закрытом впускном клапане. Затраты энергии в этом периоде компенсируются на начальном этапе такта сжатия. Рабочий цикл дизельного двигателя с наддувом, работающего с низкой нагрузкой представлен на рисунке 2.

Отметим, что уменьшение времени впуска снижает температуру и давление в конце сжатия. При минимальной мощности двигателя в случае количественного регулирования наполнение цилиндра будет столь мало, что в конце сжатия не создадутся условия для самовоспламенения топлива [13]. Поэтому количественное регулирование не доступно в зоне работы с малой нагрузкой. По данной причине весь доступный диапазон регулирования мощности можно поделить на три зоны (рисунок 3).



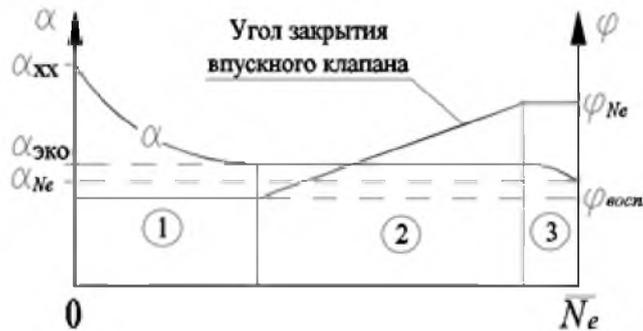
V – объем надпоршневого пространства в цилиндре, p – давление газа в надпоршневом пространстве, V_c – объем камеры сгорания, V_a – полный объем, V_h – рабочий объем, V_n – потерянный объем, a' – закрытие впускного клапана
Рисунок 2 – Рабочий цикл при работе ДВС с малой нагрузкой

В зоне малой нагрузки целесообразно реализовывать качественное регулирование при минимальном наполнении цилиндра свежим зарядом, достаточным для создания условий самовоспламенения топлива. При этом закрытие впускных клапанов происходит рано. В зоне средних нагрузок реализуется количественное регулирование мощности при поддержании коэффициента избытка воздуха на уровне, обеспечивающем минимальный удельный расход топлива. В зоне высокой мощности используется качественное регулирование. При этом впускные клапаны закрываются поздно, что соответствует максимальному наполнению цилиндра свежим зарядом за счет эффективной дозарядки.

Для оценки целесообразности реализации нового вида регулирования мощности дизельного двигателя был проведен тепловой расчет ДВС с традиционным регулированием и комбинированным. Сравнение было проведено для двигателя КАМАЗ 740.50-360 V-8 с размерностью цилиндра 120x130 мм.

Для учета влияния укороченного впуска на параметры двигателя был введен коэффициент потерянного объема:

$$\varphi = \frac{V_a - V_n}{V_a} \quad (1)$$



1 – зона качественного регулирования при минимальном наполнении цилиндра; 2 – зона количественного регулирования при коэффициенте избытка воздуха минимального удельного расхода топлива; 3 – зона качественного регулирования при максимальном наполнении цилиндра свежим зарядом; φ – угол поворота коленчатого вала при котором закрывается впускной клапан; α – коэффициент избытка воздуха; φ_{Ne} – угол закрытия впускного клапана, $\varphi_{воспл}$ – угол закрытия впускного клапана ограниченный условиями самовоспламенения топлива;

$$\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{emax}}$$

– относительная мощность двигателя; α_{xx} – коэффициент избытка воздуха при работе двигателя на холостом ходу; $\alpha_{эко}$ – коэффициент избытка воздуха соответствующий минимальному удельному расходу топлива; α_{Ne} – коэффициент избытка воздуха, при котором достигается максимальная эффективная мощность двигателя

Рисунок 3 – Комбинированное регулирование мощности

Работа цикла, представленного на рисунке 2, определяется путем интегрирования функции давления по объему:

$$L_{ц} = \frac{V_h p_a'}{\varepsilon - 1} \left(\left(\frac{\varepsilon}{\varphi} - 1 \right) + \left(\frac{\varepsilon}{\varphi} \right)^{n_1} \times \frac{1 - \left(\frac{\varepsilon}{\varphi} \right)^{1-n_1}}{1 - n_1} + \frac{\rho - 1}{p_a' p_z} + \frac{p_z \rho^{n_2}}{p_a'} \times \frac{\varepsilon^{1-n_2} - \rho^{1-n_2}}{1 - n_2} + \frac{p_r}{p_a'} \times (1 - \varepsilon) \right), \quad (2)$$

где p_a' – давление в конце процесса впуска;

V_h – рабочий объем цилиндра;

ε – геометрическая степень сжатия;

p_r – давление остаточных газов;

n_1, n_2 – показатели политропы сжатия и расширения.

Мощность двигателя, определенная путем деления работы цикла на время его реализации, из механических потерь учитывает только насосные. Согласно данным М. Д. Ханнанова с сотр. [14], из механических потерь доля насосных составляет около 0,15, а доля прочих – 0,85.

Для учета потерь на трение использовано выражение:

$$p_m = 0,85 \left(\pi_k^{0,125} (0,089 + 0,0118 c_n) + 0,035 (p_k - p_0) \right), \quad (3)$$

где 0,85 – доля неучтенных потерь;

c_n – средняя скорость движения поршня;

p_k – давление наддува;

p_0 – атмосферное давление.

Определение давления в процессе сгорания проводилось с помощью первого закона термодинамики для цикла со смешанным подводом тепла

[15;16]. Целью проведенного расчета было получение многопараметрических характеристик [17] двигателя с качественным и комбинированным регулированием мощности. Для получения многопараметрической характеристики двигателя с качественным регулированием мощности была проведена серия расчетов скоростных характеристик двигателя при различных коэффициентах избытка воздуха. По мере снижения нагрузки коэффициент избытка воздуха увеличивался. Многопараметрическая характеристика двигателя с комбинированным регулированием в зоне больших нагрузок определялась аналогично первому случаю. В зоне средних нагрузок количественное регулирование мощности расчеты проводились при различной величине коэффициента потеряннного объема. При снижении нагрузки коэффициент потеряннного объема увеличивался. В зоне малых нагрузок при большой величине потеряннного объема проводилось дальнейшее обеднение смеси.

Полученная многопараметрическая характеристика позволяет оценить путевой расход топлива автомобиля движущегося по опорной поверхности с различными свойствами [18].

В качестве автомобиля был выбран КА-МАЗ-6460 (6x4) с полуприцепом СЗАП-95171К [19]. Двигатель КАМАЗ 740.50-360. Коробка переключения передач (КПП) ZF16S151. Передаточные числа КПП представлены в таблице [20].

Таблица – Передаточные числа КПП ZF16S151

Диапазон	Номер передачи							
	1	2	3	4	5	6	7	8
нижний	13,80	9,49	6,53	4,57	3,02	2,08	1,43	1,00
верхний	11,54	7,93	5,46	3,82	2,53	1,74	1,20	0,84

Рассматривалось движение автомобиля при включении в КПП передач первого диапазона (пониженный ряд). Передаточное число главной передачи 5,11. Размерность шин 315/80 R22,5. КПД трансмиссии 0,82 [21; 22]. Масса снаряженного автомобиля 9350 кг, масса снаряженного полуприцепа 7500 кг. Полная масса транспортного средства 36500 кг. Масса перевозимого груза 19650 кг. Лобовая площадь автомобиля 6 м². Коэффициент лобового сопротивления $C_x = 1$. Плотность воздуха 1,2 кг/м³.

Результаты исследований и их обсуждение. Результаты расчетов многопараметрических характеристик представлены на рисунке 4.

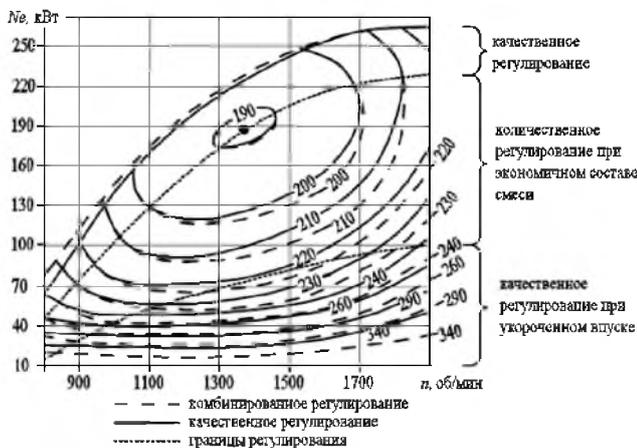


Рисунок 4 – Многопараметрическая характеристика двигателей

Верхняя граница регулирования соответствует коэффициенту избытка воздуха, обеспечивающего минимальный удельный расход топлива. Нижняя граница регулирования соответствует достижению температуры, при которой возможно самовоспламенение топлива в цилиндре.

Нормативный расход топлива автомобилем КАМАЗ-6460 с полуприцепом СЗАП-95171К и полной загрузкой на 100 км пути по формуле [23]:

$$Q_n = 0,01(H_{san} \times S + H_w \times W) \times (1 + 0,01D), \quad (4)$$

где $H_{san} = 27$ л/100 км – базовая норма расхода тягача КАМАЗ 6460;

$S = 100$ км – пробег автомобиля;

$H_w = 1,3$ норма расхода топлива на транспортную работу;

$W = (19,65+7,5)100 = 2715$ т-км – транспортная работа;

$D = 15$ – поправочный коэффициент, учитывающий невысокую скорость движения автомобиля с максимальной загрузкой.

$$Q_n = 0,01(27 \times 100 + 1,3 \times 2715) \times (1 + 0,01 \times 15) = 71,6 \frac{\text{л}}{100\text{км}}. \quad (5)$$

Проведем оценку путевого расхода топлива в случае движения автомобиля по асфальтовому покрытию с коэффициентом сопротивления качению 0,008 [24]. Наложение графиков потребной мощности для движения автомобиля с постоянной скоростью на многопараметрическую характеристику двигателя представлено на рисунке 5.

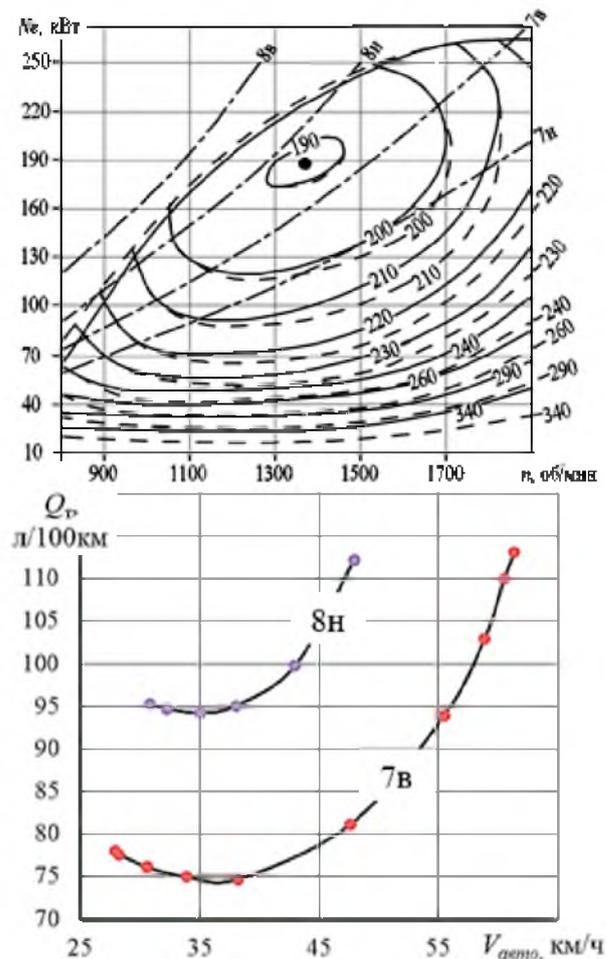


Рисунок 5 – Многопараметрическая характеристика двигателя и топливно-экономическая характеристика автомобиля при движении по асфальтовому покрытию на 7-й передаче повышенного диапазона и 8-й передаче пониженного диапазона

Из графика видно, что оптимальными являются 7-я передача повышенного диапазона или 8-я передача пониженного диапазона. Точки пересечения с изолиниями постоянного удельного расхода топлива позволяли определить скорость вращения коленчатого вала и реализуемую мощность двигателя. По скорости вращения коленчатого вала, передаточному отношению трансмиссии и размерности колес определялась скорость движения автомобиля. По мощности, удельному расходу топлива и скорости автомобиля определялся путь расход топлива. В результате получена экономическая характеристика автомобиля. Целесообразным при такой загрузке является движение на 7-й передаче пониженного ряда. Различие между нормативным расходом и расчетной величиной составляет порядка 3 % и объясняется ограниченной точностью выбора коэффициента сопротивления качению колеса, коэффициента аэродинамического сопротивления и прочими факторами.

Исследование движения автомобиля по горизонтальной грунтовой дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,03 [24] позволило получить топливно-экономическую характеристику автомобиля при движении на различных передачах (рисунок 6).

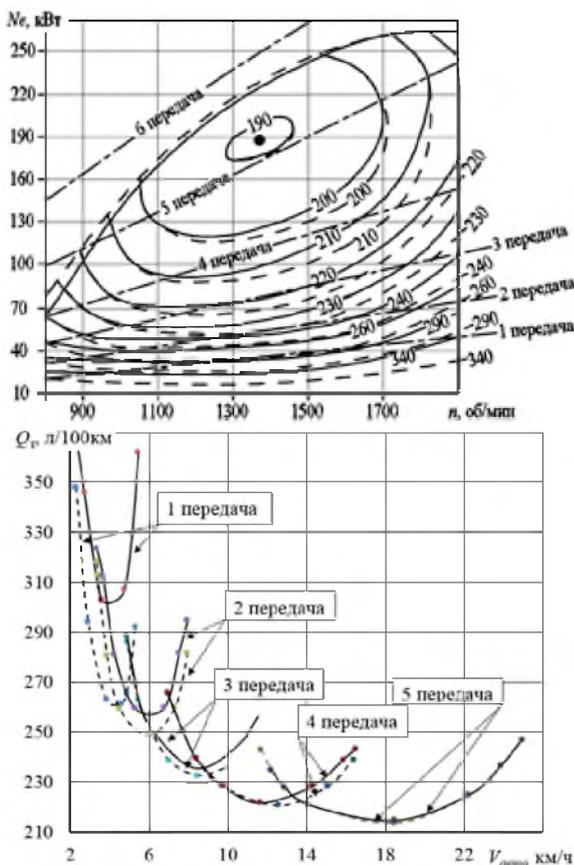


Рисунок 6 – Многопараметрическая характеристика двигателя

и топливно-экономическая характеристика автомобиля при движении автомобиля по грунту. Высокий путь расход объясняется высо-

ким сопротивлением качению со стороны грунтовой дороги, работой двигателя в зонах с высоким удельным эффективным расходом топлива, использованием низких передач и пониженного ряда в КПП. На графике видно, что по мере уменьшения номера включенной передачи (увеличения передаточного числа трансмиссии) эффект от реализации комбинированного регулирования мощности дизельного двигателя нарастает. Так, например, при движении на первой передаче снижение расхода топлива составляет около 13 %, на второй передаче – 3 %, на третьей – 1 %.

Снижение удельного расхода топлива при перевозке груза благодаря применению комбинированного регулирования взамен традиционному при движении на 1 передаче составило:

$$\Delta Q_{уд.1п} = \frac{Q_t - Q_{t \text{ модиф}}}{100m_t} = \frac{306 - 265}{100 \times 27,15} = 0,0151 \frac{\text{л}}{\text{т} \cdot \text{км}} \quad (6)$$

Снижение удельного расхода топлива при движении на 2 передаче составило,

на 3 – $0,0011 \frac{\text{л}}{\text{т} \cdot \text{км}}$. Использование 5-й и более высоких передач не дает выгоды по снижению топлива, так как при подобной нагрузке количественное регулирование мощности не реализуется.

Заключение. Комбинированное регулирование мощности дизельного ДВС соответствующего размерности КАМАЗ 740.50-360 позволяет снизить расход топлива при работе с малой нагрузкой. Так, при мощности двигателя около 30 кВт и скорости вращения его вала 1300 об./мин снижение удельного эффективного расхода топлива достигает 28 гр/(кВт·ч). Повышение нагрузки на двигатель снижает эффективность комбинированного регулирования. При нагрузке на двигатель свыше 80 % комбинированное регулирование не целесообразно. Использование комбинированного регулирования в двигателе автомобиля КАМАЗ-6460 с полуприцепом СЗАП-95171К с полной загрузкой при движении по грунту на первой передаче снижает путь расход топлива на 13 %. Удельный расход топлива при совершении транспортной работы снижается на 0,0151 л/(т·км). По мере увеличения номера включенной передачи эффект от предлагаемого способа регулирования снижается и при движении по полю, начиная с четвертой передачи, практически отсутствует.

Таким образом комбинированное регулирование мощности дизельного двигателя по сравнению с традиционным качественным регулированием позволяет снизить расход топлива в следующих случаях:

- пониженная скорость движения автомобиля;
- движение автомобиля под уклон;

- движение автомобиля в плотном дорожном трафике;

- снижение загрузки грузового автомобиля.

В условиях движения загруженного транспорта с высокой постоянной скоростью применение комбинированного регулирования мощности не имеет смысла.

Список источников

1. Ways to increase the efficiency of using agricultural machinery in performing technological operations / D.T. Khaliullin, A.V. Belinsky, I.Kh. Gayfullin [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2023. P. 12055. DOI: 10.1088/1755-1315/1212/1/012055.
2. Асадуллин Н.М., Хисматуллин М.М., Асадуллин Л.Н. Концепция эффективного использования ресурсов при технической эксплуатации сельскохозяйственной техники // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2011. Т. 6. № 3(21). С. 17-19. EDN: MWBNJB.
3. Теоретические предпосылки создания тематической модели тягового КПД трактора / К.А. Хафизов [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. Т. 14. № 3(54). С. 116-121. DOI: 10.12737/article_5db9748fc053c2.28431294. EDN: COOPQM.
4. Тойгамбаев С.К., Дидманидзе О.Н. Особенности разработки технологического процесса технического обслуживания тракторов в машинно-тракторном парке хозяйства // Вестник Курганской ГСХА. 2021. № 1(37). С. 74-80. DOI: 10.52463/22274227_2021_37_74. EDN: EXKUMU.
5. Варченко Ф.Б., Захаров И.И. Расчет рабочего процесса искрового свободнопоршневого двигателя двойного действия // Двигателестроение. 2023. № 3(293). С. 3-14. DOI: 10.18698/jec.2023.3.3-14. EDN: UBOVCY.
6. Исследование гидравлического привода клапанов ГРМ / А.В. Максимов [и др.] // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2022. Т. 17. № 2(66). С. 84-91. DOI: 10.12737/2073-0462-2022-84-91. EDN: HAKXUT.
7. Максимов А.В., Зимина Л.А., Курдюмов В.И. Численное исследование гидравлического привода клапанов ДВС // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. 2021. № 3(55). С. 19-25. DOI: 10.18286/1816-4501-2021-3-19-25. EDN: CJKJOV.
8. Экспериментальное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом / А.В. Березовский [и др.] // Двигателестроение. 2016. № 1(263). С. 11-17. EDN: WLNCWT.
9. Максимов А.В., Зимина Л.А., Березовский А.В. Разработка безразборного способа диагностики двигателя внутреннего сгорания // Пермский аграрный вестник. 2021. № 3(35). С. 4-16. DOI: 10.47737/2307-2873_2021_35_4. EDN: MUYYUX.
10. Расчет идеального цикла роторного двигателя с внешним подводом теплоты / К.А. Хафизов [и др.] // Техника и оборудование для села. 2020. № 4(274). С. 20-23. DOI: 10.33267/2072-9642-2020-4-20-23. EDN: TSJULF.
11. Чавдаров А.В., Денисов В.А. Перспективы использования технологии МДО для двигателей внутреннего сгорания // Агроинженерия. 2020. № 5(99). С. 38-42. DOI: 10.26897/2687-1149-2020-5-38-42. EDN: ZMMVGO.
12. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке / Б. Са [и др.] // Двигателестроение. 2023. № 4(294). DOI: 10.18698/jec.2023.4.73-87. EDN: SDLUSI.
13. Бузиков Ш.В. Влияние начальной температуры топлива на характеристики топливоподачи и период задержки воспламенения в дизеле // Научно-методический электронный журнал «Концепт». 2014. № S10. С. 6-10. EDN: SMZDLP.
14. Экспериментальное исследование механических потерь современного дизеля / М.Д. Ханнанов [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89. № 3. С. 187-195. DOI: 10.17816/0321-4443-106271. EDN: VMAZNB.
15. Косенок Б.Б., Балякин В.Б., Жильцов И.Н. Совершенствование конструктивной схемы ДВС со встречными поршнями // Вестник машиностроения. 2021. № 3. С. 3-6. DOI: 10.36652/0042-4633-2021-3-3-6. EDN: SLHYNA.
16. Бочкарева И.И., Зайцев В.П., Рослякова О.В. Модифицированное топливо для снижения вредных выбросов двигателя внутреннего сгорания // Морские интеллектуальные технологии. 2021. № 3-1(53). С. 83-88. DOI: 10.37220/MIT.2021.53.3.011. EDN: JIRIAW.
17. Многопараметровая топливная характеристика дизеля Cummins / К.И. Городецкий [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 2. С. 44-46.
18. Кутьков Г.М. К вопросу развития теории трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2021. Т. 88. № 3. С. 6-19. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-3-6-19. EDN: PMYOQT.
19. Обзор навесных перегрузочных устройств кузовов транспортных средств для бережной разгрузки картофеля / И.А. Юхин [и др.] // Из-

вестия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2022. № 2(66). С. 422-430. DOI: 10.32786/2071-9485-2022-02-52. EDN: VWQXJM.

20. Костомахин М.Н., Петрищев Н.А., Са-япин А.С. Система дистанционного контро-ля технического состояния на примере ко-робки перемены передач трактора «Ки-ровец» // Сельскохозяйственные машины и технологии. 2021. Т. 15. № 3. С. 22-27. DOI: 10.22314/2073-7599-2021-15-3-22-27. EDN: BRAIWW.

21. Jazar R.N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. NY: Springer, 2008. 1015 p.

22. Genta G., Morello L. Automotive chassis. Volume 2: System design. NY: Springer, 2009. 825 p.

23. Распоряжение Министерства транспорта РФ от 14.03.2008 N AM-23-р «О введении в дей-ствие методических рекомендаций «Нормы рас-хода топлив и смазочных материалов на автомо-бильном транспорте» [Электронный ресурс]. URL: <https://mintrans.gov.ru/documents/3/392?ysclid=ldiw9rkqci515314834> (дата обращения: 15.01.2024).

24. Новые книги о транспорте // Мир транспорта. 2022. Т. 20. № 3(100). С. 122. DOI: 10.30932/1992-3252-2022-20-3-15. EDN: OFGYOH.

References

1. Khaliullin D.T., Belinsky A.V., Gayful-
lin I.Kh. [et al.] Ways to increase the efficiency of
using agricultural machinery in performing tech-
nological operations. *IOP Conference Series:
Earth and Environmental Science*. 2023; 12055.
DOI: 10.1088/1755-1315/1212/1/012055.

2. Asadullin N.M., Khismatullin M.M., Asadullin
L.N. Kontseptsiya effektivnogo ispol'zovaniya resurs-
ov pri tekhnicheskoi ekspluatatsii sel'skokhozyaistven-
noi tekhniki [The concept of efficient use of resources
during the technical operation of agricultural machin-
ery]. *Vestnik of the Kazan State Agrarian University*.
2011; 6(3-21): 17-19. EDN: MWBHJB. (In Russ).

3. Khafizov K.A. et al. Teoreticheskie
predposylki sozdaniya matematicheskoi
modeli tyagovogo KPD traktora [Theoretical pre-
requisites for creating a mathematical model
of tractor traction efficiency]. *Vestnik of the Kazan
State Agrarian University*. 2019; 14(3-54): 116-121.
DOI: 10.12737/article_5db9748fc053c2.28431294.
EDN: COOPQM. (In Russ).

4. Toigambaev S.K., Didmanidze O.N. Oso-
bennosti razrabotki tekhnologicheskogo protsessa
tekhnicheskogo obsluzhivaniya traktorov v mash-
inno-traktornom parke khozyaistva [Development
features of technological process of technical main-
tenance of tractors in machine and tractor fleet

on the farm]. *Vestnik Kurgan-
skoy GSHA*. 2021; 1(37): 74-80.
DOI: 10.52463/22274227_2021_37_74. EDN: EXKU-
MU. (In Russ).

5. Barchenko F.B., Zakharov I.I. Raschet rab-
ocheho protsessa iskrovogo svobodnoporshnevo-
go dvigatelya dvoynogo deistviya [Calculation of the
working process of a double-acting spark free-piston
engine]. *Engines construction*. 2023; 3(293): 3-14.
DOI: 10.18698/jec.2023.3.3-14. EDN: UBOVCY.
(In Russ).

6. Maksimov A.V. et al. Issledovanie gidravli-
cheskogo privoda klapanov GRM [Study of the hy-
draulic drive of timing valves]. *Vestnik of the Kazan
State Agrarian University*. 2022; 17(2-66): 84-91.
DOI: 10.12737/2073-0462-2022-84-91. EDN: HAKX-
UT. (In Russ).

7. Maksimov A.V., Zimina L.A., Kurdyumov V.I.
Chislennoe issledovanie gidravlicheskogo privoda
klapanov DVS [Numerical study of the hydraulic drive
of internal combustion engine valves]. *Vestnik of Uly-
anovsk state agricultural academy*. 2021; 3(55): 19-25.
DOI: 10.18286/1816-4501-2021-3-19-25. EDN: CJK-
JOV. (In Russ).

8. Berezovsky A.B. et al. Eksperimental'noe
issledovanie gazoraspredeletel'nogo mekhanizma
s elektrogidravlicheskim privodom [Experimental
study of a gas distribution mechanism with an electro-
hydraulic drive]. *Engines construction*. 2016; 1(263):
11-17. EDN: WLNCWT. (In Russ).

9. Maksimov A.V., Zimina L.A., Berezovsky
A.B. Razrabotka bezrazbornogo sposoba diagnostiki
dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Development
of an in-place method for diagnosing
an internal combustion engine].
Perm Agrarian Journal. 2021; 3(35): 4-16.
DOI: 10.47737/2307-2873_2021_35_4 EDN:
MUYUUX. (In Russ).

10. Khafizov K.A. et al. Raschet ideal'nogo
tsikla rotornogo dvigatelya s vneshnim podvodom
teploty [Calculation of the ideal cycle of a rotary
engine with external heat supply]. *Machinery and
Equipment for Rural Area*. 2020; 4(274): 20-23.
DOI: 10.33267/2072-9642-2020-4-20-23. EDN: TS-
JULF. (In Russ).

11. Chavdarov A.V., Denisov V.A. Perspek-
tivy ispol'zovaniya tekhnologii MDO dlya dvi-
gatelei vnutrennego sgoraniya [Prospects for us-
ing MDO technology for internal combustion en-
gines]. *Agricultural engineering*. 2020; 5(99): 38-42.
DOI: 10.26897/2687-1149-2020-5-38-42. EDN: ZM-
MVGO. (In Russ).

12. Sa B. et al. Kharakteristiki protsessa sgorani-
ya i ekologicheskie pokazateli dvukhtoplivnogo
dizel'nogo dvigatelya, rabotayushchego na ammi-
ake [Combustion Characteristics and Environmen-
tal Performance of a Dual Fuel Ammonia Diesel En-

gine]. *Engines construction*. 2023; 4(294): 73-87. DOI: 10.18698/jec.2023.4.73-87. EDN: SDLUSI. (In Russ).

13. Buzikov Sh.V. Vliyanie nachal'noi temperatury topliva na kharakteristiki toplivopodachi i period zaderzhki vosplamneniya v dizele [The influence of the initial fuel temperature on the fuel supply characteristics and the ignition delay period in a diesel engine]. *Nauchno-metodicheskii elektronnyi zhurnal «Kontsept»*. 2014; S10: 6-10. EDN: SMZDLP. (In Russ).

14. Khannanov M.D. et al. Eksperimental'noe issledovanie mekhanicheskikh poter' sovremenogo dizelya [Experimental study of mechanical losses of modern diesel engines]. *Tractors and agricultural machinery*. 2022; (89-3): 187-195. DOI: 10.17816/0321-4443-106271. EDN: VMAZNB. (In Russ).

15. Kosenok B.B., Balyakin V.B., Zhiltsov I.N. Sovershenstvovanie konstruktivnoi skhemy DVS so vstrechnymi porshnyami [Improving the design of an internal combustion engine with opposing pistons]. *Vestnik mashinostroeniya*. 2021; (3): 3-6. DOI: 10.36652/0042-4633-2021-3-3-6. EDN: SLHY-NA. (In Russ).

16. Bochkareva I.I., Zaitsev V.P., Roslyakova O.V. Modifitsirovannoe toplivo dlya snizheniya vrednykh vybrosov dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Modified fuel to reduce harmful emissions from internal combustion engines]. *Morskie intellektual'nye tekhnologii*. 2021; 3-1(53): 83-88. DOI: 10.37220/MIT.2021.53.3.011. EDN: JIRIAW. (In Russ).

17. Gorodetsky K.I. et al. Mnogoparametrovaya toplivnaya kharakteristika dizelya Cummins [Multi-parameter fuel characteristics of a Cummins diesel engine]. *Tractors and agricultural machinery*. 2012; (2): 44-46. (In Russ).

18. Kutkov G.M. K voprosu razvitiya teorii traktora [On the development of the tractor theory]. *Tractors and agricultural machinery*. 2021; (88-3): 6-19. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-3-6-19. EDN: PMYO-QT. (In Russ).

19. Yukhin I.A. et al. Obzor navesnykh peregruzochnykh ustroystv kuzovov transportnykh sredstv dlya Bereznoi razgruzki kartofelya [Review of mounted vehicle body loading devices for gentle unloading of potatoes]. *Proceedings of lower volga agro-university complex: science and higher education*. 2022; 2(66): 422-430. DOI: 10.32786/2071-9485-2022-02-52. EDN: VWQX-JM. (In Russ).

20. Kostomakhin M.N., Petrishchev N.A., Sayarin A.S. Sistema distantsionnogo kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya na primere korobki peremeny peredach traktora «Kirovets» [System for remote monitoring of technical condition using the example

of the gearbox of the Kirovets tractor]. *Agricultural Machinery and Technologies*. 2021; 15(3): 22-27. DOI: 10.22314/2073-7599-2021-15-3-22-27. EDN: BRAIWJ. (In Russ).

21. Jazar R.N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. NY: Springer; 2008. 1015 p.

22. Genta G., Morello L. *Automotive chassis. Volume 2: System design*. NY: Springer; 2009. 825 p.

23. Rasporyazhenie Ministerstva transporta RF ot 14.03.2008 N AM-23-r «O vvedenii v deistvie metodicheskikh rekomendatsii «Normy raskhoda topliv i smazochnykh materialov na avtomobil'nom transporte» [Order of the Ministry of Transport of the Russian Federation dated 14 March 2008 N AM-23-r «On the implementation of methodological recommendations «Consumption standards for fuels and lubricants in road transport»] [Internet]. URL: <https://mintrans.gov.ru/documents/3/392?ysclid=ldiw9rkqci515314834> (accessed: 15.01.2024). (In Russ).

24. Novye knigi o transporte [New books about transport]. *World of transport and transportation*. 2022; 20(3-100): 122. DOI: 10.30932/1992-3252-2022-20-3-15. EDN: OF-GYOH. (In Russ).

Информация об авторах

А.В. Максимов – Author ID 186876.

Ю.Х. Шогенов – доктор технических наук, академик РАН; Author ID 483282.

Б.Г. Зиганшин – доктор технических наук, профессор; Author ID 326952.

Л.А. Зимина – Author ID 839881.

И.Х. Гайфуллин – кандидат технических наук; Author ID 797764.

Information about the author

A.V. Maksimov – Author ID 186876.

Yu.K. Shogenov – Doctor of Technical Sciences, Academician of the Russian Academy of Sciences; Author ID 483282.

B.G. Ziganshin – Doctor of Technical Sciences, Professor; Author ID 326952.

L.A. Zimina – Author ID 839881.

I.Kh. Gayfullin – Candidate of Technical Sciences; Author ID 797764.

Статья поступила в редакцию 07.03.2024; одобрена после рецензирования 29.03.2024; принята к публикации 13.06.2024.

The article was submitted 07.03.2024; approved after reviewing 29.03.2024; accepted for publication 13.06.2024.