

АНАЛИЗ И РАЗРАБОТКА ТЕПЛООБМЕННИКА СИСТЕМЫ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF THE HEAT EXCHANGER FOR THE EXHAUST GAS RECIRCULATION SYSTEM OF THE TRANSPORT DIESEL ENGINE

Р.Э. ЗАРИПОВ¹

В.Н. НИКИШИН¹, д.т.н.

А.С. КУЛИКОВ²

¹ Набережночелнинский институт Казанского федерального университета, Набережные Челны, Россия

² Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Россия, rivalzaripov@mail.ru

R.EH. ZARIPOV¹

V.N. NIKISHIN¹, DSc in Engineering

A.S. KULIKOV²

¹ Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

² Scientific and Technical Center of PJSC «KAMAZ», Naberezhnye Chelny, Russia, rivalzaripov@mail.ru

На сегодняшний день одной из актуальнейших проблем создания современных двигателей сгорания (ДВС) является проблема экологии. Обеспечение требований экологии, как правило, связано с введением новых конструктивных элементов или модернизацией существующих конструкций, поскольку практика показывает, что использование традиционных способов снижения токсичности отработавших газов приводит к постепенному ухудшению топливной экономичности двигателя. В данной статье рассматривается применение и разработка системы рециркуляции отработавших газов транспортного дизеля как наиболее эффективное средство снижения выбросов NO_x в окружающую среду. На примере экспертных данных рассмотрен опыт применения систем рециркуляции отработавших газов в дизелях, а также приводятся их основные преимущества и недостатки. Использование «охлаждаемой» рециркуляции отработавших газов более предпочтительно нежели «неохлаждаемой», так как улучшается наполняемость цилиндров воздушным зарядом, а также обеспечиваются более низкие температуры газов в период сгорания, что способствует уменьшению количества образующих NO_x . Также в работе отмечается, что при применении охлаждаемой системы рециркуляции отработавших газов совместно с оптимизацией конструктивных и регулировочных параметров двигателя происходит уменьшение выбросов NO_x с минимальным ухудшением мощностно-экономических показателей двигателя. На примере исследований и испытаний на стенде транспортного двигателя 8ЧН 12/13 оценена эффективность применения системы рециркуляции отработавших газов на дизеле с приведением всех необходимых данных. Благодаря оптимизации регулировочных параметров и разработанной макетной системы рециркуляции отработавших газов удалось добиться снижения выбросов NO_x на 46 %. Экспериментально показано, что применение в дизеле теоретически разработанной организации рабочих процессов с использованием рециркуляции отработавших газов и характеристик управления основными регулировками процесса сгорания целесообразно.

Ключевые слова: транспортный дизель, система рециркуляции отработавших газов, оксиды азота, заслонка.

Nowadays one of the most urgent problems of creating modern combustion engines (ICE) is the problem of ecology. Ensuring environmental requirements is usually associated with the introduction of new structural elements or the modernization of existing structures, since practice shows that the use of traditional methods to reduce the toxicity of exhaust gases, leads to a gradual deterioration in the fuel economy of the engine. This article discusses the use and development of an exhaust gas recirculation system for a transport diesel as the most effective means of reducing NO_x emissions into the environment. On the example of expert data, the experience of using exhaust gas recirculation systems in diesel engines is considered, and their main advantages and disadvantages are given. The use of «cooled» exhaust gas recirculation is more preferable than «uncooled», since the filling of the cylinders with an air charge improves, and lower gas temperatures during the combustion period are provided, thereby reducing the amount of NO_x generators. It is also noted in the work that when a cooled exhaust gas recirculation system is used in conjunction with optimization of engine design and adjustment parameters, NO_x emissions are reduced with minimal deterioration of the engine's power and economic parameters. On the example of research and simulations on the testbench of the transport engine 8ChN 12/13, the efficiency of the exhaust gas recirculation system on diesel has been estimated and all the necessary data was provided. Due to the optimization of the adjusting parameters and the developed model of the exhaust gas recirculation system, it was possible to achieve 46 % reduction in NO_x emissions. It has been shown experimentally that the use in a diesel engine of a theoretically developed organization of working processes with the use of recirculation of exhaust gases and the characteristics of controlling the main adjustments of the combustion process is advisable.

Keywords: transport diesel, exhaust gas recirculation system, nitrogen oxides, plate.

Введение

В настоящее время дизель занимает доминирующее положение среди существующих энергетических установок с мощностью больше 120 кВт в секторе автомобильного транспорта. Основными направлениями совершенствования показателей транспортных дизелей (ТД) являются: снижение токсичности отработавших газов (ОГ); уменьшение удельного эффективного расхода топлива, уровня вибрации и шумности двигателя, удельной массы двигателя; увеличение срока службы моторного масла, литровой мощности, интервала между техническими обслуживаниями, ресурса работы двигателя [2].

На протяжении последнего десятилетия основной движущей силой развития двигателей внутреннего сгорания (ДВС), и в частности ТД, является происходящее через определенные промежутки времени ужесточение нормативных ограничений по токсичности ОГ. Так, например, действующие в Европе нормативы для ТД Euro 5 по сравнению с нормативами Euro 4 характеризуются ужесточением требования по выбросам оксида азота – NO_x на 43 %, при этом ужесточения требований по выбросам «твердых» частиц, углеводородов и монооксида углерода не происходит (табл. 1). По опыту ведущих зарубежных производителей и исследовательских институтов для достижения ТД нормативов Euro 5 требуется модернизация целого ряда деталей и агрегатов двигателя [5]. Наряду с необходимостью снижения токсичности ОГ следует учитывать важность снижения финансовых затрат на топливо, которые составляют примерно 30 % всех затрат, идущих на жизненный цикл грузового автомобиля.

Как показывает практика, использование традиционных способов снижения токсичности ОГ в ТД, в том числе и за счет уменьшения угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ), приводит, при переходе на более

высокий уровень нормативов по экологии, к постепенному ухудшению топливной экономичности двигателя. Поэтому актуальной становится задача снижения токсичности ОГ при сохранении высокой топливной экономичности двигателя. Ввиду присутствия в дизеле процесса неравномерности и нестабильности топливоподачи происходит ухудшение основных показателей двигателя, таких как мощность, расход топлива и экология [3]. С целью снижения токсичности ОГ необходимо применение в ТД дополнительных систем очистки и нейтрализации токсичных компонентов ОГ, а также, например, системы рециркуляции отработавших газов совместно с оптимизацией конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Опыт применения рециркуляции отработавших газов в дизелях

Рециркуляция ОГ, как способ снижения выбросов NO_x , известен с начала 60-х годов прошлого века. Однако на серийно выпускаемых дизелях она стала использоваться только с 1990-х годов, когда началось интенсивное ужесточение нормативов по токсичности ОГ. В настоящее время система рециркуляции ОГ нашла широкое применение пока только в дизелях для легковых автомобилей. Это в значительной степени связано, во-первых, с тем, что дизелю для легкового автомобиля по сравнению с ТД труднее соответствовать нормативам по токсичности ОГ и у него хуже топливная экономичность вследствие меньшего рабочего объема и диаметра поршня. Во-вторых, в связи с меньшими величинами расхода воздуха и КПД турбокомпрессора в дизелях для легковых автомобилей легче реализовать рециркуляцию ОГ по схеме высокого давления в области высоких нагрузок [4].

В работе А.Н. Воинова [1] отмечается, что в дизеле существенного уменьшения выбросов NO_x удастся достигнуть снижением мак-

Таблица 1

Экологические требования (предельные значения по ESC и ELR тестам)

Выбросы/Стандарты	Монооксид углерода (CO), г/кВт·ч	Углеводород (HC), г/кВт·ч	«Твердые» частицы (PT), г/кВт·ч	Оксид азота (NO_x), г/кВт·ч
Euro 4	1,5	0,46	0,02	3,5
Euro 5	1,5	0,46	0,02	2
Euro 6	1,5	0,25	0,02	2

симальных температур пламени путем разбавления засасываемого воздуха какими-либо инертными газами (H_2O , CO , N_2). Наиболее простым и практически сравнительно легко реализуемым способом является использование частичной рециркуляции ОГ, отбираемых из выпускного тракта, которые после их очистки от сажевых частиц и некоторого охлаждения добавляются к засасываемому двигателем воздуху. Использование «охлаждаемой» рециркуляции ОГ более предпочтительно нежели «неохлаждаемой», так как улучшает наполняемость цилиндров воздушным зарядом, а также обеспечивает более низкие температуры газов в период сгорания, что будет способствовать уменьшению количества образующих NO_x .

В.И. Смайлисом [7] было установлено, что наиболее эффективным способами снижения выбросов NO_x с ОГ в дизеле является перепуск части ОГ на всасывание и уменьшение УОВТ. Однако оба этих мероприятия в ряде случаев приводят к увеличению химической неполноты сгорания топлива, а следовательно, к росту выделения двигателем таких вредных веществ, как окись углерода – CO , альдегиды, сажа и др.

Экспериментальное исследование транспортного дизеля с системой рециркуляцией отработавших газов

Задачами экспериментального исследования являются:

- проверка целесообразности применения в ТД теоретически разработанной организации рабочих процессов с использованием рециркуляции ОГ и характеристик управления основными регулировками процесса сгорания;
- определение оптимального для ТД состава системы рециркуляции ОГ высокого давления с точки зрения достижения наилучших соотношений между выбросами вредных веществ с ОГ (достижение экологического уровня Euro 5) и топливной экономичностью двигателя.

Объект исследований и испытательное оборудование

Исследования проводились на транспортном дизеле 8ЧН 12/13, основные параметры которого приведены в табл. 2

Исследуемый двигатель комплектовался:

- макетной системой рециркуляции ОГ (EGR);
- головками цилиндров с моментом вихря $M_v = 1,6 \pm 0,1$ кГ·см.

Схема системы EGR представлена на рис. 1.

Испытания двигателя проводились на стенде, оборудованном асинхронной машиной Dynas3 HD 460 фирмы Schenck, расходомером топлива модели КМА 4000 фирмы Pierburg и другими измерительными приборами в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81, ГОСТ Р 41.49-2004. Измерение концентрации газообразных выбросов вредных веществ (ВВВ) с ОГ, в том числе оксидов азота (NO_x), оксида углерода (CO), суммарных углеводородов (CH), величины степени рециркуляции (K_{rec}), проводилось газоанализатором модели МЕХА-7400D фирмы HORIBA, частиц (PT) – микротоннелем модели MICROTRON 5 фирмы NOVA-MMB; ВВВ ОГ проводилось по методике Правил № 49(I)-04 ЕЭК ООН на стационарных режимах работы (цикл ESC). Для имитации комплектации двигателя в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН при испытаниях двигателя на режиме номинальной мощности устанавливалось противодавление в системе выпуска ~ 1600 мм вод.ст., а разрежение на впуске составляло ~ 750 мм вод.ст. Двигатель испытывался без вентилятора, компрессора и насоса гидроусилителя руля, а также при различных регулировках по степени рециркуляции ОГ. Расчет ВВВ с ОГ проводился с учетом мощности, потребляемой вентилятором (рис. 2). Степень рециркуляции регулировалась изменением положения заслонок по

Таблица 2

Параметры транспортного дизеля 8ЧН 12/13

Тип двигателя	V-8
Диаметр цилиндра, мм	120
Ход поршня, мм	130
Рабочий объем, л	11,76
Степень сжатия	17,9
Номинальная мощность, кВт	324
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	1900
Максимальный крутящий момент, Н·м	210
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1300±50
Количество клапанов на цилиндр	2 впускных 2 выпускных
Система наддува	ТКР+ОНВ
Экологический уровень	Euro 4

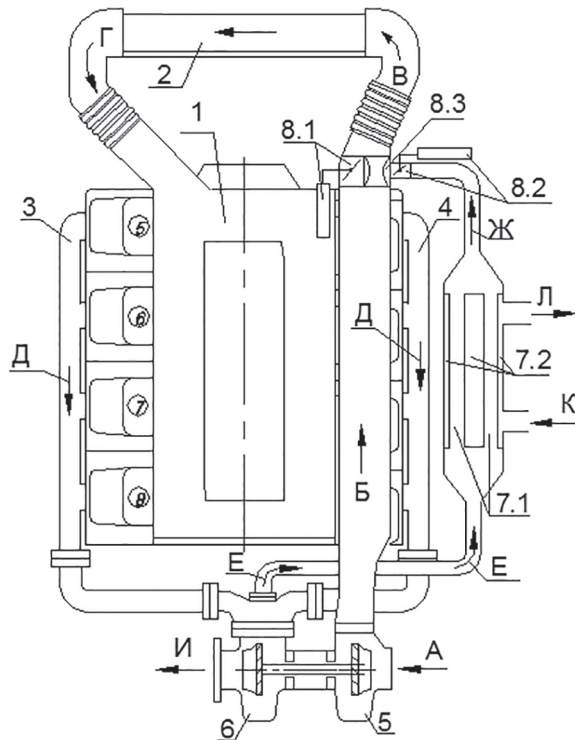


Рис. 1. Схема системы EGR:

- 1 – двигатель; 2 – охладитель наддувочного воздуха (ОНВ); 3 – коллектор выпускной левый; 4 – коллектор выпускной правый; 5 – компрессор ТКР; 6 – турбина ТКР; 7 – теплообменник EGR: 7.1 – полости рециркулируемых газов (РГ), 7.2 – полости охлаждающей жидкости (ОЖ); 8 – узел подготовки смеси воздуха и РГ: 8.1 – заслонка наддувочного воздуха с пневмоцилиндром, 8.2 – заслонка РГ с пневмоцилиндром, 8.3 – смеситель (сопло Вентури); А – воздух на входе в компрессор; Б – наддувочный воздух после ТКР; В – наддувочный воздух с РГ до ОНВ; Г – наддувочный воздух с РГ после ОНВ; Д – ОГ до турбины; Е – РГ до теплообменника EGR; Ж – РГ после теплообменника EGR; И – ОГ после турбины; К – подвод охлаждающей жидкости; Л – отвод ОЖ

наддувочному воздуху (далее – заслонка НВ) и по рециркулируемым газам (далее – заслонка РГ) (поз. 8.1 и 8.2, рис. 1).

Увеличение $K_{\text{рец}}$ осуществлялось двумя способами:

- 1) открытием заслонки РГ при полностью открытой заслонке НВ;
- 2) закрытием заслонки НВ при полностью открытой заслонке РГ.

ВВВ с ОГ измерялись без рециркуляции и с рециркуляцией ОГ.

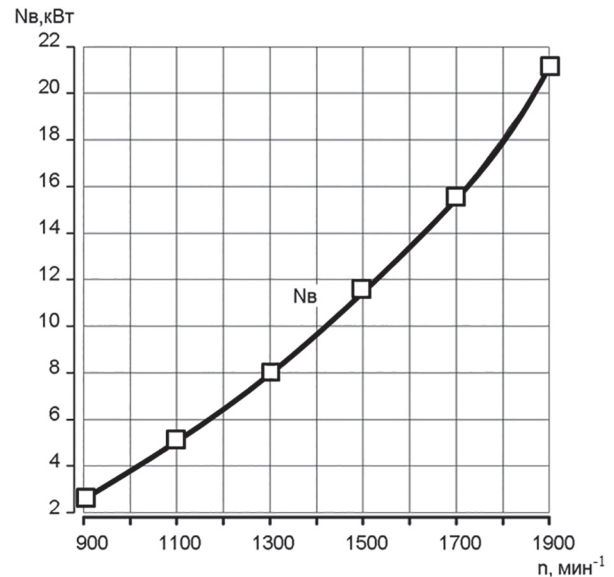


Рис. 2. График мощности, потребляемой вентилятором

Измерения ВВВ с ОГ проводились в двух вариантах настроек таблиц аппликационных параметров (ТАП): в базовой настройке двигателя (ТАП-1) и в настройке с скорректированными значениями углов опережения впрыскивания топлива (ТАП-2). Настройка ТАП-2 проведена с целью снижения выбросов NO_x .

Значения углов опережения впрыскивания топлива и давления в рейле ТА по режимам 13-ступенчатого ESC цикла представлены в табл. 3.

Охлаждение рециркулируемых газов в теплообменнике EGR осуществлялось водой. При снятии регулировочных характеристик подвод воды к теплообменнику EGR осуществлялся из внешнего контура стендовой системы охлаждения, температура воды при этом составила 10...19 °С. При испытаниях по ESC циклу подвод воды к теплообменнику EGR производился из внутреннего контура системы охлаждения двигателя, температура воды при этом составила 74...80 °С.

Для оценки показателей теплообменника EGR проведен расчет с использованием следующих величин.

Эффективность теплообменника EGR [6]:

$$E = \frac{100(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{w1})}, \%,$$

где T_1 , T_2 – температура РГ, соответственно, на входе в теплообменник «EGR» и на выходе из него; T_{w1} – температура воды на входе в теплообменник EGR.

Таблица 3

Значение УОВТ и давления в рейле ТА

Режим		n , мин ⁻¹	Нагрузка, %	Угол опережения впрыскивания топлива, град		Давление в рейле, бар
				ТАП-1	ТАП-2	
1	х.х.	600	0	0	0	500
2	A100	1250	100	6	1	1600
3	B50	1500	50	2	-5	1600
4	B75	1500	75	3	-4	1600
5	A50	1250	50	2	-5	1580
6	A75	1250	75	3	-3	1580
7	A25	1250	25	1	-4	1300
8	B100	1500	100	6	0	1600
9	B25	1500	25	1	-5	1380
10	C100	1750	100	7	2	1600
11	C25	1750	25	1	-3	1400
12	C75	1750	75	3	-1	1600
13	C50	1750	50	2	-2	1560

Тепловой поток теплообменника EGR (количество теплоты, отводимое при охлаждении РГ):

$$Q = G_w \cdot C_w \cdot \Delta T_w = G_{pg} \cdot C_{pg} \cdot \Delta T_{pg}, \text{ кДж/ч},$$

где G_w , G_{pg} – массовые расходы охлаждающей и охлаждаемой сред (воды и РГ); C_w , C_{pg} – средние удельные теплоемкости охлаждающей и охлаждаемой сред для воды: $C_w = 4,187 \text{ кДж/(кг·К)}$, для РГ: $C_{pg} = 1,162 \text{ кДж/(кг·К)}$; $\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1}$ – перепад температуры воды в теплообменнике; $\Delta T_{pg} = T_1 - T_2$ – перепад температуры РГ в теплообменнике.

Расход РГ:

$$G_{pg} = K_{rec} \cdot G_{ог} = K_{rec} \cdot (G_b + G_t) \text{ кг/ч},$$

где $G_{ог}$ – общий расход ОГ; G_b , G_t – расход воздуха и топлива, соответственно.

Расчетный расход воды:

$$G_{wp} = \frac{Q}{C_w \cdot \Delta T_w}, \text{ кг/ч}.$$

Тепловая нагрузка на систему охлаждения (мощность, необходимая для охлаждения РГ):

$$N_T = \frac{Q}{3600}, \text{ кВт}.$$

Оценка теплообменника EGR проведена на режиме с наибольшими значениями расхода РГ и температуры воды на входе в теплообменник.

Результаты испытаний транспортного дизеля 8ЧН 12/13

На первом этапе определяли показатели выбросов вредных веществ без применения рециркуляции ОГ и с применением при различных регулировках угла опережения впрыскивания топлива. В табл. 4 представлены значения удельных ВВВ с ОГ.

Экспериментально установлено, что испытанная система EGR в диапазоне работ двигателя $n = 1250...1750 \text{ мин}^{-1}$ обеспечивает степень рециркуляции $K_{rec} = 0,013...0,09$ (рециркуляцию ОГ в количестве 1,3...9 % от $G_{ог}$). Большие значения K_{rec} наблюдаются на высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя, соответственно, там, где соотношение $P_t/P_{к1}$ более высокое.

Из двух способов управления степенью рециркуляции предпочтительным является способ 1 (регулировка заслонкой РГ при открытой заслонке НВ), второй способ управления (регулировка заслонкой НВ при открытой заслонке РГ) неприемлем в виду увеличения сопротивления в смесителе (п. 8.1, рис. 1) при закрытии заслонки НВ и значительного падения давления наддувочного воздуха (на $\sim 0,2...0,8 \text{ кгс/см}^2$), снижения расхода воздуха (G_b уменьшается на $\sim 70...370 \text{ кг/ч}$) и, как следствие, ухудшения топливной экономичности двигателя (g_c ухудшается на 8...14 г/лсч).

Таблица 4

Значение удельных ВВВ с ОГ

Вариант		NO _x	CH	CO	PT
		г/кВт·ч			
Без рециркуляции ОГ	ТАП-1	10,46	0,19	0,47	0,012
	ТАП-2	7,91	0,18	0,33	0,014
С рециркуляцией ОГ	ТАП-1	7,57	0,17	0,52	0,014
	ТАП-2	5,69	0,17	0,38	0,016
Предельные нормы Евро 5		2	0,46	1,5	0,020

Наибольшая эффективность системы EGR по снижению удельных выбросов оксидов азота достигается при полностью открытой заслонке РГ (при наибольшей степени рециркуляции). Исходя из этого, испытания по циклу ESC проводились при полностью открытой заслонке РГ.

Из анализа результатов ESC цикла следует, что в базовом варианте двигателя (ТАП-1, без рециркуляции) выполнение норм Евро 5 возможно при снижении NO_x на ~81 %.

Испытанная система EGR снижает NO_x на ~28 %, а совместно с корректировкой углов опережения впрыскивания топлива – на ~46 %.

Установлено, что величина $K_{\text{рец}}$ зависит от температуры РГ (температуры T_2), т.е. от эффективности теплообменника EGR. Так, из сравнения режимов регулировочных характеристик и ESC цикла, имеющими разное значение T_2 , следует, что при снижении T_2 на 1 °С степень рециркуляции увеличивается на ~0,002...0,019 %.

По рекомендациям фирмы MODINE (производит теплообменники EGR для средних и тяжелых грузовых автомобилей) рециркулируемые газы необходимо охлаждать до температур ~150...180 °С. Испытанный теплообменник EGR на режимах с большими значениями расхода РГ и температуры воды на входе в теплообменник (режимы C100 и C75 ESC цикла) не обеспечивает достаточной эффективности охлаждения РГ ($E = 66...67,5$ %), температура РГ на выходе из теплообменника составляет ~220...250 °С.

Для оценки необходимых параметров теплообменника системы EGR с уровнем рециркуляции 25 % проведен предварительный расчет, представленный в табл. 5.

Из расчета следует, что при повышении рециркуляции ОГ до 25 % для поддержания температуры РГ после теплообменника EGR на уровне 150 °С необходим теплообменник с эффективностью ~88 %, обеспечивающий отвод теплоты в количестве ~261 МДж/ч, тепловая нагрузка на систему охлаждения при этом оставляет ~73 кВт, расчетное количество расхода воды для перепада $\Delta T_w = 10$ °С составляет ~6 м³/ч.

Заключение

Экспериментально показано, что применение в ТД теоретически разработанной организации рабочих процессов с использованием рециркуляции ОГ и характеристик управления основными регулировками процесса сгорания целесообразно.

Для исследования возможности снижения выбросов NO_x ТД 8ЧН 12/13 до уровня Евро 5 рекомендуется повысить степень рециркуляции системы EGR до 25 %, увеличив пропускную способность смесителя. А также необходимо использовать радиатор системы охлаждения с большей на 73 кВт тепловой мощностью или применить дополнительный низкотемпературный контур охлаждения для теплообменника EGR.

Таблица 5

Результаты предварительного расчета

$K_{\text{рец}}$	$T_1, ^\circ\text{C}$	$T_2, ^\circ\text{C}$	$T_{w1}, ^\circ\text{C}$	$T_{w2}, ^\circ\text{C}$	$E, \%$	$G_{\text{ог}}, \text{кг/ч}$	$G_{\text{пр}}, \text{кг/ч}$	$Q_{\text{пр}}, \text{кДж/ч}$	$G_{\text{вр}}, \text{кг/ч}$	$N_t, \text{кВт}$
0,250	650	150	90	80	88	1800	450	261450	6051	72,63

Литература

1. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1977. 277 с.
2. Голиков В.П. Улучшение экологических и топливно-экономических показателей транспортного дизеля за счет применения рециркуляции отработавших газов и совершенствование рабочих процессов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 2004. 18 с.
3. Девянина А.С. Оценка влияния неравномерности подачи топлива на показатели дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 3–4.
4. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2000. 80 с.
5. Новиков Л.А. Основные направления создания малотоксичных транспортных двигателей // Двигателестроение. 2002. № 2. С. 23–27. № 3. С. 32–34.
6. Рыженков А.А. Практическая реализация систем рециркуляции отработавших газов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей. Сб. науч. тр. междунар. научн.-техн. конф. СПб.: СПбГАУ, 2004. С. 364–366.
7. Смайлис В.И. Рециркуляция отработавших газов как средство сокращения выбросов окислов азота дизелями // Снижение загрязнения воздуха в городе выхлопными газами автомобилей. М.: НИИНавтопром, 1971. С. 118–126.
2. Golikov V.P. Uluchshenie ehkologicheskikh i toplivno-ehkonomicheskikh pokazatelej transportnogo dizelya za schet primeneniya recirkulyacii otrabotavshih gazov i sovershenstvo-vanie rabochih processov: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of ecological and fuel-economic parameters of the transport diesel engine due to the use of exhaust gas recirculation and improvement of working processes: abstract to dissertation for degree of Candidate of Technical Sciences]. Yaroslavl', 2004. 18 p.
3. Devyanina A.S. Evaluation of the effect of fuel unevenness on diesel performance. Traktory i sel'hoz-mashiny. 2017. No 5, pp. 3–4 (in Russ.).
4. Morozov K.A. Toksichnost' avtomobil'nyh dvigatelej [Toxicity of automobile engines]. Moscow: Izd-vo «Legion-Avtodata» Publ., 2000. 80 p.
5. Novikov L.A. The main options of creation of low-toxic transport engines. Dvigatlestroenie. 2002. No 2, pp. 23–27. No 3, pp. 32–34 (in Russ.).
6. Ryzhenkov A.A. Practical implementation of exhaust gas recirculation systems. Uluchshenie ehk-splutacionnyh pokazatelej dvigatelej traktorov i avtomobilej. Sb. nauch. tr. mezhdunar. nauchn.-tekhn. konf. [Improving the performance of engines for tractors and automobiles. Collection of papers of scientific and technical conference]. SPb.: SPbGAU Publ., 2004, pp. 364–366 (in Russ.).
7. Smajlis V.I. Recirculation of exhaust gases as a means of reducing emissions of nitrogen oxides by diesel engines. Snizhenie zagryazneniya vozduha v gorode vyhlopnymi gazami avtomobilej [Reducing air pollution in the city with vehicle exhaust gases]. Moscow: NIINavtoprom Publ., 1971, pp. 118–126 (in Russ.).

References

1. Voinov A.N. Sgoranie v bystrohodnyh porshnevyyh dvigatelyah [Combustion in high-speed piston engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977. 277 p.