

Некоторые аспекты применения газомоторного топлива на дизелях тепловозов

Е. Е. КОССОВ¹, В. В. АСАБИН², А. Г. СИЛЮТА¹, А. Н. ЖУРАВЛЕВ¹, Л. Е. КОССОВА¹

¹Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта» (АО «ВНИИЖТ»), Москва, 129626, Россия

²Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Самарский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО «СамГУПС»), Самара, 443066, Россия

Аннотация. В связи с увеличением стоимости дизельного топлива вопросу применения на тепловозах альтернативных видов топлива уделяется большое внимание. Рассматриваются варианты применения топлива, полученного из угля, растений, газовых месторождений и водорода. Сегодня самым дешевым и доступным является природный газ. Применение на тепловозах специально созданных газопоршневых двигателей, работающих при зажигании газозвушной смеси от постороннего источника, является наиболее привлекательным вариантом. Однако такой подход имеет определенные недостатки:

- необходимо создание нового двигателя, так как при модернизации существующих требуются серьезные конструктивные изменения;

- газопоршневой двигатель работает по существу по циклу «Отто» и имеет более низкие показатели по КПД и мощности по сравнению с дизелем;

- при модернизации существующих тепловозов перевод на работу по циклу «Отто» исключает возможность использования дизельного топлива.

Перевод тепловозов на газовое топливо необходимо осуществлять, применяя газодизельный цикл. Такой подход наиболее приемлем при модернизации тепловозов существующего парка, поскольку сохраняет теплотехнические показатели двигателя и позволяет перевести тепловозы обратно на работу на дизельном топливе. Основным препятствием перевода тепловозных дизелей на газодизельный цикл является низкая степень замещения дизельного топлива газовым. Это обстоятельство определяется значительными трудностями обеспечения работы двигателя по газодизельному циклу на малых нагрузках и холостом ходу. Необходимо обеспечить устойчивую подачу запального топлива на этих режимах и гарантированное воспламенение от нее газозвушной смеси. Решение данной задачи обеспечивается поддержанием заданного стехиометрического соотношения в газозвушной смеси и температуры, достаточной для воспламенения запальной порции топлива. Основным способом регулирования стехиометрического соотношения является уменьшение количества поступающего в цилиндры воздуха за счет его дросселирования на входе в двигатель. В данной статье рассматривается методика расчета показателей работы двигателя при дросселировании воздуха на входе.

Ключевые слова: тепловоз; дизель; газомоторное топливо; процессы; дросселирование; продувка; наполнение; работа; температура; дозарядка; свободный выпуск; принудительный выпуск; турбина, мощность механических потерь

Введение. Внедрение газомоторного топлива на тепловозах сегодня приобретает особую актуальность [1]. Попытки перевода дизелей тепловозов

на газ показали, что степень замещения дизельного топлива газовым составляет 40–50% [2]. При таком уровне замещения дизельного топлива газовым эффективность существенно снижается. На маневровых тепловозах из-за значительного времени работы на холостом ходу это обстоятельство вообще делает перевод на газ малоэффективным. Низкая степень замещения дизельного топлива определяется тем, что не удастся обеспечить устойчивое воспламенение газозвушной смеси на режимах малой нагрузки и на холостом ходу. В данной статье рассматриваются вопросы обеспечения необходимых параметров газозвушной смеси на этих режимах [3].

Для устойчивой работы газодизельного двигателя на всех режимах работы необходимо обеспечить устойчивую подачу запального топлива и заданное стехиометрическое соотношение смеси газа и воздуха. Из научной и специализированной литературы неясно, каковы пределы регулирования количества подаваемого воздуха, как будет изменяться температура газозвушной смеси в начале сжатия, насколько влияет на эту температуру поступление в цилиндр выпускных газов при обратной продувке, какое стехиометрическое соотношение необходимо обеспечивать для устойчивого воспламенения газозвушной смеси от вспышки запального топлива.

Для решения поставленных вопросов необходимо разработать математическую модель рабочих процессов в силовой установке тепловоза, позволяющую имитировать способы регулирования газообмена при разных режимах работы дизеля.

Математическая модель. В данной статье рассмотрено математическое моделирование процессов в газозвушном тракте на примере дизелей 1-ПД4Д и 16ЧН26/26 при дросселировании воздуха на входе в дизель после охладителя наддувочного воздуха с целью оценки параметров рабочего тела в цилиндре в начале сжатия, показателей работы турбокомпрессора, параметров рабочего тела перед турбиной турбокомпрессора и на выходе из глушителя.

Предлагаемая методика создана на основе разработанной в Московском институте инженеров

■ E-mail: kossova.lidiya@vniizht.ru (Л. Е. Коссова)

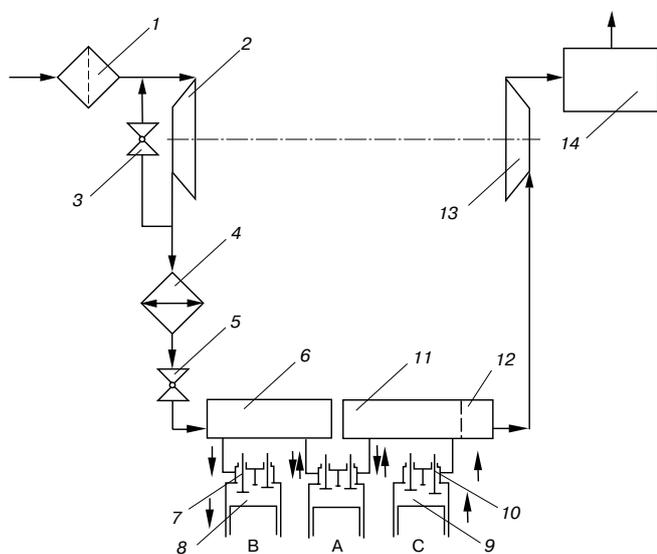


Рис. 1. Расчетная схема газозвушного тракта дизеля 1-ПД4Д:
 1 — фильтр; 2 — компрессор; 3 — клапан перепуска воздуха;
 4 — охладитель наддувочного воздуха; 5 — дроссельная заслонка;
 6 — впускной коллектор; 7 — впускной клапан; 8 — объем цилиндра
 в конце наполнения; 9 — объем цилиндра в начале выпуска;
 10 — выпускной клапан; 11 — выпускной коллектор; 12 — выпускной
 коллектор после условной диафрагмы; 13 — турбина; 14 — глушитель;
 А — продувка; В — наполнение; С — принудительный выпуск

Fig. 1. Design diagram of the 1-PD4D diesel gas-air duct:

1 — filter; 2 — compressor; 3 — air bypass valve; 4 — charge air cooler;
 5 — throttle valve; 6 — intake manifold; 7 — inlet valve; 8 — volume
 of the cylinder at the end of filling; 9 — the volume of the cylinder
 at the beginning of the release; 10 — exhaust valve; 11 — exhaust
 manifold; 12 — exhaust manifold after the conventional diaphragm;
 13 — turbine; 14 — muffler; А — blowdown; В — filling; С — forced
 release

транспорта (МИИТ) математической модели расчета показателей работы дизель-генератора тепловоза при работе на установившихся режимах и в переходных процессах [4]. Особенность разработанной в МИИТ методики заключается в том, что для системы дифференциальных уравнений, описывающих временное изменение состояния силовой установки тепловоза (частоты вращения коленчатого вала и ротора турбокомпрессора, температуры деталей и других показателей, зависящих от времени), на каждом шаге интегрирования определяются параметры состояния рабочего тела двигателя в его газозвушном тракте и связанных агрегатах. Суть предлагаемой методики заключается в том, что на границе интервалов интегрирования дифференциальных уравнений, считая постоянными показатели, изменяющиеся во времени, находят зависимости параметров рабочего тела (воздуха и выпускных газов) от его расхода в элементах газозвушного тракта и в цилиндрах двигателя. В отличие от общепринятых методик [5, 6], процессы наполнения и выпуска рассматриваются раздельно (как самостоятельные процессы).

Схема расчета процессов газообмена в двигателе показана на рис. 1.

В нашей расчетной схеме, как и в [6, 7, 8], были введены клапан перепуска воздуха 3 и дроссельная заслонка 5. Система алгебраических уравнений, описывающих начальные условия, дополнена уравнениями состояния рабочего тела во вновь введенных устройствах и уравнениями, описывающими процессы наполнения и выпуска. Рабочее тело после компрессора попадает в дроссельную заслонку 5, далее — во впускной коллектор 6. Считаем, что температура воздуха при изменении давления в дроссельной заслонке

$$P_{is} = \frac{1}{\frac{RT_4 G_v^2 (k-1)}{mf_5^2 F_5^2 P_4^2 2k} + 1}; \quad (1)$$

$$P_5 = P_4 P_{is}; \quad (2)$$

$$T_5 = T_4,$$

где G_v — расход воздуха на входе в двигатель, кг/с; P_4 , P_5 — давления после охладителя воздуха 4 и дроссельной заслонки 5, Па; T_4 , T_5 — температура после охладителя воздуха и дроссельной заслонки, К; $mf_5 F_5$ — эффективное сечение в дроссельной заслонке, м²; k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Процессы продувки (впускной и выпускной клапаны открыты) и наполнения.

В нашей методике основные изменения по сравнению с базовой касаются уточнений при рассмотрении процессов газообмена (впуска, выпуска и продувки). Приняты следующие допущения:

- процессы теплообмена между стенками цилиндра и рабочим телом не учитываются;
- в период запаздывания закрытия впускного клапана, предварительного открытия выпускного клапана и за время перекрытия впускного и выпускного клапанов перемещение поршня не учитывается;
- при прямой продувке ($P_6 > P_{11}$) конечное давление в цилиндре (камере сжатия) перед тактом наполнения соответствует давлению во впускном коллекторе P_6 , а при обратной продувке ($P_6 < P_{11}$) — давлению в выпускном коллекторе P_{11} ;
- при прямой и обратной продувке в цилиндре происходит полное перемешивание поступающего рабочего тела с рабочим телом, находящимся после процесса выпуска;
- в результате работы в процессе наполнения и в процессе принудительного выпуска температура рабочего тела изменяется в зависимости от направления работы (понижается при впуске и повышается при выпуске).

Прямая продувка. Согласно допущению количество, температура и давление рабочего тела в начале процесса наполнения соответствуют параметрам рабочего тела, рассчитанным в конце выпуска на предыдущем шаге интегрирования. Рабочее тело перетекает из впускного коллектора *b* в цилиндр, перемешивается с остаточными газами и перетекает в выпускной коллектор *11*. Принимаем, что массовый расход рабочего тела при прямой продувке определяется эффективным сечением во впускном клапане *7*, плотностью воздуха во впускном коллекторе *b* и перепадом давлений P_6/P_{11}

$$G_{prod} = mf_7 F_7 \rho_0 \sqrt{2R T_6 \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_6}{P_{11}} - 1 \right)}, \text{ кг/с}, \quad (3)$$

где $mf_7 F_7$ — среднее эффективное сечение впускного и выпускного клапанов при прямой продувке, м²; ρ_0 — плотность рабочего тела, кг/м³; T_6 — температура во впускном коллекторе, К.

Массу рабочего тела, перетекающего из впускного коллектора за время продувки, найдем по формуле

$$M_{prod} = G_{prod} f_p \frac{2\pi}{W_d 720}, \text{ кг}, \quad (4)$$

где f_p — угол одновременного открытия (перекрытия) клапанов в градусах поворота коленчатого вала, рад; W_d — частота вращения коленчатого вала, рад/с.

Температуру рабочего тела в цилиндре в конце продувки (в начале наполнения) определим по балансу теплоты, считая перемешивание воздуха и остаточных газов достаточно полным

$$T_7 = \frac{M_9 C_p T_{11} + M_{prod} C_p T_6}{M_9 C_p + M_{prod} C_p}, \quad (5)$$

где M_9 — масса рабочего тела в цилиндре в конце принудительного выпуска, кг; C_p — теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении, Дж/(кг·К); T_{11} — температура в выпускном коллекторе, К.

Определяем массу рабочего тела в цилиндре в начале наполнения, считая давление за впускным клапаном P_7 равным P_6

$$M_7 = \frac{V}{\varepsilon - 1} \frac{P_7}{RT_7}, \quad (6)$$

где V — рабочий объем цилиндра, м³; ε — степень сжатия.

Определим массу рабочего тела, поступающего при продувке одного цилиндра в выпускной коллектор M_p и его расход через все цилиндры при продувке G_{prod}

$$M_p = M_{prod} - (M_7 - M_9); \quad (7)$$

$$G_{prod} = \frac{M_p N_n W_d}{2\pi\tau}, \quad (8)$$

где N_n — число цилиндров двигателя; τ — коэффициент тактности двигателя.

Обратная продувка. Принимаем, что при обратной продувке рабочее тело попадает во впускной коллектор *b* как из дроссельной заслонки *5*, так и из выпускного коллектора *11*. Температура рабочего тела во впускном коллекторе определяется по балансу теплоты в соответствии с расходами рабочего тела через дроссельную заслонку *5* и из цилиндра, считая температуру в выпускном коллекторе известной из расчета на предыдущем шаге интегрирования.

Массовый расход рабочего тела и его параметры в цилиндре в начале продувки равны массовому расходу и параметрам в конце выпуска ($M_7 = M_9, T_7 = T_{11}, P_7 = P_{11}$):

$$G_{prod} = mf_7 F_7 \rho_0 \sqrt{2R T_7 \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_7}{P_6} - 1 \right)}, \text{ кг/с}. \quad (9)$$

Массу и расход рабочего тела, перетекающего из выпускного коллектора за время продувки, найдем по формулам

$$M_p = G_{prod} f_p \frac{2\pi}{W_d 720}; \quad (10)$$

$$G_{pro} = \frac{G_{prod} f_p N_n}{720\tau}. \quad (11)$$

По балансу теплоты определим температуру во впускном коллекторе

$$T_6 = \frac{G_v T_5 + G_{pro} T_{11}}{G_v + G_{pro}}. \quad (12)$$

Определяем массу рабочего тела в цилиндре в начале наполнения по формуле (6).

Наполнение. Схематично процесс наполнения представлен на рис. 2.

Будем считать, что в ходе такта наполнения при прямой (рис. 2, *a*) и обратной продувке (рис. 2, *б*) рабочее тело поступает в цилиндр из впускного коллектора с температурой T_6 и с давлением P_7 , уменьшенным по сравнению с давлением P_6 на потери давления в сечении клапана

$$P_{i6} = \frac{1}{\frac{R T_6 G_7^2 (k-1)}{mf_6^2 F_6^2 P_6^2 2k} + 1}; \quad (13)$$

$$P_7 = P_6 P_{i6}, \quad (14)$$

где $mf_6 F_6$ — эффективное сечение во впускном коллекторе, м²; G_7 — расход воздуха при наполнении, кг/с.

При ходе поршня от ВМТ к НМТ в процессе наполнения поступающее рабочее тело совершает работу, связанную с перемещением поршня при постоянном давлении. Вычислим массу рабочего тела,

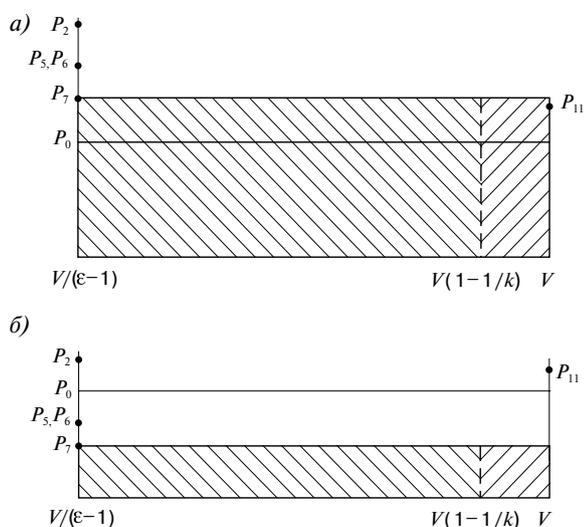


Рис. 2. Расчетная схема процесса наполнения при прямой (а) и обратной (б) продувке:

P_0 — атмосферное давление; P_2 — давление после компрессора; P_5, P_6 — давление после дроссельной заслонки и во впускном коллекторе; P_7 — давление за впускным клапаном; P_{11} — давление в выпускном коллекторе; $V/(\varepsilon-1)$ — объем камеры сжатия; $V(1-1/k)$ — условный объем, который займет рабочее тело после охлаждения из-за работы на такте наполнения

Fig. 2. Calculation diagram of the filling process with direct (a) and reverse (b) blowdown:

P_0 — atmospheric pressure; P_2 — pressure after the compressor; P_5, P_6 — pressure after the throttle valve and in the intake manifold; P_7 — pressure behind the inlet valve; P_{11} — pressure in the exhaust manifold; $V/(\varepsilon-1)$ — volume of the compression chamber; $V(1-1/k)$ — conditional volume that the working fluid will occupy after cooling due to work on the filling stroke

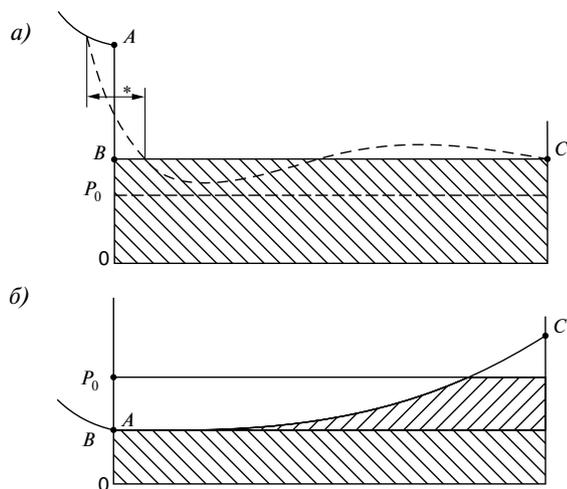


Рис. 3. Расчетная схема процессов выпуска:

а — при давлении в конце расширения выше давления в выпускном коллекторе; б — при давлении в конце расширения ниже давления в выпускном коллекторе; А — давление в конце расширения; В — давление в цилиндре; С — давление в выпускном коллекторе. *Границы свободного выпуска реального процесса

Fig. 3. Calculation diagram of the release processes:

а — when the pressure at the end of the expansion is higher than the pressure in the exhaust manifold; б — when the pressure at the end of the expansion is lower than the pressure in the exhaust manifold; А — pressure at the end of the expansion; В — pressure in the cylinder; С — pressure in the exhaust manifold. *Limits of open exhaust of a real process.

Dashed line — real process, solid line — settlement process

совершающего эту работу, и его температуру после выполнения этой работы

$$M_{81} = \frac{VP_7}{RT_7}; \tag{15}$$

$$T_{81} = T_7 - \frac{P_7V}{C_p M_{81}}. \tag{16}$$

Подставив в формулу (17) $C_p = \frac{k}{(k-1)R}$, получим

$$T_{81} = T_7 \frac{1}{k}. \tag{17}$$

Объем, который займет M_{81} , определим по формуле

$$V_{81} = V \frac{T_{81}}{T_7} = V \frac{1}{k}. \tag{18}$$

Освободившийся объем будет заполнен свежим зарядом, массу рабочего тела при дозарядке найдем по формуле

$$M_d = \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{VP_7}{RT_7}. \tag{19}$$

Масса рабочего тела в цилиндре в конце наполнения будет равна

$$M_a = M_7 + M_{81} + M_d. \tag{20}$$

В соответствии с балансом теплоты, пренебрегая ее передачей от стенок цилиндра к свежему заряду, определим температуру рабочего тела в начале сжатия

$$T_a = \frac{M_7 T_7 + M_d T_6 + M_{81} T_{81}}{M_a}. \tag{21}$$

Как следует из вышесказанного, мы предлагаем считать «дозарядкой» при наполнении процесс дополнительного заполнения цилиндра рабочим телом за счет объема, освобождающегося при охлаждении рабочего тела в процессе совершаемой положительной работы. Конечно, наш расчет схематичен и не претендует на большую точность, но тем не менее позволяет понять суть происходящего.

Свободный и принудительный выпуск. Схематически процессы свободного и принудительного выпуска представлены на рис. 3 (реальный процесс изображен пунктирной линией, расчетный процесс — сплошной).

Рассмотрим процесс, изображенный на рис. 3, а. Давление в конце расширения в рабочем цикле (точка А) больше давления в выпускном коллекторе (точка С). Линия АВ — свободный выпуск, линия ВС — принудительный. Принято, что в процессе АВ снижается давление рабочего тела без снижения его температуры. В соответствии с изменением давления часть массы рабочего тела в виде короткого импульса

M_{9i} перетекает в выпускной коллектор *11* к турбине *13* (рис. 1). Принимаем, что продолжительность импульса соответствует времени предварительного открытия выпускного клапана. В процессе *BC* поршень выталкивает рабочее тело, совершая работу при постоянном давлении.

При давлении рабочего тела в конце расширения ниже давления в выпускном коллекторе (рис. 3, б), что может быть при дросселировании или в отключенном цилиндре, процесс меняется. Так как выпускной клапан в этот момент времени уже открыт, часть рабочего тела будет перетекать из выпускного коллектора в цилиндр. В наших расчетах этот процесс не учитывался и давление в цилиндре принималось равным давлению в конце сжатия. В процессе *BC* поршень выталкивает рабочее тело при постоянном давлении и совершает работу адиабатического сжатия до давления в выпускном коллекторе.

Масса рабочего тела в цилиндре в начале открытия выпускного клапана соответствует массе в начале сжатия с учетом цикловой подачи топлива

$$M_9 = M_a + q_z. \quad (22)$$

где q_z — цикловая подача топлива, кг.

По тепловому балансу вычисляем температуру в цилиндре в рабочем цикле в конце расширения T_9 (давление в точке *A*, рис. 3)

$$T_9 = T_a + \frac{H_u q_z (1 - N_{kpd} - et - cnt)}{C_p M_9}, \quad (23)$$

где H_u — низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; N_{kpd} — индикаторный коэффициент полезного действия; et — коэффициент использования теплоты; cnt — коэффициент недожога топлива.

Давление в конце расширения определим по следующей формуле:

$$P_9 = M_9 R \frac{T_9 (\varepsilon - 1)}{V \varepsilon}. \quad (24)$$

В зависимости от соотношения давлений в цилиндре и коллекторе процессы выпуска будут отличаться.

При давлении в цилиндре (точка *A*, рис. 3, а) выше давления в выпускном коллекторе (точка *C*) масса рабочего тела, вытекающего из цилиндра при свободном выпуске в виде короткого импульса, будет равна

$$M_{9i} = M_9 \frac{P_A}{P_B}. \quad (25)$$

Определим массу рабочего тела, участвующую в принудительном выпуске, по формуле

$$M_{9r} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} (M_9 - M_{9i}) = M_9 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left(1 - \frac{P_{10}}{P_9} \right), \quad (26)$$

где P_9 и P_{10} — давление в цилиндре и на выходе из цилиндра соответственно, Па.

Определим изменение энтальпии рабочего тела при принудительном выпуске за счет работы выталкивания

$$L_9 = \frac{P_{10} V}{M_{9r}}. \quad (27)$$

Повышение температуры массы M_9 при работе выталкивания рассчитывается по формуле

$$T_{10} = T_9 + \frac{L_9}{C_p}. \quad (28)$$

В зависимости от направления продувки по балансу теплоты определим температуру в коллекторе:

$$\text{при } P_6 > P_{11} \quad T_{11} = \frac{M_{9r} T_{10} + M_p T_6 + M_{9i} T_9}{M_9 + M_p}; \quad (29)$$

$$\text{при } P_6 < P_{11} \quad T_{11} = T_{10}.$$

В случае когда давление в цилиндре в конце расширения ниже давления в выпускном коллекторе, принимаем, что давление в цилиндре равно давлению в конце расширения. Тогда массу рабочего тела в цилиндре при выталкивании можно определить по формуле (22).

Работу выталкивания и адиабатического сжатия в процессе *AC* (рис. 3, б) определим по формуле (30), а повышение температуры рабочего тела, поступающего в выпускной коллектор, — по формуле (28).

$$L_9 = \frac{P_9 V \varepsilon}{M_9 (\varepsilon - 1)} + C_p T_9 \left(\frac{P_{11}}{P_9}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (30)$$

Определение давления, температуры и расхода рабочего тела по всему тракту дизеля производится так же, как в методике [4].

Некоторые результаты расчетов. Для расчета показателей работы дизелей 1-ПД4Д и 16ЧН26/26 при работе на номинальном режиме и на режимах холостого хода описанные выше положения методики реализованы на языке программирования Delphi. В качестве примера расчетных исследований в табл. 1 приведены показатели работы дизеля 1-ПД4Д при номинальной мощности и на холостом ходу в зависимости от степени дросселирования воздуха на входе во впускной коллектор и числа работающих цилиндров. В табл. 2 приведены результаты расчетов показателей работы дизеля 16ЧН26/26. Расчеты проведены при температуре и давлении наружного воздуха 293 К и 101,3 кПа соответственно. Принято, что температура воды на входе в охладитель наддувочного воздуха при работе дизелей на холостом ходу равна 320 К.

Как и в исходной методике, условием окончания расчета принято равенство единице произведения

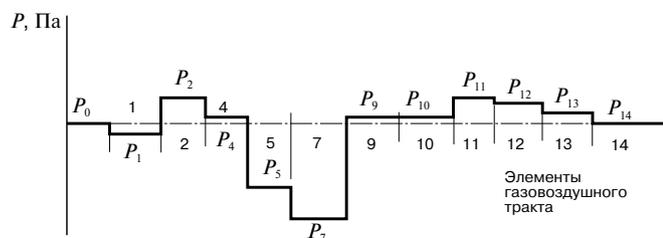


Рис. 4. Давление в элементах газозвдушного тракта дизеля 1-ПД4Д при дросселировании воздуха на входе в двигатель: P_1 — после фильтра; P_2 — за компрессором; P_4 — на выходе из охладителя наддувочного воздуха; P_5 — после дроссельной заслонки; P_7 — за впускным клапаном; P_9 — в цилиндре; P_{10} — на выходе из цилиндра; P_{11} , P_{12} — в выпускном коллекторе; P_{13} — за турбиной; P_{14} — на выходе из глушителя

Fig. 4. Pressure in the elements of the gas-air duct of the 1-PD4D diesel engine with air throttling at the engine inlet: P_1 — after the filter; P_2 — behind the compressor; P_4 — at the outlet of the charge air cooler; P_5 — after the throttle valve; P_7 — behind the inlet valve; P_9 — in the cylinder; P_{10} — at the exit from the cylinder; P_{11} , P_{12} — in the exhaust manifold; P_{13} — behind the turbine; P_{14} — at the outlet of the muffler

всех перепадов давлений по газозвдушному тракту двигателя. На рис. 4 в качестве примера показано изменение давления по газозвдушному тракту дизеля 1-ПД4Д на холостом ходу при частоте вращения коленчатого вала 26 рад/с и сечении в дроссельной заслонке, равном 0,0005 м².

Как видно из рис. 4, при выбранном режиме работы и дросселировании давление в цилиндре P_9 в конце расширения оказывается ниже, чем давление в выпускном коллекторе P_{11} . Поэтому при принудительном выпуске к работе при постоянном давлении добавляется работа адиабатического сжатия от давления в цилиндре в конце расширения до давления в выпускном коллекторе.

По приведенным в табл. 1 и 2 результатам расчета показателей работы дизелей можно сделать следующие выводы:

- температура рабочего тела в цилиндре в начале сжатия ниже температуры во впускном коллекторе на

Таблица 1

Влияние дросселирования на показатели работы дизеля 1-ПД4Д

Table 1

Influence of throttling on the performance of the 1-PD4D diesel engine

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Сечение в дроссельной заслонке, м ² , режимы		
			0,014, номинальный	0,008, холостой ход	0,0005, холостой ход
1	Частота вращения коленчатого вала	рад/с	78,53	26	26
2	Расход топлива	кг/ч	185,04	6,01	5,69
3	Эффективная мощность	кВт	882	0	0
4	Расход воздуха	кг/с	2	0,442	0,212
5	Давление во впускном коллекторе	кПа	163,7	98,2	36,8
6	Температура во впускном коллекторе	К	353	321	337
Наполнение					
7	Давление в конце наполнения*	кПа	157,4	95,1	34,5
8	Работа, совершаемая при наполнении*	кДж	106,5	92,0	96,6
9	Температура в конце наполнения*	К	265	229	241
10	Масса дозарядки	г	11	77	27
11	Масса в начале сжатия*	г	52,1	36,8	13,4
12	Температура в начале сжатия*	К	299	257	289
Выпуск					
13	Температура в конце расширения	К	703	307	411
14	Давление в конце расширения	кПа	381,7	115,1	56,6
15	Давление в выпускном коллекторе	кПа	163,7	105,7	101,6
16	Работа, совершаемая при выпуске*	кДж	110,9	102,8	284,7
17	Температура перед турбиной	К	766	388	519
18	Мощность механических потерь	кВт	239,6	17,4	22,3
19	Коэффициент избытка воздуха	—	2,53	17,99	6,60
20	Индикаторный КПД	—	0,46	0,25	0,33

* в цилиндре.

Таблица 2

Влияние дросселирования на показатели работы дизеля 16ЧН26/26

Table 2

Influence of throttling on the performance of the diesel engine 16ChN26/26

№ п/п	Наименование показателя	Единица измерения	Сечение в дроссельной заслонке, м ² , режимы		
			0,015, номинальный	0,009, холостой ход	0,0025, холостой ход
1	Частота вращения коленчатого вала	рад/с	104,7	36,6	36,6
2	Расход топлива	кг/ч	540,0	13,0	11,0
3	Эффективная мощность	кВт	2651,0	3,7	2,7
4	Расход воздуха	кг/с	5,00	0,90	0,65
5	Давление во впускном коллекторе	кПа	275,4	101,2	61,5
6	Температура во впускном коллекторе	К	380,0	337,5	359,6
Наполнение					
7	Давление в конце наполнения*	кПа	257,4	86,8	41,8
8	Работа, совершаемая при наполнении*	кДж	131,2	89,6	142,0
9	Температура в конце наполнения*	К	271,4	241,0	256,8
10	Масса дозарядки	г	9,9	4,1	2,3
11	Масса в начале сжатия*	г	39,2	19,5	11,5
12	Температура в начале сжатия*	К	311,0	270,8	291,2
Выпуск					
13	Температура в конце расширения	К	719,9	359,1	420,6
14	Давление в конце расширения	кПа	559,1	135,5	93,8
15	Давление в выпускном коллекторе	кПа	254,8	103,9	101,7
16	Работа, совершаемая при выпуске*	кДж	172,7	99,5	171,2
17	Температура перед турбиной	К	759,6	432,2	523,5
18	Мощность механических потерь	кВт	387,4	34,8	36,4
19	Коэффициент избытка воздуха	—	2,30	16,23	9,57
20	Индикаторный КПД	—	0,47	0,25	0,30

* в цилиндре.

50–60 К, что необходимо учитывать при оценке надежного воспламенения запального топлива;

- при работе дизелей под нагрузкой температура рабочего тела перед турбиной турбокомпрессора выше температуры на выходе из цилиндров на 40–60 К из-за работы выталкивания при принудительном выпуске;

- при работе на холостом ходу в обоих дизелях происходит обратная продувка, так как давление во впускном коллекторе ниже, чем давление в выпускном;

- вследствие работы, выполняемой рабочим телом на такте наполнения, происходит его охлаждение и «дозарядка» (дополнительное наполнение) цилиндра за счет разности объемов рабочего тела до и после охлаждения;

- при увеличении степени дросселирования давление в конце расширения может оказаться ниже давления в выпускном коллекторе, и тогда вместо свободного выпуска в цилиндре кроме принудительного выпуска совершается дополнительная работа

сжатия от давления в конце расширения до давления в выпускном коллекторе, что приводит к повышению температуры рабочего тела перед турбиной и увеличению работы газообмена.

Заключение. Приведенные результаты носят предварительный характер, не учитывают процессы теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра и будут уточняться в дальнейших исследованиях, однако они позволяют сделать определенные выводы:

- при дросселировании воздуха на входе в дизель не удастся снизить стехиометрическое соотношение до требуемой ГОСТ Р 56286–2014 величины. По-видимому, необходимо кроме дросселирования применять отключение цилиндров;

- при дросселировании воздуха на входе в дизель нет необходимости в применении перепуска воздуха в компрессоре, так как мощность турбины падает и никакой угрозы наступления режима помпажа не существует;

• при наличии охладителя наддувочного воздуха и высокой температуре охлаждающей жидкости на всех режимах работы в конце сжатия обеспечивается температура, необходимая для самовоспламенения запального топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гапанович В.А. Внедрение газомоторных локомотивов в ОАО «РЖД» // Железнодорожный транспорт. 2017. № 9. С. 35–38.
2. Фофанов Г.А. Природный газ — моторное топливо для тепловозов // Железные дороги мира. 2006. № 7. С. 43–48.
3. ГОСТ Р 56286–2014. Локомотивы маневровые, работающие на сжиженном природном газе. Общие технические требования (с поправками): нац. стандарт Российской Федерации: утв. и введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 26 нояб. 2014 г. № 1928-ст: дата введения: 2015-05-01. М.: Стандартинформ, 2019. 30 с.
4. Коссов Е.Е., Сухопаров С.И. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов. М.: Интекст, 1999. 184 с.
5. Орлин А.С., Круглов М.Г. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
6. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. М.: Машиностроение, 1964. 248 с.

7. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания / пер. с нем. В.И. Федышина; ред. Н.Н. Иванченко. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1978. 263 с.

8. Рыжов В.А. Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухообеспечения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. М.: МГТУ им. Баумана, 2018. 325 с.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

КОССОВ Евгений Евгеньевич,

д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник, АО «ВНИИЖТ»

АСАБИН Виталий Викторович,

канд. техн. наук, доцент, первый проректор ФГБОУ ВО «СамГУПС»

СИЛЮТА Анатолий Геннадьевич,

канд. техн. наук, заведующий лабораторией, АО «ВНИИЖТ»

ЖУРАВЛЕВ Андрей Николаевич,

младший научный сотрудник, АО «ВНИИЖТ»

КОССОВА Лидия Евгеньевна,

младший научный сотрудник, АО «ВНИИЖТ»

Статья поступила в редакцию 23.07.2020 г., принята к публикации 07.09.2020 г.

Для цитирования: Некоторые аспекты применения газомоторного топлива на дизелях тепловозов / Е. Е. Коссов [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2020. Т. 79. № 5. С. 301–309. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-5-301-309>.

Some aspects of the use of natural gas motor fuel in diesel locomotives

E. E. KOSOV¹, V. V. ASABIN², A. G. SILYUTA¹, A. N. ZHURAVLEV¹, L. E. KOSSOVA¹

¹ Joint Stock Company “Railway Research Institute” (JSC “VNIIZHT”), Moscow, 129626, Russia

² Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education “Samara State Transport University” (FGBOU VO “SamGUPS”), Samara, 443066, Russia

Abstract. Due to the increase in the cost of diesel fuel, much attention is paid to the use of alternative types of fuel on diesel locomotives. Variants of using fuel obtained from coal, plants, gas fields and hydrogen are considered. Natural gas is the cheapest and most accessible today. The use of specially designed gas-piston engines on diesel locomotives, operating when the gas-air mixture is ignited from an external source, is the most attractive option. However, this approach has certain disadvantages:

- it is necessary to create a new engine, since the modernization of existing engines requires serious structural changes;
- gas piston engine operates essentially according to the Otto cycle and has lower efficiency and power indicators as compared to a diesel engine;
- when modernizing existing diesel locomotives, switching to the Otto cycle excludes the possibility of using diesel fuel.

Conversion of diesel locomotives to gas fuel must be carried out using the gas-diesel cycle. This approach is most acceptable for the modernization of diesel locomotives of the existing fleet, since it preserves the thermal performance of the engine and makes it possible to transfer diesel locomotives back to opera-

tion on diesel fuel. The main obstacle to the transfer of diesel locomotives to the gas-diesel cycle is the low degree of replacement of diesel fuel with gas. This circumstance is determined by the significant difficulties in ensuring the operation of the engine in the gas-diesel cycle at low loads and idling. It is necessary to ensure a stable supply of ignition fuel in these modes and guaranteed ignition of the gas-air mixture from it. The solution to this problem is ensured by maintaining a given stoichiometric ratio in the gas-air mixture and a temperature sufficient to ignite the ignition portion of the fuel.

The main way to regulate the stoichiometric ratio is to reduce the amount of air entering the cylinders by throttling it at the engine inlet. This article discusses the methodology for calculating the performance of the engine when throttling the air inlet.

Keywords: diesel locomotive; diesel; gas engine fuel; processes; throttling; slowdown; filling; performance; temperature; recharge; free release; forced release; turbine; power of mechanical losses

DOI: <https://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-5-301-309>

REFERENCES

1. Gapanovich V.A. *Vnedrenie gazomotornykh lokomotivov v OAO "RZhD"* [Implementation of gas engine locomotives in JSC "Russian Railways"]. *Zheleznodorozhnyy transport*, 2017, no. 9, pp. 35–38.
2. Fofanov G.A. *Prirodnyy gaz — motornoe toplivo dlya teplovozzovov* [Natural gas — motor fuel for diesel locomotives]. *Rail International*, 2006, no. 7, pp. 43–48.
3. GOST R 56286–2014. *Shunting locomotives running on liquefied natural gas. General technical requirements (as amended): nat. standard of the Russian Federation*. Approved and put into effect by order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology dated 26 November, 2014 No. 1928-st. Moscow, Standartinform Publ., 2019, 30 p. (in Russ.).
4. Kossov E. E., Sukhoparov S. I. *Optimizatsiya rezhimov raboty teplovozznykh dizel'-generatorov* [Optimization of operating modes of diesel generators]. Moscow, Intext Publ., 1999, 184 p.
5. Orlin A. S., Kruglov M. G. *Teoriya porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley* [Theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983, 372 p.
6. Simson A. E. *Gazoturbinnyy nadduv dizeley* [Gas turbine supercharging of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964, 248 p.
7. Tsinner K., Fedyshina V., Ivanchenko N. *Nadduv dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Pressurization of internal combustion engines]. St. Petersburg, Mashinostroenie Publ., 1978, 263 p.

■ E-mail: kossova.lidiya@vniizht.ru (L. E. Kossova)

8. Ryzhov V.A. *Sovershenstvovanie kharakteristik forsirovannykh sredneoborotnykh dvigateley dvoynogo naznacheniya sredstvami toplivopodachi i vozdukhosnabzheniya. Avtoref. dis. ... d-ra tekhn. nauk* [Improving the characteristics of forced medium-speed dual-purpose engines by means of fuel supply and air supply. Dr. tech. sci. dis. synopsis]. Moscow, MG TU im. Baumana Publ., 2018, 325 p.

ABOUT THE AUTHORS

Evgeniy E. KOSSOV,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, JSC "VNIIZHT"

Vitaliy V. ASABIN,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, First Vice-Rector
FGBOU VO "SamGUPS"

Anatoliy G. SILYUTA,

Cand. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory, JSC "VNIIZHT"

Andrey N. ZHURAVLEV,

Junior Researcher, JSC "VNIIZHT"

Lidiya E. KOSSOVA,

Junior Researcher, JSC "VNIIZHT"

Received 23.07.2020

Accepted 07.09.2020

For citation: Kossov E. E., Asabin V. V., Silyuta A. G., Zhuravlev A. N., Kossova L. E. Some aspects of the use of natural gas motor fuel in diesel locomotives // VNIIZHT Scientific Journal. 2020. 79 (5): 301–309 (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-5-301-309>.

«Вестник ВНИИЖТ» ГДЕ подписаться?

Подписку на научно-технический журнал «Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» («Вестник ВНИИЖТ») можно оформить в любом почтовом отделении связи по Объединенному каталогу «Пресса России», том 1 или агентствах по распространению печатных изданий «Урал-Пресс», АРЗИ и др.

Подписной индекс журнала — 70116.

Также можно оформить подписку (годовую и полугодовую) на договорных условиях в редакции. Адрес редакции журнала: 129626, Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, тел.: +7 (499) 260-43-19, факс: +7 (499) 262-00-70, E-mail: journal@vniizht.ru. Информация о подписке размещена на сайте журнала www.journal-vniizht.ru.

Подписчики стран ближнего и дальнего зарубежья могут оформить подписку на журнал «Вестник ВНИИЖТ» в агентстве «Урал-Пресс» (Ural-Press, export@ural-press.ru).