

Тип статьи: научная

УДК 621.437

DOI: 10.35887/2305-2538-2024-2-33-46

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Юрий Викторович Родионов¹, **Андрей Александрович Баглаев**²,
Алексей Алексеевич Свиридов³, **Александр Викторович Север**⁴,
Иван Геннадьевич Хохлов⁵, **Вадим Геннадьевич Кубасов**⁶

¹ Мичуринский государственный аграрный университет, г. Мичуринск, Российская Федерация

¹ Тамбовский государственный технический университет, г. Тамбов, Российская Федерация

^{2,3,4,5} ВУНЦ ВВС «ВВА им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»,

г. Воронеж, Российская Федерация

^{1,6} rodionow.u.w@rambler.ru

^{2,3,4,5} xoxlov.ivan.2002@mail.ru

Автор ответственный за переписку: Юрий Викторович Родионов, rodionow.u.w@rambler.ru
Corresponding author: Yuri Rodionov, rodionow.u.w@rambler.ru

Реферат. Рассматривается актуальная проблема эксплуатации автомобильной техники в условиях низких температур, связанная с потерей дизельным топливом своих свойств (снижению температуры помутнения и кристаллизации топлива), в результате чего происходят отказы техники из-за выхода из строя системы питания и непосредственно замерзание топлива в трубках, выпадение парафина, приводящее к забиванию топливных фильтров. На отечественной автомобильной технике каких-либо эффективных средств подогрева дизельного топлива нет, что и заставляет водителей, эксплуатирующих технику в суровых климатических условиях пользоваться своими, индивидуальными разработками. Для этих целей разработано устройство, позволяющее подогреть все дизельное топливо, залитое в топливный бак. Привод устройства (топливоподкачивающего насоса) предлагается электрический (от линейного электродвигателя), от бортовой сети автомобиля, тип используемого насоса поршневой, двухстороннего действия. Представлен комплексный расчет топливоподкачивающего насоса с целью определения его основных характеристик и конструктивных размеров. Представлена принципиальная схема установки разработанного устройства и всех элементов в системе питания дизельного двигателя. Внедрение предлагаемого технического решения осуществлялось в системе питания дизельного двигателя ЯМЗ-238 установленного на нагрузочном стенде в условиях его эксплуатации в условиях низких температур (крайнего севера и др.). Полученные результаты проведенных испытаний на стендовом двигателе подтверждают актуальность проведенных исследований и показали, что использование разработанного технического решения позволит подогреть все дизельное топливо, залитое в бак автомобиля до температуры плюс 50 оС, тем самым исключить возможность его кристаллизации и помутнения и в целом снизит количество отказов автомобильной техники, связанных с этой проблемой.

Ключевые слова: дизельное топливо, дизельный двигатель, подогрев топлива, автомобильная техника, система питания, низкие температуры.

IMPROVING THE PERFORMANCE OF A DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Yuri Rodionov¹, **Andrey Baglaev**², **Alexey Sviridov**³, **Alexander Sever**⁴,
Ivan Khokhlov⁵, **Vadim Kubasov**⁶

¹ Michurinsky State Agrarian University, Michurinsk, Russian Federation

^{1,6} Tambov State Technical University, Tambov, Russian Federation

^{2,3,4,5} Military educational scientific center air force «air force Academy named after Professor N. E. Zhukovsky and Y. A. Gagarin», Voronezh, Russian Federation

^{1,6}rodionow.u.w@rambler.ru
^{2,3,4,5}xoxlov.ivan.2002@mail.ru

Abstract. *The current problem of operating automotive equipment at low temperatures associated with the loss of diesel fuel's properties (reducing the cloud point and crystallization of the fuel) is being considered, resulting in equipment failures due to failure of the power system and direct freezing of the fuel in the tubes, paraffin deposition leading to clogging of fuel filters. Domestic automotive vehicles do not have any effective means of heating diesel fuel, which forces drivers operating equipment in harsh climatic conditions to use their own individual developments. For these purposes, a device has been developed that allows you to heat all the diesel fuel poured into the fuel tank. The drive of the device (fuel priming pump) is proposed to be electric (from a linear electric motor), from the vehicle's on-board network, the type of pump used is piston, double-acting. A comprehensive calculation of the fuel priming pump is presented in order to determine its main characteristics and design dimensions. A schematic diagram of the installation of the developed device and all elements in the diesel engine power system is presented. The implementation of the proposed technical solution was carried out in the power system of the YaMZ-238 diesel engine installed on a load stand under conditions of its operation in low temperatures (the Far North, etc.). The obtained results of tests on a bench engine confirm the relevance of the research and showed that the use of the developed technical solution will allow heating all the diesel fuel poured into the car tank to a temperature of plus 50 °C, thereby eliminating the possibility of its crystallization and cloudiness and, in general, reducing the number of vehicle failures. techniques related to this problem.*

Keywords: *diesel fuel, diesel engine, fuel heating, automotive equipment, power supply system, low temperatures.*

Для цитирования: Родионов Ю.В., Баглаев А.А., Свиридов А.А., Север А.В., Хохлов И.Г., Кубасов В.Г. Повышение эксплуатационных показателей дизельного двигателя внутреннего сгорания // Наука в центральной России Science in the Central Russia. 2024. Т. 68, № 2. С. 33-46. <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-2-33-46>

For citation: Rodionov Yu., Baglaev A., Sviridov A., Sever A., Khokhlov I., Kubasov V. Increasing the performance indicators of a diesel internal combustion engine. *Nauka v central'noj Rossii = Science in the Central Russia*: 2024; 68(2): 33-46. (In Russ.) <https://doi.org/10.35887/2305-2538-2024-2-33-46>.

Введение. Система питания дизельных двигателей при эксплуатации в зимних условиях, особенно в климатических зонах с суровым климатом, является причиной очень частых отказов автомобильной техники. Немалую роль в этом играют дизельные топлива, которые по различным причинам теряют свои свойства (например, как температура помутнения и кристаллизации, кинематическая вязкость и процентное содержание воды). На отечественной автомобильной технике каких-либо эффективных средств разогрева дизельного топлива в топливном баке нет, что и заставляет водителей, эксплуатирующих технику в суровых климатических условиях пользоваться своими, индивидуальными разработками. Это и установка лампочек в топливные баки, подключенные к бортовой сети и другие. Но использование выпускных газов для разогрева баков или фильтров, расположенных слева автомобиля, делает это способ неприемлемым при сильных морозах и отсутствие ветра (такие условия характерны для Крайнего Севера) потому, что отработавшие газы образуют на дороге туман, зависающий над дорогой на длительное время и не позволяющий движение по ней. Именно тщательное изучение условий эксплуатации автомобильной техники при низких температурах, и анализ конструктивных решений, применяемых на автомобильной технике призванных улучшить их условия работы в указанных условиях, привело к необходимости осуществления модернизации элемента системы питания, такого как топливоподкачивающий насос [1].

В условиях низких температур штатные топливоподкачивающие насосы, установленные в системе питания двигателей внутреннего сгорания (ДВС) не выполняют функций разогрева топлива и при потере текучести топлива (под воздействием низких температур) и не высоких разрежениях во всасывающих полостях утрачивают свои функциональные задачи по подаче

топлива к топливному насосу высокого давления (ТНВД) и являются, поэтому наиболее вероятным направлением модернизации системы питания. Это же касается и топливных баков, которые также не имеют эффективных средств разогрева топлива для суровых климатических условий и поэтому очень часто в таких условиях являются причинами отказов систем питания дизелей ВАТ из-за температурных изменений состояния топлива, следовательно, могут быть наиболее вероятным направлением модернизации.

Следует отметить, что предпусковые подогреватели двигателей в основном отвечают предъявленным к ним требованиям и обеспечивают быстрый и надежный разогрев и пуск двигателей, но при условии, что топливо находится в пригодном для использования состоянии, но поскольку именно топливо не позволяет зачастую осуществить их запуск. Поэтому необходимо рассмотреть модернизацию штатной системы питания для безотказной ее работы в условиях низких температур [2].

Результаты и обсуждение. Практически все образцы автомобильной техники имеют штатные средства предпускового разогрева двигателя и, как правило, питаются они от систем питания двигателей автомобильной техники.

Для разогрева всего топлива, находящегося, например, в 300-литровом баке, требуется много энергии, поэтому перед пуском предпускового подогревателя или двигателя, необходимо разогреть такое количество топлива, которое обеспечило безотказные запуски и работу в начальный период, а при работе интенсивность разогрева топлива должна превышать потребляемое им количество топлива [3].

Используя табличные значения, получим часовые расходы топлива для предпусковых подогревателей, работающих на дизельном топливе, которые будут составлять:

ПЖД-400 (ПЖБ-44) – 6,6 кг/г;
ПЖД-600 – 9,0 кг/г;
ПЖД-30 – 4,0 кг/г.

Часовой расход автомобилей составляет:

УРАЛ-4320 (двигатель ЯМЗ-238) – 49,0 л/ч.;
КАМАЗ-5350 (двигатель КАМАЗ-740.30) – 41,5 л/ч.;

Принимает усредненный часовой расход – 7 л/ч. для подогревателей, 48 л/ч. – для двигателей.

Разогрев топлива в топливном баке рассматриваем, как теплообмен в замкнутой системе. При расчетах используем уравнение теплового баланса и 1-го закона термодинамики:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n = 0, \quad (1)$$

$$Q = \Delta V + A, \quad (2)$$

где

$$\Delta V = V_2 - V_1. \quad (3)$$

Теплоемкость тела G выражается в Дж/к.

Удельная теплоемкость C выражается в Дж/(кг К), получаем:

$$G = m \cdot C, \quad (4)$$

где m – масса тела, кг.

Общую формулу для определения количества теплоты можно записать в виде:

$$Q = Cm \cdot (t_2 - t_1) = CM\Delta t, \quad (5)$$

где Q – количество теплоты необходимой для разогрева топлива массой m , в температурном интервале Δt , Дж; C – удельная теплоемкость дизельного топлива, равная 1,1628 Дж/кг °С; Δt – разность температур, получаемых в результате нагрева.

Для обеспечения безотказного запуска двигателя и предпускового подогревателя определяем количество разогретого топлива равным полуторачасовому расходу, что для подогревателей составит – 10,5 л, для двигателей – 72 л.

Исходя из того, что данное количество топлива должно быть, разогрето в зоне топливозаборника и не все тепло будет расходоваться на это, введем коэффициент 0,2, тогда количество тепла в зоне топливозаборника будет равно 2251,8 ккал (9428 Дж). При этом необходимо помнить, что предпусковые подогреватели работают 35...40 мин., т.е. количество разогретого топлива необходимо уменьшить на 0,59...0,75, что составит 7,9 л, но для пуска достаточно и 0,1 от 7,9 л, т.е. 0,8 л. Удельная теплоемкость дизельного топлива 1,9...2,6 кДж/кг °С.

Расчеты необходимого количества тепла для разогрева данного количества топлива при различных температурах, производим по формуле (6):

$$Q = Cm \cdot (t_2 - t_1) = CM\Delta t. \quad (6)$$

Учитывая, что C и m в нашем случае неизменны, Δt – задаем, -10°C – для зимнего топлива, -20°C – для арктического. Данные расчетов представлены в таблице 1.

Аналогично определяем количество необходимой теплоты для подогрева топлива, для обеспечения запуска двигателя, а данные представлены в таблице 2.

Необходимое количество теплоты для разогрева топлива (7,2 л), необходимого для запуска двигателя.

Исходя из мощности теплового потока, создаваемого электромагнитными обмотками топливоподкачивающего насоса равным 17322 к за 1,4 с, получим 72,5 кДж за 1,4 с или 51,78 кДж/с. С учетом коэффициента полезного действия электромагнитных обмоток, как нагреваемых элементов в зоне топливозаборника, равным 0,2 и скорости тепловых потерь бака в атмосферу равных 0,12 кДж/с, полезная мощность теплового потока будет составлять $51,78 \text{ кДж/с} \cdot 0,2 - 0,12 \text{ кДж/с} = 10,27 \text{ кДж/с}$.

Таблица 1 – Результаты расчетов необходимого количества тепла при различных температурах

Температура внешней среды, $^\circ\text{C}$	Необходимая температура топлива, $^\circ\text{C}$				
	10	5	0	-10	-20
	Количество теплоты, кДж				
	2	3	4	5	6
1					
5	8,8				
0	17,6	8,8			
-5	26,4	17,6	8,8		
-10	32,2	26,4	17,6		
-15	44,0	32,2	26,4	8,8	
-20	52,8	44,0	32,2	17,6	
-25	61,6	52,8	44,0	26,4	8,8
-30	70,4	61,6	52,8	32,2	17,6
-35	79,2	70,4	61,6	44,0	26,4
-40	88,0	79,2	70,4	52,8	32,2
-45	96,8	88,0	79,2	61,6	44,0
-50	105,6	96,8	88,0	70,4	52,8

Таблица 2 – Необходимое количество теплоты для разогрева топлива

Температура внешней среды, $^\circ\text{C}$	Необходимая температура топлива, $^\circ\text{C}$				
	10	5	0	-10	-20
	Количество теплоты, кДж				
5	79,2				
0	158,4	79,2			
-5	237,6	158,4	79,2		
-10	316,8	237,6	158,4		
-15	396,0	316,8	237,6	79,2	
-20	457,2	396,0	316,8	158,4	
-25	554,4	475,2	396,0	237,6	79,2
-30	633,6	554,4	475,2	316,8	158,4
-35	712,8	633,6	554,4	396,0	237,6
-40	792,0	712,8	633,6	475,2	316,8
-45	871,2	792,0	712,8	554,4	396,0
-50	950,4	871,2	792,0	633,6	475,2

Используя данные, приведенные в таблице 1 и 2 определяем время разогрева топлива для обеспечения безотказной работы двигателя и предпускового подогревателя, которое вычисляем по формуле:

$$g = \gamma \cdot (t_{жс} - t_c). \quad (7)$$

Затем вычисляем:

$$T = \frac{Q}{g}, \quad (8)$$

где g – плотность теплового потока, Вт/(м²·к); γ – коэффициент теплоотдачи; $(t_{жс} - t_c)$ – температуры теплоносителя и стенки; T – время, с.

Результаты проведенных расчетов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Время разогрева топлива для обеспечения безотказной работы предпускового подогревателя (0,8 л) и двигателя (7,2 л)

Температура внешней среды, °С	Необходимая температура топлива, °С				
	10	5	0	-10	-20
	Время нагрева, с предпусковым подогревателем двигателя				
5	1,0 (7,7)				
0	2,0 (15,5)	1,0 (7,7)			
-5	2,6 (23,2)	1,7 (15,5)	1,0 (7,7)		
-10	3,2 (31,0)	2,6 (23,2)	1,7 (15,5)		
-15	4,3 (38,6)	3,2 (31,0)	2,6 (23,2)	1,0 (7,7)	
-20	5,2 (46,3)	4,3 (38,6)	3,2 (31,0)	1,0 (15,5)	
-25	6,0 (54,0)	5,2 (46,3)	4,3 (38,6)	1,7 (23,2)	1,0 (7,7)
-30	6,9 (62,0)	6,0 (54,0)	5,2 (46,3)	2,6 (31,0)	1,0 (7,7)
-35	7,7 (69,9)	6,9 (62,0)	6,0 (54,0)	3,2 (38,6)	1,7 (23,2)
-40	8,6 (77,2)	7,7 (69,5)	6,9 (62,0)	4,3 (46,3)	2,6 (31,0)
-45	9,5 (85,0)	8,6 (77,2)	7,7 (69,5)	5,2 (54,0)	3,2 (38,6)
-50	10,3 (93,0)	9,5 (85,0)	8,6 (77,2)	6,0 (62,0)	4,3 (46,3)

Таким образом, предлагается разработка топливоподкачивающего насоса, который будет устанавливаться непосредственно в топливный бак (в нижней передней части) и предназначен для подогрева дизельного топлива в топливном баке, и подачи его под давлением к ТНВД.

Привод насоса предлагается электрический, от бортовой сети автомобиля или внешнего источника (возможно перед пуском двигателя), тип используемого насоса поршневой, двухстороннего действия, а привод от линейного электродвигателя. При этом подогрев топлива в баке осуществляется за счет принудительного охлаждения топливом обмоток электродвигателя и поршня насоса, а при работе двигателя, еще и за счет слива излишков топлива от ТНВД, форсунок и фильтров [4].

Разработанный насос двухстороннего принципа действия, подача топлива к ТНВД осуществляется только при ходе поршня насоса в одну сторону, при обратном ходе поршня, подогретое топливо вытесняется обратно в бак – в зону топливозаборника. Туда же сливаются и излишки топлива при работающем двигателе. Основные элементы разработанного насоса показаны на рисунке 1.

Управление работой насоса осуществляется дистанционно, из кабины водителя. Возможно, наряду с автоматическим и ручное управление.

В собранном виде насос образует ряд полостей:

- полость А – между установочным корпусом 1 и корпусом насоса 2;
- полость В – между патрубком 11 и топливозаборной трубкой 12;
- полость С – правая внутренняя полость топливоподкачивающего насоса;
- полость Д – левая внутренняя полость насоса;
- полость Е – между корпусом насоса 2 и крышкой 23.

Поддерживающее ребро 20, являясь ребром жесткости бака, в нижней своей части удвоенное сечение и окно в поперечной, относительно бака плоскости, для установки в бак установочного

корпуса 1, в сборе с топливозаборником 15, и служит дополнительной опорой для установочного корпуса 1, в который в передней части приворачивается к стенке бака.

Работа топливоподкачивающего насоса осуществляется в двух режимах:

разогрев топлива, залитого в топливный бак;

подогрев и подача топлива в штатную систему питания.

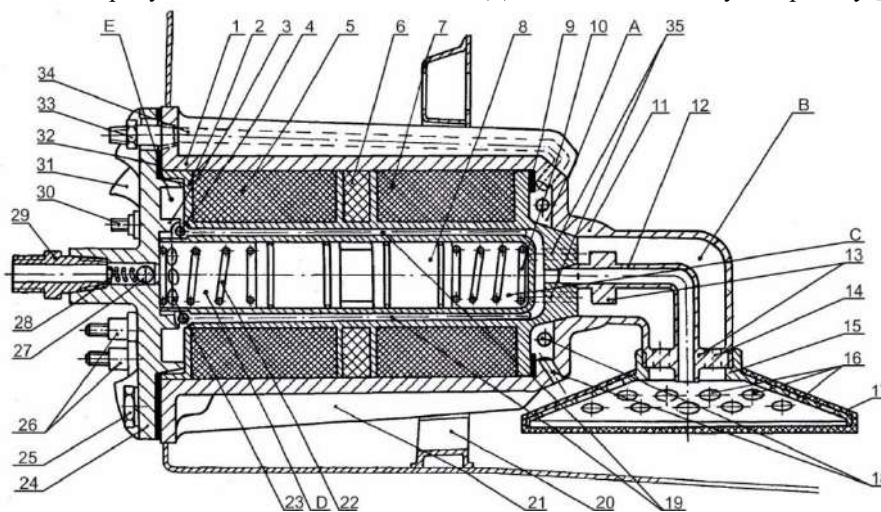
Топливоподкачивающий насос работает следующим образом.

В режиме разогрева топлива. При этом напряжение подается сразу на обе клеммы 26 и одновременно включаются обе электромагнитные обмотки 5 и 7, поршень 8 под действием возвратных пружин 10 и 22, и магнитных полей противоположно направленных, находится в исходном положении. После повышения температуры обмоток до заданных пределов они отключаются, а вновь включаются после снижения температуры до минимально заданных пределов. Отключение и включение осуществляется автоматически. Данные о температуре обмоток, поступают с 4-х датчиков, вмонтированных в обмотки и имеющие выводы на клемму 29. Температура в баке контролируется визуально, по прибору в кабине, с помощью датчика установленного в баке, либо по времени работы топливоподкачивающего насоса в режиме «разогрев», определенному опытным путем, с учетом температуры окружающего воздуха, и внесенного в инструкцию автомобиля.

Подача топлива в штатную систему при данном режиме работы отсутствует.

После достижения необходимой температуры, топлива в баке (около 50 °С), можно осуществить его подачу в систему питания двигателя к подогревателю жидкостному дизельный (ПЖД).

Если двигатель не прогреет, то топливо с помощью распределительного крана (РК), представленного на рисунке 2, подается только к ПЖД, обеспечивая его пуск и работу [4, 5].

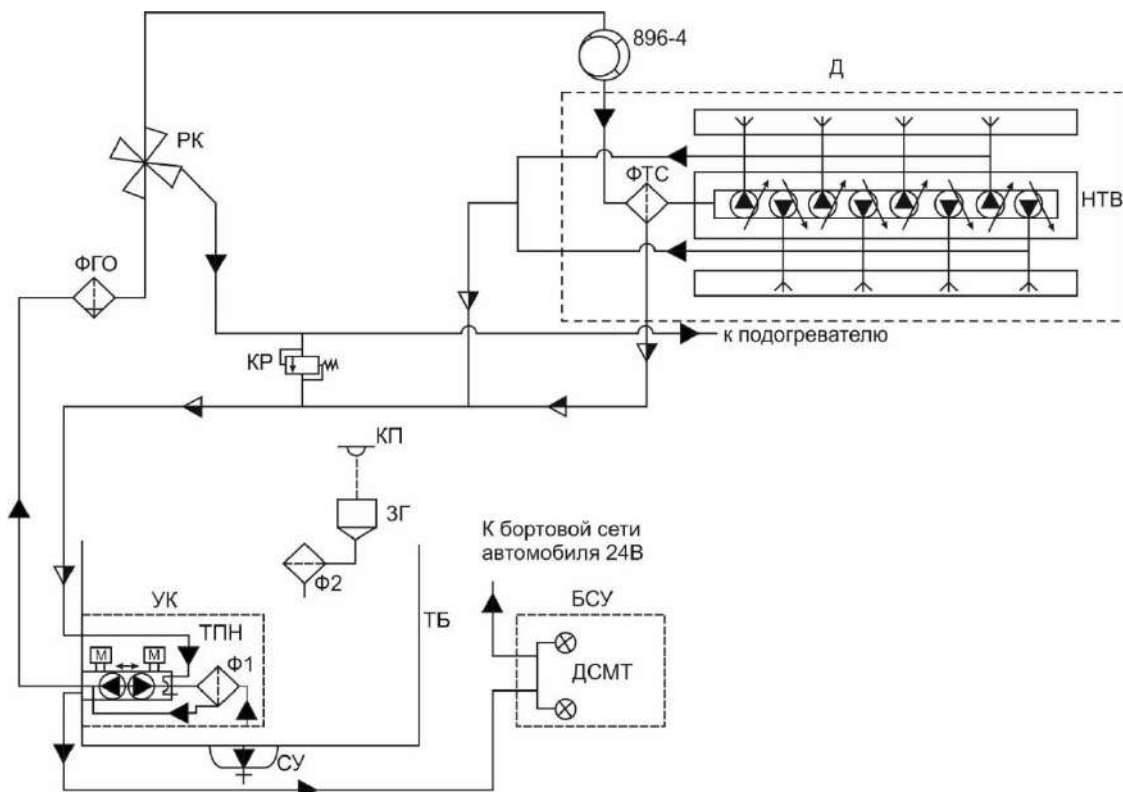


- 1 – установочный корпус, 2 – корпус насоса, 3 – обойма, 4 – запорные шариковые клапаны, 5, 7 – электромагнитные обмотки, 6 – проставка, 8 – поршень, 9 – уплотнительная прокладка, 10 – возвратная пружина, 11 – патрубок, 12 – топливозаборная трубка, 13 – ребра крепления, 14 – отверстия, 15 – топливозаборник, 16 – отверстия, 17 – сетчатый фильтр, 18 – сливные отверстия, 19 – топливоподводящие каналы, 20 – поддерживающее ребро топливного бака, 21 – ребра охлаждения, 22 – возвратная пружина, 23 – отверстия, 24 – крышка, 25 – винты, 26 – клеммы электромагнитных обмоток, 27 – шариковый нагнетательный клапан, 28 – пружина, 29 – штуцер, 30 – колеса термодатчиков, 31 – ребра охлаждения, 32 – прокладки уплотнения, 33 – штуцер сливной магистрали, 34 – канал сливной магистрали, 35 – отверстия, А – полость между установочным корпусом 1 и корпусом топливоподкачивающего насоса 2, В – полость между патрубком II и топливозаборной трубкой, С – правая внутренняя полость топливоподкачивающего насоса, D – левая внутренняя полость топливоподкачивающего насоса, Е – полость между корпусом топливоподкачивающего насоса 2 и крышкой 23.

Рисунок 1 – Конструктивная схема разработанного топливоподкачивающего насоса

Если двигатель прогрет до температуры, обеспечивающей его пуск и работу, то с помощью крана РК отключается ПЖД, и подключается система питания двигателя, и после ее заполнения, с помощью топливоподкачивающего насоса, можно осуществлять запуск двигателя.

В режиме подогрева и подачи топлива. Данный режим работы устанавливается после прогрева топлива в баке, включением соответствующей клавиши на пульте управления. При этом напряжение подается на одну из клемм 26, связанную с электромагнитной обмоткой 5, под действием электромагнитного поля, создаваемого этой обмоткой, поршень 8 переместиться в сторону обмотки 5, т.е. влево (рисунок 1), сжимая возвратную пружину 22 и вытесняя топливо из полости D через шариковый нагнетательный клапан 27, штуцер 29, в систему питания ПЖД или двигателя, при этом запорные шариковые клапаны 4 (шесть штук) под действием гидравлического удара закрываются. Одновременно, при этом, в полости C будет возникать разрежение, под действием которого в полость будет поступать топливо из бака, через отверстие 35, полость B, отверстия 14, топливозаборник 15, отверстия 16 и сетчатый фильтр 17.



КР – клапан редукционный; Д – двигатель тяговый; 896-4 – ТПН коловратного типа; НТВ – насос топливовпрыскивающий; ФГО – фильтр тонкой очистки; ФГО – фильтр грубой очистки; РК – распределительный кран; КП – клапан паровой; ЗГ – заливная горловина; Ф1, Ф2 – сетчатые фильтры; ТБ – топливный бак; СУ – сливное устройство; ТПН – топливоподкачивающий насос; ДСМТ – датчик-сигнализатор максимальных температур обмоток; БСУ – блок системы управления ТПН

Рисунок 2 – Схема системы питания двигателя ЯМЗ-238

После завершения подачи топлива, обмотка 5 отключается, а напряжение подается на клемму 26 связанную с электромагнитной обмоткой 7, имеющей противоположное направление магнитного поля. Под действием электромагнитного поля, создаваемого электромагнитной обмоткой 7 и возвратной пружиной 22, поршень 8 будет перемещаться в сторону электромагнитной обмотки 7 (т.е. вправо), при этом топливо из полости C (разогретое), через отверстия 35, полость B, отверстия 14, топливозаборник 15 с отверстиями 16 и сетчатый фильтр

17, часть будет поступать в бак, разогревая, находящееся там топливо, а часть, под действием разряжения, возникающего в полости D, смешиваясь с топливом из бака, поступающим через сетчатый фильтр 17, отверстия 16 в топливозаборнике 15 через топливозаборную трубку 12, топливоподкачивающие каналы 19, дополнительно в них подогреваясь, через открытые запорные шариковые клапаны 4 будет заполнять полость E и через отверстия 23 – полость D. Проходя по топливоподводящим каналам 19 топливо повышает свою температуру за счет отвода тепла от электромагнитных полей, создаваемых электромагнитными обмотками 5 и 7 (явление магнитное «гистерезиса»). Для улучшения отвода тепла от электромагнитных обмоток 5 и 7, и передачи его топливу в бак, служат так же ребра охлаждения 21 установочного корпуса 1. Далее следует процесс подачи топлива, который был рассмотрен выше.

При работе двигателя, излишки топлива от ТНВД, форсунок и фильтров – сливаются обратно в бак (в подогретом виде) через штуцер сливной магистрали 33, канал сливной магистрали 34, полость A, сливные отверстия 18, в бак, дополнительно нагреваясь на этом пути.

Производительность и работа топливоподкачивающего насоса предлагается конструкции, легко поддается процессам автоматизации. Так, например, частоту колебаний поршня можно регулировать в широких пределах очень плавно, и плавно меняя тем самым и давление, и производительность насоса.

Способность насоса разогревать, перед подачей топливо, позволяет использовать его для различных топлив, в том числе и мазута, с утечки легких топлив через зазоры легко компенсировать увеличением производительности.

Отсутствие каких-либо вращающихся или трущихся поверхностей обеспечивает ему хорошие перспективы по надежности и долговечности. Трение между поршнем и цилиндром следует считать очень малым, т.к. поршень будет перемещаться во взвешенном (за счет электромагнитных полей) состоянии, относительно стенок цилиндров. Поломка же любой из имеющихся в насосе пружин, не изменит его работоспособность [6].

Отсутствие щеточных узлов, имеющихся на вращающихся электродвигателях БЦН и разветвленная система охлаждения электромагнитных обмоток, позволяет считать, что электрическая часть так же является более долговечной и надежной, и не требует за весь срок службы никакого обслуживания, а наличие системы контроля за нагревом электромагнитных обмоток, и их отключение при перегреве, позволяет считать данную конструкцию и менее пожароопасной, чем применяемые на ВАТ в настоящее время.

Расчет топливоподкачивающего насоса

Максимальная объемная производительность поршневого насоса выражается уравнением:

$$V_{n.n.} = 0,786 \cdot d_n^2 \cdot h_n \cdot \eta_n \cdot 10^{-6} \cdot n_n, \quad (9)$$

где $V_{n.n.}$ – максимальная объемная производительность поршневого насоса, л/мин; d_n и h_n – соответственно диаметр и ход поршня, мм; η – коэффициент подачи (0,75...0,8) (3); n_n – число двойных ходов поршня.

Исходя из опыта конструирования систем питания, топливоподкачивающие насосы должны иметь производительность в 2,2...5 раз большую, чем расход топлива на номинальном режиме. Для дальнейших расчетов принимаем максимальное значение $K_m = 4$.

Удельный эффективный расход топлива дизельными двигателями приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Удельный эффективный расход топлива дизельными двигателями

Марка двигателя	Номинальная мощность N_e , л/с	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт ч
ЯМЗ-236	180	175
ЯМЗ-238	240	175
ЯМЗ-240	360	175
ЯМЗ-238Н	300	175
Д-12А	300	170
Д-12-525	525	170

Для дальнейших расчетов принимаем двигатель ЯМЗ-238 мощность 300 л.с. и удельным эффективным расходом топлива 175 г/кВт ч.

Часовой расход топлива определяем по формуле [7]:

$$G_{m.ч.} = N_e \cdot g_e, \quad (10)$$

где $G_{m.ч.}$ – часовой расход топлива двигателя ЯМЗ-238 л/ч; N_e – номинальная мощность двигателя, л.с.; g_e – удельный эффективный расход топлива двигателя ЯМЗ-238, г/кВт ч.

$$G_{m.ч.} = 300 \cdot 175 = 52500 \text{ г/ч}. \quad (11)$$

Для определения максимальной объемной производительности топливоподкачивающего насоса ($V_{n.л.}$) необходимо знать число двойных ходов поршня насоса (n_n). Особенности электромагнитного привода, состоящего из 2-х полюсного (2 сердечника с обмотками) таковы, что цикличность его более 120 двойных ходов в минуту нежелательна, из-за резкого возрастания за этим пределом вредных влияний самоиндукцией, взаимной индукцией и магнитного «гистерезиса» [8, 9].

Для того, чтобы данный насос можно было использовать как многотопливный, необходимо иметь запас регулирования его производительности, не менее 30 % [30]. Отсюда принимаем $n_n = 90$. Отношение h_n к d_n обычно равно (0,8...1,2). Принимаем отношение h_n к d_n равным 1,2, т.е. $h_n = 1,2d_n$.

С целью определения геометрических размеров топливоподкачивающего насоса, приведем размерность $G_{т.ч.}$ с г/ч в л/мин, тогда получим:

$$G_{m.ч.} = 525000 \frac{\text{г}}{\text{ч}} = 61047 \text{ см}^3/\text{ч} = G_m = 1,02 \text{ л/мин}. \quad (12)$$

Учитывая, что подача топливоподкачивающего насоса должна превышать расход топлива двигателем на величину коэффициента $K_{n.н.}$ (в нашем случае $K_{n.н.} = 3,5$), записываем следующее уравнение:

$$G_m \cdot K_{n.н.} = V_{n.л.} \quad (13)$$

подставляя значения, получим:

$$V_{n.л.} = 1,02 \text{ л/мин} \cdot 3,5 = 0,786 \cdot d_n^2 \cdot 1,2d_n \cdot \eta_n \cdot 10^{-6} \cdot 90 \text{ л/мин}. \quad (14)$$

Принимаем коэффициент $\eta_n = 0,75$, отсюда:

$$d_n = \sqrt[3]{\frac{1,02 \cdot 3,5}{0,786 \cdot 0,75 \cdot 10^{-6} \cdot 90}} \cdot 1,2 = 33,9 \text{ мм}, \quad (15)$$

тогда $h_n = 1,2d_n = 40,7 \text{ мм}$.

Зная h_n и d_n определяем поверхность поршней (2*) учитывая, что длина поршня должна превышать ход поршня h_n в 2...8 раз [10], что связано с предотвращением перекоса поршня, а в насосах с рассматриваемым приводом и в том, чтобы иметь более оптимальные поверхности при электромагнитном взаимодействии.

Площадь поверхности (цилиндрической) одного поршня S_{n1} , будет равна:

$$S_{n1} = \pi \cdot d_{n1} \cdot l_{n1}, \quad (16)$$

где S_{n1} – площадь поверхности цилиндрической части поршня, мм²; d_{n1} – диаметр поршня, мм; l_{n1} – длина поршня, принятая равной $2h_n$, мм.

$$S_{n1} = 3,14 \cdot 33,9 \cdot 81,4 \text{ мм} = 8665 \text{ мм}^2. \quad (17)$$

Точно такой же будет и поверхность второго поршня $S_{n2} = 8665 \text{ мм}^2$.

Диаметр перемычки между поршнями равен $d_{пер} = 30 \text{ мм}$, длина перемычки $l_{пер} = 20 \text{ мм}$, тогда площадь $S_{пер}$ определяется по выражению:

$$S_{пер} = 3,14 \cdot 30 \cdot 20 = 1884 \text{ мм}^2. \quad (18)$$

Объем поршня будет определяться:

$$V_n = V_{n1} + V_{n2} + V_{пер}, \quad (19)$$

где V_n – объем поршня полный, мм³; V_{n1} – объем левого поршня, равный по размерам и объему V_{n2} , мм³; $V_{пер}$ – объем перемычки, мм³.

Учитывая, что все составляющие формулы (19) являются цилиндрическими деталями, то получим:

$$V_n = \frac{\pi d_{n1}^2}{4} \cdot l_1 + \frac{\pi d_{n2}^2}{4} \cdot l_2 + \frac{\pi d_{пер}^2}{4} \cdot l_{пер} = 160996 \text{ мм}^3$$

или 161 см^3 , в таком случае масса поршня из стали составит:

$$P_n = V_n \cdot \rho_{ст}, \quad (21)$$

где P_n – масса поршня насоса, г; V_n – объем поршня насоса, см³; $\rho_{ст}$ – плотность стали, равная 5,59.

Длина цилиндра насоса будет определяться:

$$L_{ц} = L_n + 2h_n + 2l_{пр}, \quad (22)$$

где $L_{ц}$ – длина цилиндра насоса, мм; L_n – длина поршня насоса, мм; $2h_n$ – ход поршня в обе стороны, мм; $2l_{пр}$ – длина 2-х возвратных пружин в сжатом состоянии, мм.

Подставляя цифровые значения в формулу (14), получим:

$$L_{ц} = 162 + 2 \cdot 40,7 + 2 \cdot 30 = 303,4 \text{ мм}, \quad (23)$$

Толщина стенок цилиндра с учетом расположения в них каналов подвода топлива и охлаждения диаметром 3 мм, должна составлять 8 мм.

Компоновочные габариты электромагнитных обмоток, каждой из 2-х, должны быть в пределах 80x20 мм в сечении (одном) каждой тороидальной обмотки.

Принимаем для электромагнитных обмоток провод марки ПЭП диаметром 0,5 мм [11] и принимая коэффициент намотки $K_n = 1,1$ рассчитываем исходя из предлагаемых габаритов число витков в одной обмотке.

$$n_{обм.} = n_1 \cdot \dots \cdot n_6, \quad (24)$$

где $n_{обм.}$ – число витков в обмотке; n_1 – число витков в горизонтальном ряде; n_6 – число витков в вертикальном ряде, так как ширина обмотки ≈ 80 мм, а высота ≈ 20 мм.

$$n_1 = K_n \cdot d_{провода}. \quad (25)$$

$$n_1 = \frac{80 \text{ мм}}{0,5 \cdot 1,1} = 145 \text{ витков}. \quad (26)$$

$$n_6 = \frac{20}{0,5 \cdot 1,1} = 36 \text{ витков}. \quad (27)$$

Тогда получим: $n_{обм.} = 145 \cdot 36 = 5272 \text{ витка}$.

Минимальным диаметром для обмотки будет наружный диаметр цилиндра насоса, который с учетом толщины стенок будет равен 50 мм. Так как высота обмотки составляет 20 мм и с каждым витком диаметр витка в вертикальной плоскости будет увеличиваться на 0,55 мм, то для упрощения расчетов, при определении длины провода в обмотке, примем средний радиус обмотки, который равен 60 мм, но поскольку намотка осуществляется по спирали, то каждый виток в горизонтальной плоскости будет больше геометрической окружности витка примерно на 1,6 мм. Поэтому длина провода в обмотке составит:

$$L_{обм} = \frac{(\pi d_{cp} + 1,6)n_{обм.}}{1000}, \quad (28)$$

где L – длина провода в обмотке, м; d_{cp} – средний диаметр витка провода в обмотке, мм; $n_{обм.}$ – число витков в обмотке; 1000 – переводный коэффициент.

Подставив значения, получим:

$$L_{обм} = \frac{(3,14 \cdot 60 + 1,6)5272}{1000} = 1002 \text{ м}. \quad (29)$$

Зная длину проводника и его сечение, определим сопротивление обмотки по формуле [29]:

$$R = \rho \frac{l}{S}, \quad (30)$$

где R – сопротивление обмотки, Ом; l – длина провода в обмотке, м; S – площадь сечения проводника, мм²; ρ – удельное сопротивление, т.е. сопротивление данного проводника длиной 1 м и сечением 1 мм² при температуре 20 °С. Для меди – 0,0175 Ом·мм²/м.

Подставив значения в формулу (22), получим:

$$R = 0,0175 \frac{1002 \text{ м}}{0,196 \text{ мм}^2} = 89,5 \text{ Ом}. \quad (31)$$

Определяем силу тока в обмотке по формуле [29]:

$$J = \frac{V}{R}, \quad (32)$$

где J – сила тока, А; V – напряжение сети, В; R – сопротивление обмотки, Ом.

$$J = \frac{24 \text{ В}}{89,5 \text{ Ом}} = 0,3 \text{ А}. \quad (33)$$

Наибольшая допустимая продолжительная величина тока для медного провода марки ПЭЛ диаметром 0,5 мм – 7,5 А [12].

Сила тока в режиме «разогрев» будет равна:

$$J_{раз.} = J \cdot 2 = 0,6 \text{ A.} \quad (34)$$

Мощность, потребляемая электромагнитной обмоткой, будет равна:

$$P = \frac{J \cdot V \cdot t}{t} = V \cdot J, \quad (35)$$

где P – мощность электромагнита, Вт; V – напряжение сети, В; J – сила тока, А.

$$P = 24 \cdot 0,3 = 7,2 \text{ Вт.} \quad (36)$$

Мощность в режиме «Разогрев» в два раза выше – 14,4 Вт. Тепловое действие тока (закон Джоуля-Ленца) [10, 11].

$$Q = 0,24 \cdot J^2 \cdot R \cdot t, \quad (37)$$

где Q – количество тепла, выделяемого обмоткой, при прохождении по ней тока Кал; 0,24 – термический эквивалент; J – сила тока в обмотке, Вт; R – сопротивление обмотки, Ом; t – время прохождения тока, с.

Время прохождения тока определяем исходя из числа двойных ходов в минуту, $n_{it} = 90$ в минуту, отсюда $t = \frac{60}{90} = 0,7 \text{ с.}$

$$Q = 0,24 \cdot (24)^2 \cdot 89,5 \cdot 0,7 = 8661 \text{ Кал.} \quad (38)$$

Данное количество тепла получается за один ход поршня. За оба – 17322 Кал. Дополнительное выделение тепла образуется за счет явления магнитного «гистерезиса».

Напряженность магнитного поля замкнутого соленоида определяется по формуле:

$$H = \frac{J \cdot W}{l}, \quad (39)$$

где H – напряженность магнитного поля, А/м; J – сила тока, А; W – число витков соленоида; l – длина средней магнитной силовой линии поля соленоида, м.

Принципиальная схема работы соленоида представлена на рисунке 3.

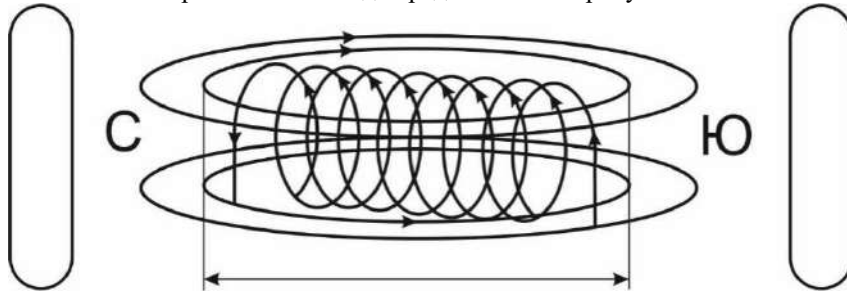


Рисунок 3 – Внешний вид магнитных полей соленоида

Так как длина обмотки равна 80 мм, то учитывая особенности конструкции электромагнитных обмоток и материалы применимые при изготовлении топливоподкачивающего насоса $l \approx 0,1 \text{ м.}$

Подставив значения в формулу, получим:

$$H = \frac{0,3 \cdot 5272}{0,1} = 15816 \text{ A/м.} \quad (40)$$

Магнитная индукция представляет собой силу результирующего магнитного поля, которое действует на «единичный» полюс в какой-либо точке поля и определяется по формуле:

$$B = \mu \cdot H, \quad (41)$$

где B – магнитная индукция, Гаусс; μ – коэффициент магнитной проницаемости среды, для меди равной 0,999991; H – напряженность магнитного поля, А/м:

$$B = 0,999991 \cdot 15816 = 15815,8 \text{ Гаусса.} \quad (42)$$

Электромагниты характеризуются так же и подъемной силой, т.е. силой, с которой они удерживают притянутый к сердечнику якорь. Подъемная сила электромагнита определяется по формуле [11]:

$$F = \frac{B^2 \cdot S \cdot 10^7}{8 \cdot \pi}, \quad (43)$$

где F – подъемная сила, Н; B – магнитная индукция в сердечнике, всек/м²; S – площадь прилипания (или касания) якоря (поршня) к сердечнику, м², для поршня это поверхность цилиндра.

Подставив значения, получим:

$$F = \frac{158158^2 \cdot 865}{8 \cdot 3,14} = 86,29 \cdot 10^6 \text{ Н.} \quad (44)$$

Расчет теплопроводности установочного корпуса топливоподкачивающего насоса.

Теплопередача путем теплопроводности в электрических машинах происходит главным образом внутри твердых тел (медь, сталь, изоляция), в то время как в газах и жидкостях – конвекцией. Для расчета используем формулу [12]:

$$Q = \frac{\lambda_{пр} \cdot S}{\delta \cdot (v_1 - v_2)}, \quad (45)$$

где Q – теплопроводность, Вт; δ – расстояние между поверхностями обмоток и корпуса, м; $\delta \approx 0,0005$ м; $\lambda_{пр}$ – коэффициент теплопроводности, Вт/с·м; для стали $\lambda_{пр} = 20-45$ Вт/с·м; $(v_1 - v_2)$ – разность температур между поверхностью обмотки и корпуса насоса, $^{\circ}\text{C}$.

Для данных обмоток $(v_1 - v_2) = 10^{\circ}\text{C}$ [30].

$$Q = \frac{30 \text{ Вт/(с·м)} \cdot 0,026 \text{ м}^2}{0,0005 \text{ м}} \cdot 10^{\circ}\text{C} = 15600 \text{ Вт.} \quad (46)$$

Это значительно выше потребляемой насосом мощности (14,4 Вт) и позволяет сделать вывод – корпус имеет большой запас по теплопроводности.

Расчет массы топливоподкачивающего насоса.

Масса установочного корпуса.

Массу цилиндрической части определяем по формуле:

$$m_{ц.ч.} = \pi d^2 l \cdot m_{ст}, \quad (47)$$

где $m_{ц.ч.}$ – плотность стали, г; $m_{ц.ч.} = 1599$ г.

Масса фланца установочного корпуса $m_{ф.у.к.}$, определяем аналогично и составит $m_{ф.у.к.} = 1841$ г.

Масса патрубка установочного корпуса:

$$m_{п.у.к.} = 200 \text{ см}^2 \cdot 5,59 \text{ г/см}^3 = 1118 \text{ г.} \quad (48)$$

Масса ребер охлаждения установочного корпуса (12 шт.) будет составлять $m_{реб.} = 2471$ г.

Масса установочного корпуса $M_{у.к.}$ составит:

$$M_{у.к.} = m_{ц.ч.} + m_{ф.у.к.} + m_{п.у.к.} + m_{реб.}, \quad (49)$$

$$M_{у.к.} = 1599 + 1841 + 1118 + 2471 = 7029 \text{ г.} \quad (50)$$

Масса цилиндра топливоподкачивающего насоса составит $M_{ц} = 1378$ г.

Затем осуществлялось изготовление топливоподкачивающего насоса и экспериментальные исследования по определению эксплуатационных показателей дизельного двигателя ЯМЗ-238 установленного на нагрузочном стенде КИ-5540, представленном на рисунке 4. Для снятия показателей дизельного двигателя ЯМЗ-238НЕ и получения внешней скоростной характеристики использовали нагрузочный центр КИ-5540 (рисунок 4).



Рисунок 4 – Внешний вид нагрузочного стенда КИ-5540 и испытуемого дизельного двигателя для проведения экспериментальных исследований

Как показали результаты проведенных исследований, при эксплуатации двигателя ЯМЗ-238 с модернизированной системой питания на основе установки разработанного

топливоподкачивающего насоса, возможно, подогреть штатное дизельное топливо до температуры 50...60 °С, что позволяет повысить эксплуатационные показатели двигателя. При работе двигателя в условиях низких температур на топливе, которое предварительно подогрето до 50...60 °С, получено повышение мощности на 5...7%, снижение удельного эффективного расхода топлива до 10%, а также снижение количества токсичных веществ в 1,5 раза.

Заключение. Таким образом, при работе топливоподкачивающего насоса и предпускового подогревателя во избежание ненужных потерь тепла с помощью топливо распределительного крана РК, показанного на рисунке 2, топливо подается только к подогревателю, а в случае повышения давления с помощью редукционного клапана КР, топливо подается обратно в бак для подогрева. Перед запуском двигателя отключается подача топлива к подогревателю, но подключается штатная система питания двигателя.

Предлагаемая конструкция топливоподкачивающего насоса легко поддается процессам автоматизации в области изменения температуры нагрева и изменения его производительности, а также отключения в случае возникновения нештатных ситуаций. Для этих целей в кабине автомобиля устанавливается пульт управления в любом удобном месте в зависимости от марки автомобиля, что, следовательно, будет способствовать снижению утомляемости водителя, экономить топливо, что в конечном итоге повысит среднесуточные пробеги машин [12].

Внедрение предлагаемого технического решения в системе питания дизельной автомобильной техники в условиях ее эксплуатации в условиях низких температур (крайнего севера и др.), позволит подогреть все дизельное топливо, залитое в бак автомобиля, тем самым исключить возможность его кристаллизации и помутнения и в целом снизит количество отказов автомобильной техники, связанных с этой проблемой и в целом повысит эксплуатационные показатели дизельных ДВС.

Список источников

1. Орлина А.С., Круглова М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1999. 432 с.
2. Никитин М.Д., Кулик А.Н. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей – Л.: Машиностроение, 1977.
3. Шапран В.Н., Картуков А.Г., Березняк А.В. Разогрев топлива в системе низкого давления дизелей. Рязань: РВАИ. 2005. 8 с.
4. Крамаренко Г.В., Николаев В.А., Шаталов А.И. Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах – М.: Транспорт, 1984.
5. Ишков А.М. Теория и практика надежность техники в условиях Севера [Текст] учебник / А.М. Ишков, М.А. Кузьминов, Г.Ю. Зуров Якутск ЯФГУ. Изд. СО РАН. 2004. 313 с.
6. Способ продления ресурса военной автомобильной ВАТ при повседневной эксплуатации / А.Е. Ломовских, Е.В. Носов, С.В. Митрофанова. Электронное периодическое издание «Воздушно-космические силы. Теория и практика». Издательство: ФГКВОУ ВО ВУНЦ ВВС «ВВА» имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина. МО РФ (Воронеж) 2020 г. №13. С. 165–174.
7. Буралев Ю.В., Мартиров О.А. и др. Устройство, обслуживание и ремонт топливной аппаратуры автомобилей – М.: Высшая школа, 1978. 268 с.
8. Мацкерие Ю.С. Современные экономические автомобили – М.: Машиностроение, 1987.
9. Иванов В.Н. Экономия топлива на автомобильном транспорте – М.: Транспорт, 1984.
10. Основные термины и определения У.П., РВВАИУ, 1990. 186 с.
11. Повышение экологичности и экономичности автомобильной техники / А.А. Свиридов, Ю.В. Родионов, С.И. Данилин, А.О. Сухова. Журнал «Вопросы современной науки и практики». Университет им. В.И. Вернадского. № 1(87). 2023. № 2 (62). С. 30–42.

References

1. Orlina A.S., Kruglova M.G. Internal combustion engines. The design and operation of reciprocating and combined engines. Moscow: Mashinostroenie, 1999. 432 p.
2. Nikitin M.D., Kulik A.N. Heat-protective and wear-resistant coatings of diesel engine parts - L.: Mechanical Engineering, 1977.

3. Shapran V.N., Kartukov A.G., Bereznyak A.V. Heating of fuel in a low-pressure diesel engine system. Ryazan: RVAI. 2005. 8 p
4. Kramarenko G.V., Nikolaev V.A., Shatalov A.I. Garage-free storage of cars at low temperatures – M.: Transport, 1984.
5. Ishkov A.M. Theory and practice of reliability of technology in the conditions of the North [Text] textbook / A.M. Ishkov, M.A. Kuzminov, G.Yu. Zurov Yakutsk YAFSU. Ed. SB RAS. 2004. 313 p.
6. A method for extending the life of military automotive cotton wool during daily operation / A.E. Lomovskikh, E.V. Nosov, S.V. Mitrofanova. Electronic periodical "Aerospace Forces. Theory and practice". Publishing house: FGKVOU IN the VUNTS of the Air Force "VVA" named after Professor N.E. Zhukovsky and Yu.A. Gagarin. Ministry of Defense of the Russian Federation (Voronezh) 2020 No. 13. pp. 165-174.
7. Buralev Yu.V., Martirov O.A. and others. Device, maintenance and repair of fuel equipment of cars – M.: Higher School, 1978. 268 p
9. Matskerie Yu.S. Modern economic cars – M.: Mechanical engineering, 1987.
10. Ivanov V.N. Fuel economy in motor transport – M.: Transport, 1984.
11. Basic terms and definitions U.P., RVVAIU, 1990. 186 p.
12. Improving the environmental friendliness and efficiency of automotive equipment / A.A. Sviridov, Yu.V. Rodionov, S.I. Danilin, A.O. Sukhova. The journal "Issues of modern science and Practice". V.I. Vernadsky University. № 1(87). 2023. № 2 (62). Pp. 30-42.

Информация об авторах

Ю.В. Родионов – доктор технических наук, профессор, А.А. Баглаев – кандидат технических наук, А.А. Свиридов – кандидат педагогических наук, А.В. Север – соискатель, И.Г. Хохлов – курсант, В.Г. Кубасов – магистр.

Information about the authors

Yu. Rodionov – Doctor of Technical Sciences, Professor, A. Baglaev – Candidate of Technical Sciences, A. Sviridov – Candidate of Pedagogical Sciences, A. Sever – applicant, I. Khokhlov - cadet, V. Kubasov – past master.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: all authors have made an equivalent contribution to the preparation of the publication.

The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию (Received): 02.04.2024 Принята к публикации (Accepted): 24.04.2024