

Энергетика и электротехника

УДК 621.43:629.3

doi: 10.18698/0536-1044-2023-11-61-70

Математическая модель процесса холодной прокрутки многоцилиндрового дизеля

В.В. Грачев¹, А.В. Грищенко¹, Ф.Ю. Базилевский¹,
М.В. Федотов², М.Н. Панченко¹

¹ Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I

² Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава

Mathematical model of the multi-cylinder diesel engine dry starting process

V.V. Grachev¹, A.V. Grischenko¹, F.Y. Bazilevsky¹,
M.V. Fedotov², M.N. Panchenko¹

¹ Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University

² Design and Technological Institute of the Rolling Stock

Характерной особенностью большинства высокооборотных дизельных двигателей небольшой размерности является отсутствие индикаторных кранов для подключения средств измерения внутрицилиндрового давления, что исключает возможность использования для контроля их технического состояния методов диагностики, основанных на анализе индикаторных диаграмм рабочего процесса. Это обстоятельство обуславливает актуальность разработки других способов контроля технического состояния цилиндропоршневой группы транспортных дизельных двигателей. Многие из таких способов базируются на визуальном анализе кривых изменения тока стартера или (реже) мгновенной угловой скорости вращения коленчатого вала в период прокрутки. Разработка алгоритмов автоматической диагностики невозможна без предварительного исследования процесса холодной прокрутки дизельного двигателя на развернутой математической модели с целью установления влияния различных факторов на параметры кривых мгновенной угловой скорости коленчатого вала и силы тока стартерного электродвигателя. Предложена математическая модель процесса холодной прокрутки дизельного двигателя, включающая в себя три модели — рабочего процесса в цилиндре, движения коленчатого вала в период прокрутки и электрической цепи стартерного электродвигателя. Проверка адекватности математической модели выполнена сравнением результатов моделирования и стендовых испытаний тепловозного дизеля Д50. Установлено, что погрешность моделирования давления воздуха в цилиндре не превышает 6,5 %, а изменения мгновенной скорости и силы тока стартерного электродвигателя — 2 %. Разработанную модель можно использовать для решения широкого круга задач, связанных с контролем состояния цилиндропоршневой группы дизельного двигателя в период предпусковой холодной прокрутки.

Ключевые слова: мгновенная угловая скорость, ток стартерного электродвигателя, момент инерции, момент механических потерь, погрешность моделирования, относительное отклонение

Characteristic feature of most small high-speed diesel engines is the absence of indicator valves to connect the intra-cylinder pressure measurement means excluding the possibility of using diagnostic methods based on the working process indicator diagrams analysis to monitor their technical condition. This circumstance determines the relevance of developing the other methods to monitor technical condition of the cylinder-piston group in the transport diesel engines. Many of these methods are based on visual analysis of the starter current alteration curves or (less commonly) the crankshaft instantaneous angular speed during the dry starting. Development of the automatic diagnostic algorithms is impossible without a preliminary study of the diesel engine dry starting process using an expanded mathematical model to establish the influence of various factors on the curve parameters of the crankshaft instantaneous angular speed and the starter electric motor current. Mathematical model of the diesel engine dry starting process is proposed, it includes three models: working process in the cylinder, crankshaft motion during dry starting and starter motor electrical circuit. The mathematical model adequacy was verified by comparing results of simulation and bench tests of the D50 locomotive diesel. It was established that the cylinder pressure simulation error was not exceeding 6.5%, and the electric motor starter instantaneous speed and current was not exceeding 2%. The developed model could be introduced to solve a wide range of problems related to monitoring the cylinder-piston group state of a diesel engine during the pre-start dry starting.

Keywords: instantaneous angular speed, electric motor starter current, moment of inertia, mechanical loss moment, simulation error, relative deviation

Высокооборотные дизельные двигатели (далее дизели) небольшой размерности (с цилиндром диаметром до 210 мм) находят все более широкое применение как первичные дизели автономных локомотивов, большегрузных самосвалов и другой техники [1–3].

Характерной особенностью большей части таких дизелей является отсутствие индикаторных кранов для подключения средств измерения внутрицилиндрового давления. Это исключает возможность использования для контроля их технического состояния (ТС) методов диагностики, основанных на анализе индикаторных диаграмм рабочего процесса.

В то же время влияние ТС цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и связанных с ним утечек воздушного заряда из камеры сгорания на качество рабочего процесса возрастает с уменьшением рабочего объема цилиндра [4], а интенсивность износа рабочей поверхности втулок цилиндров и компрессионных колец поршней — с увеличением частоты вращения коленчатого вала (КВ), причем нелинейно [5].

Это обуславливает актуальность разработки других способов контроля ТС ЦПГ транспортных дизелей. Многие из таких способов основаны на анализе параметров сигналов мгновенной угловой скорости (МУС) КВ и силы тока стартерного электродвигателя (СЭД) в период холодной прокрутки КВ [6–9].

Анализ результатов стендовых испытаний дизеля Д50 (6ЧН31,8/33) в режиме холодной

прокрутки КВ, приведенных в работе [10], показал, что эти способы можно применять и для дизелей большей размерности, позволяя осуществлять оперативный контроль ТС ЦПГ цилиндров при эксплуатации.

В качестве диагностических параметров для такого контроля предложено использовать относительные отклонения средних значений угловой скорости КВ $\bar{\omega}_j^{\text{сп}}$ и силы тока СЭД $\bar{I}_j^{\text{сп}}$ на секторе поворота КВ (ПКВ) j -го цилиндра:

$$\bar{\omega}_j^{\text{сп}} = \frac{\omega_j^{\text{сп}}}{\omega_{\text{сп}}} - 1; \quad \bar{I}_j^{\text{сп}} = \frac{6I_j^{\text{сп}}}{\sum_{j=1}^{j=6} I_j^{\text{сп}}} - 1, \quad \text{с}^{-1}, \quad (1)$$

где j — номер цилиндра по порядку работы; $\omega_j^{\text{сп}}$ — среднее значение угловой скорости КВ на секторе угла ПКВ, соответствующем j -му цилиндру; $\omega_{\text{сп}}$ — среднецикловая угловая скорость КВ, с^{-1} ; $I_j^{\text{сп}}$ — среднее значение силы тока СЭД на секторе угла ПКВ, соответствующем j -му цилиндру, А.

С помощью параметров (1) можно вычислить диагностические признаки

$$\Delta \bar{\omega}_j^{\text{сп}} = (\bar{\omega}_j^{\text{сп}} - \bar{\omega}_{j+1}^{\text{сп}}); \quad \Delta \bar{I}_j^{\text{сп}} = (\bar{I}_{j+1}^{\text{сп}} - \bar{I}_j^{\text{сп}}). \quad (2)$$

Диагностическим критерием, характеризующим изменение текущего ТС ЦПГ j -го цилиндра относительно эталонного ТС, является увеличение значений признаков (2) в текущем ТС цилиндра.

Результаты холодной прокрутки КВ дизеля с открытыми индикаторными кранами, приве-

денные в работе [10], подтвердили эффективность предложенных диагностических признаков и критериев для выявления существенных утечек заряда из камеры сгорания цилиндров дизеля.

Вместе с тем полученные экспериментальные результаты не позволяют оценить возможность использования предложенного подхода к диагностированию ЦПГ цилиндров для решения задач прогнозирования изменения их ТС и определения остаточного ресурса.

Кроме того, предложенный в работе [10] подход к оценке ТС ЦПГ предполагает наличие информации о значениях признаков (2) в некотором эталонном состоянии цилиндра, что существенно ограничивает область его применения. Возможность оценки текущего состояния ТС ЦПГ без сравнения с эталонным ТС требует дополнительного исследования, так как помимо утечек заряда из камеры сгорания на тактах сжатия и расширения значения параметров (1) и признаков (2) определяются линейной величиной камер сжатия цилиндров и фазами газораспределения. Причем характер влияния этих конструктивных параметров дизеля на диагностические параметры (1) и признаки (2) отличается от такового для эквивалентного диаметра утечек.

Таким образом, для уточнения области применения предложенного в работе [10] подхода к диагностированию ЦПГ дизеля необходимо исследовать возможность использования параметров (1) и признаков (2) для прогнозирования изменения ТС ЦПГ и оценки ее остаточного ресурса, а также возможность оценки текущего ТС ЦПГ без информации об эталонном ТС.

Экспериментальный способ решения этих задач, особенно для дизеля большой размерности, сопряжен со значительными затратами материальных и временных ресурсов, необходимых для многократной переборки ЦПГ.

Более рациональным представляется использование для указанных исследований математической модели процесса холодной прокрутки КВ дизеля с последующей экспериментальной проверкой основных результатов.

Однако, в отличие от моделирования процессов в цилиндре работающего дизеля, которое широко применяют как при проектировании двигателей, так и при решении различных задач, связанных с их эксплуатацией, вопросам моделирования процессов холодной предпус-

ковой прокрутки КВ уделялось значительно меньше внимания.

Цель статьи — разработка модели холодной прокрутки КВ дизеля.

Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие задачи:

- разработка математической модели рабочего процесса в цилиндре дизеля при холодной прокрутке КВ;
- разработка математической модели процесса холодной прокрутки многоцилиндрового дизеля;
- проверка адекватности полученных моделей.

Математическая модель рабочего процесса в цилиндре дизеля в режиме холодной прокрутки КВ. Основные принципы построения модели рабочего процесса в цилиндре дизеля при его холодной прокрутке не отличаются от таковых для цилиндра работающего дизеля [4, 11, 12]. Вместе с тем существуют особенности процесса прокрутки КВ, которые как упрощают процесс моделирования, так и усложняют его.

Основными особенностями процесса прокрутки КВ являются:

- значительная неравномерность вращения КВ в процессе прокрутки, требующая учета изменения МУС КВ в течение рабочего цикла;
- низкие значения средней угловой скорости КВ, изменяющиеся в процессе прокрутки от нуля до 50 % средней частоты вращения в режиме холостого хода;
- примерное постоянство состава рабочего тела в цилиндре дизеля в течение всего цикла;
- небольшие мгновенные расходы воздуха, позволяющие пренебречь изменениями давления воздуха во впускном и выпускном коллекторах (при отсутствии воздушной заслонки во впускном коллекторе).

Две первые особенности процесса прокрутки КВ исключают возможность использования угла ПКВ в качестве аргумента системы уравнений модели, как это принято в большинстве моделей рабочего процесса работающего дизеля. Также они вынуждают рассматривать МУС КВ не как заданную константу, определяющую текущий режим работы дизеля, а как одну из неизвестных переменных модели.

Кроме того, поскольку диагностические признаки, определяемые в процессе холодной прокрутки КВ, основаны на сравнении процес-

сов изменения ТС рабочего тела в разных цилиндрах дизеля, при моделировании следует рассчитывать рабочий процесс во всех цилиндрах с учетом отличия их ТС.

Все это усложняет процесс моделирования по сравнению с таковым для работающего цилиндра.

В то же время две последние особенности процесса прокрутки КВ существенно его упрощают.

С учетом изложенного для моделирования приняты следующие допущения:

- рабочим телом всех цилиндров в течение всего процесса прокрутки КВ остается чистый воздух, которым также заполнены впускной и выпускной коллекторы;

- давление и температура воздуха во впускном и выпускном коллекторах, а также в камере остаются неизменными в течение всего процесса прокрутки КВ и равными давлению p_0 и температуре T_0 внешней среды;

- относительная влажность воздуха в цилиндрах и коллекторах дизеля остается неизменной и равной 60 % в течение всего процесса прокрутки КВ;

- температура стенок камер сгорания цилиндров $T_{ст}$ в режиме прокрутки КВ является постоянной и равной температуре внешней среды ($T_{ст} = T_0$);

- момент инерции КВ дизеля не зависит от угла его поворота.

В качестве аргумента уравнений модели использовано время t .

Состояние рабочего тела (воздуха) в цилиндре при холодной прокрутке КВ, как и в цилиндре работающего дизеля, на каждом шаге интегрирования dt описывается первым законом термодинамики

$$dQ = dU + dA \quad (3)$$

и основным уравнением состояния газа

$$pV = R_v G_{ц} T,$$

где dQ — количество тепловой энергии, подведенной к воздушному заряду цилиндра на шаге интегрирования; dU — величина изменения внутренней энергии воздушного заряда цилиндра на шаге интегрирования; p и T — текущие давление и температура воздуха в цилиндре, Па и К; V — текущий объем цилиндра, м³; R_v — газовая постоянная воздуха, Дж/(кг·К); $G_{ц}$ —

текущее количество воздуха в цилиндре, кг; dA — работа воздуха в цилиндре на шаге интегрирования, Дж.

Количество тепловой энергии, подведенной к воздушному заряду цилиндра на шаге интегрирования, определяется выражением

$$dQ = i_b (dG_{вп} + dG_{вып} - dG_{ут}) + dQ_{ст}, \text{ Дж.} \quad (4)$$

Здесь i_b — энтальпия воздуха во впускном и выпускном коллекторах, Дж/кг; $dG_{вп}$, $dG_{вып}$ и $dG_{ут}$ — величина изменения количества воздуха вследствие газообмена с впускным, выпускным коллекторами и утечек соответственно, кг; $dQ_{ст}$ — величина изменения количества тепловой энергии из-за теплообмена со стенками камеры сгорания,

$$dQ_{ст} = \alpha F_{ст} (T_{ст} - T) dt, \text{ Дж,}$$

где α — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $F_{ст}$ — поверхность теплообмена, м².

Величина изменения внутренней энергии воздушного заряда цилиндра на шаге интегрирования

$$dU = dG_{ц} c_v T + G_{ц} c_v dT, \text{ Дж,} \quad (5)$$

где $dG_{ц}$ — величина изменения количества воздуха в цилиндре в результате газообмена и утечек, кг; c_v — текущая изохорная теплоемкость воздуха в цилиндре, Дж/(кг·К).

Значения текущей изохорной теплоемкости воздуха в цилиндре c_v для текущей температуры T и энтальпии воздуха i_b для температуры T_0 определяются аппроксимацией табличных данных [13].

Величина изменения количества воздуха в цилиндре на шаге интегрирования

$$dG_{ц} = dG_{вп} + dG_{вып} + dG_{ут}, \text{ кг.} \quad (6)$$

Для вычисления величин $dG_{вп}$, $dG_{вып}$ и $dG_{ут}$ используют уравнение истечения газа

$$dG = \mu F \rho_1 c dt, \quad (7)$$

где μF — эффективная (с учетом коэффициента расхода) площадь проходного сечения клапанов или эквивалентная площадь утечек, м²; ρ_1 — плотность газа на входе в канал, кг/м³; c — скорость газа, м/с.

Работа воздуха в цилиндре на шаге интегрирования

$$dA = p dV, \text{ Дж.}$$

Здесь dV — величина изменения объема цилиндра за шаг интегрирования dt ,

$$dV = V_0 + v_n(\varphi) \frac{\pi D^2}{4} dt, \text{ м}^3,$$

где V_0 — объем камеры сжатия цилиндра, м^3 ; $v_n(\varphi)$ — мгновенное значение скорости поршня, соответствующее углу ПКВ φ , м/с ; D — диаметр цилиндра, м .

После преобразований уравнение (7) приобретает вид [4, 11]

$$dG = \text{sign} \mu F \frac{p_1}{\sqrt{R_B T_1}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} dt, \quad (8)$$

$$\text{sign} \mu F = \begin{cases} 1 & \text{при } p_2 = p; \\ -1 & \text{при } p_1 = p, \end{cases}$$

где p_1 и p_2 — давление источника и приемника потока, Па ; T_1 — температура источника, К ; k — показатель адиабаты воздуха.

С учетом выражений (3)–(5) величина изменения температуры воздуха в цилиндре на шаге интегрирования dt имеет вид

$$dT = \frac{i_{вз}(dG_{вп} + dG_{вып})}{GC_v} + \frac{\alpha(T_{ст} - T)dt - dG_{т}C_v T - pdV}{GC_v}. \quad (9)$$

Давление воздуха в цилиндре на шаге интегрирования dt

$$p = R_B \frac{(dG_{вп} + dG_{вып} + dG_{т})(T + dT)}{V + dV}. \quad (10)$$

Дифференциальные уравнения (6), (8)–(10) образуют систему описывающую процесс изменения состояния воздуха в цилиндре при изменении его объема dV , которое вызвано вращением кривошипа КВ.

Величина dV на шаге интегрирования определяется МУС КВ ω . Для ее расчета систему уравнений (6), (8)–(10) следует дополнить известным выражением, записанным на основе принципа Даламбера,

$$d\omega = \frac{1}{J} (M_{ст} - M_{\Sigma i} - M_{мех}) dt, \text{ с}^{-1}, \quad (11)$$

где J — момент инерции вращающихся масс поршневой машины, $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $M_{ст}$ — момент

СЭД, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{\Sigma i}$ — суммарный индикаторный момент цилиндров дизеля, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $M_{мех}$ — момент механических потерь в поршневой машине, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

При использовании в качестве СЭД двигателя постоянного тока с последовательным возбуждением его момент определяется выражением

$$M_{ст} = c_m k_{о.в} I^2 = c_{м.к} I^2, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где c_m — электромашинная постоянная СЭД, $\text{Н} \cdot \text{м}/(\text{А} \cdot \text{Вб})$; $k_{о.в}$ — коэффициент пропорциональности между током обмотки возбуждения и магнитным потоком, $\text{Вб}/\text{А}$; I — ток якоря СЭД, А ;

$$c_{м.к} = c_m k_{о.в} I^2.$$

Коэффициент $k_{о.в}$, определяемый количеством витков обмотки возбуждения дизеля, уточняют в процессе идентификации модели для определенного двигателя.

Суммарный индикаторный момент цилиндров дизеля при каждом положении КВ вычисляется как векторная сумма моментов тангенциальных сил [14], действующих на кривошипы КВ:

$$M_{\Sigma i} = \sum_{j=1}^6 T_j R = \pi R^3 \sum_{j=1}^6 \frac{p_{\Sigma j} \sin(\beta_j + \varphi_j)}{\cos \beta_j}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где T_j — момент тангенциальных сил j -го цилиндра; R — радиус кривошипа КВ, м ; $p_{\Sigma j}$ — удельная суммарная сила j -го цилиндра, $\text{Н}/\text{м}^2$,

$$p_{\Sigma j} = p^j + \frac{a_j M_{п}}{\pi R^2} - p_0$$

(p^j — давление в j -м цилиндре, $\text{Н}/\text{м}^2$; a_j — ускорение поршня j -го цилиндра, $\text{м}/\text{с}^2$; $M_{п}$ — масса поршня и части шатуна, кг);

β_j и φ_j — угол между осями шатуна и втулки и угол поворота кривошипа j -го цилиндра, рад .

Момент механических потерь в поршневой машине принимают пропорциональным угловой скорости КВ во второй степени:

$$M_{мех} = k_{мех} \omega^2,$$

где $k_{мех}$ — коэффициент, значение которого уточняют в процессе идентификации модели.

Изменение силы тока СЭД в процессе прокрутки описывается вторым уравнением Кирхгофа для мгновенных значений напряжения и тока

$$di = \frac{1}{L} [u_{AB} - i(c_{м.к}\omega i - r_{ст})] dt, \text{ А}, \quad (12)$$

где L — индуктивность обмоток СЭД, Гн; $u_{AB} = f(i)$ — напряжение стартерной аккумуляторной батареи, определяемое ее вольт-амперной разрядной характеристикой, В; $r_{ст}$ — омическое сопротивление цепи СЭД, Ом.

Значения параметров $r_{ст}$, L и $c_{м.к}$ определяют по паспортным данным СЭД, уточняя по результатам мониторинга параметров цепи СЭД в процессе опытных холодных прокруток.

Таким образом, процесс холодной прокрутки поршневой машины дизеля описывается системой дифференциальных уравнений (6), (8)–(10) для каждого из цилиндров, дополненной уравнениями (11) и (12) для поршневой машины в целом. Так, модель процесса холодной прокрутки шестицилиндрового дизеля содержит 26 дифференциальных уравнений.

Для решения системы уравнений модели можно использовать любой из численных методов решения систем обыкновенных линейных дифференциальных уравнений.

Проверка адекватности разработанной модели. Идентификацию значений параметров $k_{мех}$ и $c_{м.к}$, объема камеры сжатия V_{0j} и эквивалентной площади проходного сечения утечек цилиндров $\mu F_{утj}$ выполняли по результатам экспериментальных прокруток дизеля Д50 в составе дизель-генератора 2ДГ50 на испытательном стенде [10, 15]. В качестве СЭД исполь-

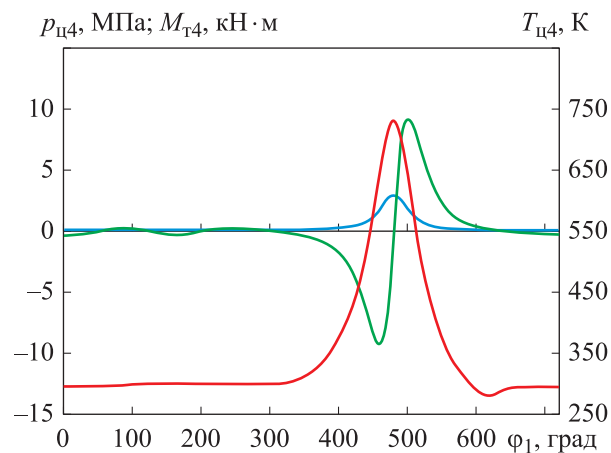


Рис. 1. Зависимости момента тангенциальной силы, действующей на четвертый кривошип КВ, $M_{т4}$ (—), давления воздуха $p_{ц4}$ (—) и его температуры $T_{ц4}$ (—) в четвертом цилиндре от угла поворота кривошипа первого цилиндра ϕ_1

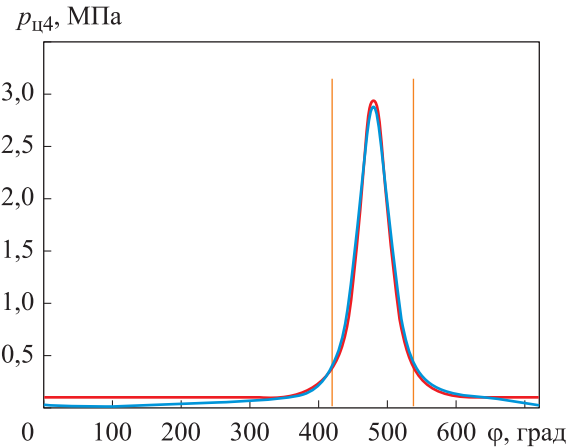


Рис. 2. Зависимости давления воздуха в четвертом цилиндре $p_{ц4}$ от угла ПКВ ϕ , полученные путем моделирования (—) и индицирования (—) в режиме холодной прокрутки КВ

зовали тяговый генератор МПТ 84/39 с пусковой обмоткой, питаемый от силового выпрямителя ВКСМ-1000-1-1 с напряжением холостого хода 60 В.

Индикаторные диаграммы четвертого цилиндра дизеля — зависимости давления воздуха $p_{ц4}$ и его температуры $T_{ц4}$ от угла поворота первого кривошипа ϕ_1 — приведены на рис. 1. Там же показана зависимость момента тангенциальной силы, действующий на четвертый кривошип, в установившемся режиме холодной прокрутки КВ со средней угловой скоростью $15,18 \text{ с}^{-1}$ от угла ϕ_1 .

Индикаторные диаграммы четвертого цилиндра дизеля — зависимости давления воздуха $p_{ц4}$ от угла ПКВ ϕ , полученные путем моделирования и индицирования в режиме холодной прокрутки КВ с использованием диагностического комплекса КДП «Магистраль», — приведены на рис. 2 [16].

Видно, что абсолютная разность между результатами моделирования и индицирования рабочего процесса цилиндра в информативной области диаграммы ($\pm 60^\circ$ ПКВ от верхней мертвой точки (ВМТ) цилиндра, на рисунке ограничена красными линиями) не превышает 0,1 МПа ($\leq 10\%$) с уменьшением до 0,5...1,0 % в области ВМТ. Среднеквадратичная относительная погрешность составляет 6,5 %, что является вполне удовлетворительным результатом.

Большая ошибка на насосных ходах обусловлена неизбежной погрешностью измерения давления высокотемпературными датчиками с пределом измерения 25 МПа, применяемыми

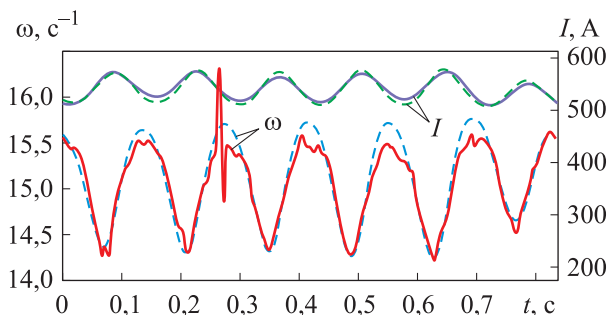


Рис. 3. Зависимости МУС КВ ω и силы тока СЭД I от времени t , полученные путем моделирования работы дизеля Д50 (штриховые линии) и его стендовых испытаний (сплошные линии) в режиме холодной прокрутки КВ

для индицирования цилиндров, в области его низких значений.

Зависимости МУС КВ ω и силы тока СЭД I от времени, полученные путем моделирования работы дизеля Д50 и его стендовых испытаний в режиме холодной прокрутки КВ, приведены на рис. 3. Видно, что погрешность моделирования как МУС, так и силы тока СЭД не превышает 2,5 %, что является очень хорошим результатом.

Диаграммы относительных отклонений средних значений угловых скоростей и сил тока СЭД на секторах цилиндров, полученные путем моделирования и стендовых испытаний, приведены на рис. 4, где 1...6 — номера цилиндров по порядку работы. Как видно из рисунков, соотношение относительных отклонений

средних значений МУС и силы тока на секторах отдельных цилиндров, определенное путем моделирования, полностью соответствует результатам эксперимента.

Численные значения отклонений также близки, что позволяет использовать модель для решения широкого круга задач, связанных с контролем технического состояния ЦПГ дизеля в период предпусковой холодной прокрутки КВ.

Выводы

1. Решена задача разработки математической модели холодной предпусковой прокрутки КВ дизеля, включающей в себя модели рабочих процессов в каждом из его цилиндров, модель КВ, вращающегося под действием соответствующего момента СЭД, суммарного момента тангенциальных сил давления воздуха в цилиндрах и момента механических потерь в поршневой машине, а также модель электрической цепи СЭД.

2. Проверка адекватности модели выполнена путем сравнения результатов моделирования режима холодной прокрутки дизеля Д50 и его стендовых испытаний в составе дизель-генератора 2ДГ50.

3. Установлено, что среднеквадратическая относительная погрешность моделирования индикаторной диаграммы в ее информативной

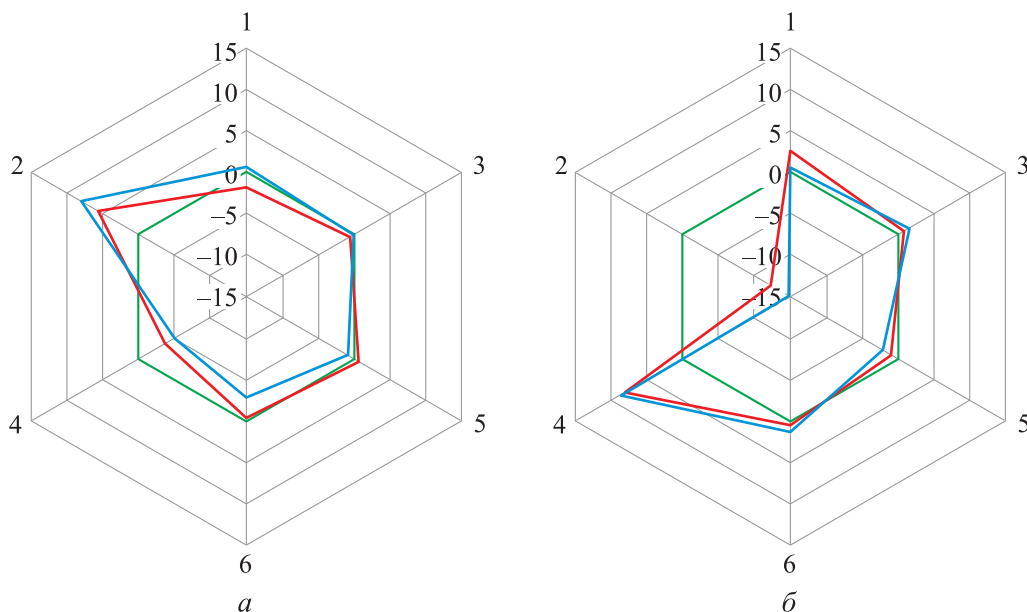


Рис. 4. Диаграммы относительных отклонений средних значений угловых скоростей $\bar{\omega}_j^{cp} \cdot 10^3$ (а) и сил тока СЭД $\bar{I}_j^{cp} \cdot 10^3$ (б) на секторах цилиндров, полученные путем моделирования (—) и стендовых испытаний (—)

области ($\pm 60^\circ$ ПКВ от ВМТ цилиндра) не превышает 6,5 %, абсолютная погрешность находится в пределах 0,1 МПа.

4. Относительная погрешность моделирования МУС КВ и силы тока СЭД в процессе прокрутки находится в пределах 2,5 %.

5. Соотношение относительных отклонений средних значений угловой скорости КВ и силы тока СЭД на секторах цилиндров, полученное в

результате моделирования, полностью соответствует результатам испытаний. Совпадение численных значений — вполне удовлетворительное.

6. Результаты исследования позволяют использовать модель процесса холодной прокрутки КВ дизеля для решения любых задач, связанных с контролем ТС ЦПГ дизеля в процессе предпусковой холодной прокрутки.

Литература

- [1] Уральский дизель-моторный завод представил дизельный двигатель нового поколения — ДМ-185. *sdelanounas.ru: веб-сайт*. URL: <https://sdelanounas.ru/blogs/64560> дата обращения: 15.12.2022).
- [2] «ПУЛ транс» начала испытания тепловоза новой модели ТЭМ14М. *sdelanounas.ru: веб-сайт*. URL: <https://sdelanounas.ru/blogs/139673/> (дата обращения: 15.12.2022).
- [3] Тепловоз ТЭМ9. Руководство по эксплуатации 026.00.01.000-02РЭ. Москва, 2012. 256 с.
- [4] Конькова И.Д. *Диагностирование тепловозного дизеля по сигналу скорости изменения внутрицилиндрового давления*. Дисс. ... канд. тех. наук. Хабаровск, ДВГУПС, 2021. 154 с.
- [5] Жуков В.А., Мельник О.В., Тузов Л.В. Влияние износа деталей цилиндропоршневой группы дизеля на температурное состояние поршня. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2018, № 5, с. 1040–1052.
- [6] Бабошин А.А., Косарев А.С., Малышев В.С. Оценка технического состояния двигателей внутреннего сгорания по току, потребляемому стартером при прокрутке двигателя. *Вестник МГТУ*, 2013, т. 16, № 1, с. 23–32.
- [7] Губертус Г. *Диагностика дизельных двигателей*. Москва, За рулем, 2004. 176 с.
- [8] Нечаев В.В., Воробьев Е.В., Тарасенко А.А. Методики технического диагностирования цилиндропоршневой группы дизелей холодной пусковой прокруткой коленчатого вала. *Инженерный вестник Дона*, 2018, № 3. URL: www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/5118
- [9] Картуков А.Г., Нечаев В.В. Метод определения разброса компрессии в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания при прокрутке коленчатого вала. *Двигателестроение*, 2017, № 1, с. 31–33.
- [10] Грачев В.В., Грищенко А.В., Базилевский Ф.Ю. и др. Контроль технического состояния цилиндропоршневой группы тепловозного дизеля в период предпусковой холодной прокрутки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 9, с. 95–107, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-9-95-107>
- [11] Конькова И.Д., Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю. Математическая модель моторного цикла дизеля и ее программная реализация в среде Simulink Matlab. *Вестник транспорта Поволжья*, 2018, № 5, с. 73–80.
- [12] Романов Д.В., Бондарь В.Н., Малоземов А.А. Математическая модель рабочего цикла дизеля при пуске. *Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока*, 2011, № 2, с. 193–198.
- [13] Теплофизические свойства воздуха. Таблицы. *kskz.ru: веб-сайт*. URL: <https://kskz.ru/teplofizicheskiye-svoystva-tablitsy> (дата обращения: 15.12.2022).
- [14] Колчин А.И., Демидов В.П. *Расчет автомобильных и тракторных двигателей*. Москва, Высшая школа, 2008. 496 с.
- [15] Аврунин А.Г., Аринкин В.В., Андреев Н.Н. и др. *Тепловозные и судовые дизели Д50*. Москва, МашГИЗ, 1952. 270 с.
- [16] Комплекс диагностики и настройки дизелей КДН «Магистраль». *tehtrans-d.ru: веб-сайт*. URL: <https://tehtrans-d.ru/catalog/tretja-kategorija/kompleks-diagnostiki-i-nastrojki-dizelej-kdn-magistral.html> (дата обращения: 15.12.2022).

References

- [1] Uralskiy dizel-motornyy zavod predstavil dizelnyy dvigatel novogo pokoleniya — DM-185 [The Ural Diesel Engine Plant has presented a new generation diesel engine — DM-185]. *sdelanounas.ru: website*. URL: <https://sdelanounas.ru/blogs/64560> (accessed: 15.12.2022). (In Russ.).
- [2] «PUL trans» nachala ispytaniya teplovoza novoy modeli TEM14M ["PUL Trans" started testing a diesel locomotive of the new model TEM14M]. *sdelanounas.ru: website*. URL: <https://sdelanounas.ru/blogs/139673/> (accessed: 15.12.2022). (In Russ.).
- [3] *Teplovoz TEM9. Rukovodstvo po ekspluatatsii 026.00.01.000-02RE* [TEM9 diesel locomotive. Operation manual 026.00.01.000-02RE]. Moscow, 2012. 256 p. (In Russ.).
- [4] Konkova I.D. *Diagnostirovanie teplovoznogo dizelya po signalu skorosti izmeneniya vnutrisilindrovogo davleniya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Diagnosing of diesel locomotive diesel engine by the signal of the rate of change of intracylinder pressure. Kand. tech. sci. diss.]. Khabarovsk, DVGUPS Publ., 2021. 154 p. (In Russ.).
- [5] Zhukov V.A., Melnik O.V., Tuzov L.V. Diesel cylinder-piston group detail wear influence on piston temperature state. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2018, no. 5, pp. 1040–1052. (In Russ.).
- [6] Baboshin A.A., Kosarev A.S., Malyshev V.S. Assessment of technical condition of the internal combustion engine by pressure in intake and exhaust manifolds. *Vestnik MGTU* [Vestnik of MSTU], 2013, vol. 16, no. 1, pp. 23–32. (In Russ.).
- [7] Hubertus G. *Dieseldiagnose*. Vogel, 2001. 256 p. (Russ. ed.: *Diagnostika dizelnykh dvigateley*. Moscow, Za rulem Publ., 2004. 176 p.)
- [8] Nechaev V.V., Vorobyev E.V., Tarasenko A.A. Techniques for technical diagnosis of cylinder-piston group of diesel engines with cold starting cranking of the crankshaft. *Inzhenernyy vestnik Dona* [Engineering journal of Don], 2018, no. 3. URL: www.ivdon.ru/ru/magazine/archive/n3y2018/5118 (in Russ.).
- [9] Kartukov A.G., Nechaev V.V. Determining of compression dispersion in engine cylinders by cranking method. *Dvigatelistroenie*, 2017, no. 1, pp. 31–33. (In Russ.).
- [10] Grachev V.V., Grischenko A.V., Bazilevsky F.Y. et al. Monitoring the locomotive diesel cylinder-piston group technical condition during the pre-start cold cranking. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 9, pp. 95–107, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-9-95-107> (In Russ.).
- [11] Konkova I.D., Davydov Yu.A., Konkov A.Yu. Mathematical model of diesel engine cycle and its software implementation in Simulink Matlab environment. *Vestnik transporta Povolzhya*, 2018, no. 5, pp. 73–80. (In Russ.).
- [12] Romanov D.V., Bondar V.N., Malozemov A.A. Mathematical model of diesel engine cycle at start-up. *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dalnego Vostoka*, 2011, no. 2, pp. 193–198. (In Russ.).
- [13] *Teplofizicheskie svoystva vozdukha* [Thermal and physical properties of air]. *Tablitsy. kskz.ru: website*. URL: <https://kskz.ru/teplofizicheskiye-svoystva-tablitsy> (accessed: 15.12.2022). (In Russ.).
- [14] Kolchin A.I., Demidov V.P. *Raschet avtomobilnykh i traktornykh dvigateley* [Calculation of automobile and tractor engines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2008. 496 p. (In Russ.).
- [15] Avrunin A.G., Arinkin V.V., Andreev N.N. et al. *Teplovoznnye i sudovye dizeli D50* [Diesel and marine diesel engines D50]. Moscow, MashGIZ Publ., 1952. 270 p. (In Russ.).
- [16] *Kompleks diagnostiki i nastroyki dizeley KDN «Magistral»* [Complex of diagnostics and tuning of KDN "Magistral" diesel engines]. *tehtrans-d.ru: website*. URL: <https://tehtrans-d.ru/catalog/tretja-kategorija/kompleks-diagnostiki-i-nastroyki-dizelej-kdn-magistral.html> (accessed: 15.12.2022). (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 14.04.2023

Информация об авторах

ГРАЧЕВ Владимир Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский проспект, д. 9, e-mail: v_grach@mail.ru).

ГРИЩЕНКО Александр Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский проспект, д. 9, e-mail: grishenko_av@mail.ru).

БАЗИЛЕВСКИЙ Федор Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский проспект, д. 9, e-mail: f_basilevski@mail.ru).

ФЕДОТОВ Михаил Владимирович — кандидат технических наук, заведующий лабораторией диагностики. Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (140402, Коломна, Российская Федерация, ул. Октябрьской революции, д. 410, e-mail: fedotov-mv@vnikti.com).

ПАНЧЕНКО Максим Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы и локомотивное хозяйство». Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (190031, Санкт-Петербург, Российская Федерация, Московский проспект, д. 9, e-mail: panchenko_m@mail.ru).

Information about the authors

GRACHEV Vladimir Vasilevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: v_grach@mail.ru).

GRISCHENKO Alexander Vasilievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: grishenko_av@mail.ru).

BASILEVSKY Fedor Yurievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: f_basilevski@mail.ru).

FEDOTOV Mikhail Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Head of the Diagnostics Laboratory, Scientific, Research, Design and Technological Institute of the Rolling Stock (140402, Kolomna, Russian Federation, Oktyabrskoy Revolyutsii ul., Bldg. 410, e-mail: fedotov-mv@vnikti.com).

PANCHENKO Maksim Nikolaevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Locomotives and Locomotive Equipment. Emperor Alexander I Saint Petersburg State Transport University (190031, St. Petersburg, Russian Federation, Moskovskiy Prospekt, Bldg. 9, e-mail: panchenko_m@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Грачев В.В., Грищенко А.В., Базилевский Ф.Ю., Федотов М.В., Панченко М.Н. Математическая модель процесса холодной прокрутки многоцилиндрового дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 11, с. 61–70, doi: 10.18698/0536-1044-2023-11-61-70

Please cite this article in English as:

Grachev V.V., Grishchenko A.V., Bazilevsky F.Y., Fedotov M.V., Panchenko M.N. Mathematical model of the multi-cylinder diesel engine dry starting process. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 11, pp. 61–70, doi: 10.18698/0536-1044-2023-11-61-70