

Численные методы моделирования Numerical simulation methods

Научная статья
УДК 621.43
DOI: 10.14529/engin230408

МЕТОД МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР С УЧЕТОМ МИКРОГЕОМЕТРИИ

М.Д. Жумадилов¹, А.В. Лукьянов¹, К.В. Гаврилов², И.К. Умурзаков²✉

¹ ООО «Алтайский геофизический завод», Барнаул, Россия

² Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

✉ asp22uik733@susu.ru

Аннотация. Система впрыска топлива в значительной степени зависит от топливного насоса высокого давления, который играет решающую роль в ее общей производительности. Топливный насос высокого давления служит ключевым звеном в этой системе, обеспечивая необходимое давление для эффективного впрыска топлива в двигатель. Его работа имеет непосредственное воздействие на эффективность сгорания топлива и, как следствие, на мощность двигателя и выбросы вредных веществ. Особое внимание уделяется плунжеру топливного насоса, поскольку именно он подвергается высоким нагрузкам и нерегулярной смазке при динамических нагрузках. Постоянные циклы давления и движения могут вызвать износ плунжера, что, в свою очередь, может привести к снижению производительности системы впрыска топлива. В промышленном секторе лазерное микротекстурирование поверхности используется для уменьшения трения и улучшения противозносных свойств, и его положительное влияние подтверждено как теоретическими, так и экспериментальными данными. В статье представлен метод определения гидромеханических характеристик плунжерных пар в условиях гидродинамического трения. Микрогеометрия поверхностей трения учитывалась за счет эффекта кавитации смазывающей жидкости, описываемого модифицированным уравнением Рейнольдса. Программное обеспечение было разработано по предложенному методу. Разработанное программное обеспечение может быть использовано для анализа контактирующих поверхностей плунжерных пар и оценки их триботехнических характеристик на основе параметров микрогеометрии поверхностей трения. Также в статье рассматривается влияние параметров микрогеометрии на критерии качества гидромеханических характеристик плунжерных пар. Приведены расчетные примеры анализа контактирующих поверхностей плунжерных пар, разделенных слоем смазки. Технические характеристики оценены в зависимости от параметров микрогеометрии шероховатости поверхностей трения. Представлено влияние параметров микрогеометрии на критерии качества гидромеханических характеристик плунжерных пар.

Ключевые слова: плунжерная пара, ТНВД, потери на трение, микрогеометрия, трибосопряжения

Благодарности. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-10042, <https://rscf.ru/project/23-29-10042/>

Для цитирования: Метод математического моделирования гидродинамического трения плунжерных пар с учетом микрогеометрии / М.Д. Жумадилов, А.В. Лукьянов, К.В. Гаврилов, И.К. Умурзаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2023. Т. 23, № 4. С. 91–102. DOI: 10.14529/engin230408

A METHOD FOR MATHEMATICAL MODELING OF THE HYDRODYNAMIC FRICTION OF PLUNGER PAIRS IN TERMS OF MICROGEOMETRY

M.D. Zhumadilov¹, A.V. Lukyanov¹, K.V. Gavrilov², I.K. Umurzakov²✉

¹ Altai Geophysical Plant LLC, Barnaul, Russia

² South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

✉ asp22uik733@susu.ru

Abstract. The fuel injection system strongly relies on a high pressure fuel pump which is essential for its overall performance. The fuel pump plunger is subject to high loads and irregular lubrication under dynamic loads, which leads to its premature wear. The industrial sector uses laser surface micro-texturing to reduce friction and improve anti-wear properties. Its positive effects are supported by both theoretical and experimental data. The paper presents a method for determining the hydromechanical characteristics of plunger pairs during hydrodynamic friction. The microgeometry of friction surfaces was taken into account due to the lubricating fluid cavitation effect described by the modified Reynolds equation. The proposed method can be applied to develop the software to analyze the contacting surfaces of plunger pairs and evaluate their tribological characteristics based on the microgeometry parameters of friction surfaces. The paper also studies the influence of microgeometry parameters on the quality criteria of the hydromechanical characteristics of plunger pairs. It gives the calculated examples of analyzing the contacting surfaces of plunger pairs separated by a lubricant layer. The technical specifications are assessed depending on the microgeometry parameters of the friction surface roughness.

Keywords: plunger pair, high pressure fuel pump, friction losses, microgeometry, tribocouplings

Acknowledgments. The study was supported by the Russian Science Foundation grant No. 23-29-10042, <https://rscf.ru/project/23-29-10042/>

For citation: Zhumadilov M.D., Lukyanov A.V., Gavrilov K.V., Umurzakov I.K. A method for mathematical modeling of the hydrodynamic friction of plunger pairs in terms of microgeometry. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023;23(4):91–102. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin230408

Введение

В настоящее время существует острая необходимость в повышении качества и производительности топливных насосов высокого давления и повышении норм выбросов в окружающую среду.

Снижение трения является ключевой проблемой машиностроения. Необходимо добиться высокой эффективности, надежности, экономичности и простоты эксплуатации. Основной причиной возникновения потерь энергии и отказов механизмов является трение. Трение напрямую влияет на коэффициент полезного действия (КПД) двигателя внутреннего сгорания (ДВС). В среднем двигатель затрачивает 30 % своей энергии на преодоление потерь, вызванных трением [1, 2].

Вторым существенным фактором, влияющим на эффективность гидроплунжерных пар, являются механические повреждения, такие как износ сопрягаемых поверхностей, заедание, перекос плунжера [3–5].

На сегодняшний день системы впрыска топлива Common Rail (CR) являются неотъемлемой частью двигателей и позволяют обеспечить для ДВС лучшую топливную экономичность, что, в свою очередь, снижает количество вредных выбросов, а также обеспечивает более высокую мощность [6, 7]. Высокое сжатие топлива в системах CR вызывает высокие нагрузки на элементы топливных насосов. Топливный насос высокого давления (ТНВД) является одним из важнейших элементов системы CR, от производительности которого напрямую зависит работоспособность всей системы [8]. Высокое давление смазочного слоя плунжерной пары в сочетании с переменными скоростями требует тщательной смазки плунжерной пары [9]. Возрастание давления вызывает увеличение износа плунжерной пары и ухудшение смазки, что негативно влияет на эффективность топливной системы [10, 11]. Некоторые авторы говорят о том, что рабочий процесс в плунжерной паре изучен слабо [12].

Большинство современных исследований в этой области сосредоточено на одном или нескольких параметрах микрогеометрии, но улучшение одного параметра может привести к ухудшению других. Для достижения наиболее эффективного прогнозирования использования микрогеометрии в плунжерных парах применялся алгоритм сохранения массы в сочетании с поиском оптимальных микрогеометрических параметров.

В последние годы все большую популярность приобретает использование текстурированных поверхностей, призванных улучшить работу гидродинамических трибосопряжений и снизить потери на трение [13–15]. Лазерное текстурирование поверхности широко применяется в промышленности, его положительный эффект предсказан теоретически и подтвержден экспериментально [16–18].

Лазерное текстурирование улучшило гидродинамическую смазку торцевых уплотнений, положительно повлияло на изменение грузоподъемности и коэффициента трения, а также снизило износ по сравнению с нетекстурированными поверхностями трения [19, 20].

Для учёта шероховатостей в трибосопряжении «гильза-поршень» с применением микропрофилирования создана модель смазки [21]. Особая топография, созданная на поверхности гильз цилиндров, улучшила смазывающую способность и снизила износ.

Разработана модель прогнозирования износа на основе цепей Маркова [22]. Данная модель эффективна при разработке новых узлов машин и модификации существующих агрегатов.

Лазерное текстурирование также воздействует на поверхность плунжера, улучшая уплотнение и уменьшая износ плунжера в дизельных ДВС. Трибологические испытания свидетельствуют о снижении глубины наибольшего износа на 72 % и снижении средней шероховатости на 22 %. Испытания на стенде свидетельствуют о снижении утечек топлива более чем на 70 %, а средний коэффициент трения снизился на 27 %. На рис. 1 наглядно отражено расположение микронеровностей на поверхности плунжера [23, 24].

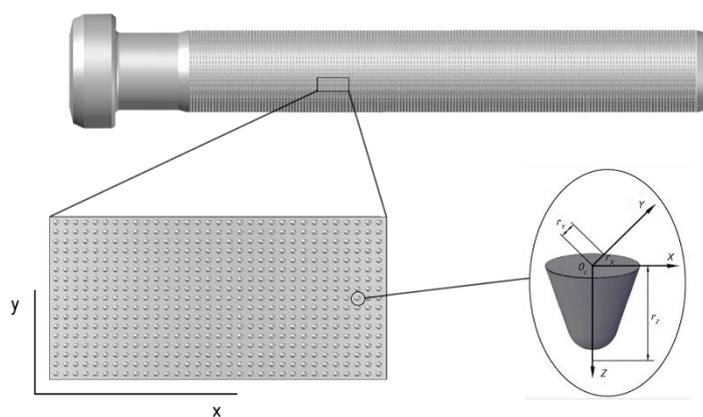


Рис. 1. Пример микропрофилирования поверхности плунжера
Fig. 1. An example of plunger surface texturing

Можно утверждать, что на сегодняшний день микропрофилирование плунжерной пары с целью повышения энергоэффективности топливных систем CR является актуальной задачей. Данная работа направлена на оценку влияния текстурирования на гидродинамические характеристики плунжерной пары для повышения энергоэффективности топливной системы в современных ДВС.

Также следует отметить исследования, проводимые в области модификации пар трения с использованием новых материалов [25, 26].

1. Идея: простая дискретная модель

На рис. 2 схематически показано расположение микроямок на поверхности плунжера. На иллюстрации изображена развернутая поверхность плунжера с рельефом микрогеометрии в виде эллипсоидальных углублений.

Учет микрошероховатостей производится по следующему уравнению:

$$h = \begin{cases} \frac{r_y}{r} \sqrt{r^2 - (x - x_c)^2 - (z - z_c)^2}, & \text{if } \sqrt{x^2 + z^2} \leq r \\ h_m, & \text{if } \sqrt{x^2 + z^2} > r, \end{cases} \quad (1)$$

где h – толщина смазочного слоя в любом положении; h_m – минимальная толщина смазочного слоя; r – радиус микроямки; r_y – глубина микроямки; x, z – координаты ячейки микроямки; x_c, z_c – координаты центра ячейки.

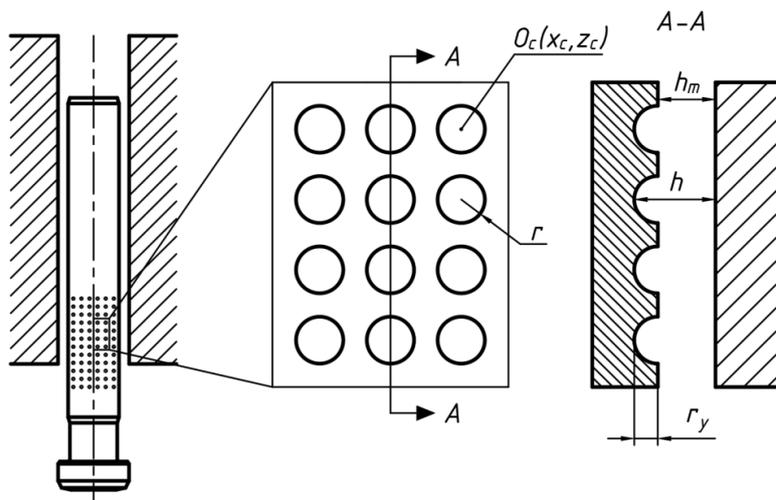


Рис. 2. Учет микронеровностей в смазочном слое
Fig. 2. Accounting for micro-roughness in the lubricating layer

Таким образом, когда расчетная сетка пересекает область микроямок (см. рис. 2), минимальная толщина смазочного слоя будет увеличена на глубину микроямки в этой точке сетки.

В свою очередь минимальная толщина смазочного слоя будет определяться следующим образом:

$$h_m = r_0 - (r_p + e \cos \alpha) = h_0 - e \cos \alpha, \quad (2)$$

где e – эксцентриситет плунжерной пары; r_0 – радиус плунжерной втулки; r_p – радиус плунжера; $h_0 = r_0 - r_p$ – толщина смазочного слоя в радиальном направлении при концентрическом расположении плунжерной пары; α – угол приложения силы на плунжер.

Плотность заполнения микроямок D определяется по формуле

$$D = \frac{100 \cdot d^2}{H^2}, \quad (3)$$

где d – диаметр микроямки; $H = (1 + d)$ – высота ячейки.

Таким образом, расстояние между микроямками l (рис. 3) можно определить следующим образом:

$$l = \sqrt{\frac{100 \cdot d^2}{D}} - d. \quad (4)$$

2. Обобщение модели

Контактная поверхность плунжера ориентирована в окружном направлении, как показано на рис. 2. Кривизной здесь пренебрегают, поскольку величина диаметрального зазора (3–4 мкм) достаточно мала по сравнению с диаметром плунжера.

Для определения гидродинамического давления и реакции смазочной пленки использовалось модифицированное уравнение Рейнольдса, включающее граничные условия Якобсона – Флоберга – Ольсона (ЯФО):

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_\omega} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3 \bar{\beta}}{12 \bar{\mu}_\omega} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{w}{2} \frac{\partial}{\partial x} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{h} \theta), \quad (5)$$

где $\bar{\beta} = \beta \psi^2 / \mu_0 \omega_0$ – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки; β – коэффициент сжимаемости смазки; $g(\theta)$ – функция переключения между активной и кавитационной областями:

$$g(\theta) = \begin{cases} 1, & \text{if } \theta \geq 1; \\ 0, & \text{if } \theta < 1, \end{cases} \quad (6)$$

где $g(\theta) = 1$ – активная область; $g(\theta) = 0$ – область кавитации.

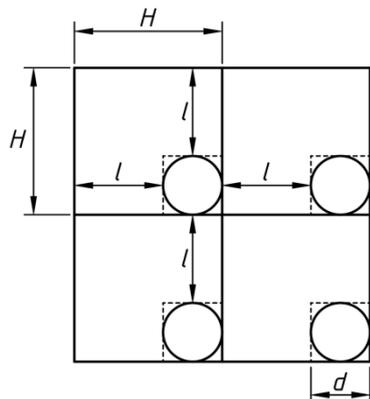


Рис. 3. Распределение микроямок
Fig. 3. Distribution of micro-dimples

Недостающие обозначения уравнения (5) представлены в работе [27].

Степень заполнения смазочного зазора θ имеет двойное значение. В активной области (область давления, где $p > 0$) $\theta = \rho / \rho_c$, ρ_c – плотность смазки при давлении кавитации. В зоне кавитации, где $p \leq 0$, $p = p_c$, $\rho = \rho_c$, при этом степень заполнения зазора характеризует относительное количество смазочного материала в смазочном зазоре трибосистемы. Гидродинамические давления и степень заполнения зазора связаны следующим выражением:

$$\bar{p} = \bar{p}_c + g(\theta)\bar{\beta} \ln \theta. \quad (7)$$

Система алгебраических уравнений, возникающая из уравнения (5) в алгоритме Элрода [28], решалась точечным итерационным методом Гаусса–Зейделя по коэффициенту заполнения θ_{ij} . Функция переключения g обновлялась одновременно во всех узлах сетки после завершения полного итерационного цикла. Как наиболее приемлемое с точки зрения устойчивости для итерационной процедуры значение коэффициента сжимаемости β равно 40.

Анализ источников свидетельствует, что алгоритмы сохранения масс в смазочном слое подшипников, такие как алгоритм Элрода, обладают существенными недостатками, вызванными численной нестабильностью при решении уравнения (5). Кроме этого, полученные результаты сильно зависят от числа β , особенно при высоких эксцентриситетах, свойственных тяжело нагруженным подшипникам ДВС.

Для решения задачи математического моделирования микронеровностей на поверхности плунжера была предложена следующая модификация уравнения Элрода:

$$\frac{\partial}{\partial \Phi} \left[\frac{h^3}{12\bar{\mu}_e^*} \frac{\partial}{\partial x} (g\Phi) \right] + \frac{1}{a^2} \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{12\bar{\mu}_e^*} \frac{\partial}{\partial z} (g\Phi) \right] = \frac{w_{21}}{2} \frac{\partial}{\partial z} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \} + \frac{\partial}{\partial \tau} \{ \bar{h} [1 + (1-g)\Phi] \}, \quad (8)$$

где $\bar{h} = h / h_0$; $\bar{\mu}_e^* = \mu / \mu_0$; $-a \leq \bar{z} \leq a = z / R$; $a = B / 2R$; $\tau = \omega_0 t$; $w_{21} = (w_2 - w_1) / (\omega_0 R)$; \bar{h} , $\bar{\mu}_e^*$ – безразмерная толщина смазочного слоя и безразмерная эффективная вязкость смазки; B , R – высота и радиус плунжера; μ_e^* – эффективная вязкость смазки, соответствующая температуре; μ_0 , h_0 , ω_0 – вязкость смазки, характерная толщина смазочной пленки в центральном положении плунжера и скорость плунжера соответственно; \bar{w}_{21} – безразмерная линейная скорость перемещения плунжера; g – функция переключения.

Недостающие обозначения приведены в работе [28].

3. Уравнение движения плунжерной пары

На рис. 4 показаны реакции сил, действующих на плунжер.

Уравнение равновесия задается следующим образом:

$$F_0 + F_c = F_b \cdot \cos \alpha, \quad (9)$$

где F_0 – начальная реакция смазочной пленки; F_c – реакция смазочной пленки при минимальной толщине смазочной пленки; F_b – усилие на плунжере; α – угол приложения силы на плунжер.

$$F_p + F_s + F_{s'} = F_b \cdot \sin \alpha, \quad (10)$$

где F_p – сила впрыска топлива; F_s – сила пружины; $F_{s'}$ – усилие сжатия пружины.

Уравнение радиального баланса плунжера можно выразить следующим образом:

$$m \frac{\partial^2 c}{\partial t^2} = F_0 + F_c - F_b \cos \alpha, \quad (11)$$

где m – масса плунжера; c – мгновенная минимальная толщина масляной пленки; α – угол приложения силы на валу.

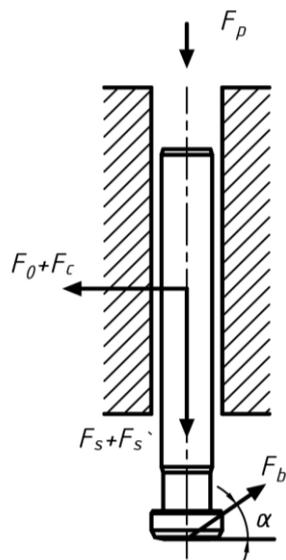


Рис. 4. Силы, действующие на поршень
Fig. 4. Forces acting on the plunger

4. Результаты моделирования

Параметрические исследования проводились с использованием разработанного программного обеспечения «Микрогеометрия плунжерных пар ТНВД», основанного на методике расчета, описанной выше. Используемое программное обеспечение представляет собой модифицированную версию программного обеспечения, ранее использовавшегося для учета микроямок в поршнях дизелей, а его валидация представлена на рис. 5 [29]. Исходные параметры характеристик плунжерной пары и характеристики дизельного топлива приведены в табл. 1 и 2 соответственно.

Всего проведено 80 параметрических измерений гидродинамических характеристик с различными параметрами микрогеометрии (рис. 6), включая вариант с полным ее отсутствием. Затем были выбраны шесть вариантов микрогеометрии со средними значениями гидродинамических характеристик (табл. 3). Эти результаты представлены на рис. 6 в виде квадратов.

Варьируемыми параметрами микрогеометрии были следующие: $X1$ и $X2$ – начало и конец области текстурирования соответственно; d – диаметр микрополостей; r_y – глубина микрополостей; D – плотность заполнения поверхности микрополостями.

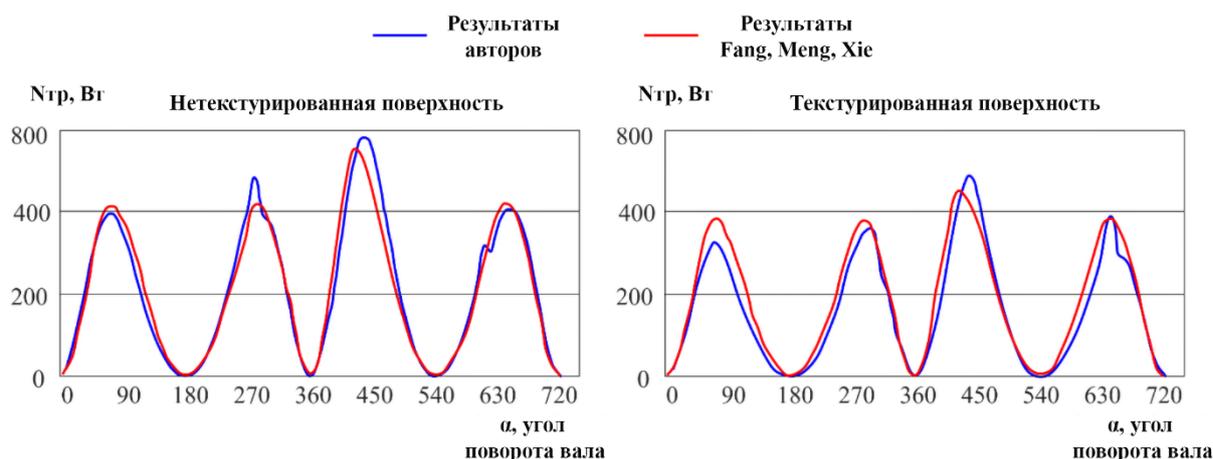


Рис. 5. Сравнение результатов зависимости потерь на трение от угла поворота коленчатого вала ДВС
Fig. 5. The dependency of friction losses in the piston on the crankshaft rotation angle of the diesel engine

Исходные параметры геометрии и режимы работы плунжерной пары

Таблица 1

Initial parameters of the geometry and operating conditions of the plunger pair

Table 1

| Диаметр плунжера, мм | Масса плунжера, грамм | Длина рабочей части плунжера, мм | Эксцентриситет, мм | Частота вращения привода, об/мин | Средняя скорость плунжера, м/с |
|----------------------|-----------------------|----------------------------------|--------------------|----------------------------------|--------------------------------|
| 11,0 | 56,0 | 55,60 | 3,5 | 3300 | 0,77 |

Параметры дизельного топлива

Таблица 2

Parameters of diesel fuel

Table 2

| Теплоемкость, Дж/К·кг | Плотность, кг/м ³ | Коэффициент динамической вязкости, Па·с | Коэффициент теплопроводности, Вт/м·К |
|-----------------------|------------------------------|---|--------------------------------------|
| 2090 | 730 | 0,0024 | 0,149 |

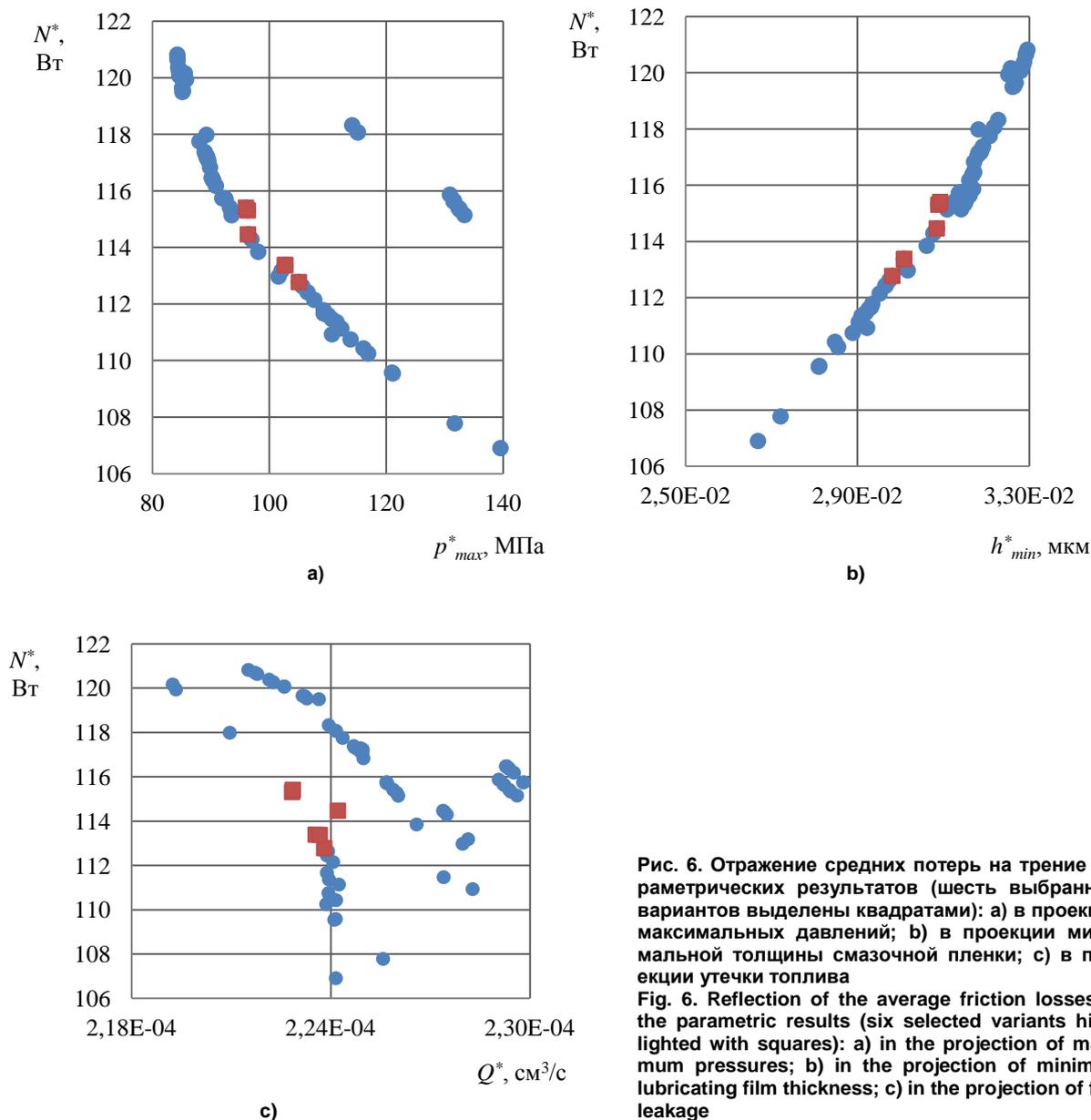


Рис. 6. Отражение средних потерь на трение параметрических результатов (шесть выбранных вариантов выделены квадратами): а) в проекции максимальных давлений; б) в проекции минимальной толщины смазочной пленки; с) в проекции утечки топлива
Fig. 6. Reflection of the average friction losses of the parametric results (six selected variants highlighted with squares): a) in the projection of maximum pressures; b) in the projection of minimum lubricating film thickness; c) in the projection of fuel leakage

В качестве критериев качества были выбраны: h_{min}^* , мкм – минимальная толщина смазочной пленки за цикл; p_{max}^* , МПа – максимальное давление смазочной пленки за цикл; N^* , Вт – средние потери на трение; Q^* , см³/с – средняя утечка топлива.

Для графического изображения изменения гидродинамических характеристик в трибосистеме в зависимости от угла поворота распределительного вала ТНВД были выбраны следующие параметры: $N_{friction}$ – изменение средних потерь на трение; P_{max} – изменение среднего давления смазочной пленки; H_{min} – изменение средней толщины смазочной пленки; Q – изменение максимальной утечки топлива.

Для наглядности графическое сравнение гидродинамических характеристик плунжерной пары без использования микрогеометрии поверхности и результатов с учетом поверхности с микроямочками представлено на рис. 7. Для сравнения гидромеханических характеристик приведены результаты 1, 2 и вариант 7 (без текстурирования) из табл. 3.

Параметрические результаты гидродинамических характеристик плунжерной пары ТНВД

Table 3

Parametric results of the hydrodynamic characteristics of the fuel injection pump plunger pair

| № | Варьируемые параметры микропрофилирования | | | | | Качественные параметры (гидродинамические характеристики) | | | |
|---|---|-------------------------|-----------------------|-----------------------|---------|---|--------------------|------------|----------------------------|
| | X_1 , м | X_2 , м | d , м | r_y , м | D , % | h_{\min}^* , мкм | P_{\max}^* , МПа | N^* , Вт | Q^* , см ³ /с |
| 1 | $0,1533 \times 10^{-1}$ | $0,4378 \times 10^{-1}$ | $1,19 \times 10^{-5}$ | $4,76 \times 10^{-6}$ | 37,5599 | $3,01 \times 10^{-2}$ | 102,651 | 113,384 | $2,20 \times 10^{-4}$ |
| 2 | $0,1583 \times 10^{-1}$ | $0,4444 \times 10^{-1}$ | $1,22 \times 10^{-5}$ | $4,89 \times 10^{-6}$ | 38,8817 | $2,98 \times 10^{-2}$ | 105,045 | 112,774 | $2,21 \times 10^{-4}$ |
| 3 | $0,1375 \times 10^{-1}$ | $0,4166 \times 10^{-1}$ | $1,08 \times 10^{-5}$ | $4,33 \times 10^{-6}$ | 33,3326 | $3,08 \times 10^{-2}$ | 96,340 | 114,463 | $2,19 \times 10^{-4}$ |
| 4 | $0,1535 \times 10^{-1}$ | $0,4380 \times 10^{-1}$ | $1,19 \times 10^{-5}$ | $4,76 \times 10^{-6}$ | 37,6066 | $3,01 \times 10^{-2}$ | 102,724 | 113,369 | $2,20 \times 10^{-4}$ |
| 5 | $0,1370 \times 10^{-1}$ | $0,4161 \times 10^{-1}$ | $1,08 \times 10^{-5}$ | $4,32 \times 10^{-6}$ | 33,2203 | $3,09 \times 10^{-2}$ | 96,306 | 115,307 | $2,18 \times 10^{-4}$ |
| 6 | $0,1361 \times 10^{-1}$ | $0,4148 \times 10^{-1}$ | $1,07 \times 10^{-5}$ | $4,30 \times 10^{-6}$ | 32,9657 | $3,09 \times 10^{-2}$ | 95,989 | 115,406 | $2,18 \times 10^{-4}$ |
| 7 | Плунжерная пара без микропрофилирования | | | | | $3,31 \times 10^{-2}$ | 85,603 | 121,908 | $2,17 \times 10^{-4}$ |

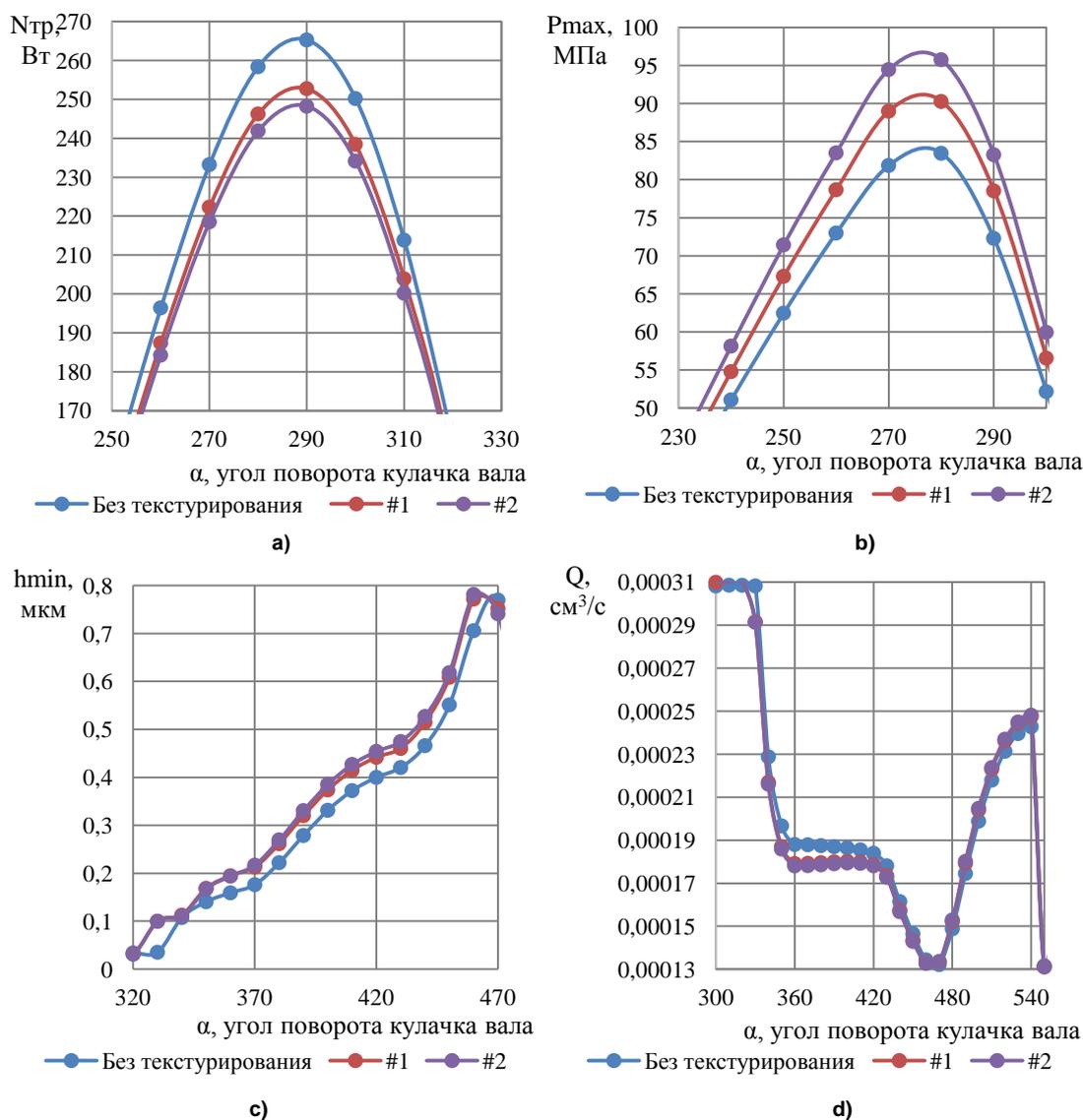


Рис. 7. Изменение гидродинамических характеристик в зависимости от угла поворота вала ТНВД: а) изменение потерь на трение; б) изменение максимального давления смазочной пленки; в) изменение минимальной толщины смазочной пленки; д) изменение утечек топлива
Fig. 7. Variation in hydrodynamic characteristics depending on the angle of rotation of the shaft of the injection pump: a) change in friction losses; б) change in maximum pressures of the lubricating film; в) change in minimum thickness of the lubricating film; д) change in fuel leaks

Графики, представленные на рис. 7, свидетельствуют о положительном эффекте применения лазерной микрогеометрии. Использование микрогеометрии снизило потери на трение на 7,5 %, а утечки топлива увеличились на 2,1 %. Минимальная толщина смазочной пленки уменьшилась на 9 %, а максимальное давление смазочной пленки увеличилось на 20 %, что положительно сказалось на несущей способности трибосистемы.

Заключение

1. Представлена математическая модель, учитывающая микрорямки с переменными параметрами на поверхности плунжерных пар.

2. На основе предложенной методики разработано программное обеспечение и модифицирована расчетная сетка с целью увеличения ее плотности и возможности использования в расчетах существенно меньших значений параметров микрогеометрии.

3. По результатам проведенных параметрических исследований микрогеометрии плунжерной пары в программе «Микрогеометрия плунжерной пары ТНВД», реализованной на языке Visual Fortran, можно сделать следующие выводы: максимально допустимая расчетная сетка – размер составляет 12 000 на 7500 ячеек, что позволяет указать диаметр микрорамки примерно 5 мкм. Глубина микрорамки варьировалась от 2 до 6 мкм (без минимальных ограничений).

4. На основании многочисленных результатов параметрических исследований можно сделать вывод о положительном влиянии текстурирования на плунжерные пары. Из общего количества расчетов, превышающего 135 единиц, были выявлены два компромиссных варианта. В этих случаях потери на трение были снижены на 7,5 %, а несущая способность смазочной пленки увеличена за счет повышения давления в смазочной пленке на 20 %.

5. Результаты будут в дальнейшем использованы при проектировании новых топливных насосов высокого давления для систем Common Rail.

Список литературы

1. Analysis of the journal bearing friction losses in a heavy-duty diesel engine / C. Knauder, H. Allmaier, D.E. Sander et al. // *Lubricants*. 2015. № 3. P. 142–154.

2. Global energy consumption due to friction in trucks and buses / K. Holmberg, P. Andersson, N.O. Nylund et al. // *Tribology International*. 2014. № 78. P. 94–114.

3. Brazhenko V., Mochalin E.V., Jian-Cheng C. Mechanical Admixture Influence in the Working Fluid on Wear and Jamming of Spool Pairs from Aircraft Hydraulic Drives // *J. Frict. Wear*. 2020. № 41. P. 526–530.

4. Brazhenko V. The Influence of Contaminated Hydraulic Fluid on the Relative Volume Flow Rate and the Wear of Rubbing Parts of the Aviation Plunger Pump // *Aviation*. 2019. № 23. P. 43–47.

5. A new test method for simulating wear failure of hydraulic pump slipper pair under high-speed and high-pressure conditions / S. Liu, Y. Zhang, C. Ai et al. // *Front. Energy Res.* 2023. № 10. 1096633.

6. Multi-medium running induced piston pump erosion / Q. Zhang, Y. Fu, Z. Yuan, Z. Song // *Sci. Technol. Rev.* 2012. № 30. P. 44–48.

7. Investigation on particulate emissions and combustion characteristics of a common-rail diesel engine fuelled with *Moringa oleifera* biodiesel-diesel blends / Y.H. Teoh, H.G. How, H.H. Masjuki et al. // *Renewable Energy*. 2019. V. 136. P. 521–534.

8. Influence of fuel injection system's optimization on performance of diesel engine and its injection parameter reoptimization / J.L. Huang, H. Xu, S.Y. Sun, D. Wang // *Journal of Dalian Maritime University*. 2017. V. 43, № 2. P. 103–108.

9. Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: theoretical models, experimental investigations, and optimal design / J. Zhao, F.U. Yongling, M.A. Jiming et al. // *Chinese Journals of Aeronautics*. 2021. V. 34, №1. P. 111–134.

10. Segu D.Z., Hwang P. Effectiveness of multishape laser surface texturing in the reduction of friction under lubrication regime // *Industrial Lubrication and Tribology*. 2016. V. 68, № 1. P. 116–124.

11. On the lubrication characteristics of piston ring under different engine operation conditions / J. Sun, X. Zhang, J. Zhu et al. // *Industrial Lubrication and Tribology*. 2019. V. 72, № 1. P. 101–108.

12. Cavallo M., Frattini E., Palmieri F. Fuel Influence on Single-Piston Common Rail Pump Performance // *SAE Technical Paper*. 2021. № 2021-24-0063.

13. The wear-resistance of 3Cr2W8V steel with cave pit non-smooth processed by laser / L. Chen, L.Q. Ren, Y. Zhao, H. Zhou // *Journal of Bionic Engineering*. 2008. № 5. P. 34–39.
14. Simultaneous design of non-Newtonian lubricant and surface texture using surrogate-based multiobjective optimization / Y.H. Lee, J.K. Schuh, R.H. Ewoldt, J.T. Allison // *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2019. V. 60. P. 99–116.
15. Single step laser surface texturing for enhancing contact angle and tribological properties / A. Singh, D.S. Patel, J. Ramkumar, K. Balani // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2019. V. 100. P. 1253–1267.
16. Fukagai S., Le M., Lewis R. Tribological aspects to optimize traction coefficient during running-in period using surface texture // *Wear*. 2019. V. 424. P. 223–232.
17. Etsion I., Sher E. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings // *Tribology International*. 2009. V. 42. P. 542–547.
18. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact / A. Kovalchenkova, O. Ajayi, A. Erdemir et al. // *Tribology International*. 2005. V. 38. P. 219–225.
19. Etsion I., Halperin G. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal // *Tribology Transactions*. 2002. V. 45. P. 430–434.
20. Etsion I., Kligerman Y., Halperin G. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces // *Tribology Transactions*. 1999. V. 42. P. 511–516.
21. The influence of roughness distribution characteristic on the lubrication performance of textured cylinder liners / B. Yin, H. Zhou, B. Xu, J. Hekun // *Industrial Lubrication and Tribology*. 2019. V. 71, № 3. P. 486–493.
22. Influence of microdimple on lubrication performance of textured plunger pump / H. Jia, Z. Zhou, B. Yin et al. // *Industrial Lubrication and Tribology*. 2021. V. 73, № 4. P. 563–571.
23. Iordache R.C., Petrea N.D., Bujoreanu C. Wear's issues on high-pressure common rail pumps // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. V. 724.
24. Gavrilov K., Rozhdestvenskii Y., Umurzakov I. The Construction of Models of Rough Surfaces' Interaction: Markov's Approach // *Mathematics*. 2022. № 10. 3607.
25. Feasible fabrication of a wear-resistant hydrophobic surface / X. Sinong, H. Xiuqing, Y. Yinfei et al. // *Appl. Surf. Sci.* 2019. № 463. P. 923–930.
26. Perspectives using synthetic corundum in hydraulic drives / A. Puzanov, A. Simakov, O. Kosorukova, V. Kotov // *J. Phys. Conf. Ser.* 2021, 1925, 012021.
27. Прокопьев В.Н., Гаврилов К.В. Оптимизация параметров сложнагруженных подшипников скольжения // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2007. № 5. С. 79–86.
28. Влияние расположения источников смазки на гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников тепловых двигателей / К.В. Гаврилов, М.А. Иззатуллоев, П.С. Гриценко, И.Р. Цвешко // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. 2019. Т. 19, № 3. С. 13–21. DOI: 10.14529/engine190302
29. Fang C., Meng X., Xie Y. A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves // *Tribol. Int.* 2017. № 110. P. 232–251.

References

1. Knauder C., Allmaier H., Sander D.E., Salhofer S., Reich F.M., Sams T. Analysis of the journal bearing friction losses in a heavy-duty diesel engine. *Lubricants*, 2015, no. 3, pp. 142–154.
2. Holmberg K., Andersson P., Nylund N.O., Mäkelä K., Erdemir A. Global energy consumption due to friction in trucks and buses. *Tribology International*, 2014, no. 78, pp. 94–114.
3. Brazhenko V., Mochalin E.V., Jian-Cheng C. Mechanical Admixture Influence in the Working Fluid on Wear and Jamming of Spool Pairs from Aircraft Hydraulic Drives. *J. Frict. Wear*, 2020, no. 41, pp. 526–530.
4. Brazhenko V. The Influence of Contaminated Hydraulic Fluid on the Relative Volume Flow Rate and the Wear of Rubbing Parts of the Aviation Plunger Pump. *Aviation*, 2019, no. 23, pp. 43–47.
5. Liu S., Zhang Y., Ai C., Ge Y., Li Z., Zhu Y., Hao M. A new test method for simulating wear failure of hydraulic pump slipper pair under high-speed and high-pressure conditions. *Front. Energy Res.*, 2023, no. 10. 1096633.

6. Zhang Q., Fu Y., Yuan Z., Song Z. Multi-medium running induced piston pump erosion. *Sci. Technol. Rev.*, 2012, no. 30, pp. 44–48.
7. Teoh Y.H., How H.G., Masjuki H.H., Nguyen H.-T., Kalam M.A., Alabdulkarem A. Investigation on particulate emissions and combustion characteristics of a common-rail diesel engine fuelled with Moringa oleifera biodiesel-diesel blends. *Renewable Energy*, 2019, vol. 136, pp. 521–534.
8. Huang J.L., Xu H., Sun S.Y., Wang D. Influence of fuel injection system's optimization on performance of diesel engine and its injection parameter reoptimization. *Journal of Dalian Maritime University*, 2017, vol. 43, no. 2, pp. 103–108.
9. Zhao J., Yongling F.U., Jiming M.A., Jian F.U., Qun C., Wang Y. Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: theoretical models, experimental investigations, and optimal design. *Chinese Journals of Aeronautics*, 2021, vol. 34, no. 1, pp. 111–134.
10. Segu D.Z., Hwang P. Effectiveness of multishape laser surface texturing in the reduction of friction under lubrication regime. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2016, vol. 68, no. 1, pp. 116–124.
11. Sun J., Zhang X., Zhu J., Gao Y., Wang H., Zhao X., Teng Q., Ren Y., Zhu G. On the lubrication characteristics of piston ring under different engine operation conditions. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, vol. 72, no. 1, pp. 101–108.
12. Cavallo M., Frattini E., Palmieri F. Fuel Influence on Single-Piston Common Rail Pump Performance. SAE Technical Paper, 2021, no. 2021-24-0063.
13. Chen L., Ren L.Q., Zhao Y., Zhou H. The wear-resistance of 3Cr2W8V steel with cave pit non-smooth processed by laser. *Journal of Bionic Engineering*, 2008, no. 5, pp. 34–39.
14. Lee Y.H., Schuh J.K., Ewoldt R.H., Allison J.T. Simultaneous design of non-Newtonian lubricant and surface texture using surrogate-based multiobjective optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2019, vol. 60, pp. 99–116.
15. Singh A., Patel D.S., Ramkumar J., Balani K. Single step laser surface texturing for enhancing contact angle and tribological properties. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2019, vol. 100, pp. 1253–1267.
16. Fukagai S., Le M., Lewis R. Tribological aspects to optimize traction coefficient during running-in period using surface texture. *Wear*, 2019, vol. 424, pp. 223–232.
17. Etsion I., Sher E. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings. *Tribology International*, 2009, vol. 42, pp. 542–547.
18. Kovalchenkoa A., Ajayi O., Erdemir A., Fenskea G., Etsion I. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact. *Tribology International*, 2005, vol. 38, pp. 219–225.
19. Etsion I., Halperin G. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal. *Tribology Transactions*, 2002, vol. 45, pp. 430–434.
20. Etsion I., Kligerman Y., Halperin G. Analytical and experimental investigation of laser-textured mechanical seal faces. *Tribology Transactions*, 1999, vol. 42, pp. 511–516.
21. Yin B., Zhou H., Xu B., Hekun J. The influence of roughness distribution characteristic on the lubrication performance of textured cylinder liners. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, vol. 71, no. 3, pp. 486–493.
22. Jia H., Zhou Z., Yin B., Zhou H., Xu B. Influence of microdimple on lubrication performance of textured plunger pump. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2021, vol. 73, no. 4, pp. 563–571.
23. Iordache R.C., Petrea N.D., Bujoreanu C. Wear's issues on high-pressure common rail pumps. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 724.
24. Gavrilov K., Rozhdestvenskii Y., Umurzakov I. The Construction of Models of Rough Surfaces' Interaction: Markov's Approach. *Mathematics*, 2022, no. 10, 3607.
25. Sinong X., Xiuqing H., Yinfei Y., Liang L., Ning H., Hanlong L. Feasible fabrication of a wear-resistant hydrophobic surface. *Appl. Surf. Sci.*, 2019, no. 463, pp. 923–930.
26. Puzanov A., Simakov A., Kosorukova O., Kotov V. Perspectives using synthetic corundum in hydraulic drives. *J. Phys. Conf. Ser.*, 2021, 1925, 012021.
27. Prokopyev V.N., Gavrilov K.V. Optimization of parameters of lightly loaded sliding bearings. *Probl. Mech. Eng. Mach. Reliab*, 2007, no. 5, pp. 79–86. (In Russ.)
28. Gavrilov K.V., Izzatulloev M.A., Gritsenko P.S., Tsveshko I.R. Influence of lubrication sources location on hydromechanical characteristics of heavy-loaded bearings in thermal engines. *Bulletin of the*

South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry, 2019, vol. 19, no. 3, pp. 13–21. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin190302

29. Fang C., Meng X., Xie Y. A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves. *Tribol. Int.*, 2017, no. 110, pp. 232–251.

Информация об авторах

Жумадилов Марат Дисангалиевич, генеральный директор, ООО «Алтайский геофизический завод», Барнаул, Россия.

Лукьянов Александр Владимирович, зам. генерального директора по новым технологиям, ООО «Алтайский геофизический завод», Барнаул, Россия.

Гаврилов Константин Владимирович, доктор технических наук, зав. кафедрой «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; gavrilovkv@susu.ru

Умурзаков Ильдар Канымжанович, аспирант кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; asp22uik733@susu.ru

Information about the authors

Marat D. Zhumadilov, General Director, Altai Geophysical Plant LLC, Barnaul, Russia.

Alexander V. Lukyanov, deputy. General Director for New Technologies, Altai Geophysical Plant LLC, Barnaul, Russia.

Konstantin V. Gavrilov, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Wheeled and Tracked Vehicles, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; gavrilovkv@susu.ru.

Ildar K. Umurzakov, post-graduate student of the Department of Wheeled and Tracked Vehicles, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; asp22uik733@susu.ru.

Статья поступила в редакцию 11.10.2023; принята к публикации 14.11.2023.

The article was submitted 11.10.2023; accepted for publication 14.11.2023.