

РАСЧЕТ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ КООРДИНАТЫ ВЫБРОСА СТРУИ МАСЛА ИЗ ЗАЗОРА ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ШАТУННОГО ПОДШИПНИКА

CALCULATION AND IDENTIFICATION OF THE COORDINATE OF OIL JET EJECTION FROM THE GAP OF A ROTATING CONNECTING ROD BEARING

С.В. ПУТИНЦЕВ¹, д.т.н.
С.С. СТРЕЛЬНИКОВА²
С.А. АНИКИН³, к.т.н.

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

² ИМАШ им. А.А. Благоднарова РАН, Москва, Россия

³ ВА ВКО им. Г.К. Жукова, Тверь, Россия,
putintsev50@yandex.ru

S.V. PUTINTSEV¹, Dsc in Engineering
S.S. STRELNIKOVA²
S.A. ANIKIN³, PhD in Engineering

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

² Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russian Federation

³ Military Academy of Space Defense n.a. G.K. Zhukov, Tver, Russian Federation, putintsev50@yandex.ru

Разработка современного быстроходного, энергоэффективного и надежного дизеля требует качественной смазки всех трущихся деталей в целом и деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в особенности. Актуальность данного исследования обусловлена недостаточной изученностью процесса струйного маслоснабжения деталей ЦПГ, реализуемого в комбинированных системах смазки современных быстроходных четырехтактных двигателей и существенно влияющего на процессы трения, износа и задира деталей этой группы. Анализ ранее выполненных работ в этой области показал целесообразность не только постановки эксперимента, но и использования расчетного моделирования с целью повышения информативности получаемых результатов. Задачей исследования являлось определение координат точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника. Согласно принятой рабочей гипотезе, точкой выброса струи масла являлось геометрическое место максимального зазора в шатунном подшипнике. Для расчета угловой координаты этой точки использовался метод составления и решения уравнений плоского движения твердого тела. В результате проведенного исследования получено аналитическое выражение искомой координаты и рассчитано ее значение в течение рабочего цикла для условий номинального режима работы объекта исследования – быстроходного универсального дизеля воздушного охлаждения 1СН 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д). Обеспечение достоверности и повышение точности результатов исследования подтверждается сравнением с расчетными данными, полученными методом классической динамики поршневых двигателей. Массив расчетных значений координаты точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника указанного дизеля, определенный в данной работе, будет использован для отладки разрабатываемого средства расчетного моделирования процесса струйной подачи масла и последующей оптимизации на этой основе условий смазки, трения и износа деталей ЦПГ.

Ключевые слова: быстроходный дизель, струйная подача масла, поршень, шатун, шатунная шейка, численное моделирование.

Для цитирования: Путинцев С.В., Стрельникова С.С., Аникин С.А. Расчет и идентификация координаты выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2020. № 5. С. 25–32. DOI: 10.31992/0321-4443-2020-5-25-32.

The development of a modern high-speed, energy-efficient and reliable diesel engine requires high-quality lubrication of all friction parts in general and parts of the cylinder-piston group (CPG) in particular. The relevance of this research is due to the insufficient study of the process of oil jet supply of CPG parts, implemented in combined lubrication systems of modern high-speed four-stroke engines and significantly affecting the processes of friction, wear and scuffing of parts of this group. The analysis of previously performed works in this area has shown the feasibility of not only setting up an experiment, but also using computational modeling in order to increase the informativity of the results obtained. The aim of the study was to determine the coordinates of the point of ejection of the oil jet from the gap of the rotating connecting rod bearing. According to the accepted working hypothesis, the point of ejection of the oil jet was the geometric place of the maximum gap in the connecting rod bearing. To calculate the angular coordinate of this point, we used the method of composing and solving equations of plane motion of a solid body. As a result of the research, an analytical expression of the desired coordinate was obtained and its value was calculated during the working cycle for the conditions of the nominal operating mode of the research object – a high-speed universal air-cooled diesel engine 1CH 8.5/8.0 (TMZ-450D). Ensuring the reliability and increasing the accuracy of the results of the study is confirmed by comparison with the calculated data obtained by the method of classical dynamics of piston engines. The array of calculated values of the coordinate of the oil jet ejection point from the gap of the rotating connecting rod bearing of the diesel engine, defined in this paper, will be used for debugging the developed tool for calculating modeling of the oil jet feed process and subsequent optimization of the conditions of lubrication, friction and wear of CPG parts on this basis.

Keywords: high-speed diesel, oil jet supply, piston, connecting rod, connecting rod neck, numerical modeling.

Cite as: Putintsev S.V., Strelnikova S.S., Anikin S.A. Calculation and identification of the coordinate of oil jet ejection from the gap of a rotating connecting rod bearing. Traktory i sel'khoz mashiny. 2020. No 5, pp. 25–32 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2020-5-25-32.

Введение

Известно, что надежное и эффективное смазывание деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) является непереносимым условием достижения не только безотказности, но и энергоэффективности работы поршневых двигателей. Принято считать, что одним из путей доставки моторного масла к трущимся деталям ЦПГ при использовании наиболее распространенной в конструкциях быстроходных ДВС комбинированной системы смазки является разбрызгивание струй смазочного материала из торцовых зазоров вращающегося шатунного подшипника под действием силы давления масла в зазоре сопряжения «шатунная шейка – вкладыши кривошипной головки шатуна» и сил инерции, возникающих при вращении шатунной шейки [1–4]. Несмотря на кажущуюся очевидность и простоту струйного маслоснабжения трущихся деталей ЦПГ, действительная картина протекания этого процесса остается не до конца ясной, а рациональность (в ряде типичных случаев конструкционного исполнения элементов системы смазки) может быть поставлена под сомнение.

Основания для такого утверждения следующие:

- одна из наиболее вероятных и часто встречающихся причин задира поршня – это перегрев данной детали, вызванный температурной вспышкой при трении в результате дефицита моторного масла («масляного голодания») в зоне контактирования поверхностей поршня и цилиндра; при этом ответ на вопрос, почему возник дефицит масла в зоне трения, если при этом имела место штатная работа системы смазки, как правило, остается без ответа [5–7];

- осмотр состояния поверхностей трения изношенных поршней указывает на определенную закономерность, состоящую в том, что наиболее подверженной изнашиванию и задиру является так называемая нагруженная сторона поверхности поршня: то есть та сторона, на которую действует максимальное значение боковой силы в плоскости качания шатуна, развиваемое у четырехтактных ДВС во время такта «Рабочий ход» [8, 9];

- однонаправленность вращения коленчатых валов четырехтактных быстроходных ДВС априори дает основание сомневаться в равномерности и, тем более, в рациональности распределения количества смазочного материала, доставляемого путем инерционного разбрызгивания на неравномерно нагружае-

мые боковой силой стороны (полуокружности) сопряжения «цилиндр – поршень» в плоскости качания шатуна, что нашло экспериментальное подтверждение в ряде работ [10–13].

Из вышеприведенного следует очевидное указание на актуальность более детального и многоуровневого исследования процесса струйного маслоснабжения деталей ЦПГ четырехтактных поршневых ДВС с комбинированной системой смазки с целью установления общих, устойчиво повторяющихся свойств этого процесса и последующего рационального согласования этих свойств с характером кинематики и динамики деталей ЦПГ и КШМ для повышения надежности и энергоэффективности работы двигателя.

Попытки изучения и оптимизации процесса струйного маслоснабжения ЦПГ на основе постановки эксперимента наталкиваются на целый ряд препятствий, связанных с невозможностью получения даже приближенно адекватной визуализации отдельной струи масла по следующим причинам:

- затрудненность оптического доступа в зону вращения кривошипа;

- высокая скорость и цикличность протекания процесса, а также наложение на него большого числа искажающих факторов;

- масляный туман, отражение струй от препятствий, параллельно протекающий процесс выброса струй масла из отверстий в стержне шатуна (при их наличии) и др.

В этих условиях решение задачи визуализации процесса струйного маслоснабжения ЦПГ на первом этапе исследования целесообразно выполнить расчетно-аналитическим путем, опираясь на надежные математические модели механики твердого тела.

Рабочая гипотеза

Основываясь на ранее полученных экспериментальных результатах [14], в качестве рабочей гипотезы полагаем, что наиболее вероятной точкой истечения отдельной струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника является точка максимального зазора на окружности сопряжения «шатунная шейка – вкладыши кривошипной головки шатуна» – M , которая располагается строго напротив точки K приложения вектора суммарной силы Q , действующей на шатунную шейку кривошипа коленчатого вала со стороны шатуна. Положение точек M и K однозначно определяется угловой координатой γ (рис. 1).

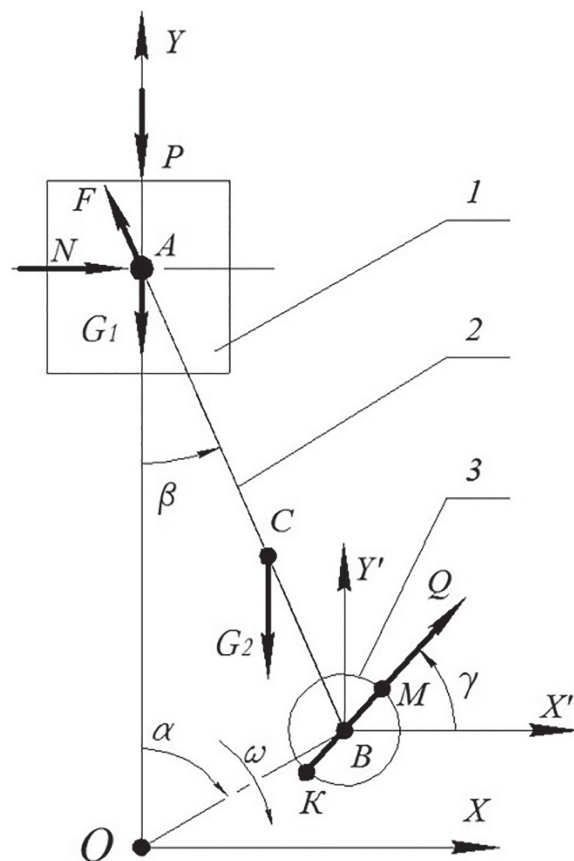


Рис. 2. Общая расчетная схема КШМ:
1 – поршень; 2 – шатун; 3 – шатунная шейка;
 P – сила давления газов, действующая на поршень;
 F – сила, приложенная к поршню со стороны шатуна; N – сила, приложенная к поршню со стороны цилиндра (не показан); G_1 – сила тяжести поршня; G_2 – сила тяжести шатуна

является общей, при составлении уравнений движения можно ограничиться рассмотрением только двух связанных тел (деталей) системы, а именно: поршнем 1 и шатуном 2.

Поскольку, согласно принятым допущениям, поршень совершает поступательное движение в цилиндре, из трех уравнений системы (1) для составления уравнений движения поршня используем только проекции сил на оси системы координат XOY :

$$\begin{cases} N - F^x = 0; \\ m_1 a_1^y = -P - G_1 - F^y \end{cases}$$

или

$$\begin{cases} N - F^x = 0; \\ m_1 a_1^y = -P - m_1 g - F^y, \end{cases} \quad (2)$$

где нижний индекс 1 – признак принадлежности массы m и линейного ускорения a к телу 1

(т.е. поршню) рассматриваемой системы двух движущихся тел «поршень (1) – шатун (2)»; g – ускорение свободного падения тела.

После записи в координатной форме система уравнений (2) приобретает вид:

$$\begin{cases} N - F^x = 0; \\ m_1 \ddot{y}_A = -P - m_1 g - F^y, \end{cases} \quad (3)$$

где $\ddot{y}_A$ – ускорение точки A (центра масс поршня) в направлении координаты y .

Поскольку силу давления газов на поршень P и массу поршня m_1 считаем известными входными величинами, а ускорение $\ddot{y}_A$ – подлежащим отдельному вычислению, в системе уравнений (3) имеются три неизвестные, а именно: боковая сила N и две проекции F^x и F^y вектора F .

Для сопряженного с поршнем тела 2 – шатуна, который совершает сложное (поступательное и вращательное) движение, уравнения движения в координатной форме получают следующий вид:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_C = F^x + Q^x; \\ m_2 \ddot{y}_C = F^y - m_2 g + Q^y; \\ J \ddot{\beta} = -l(\cos \beta \cdot F^x + \sin \beta \cdot F^y) + \\ + (L - l) \cos \beta \cdot Q^x + (R - \lambda l) \sin \alpha \cdot Q^y, \end{cases} \quad (4)$$

где нижний индекс 2 – признак принадлежности массы m и линейного ускорения a к телу 2 (т.е. шатуну) рассматриваемой системы двух движущихся тел «поршень (1) – шатун (2)»; J – момент инерции шатуна относительно центра масс C ; $\ddot{\beta}$ – угловое ускорение качания шатуна; λ – отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L .

В системе уравнений (4) присутствуют четыре неизвестные проекции сил, а именно: F^x , F^y , Q^x и Q^y . Для получения решения производим объединение систем уравнений (3) и (4):

$$\begin{cases} N - F^x = 0; \\ m_1 \ddot{y}_A = -P - m_1 g - F^y; \\ m_2 \ddot{x}_C = F^x + Q^x; \\ m_2 \ddot{y}_C = F^y - m_2 g + Q^y; \\ J \ddot{\beta} = -l(\cos \beta \cdot F^x + \sin \beta \cdot F^y) + \\ + (L - l) \cos \beta \cdot Q^x + (R - \lambda l) \sin \alpha \cdot Q^y. \end{cases} \quad (5)$$

Объединенная система (5) является замкнутой, т.к. состоит из пяти уравнений, содержащих пять неизвестных: N , F^x , F^y , Q^x и Q^y .

Результаты и обсуждение

Решая систему уравнений (5), получаем выражения искомым проекций силы Q на оси координат X и Y :

$$Q^x = \frac{J\ddot{\beta} + lm_2[\cos\beta \cdot \ddot{x}_C + \sin\beta \cdot (\ddot{y}_C + g)] - R\sin\alpha \cdot Q^y}{L\cos\beta}; \quad (6)$$

$$Q^y = -m_1(\ddot{y}_A + g) + m_2(\ddot{y}_C + g) - P. \quad (7)$$

Проекции (6) и (7) используем для нахождения искомой угловой координаты γ точки M , из которой согласно принятой гипотезе происходит истечение струи моторного масла:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Q^y}{Q^x}\right). \quad (8)$$

Для входных данных, соответствующих номинальному режиму работы (значений давления газов в цилиндре, а также размеров и масс деталей КШМ дизеля-объекта исследования), на основе выражения (8) были рассчитаны значения угла γ (табл. 1) и представлена их геометрическая интерпретация за период четырехтактного рабочего цикла указанного ДВС (рис. 3).

Если свести все изображения кривошипа на рис. 3 в положение верхней мертвой точки КШМ, то можно заметить, что зона касания наружной поверхности шатунной шейки с внутренней поверхностью отверстия кривошипной головки располагается преимущественно в нижней полуокружности сопряженных поверхностей этих элементов шатунного подшипника. Именно в этой зоне касания происходит изнашивание шатунных вкладышей и шатунной шейки, что соответствует практике и что подтверждают диаграммы износа шатунной шейки, построенные на основе значений силы Q , полученных разными методами расчета (рис. 4).

Качественное совпадение сравниваемых результатов износа шатунной шейки на рис. 4 указывает на правомерность применения

Таблица 1

Результат расчета угла γ по формулам (6)–(8) данной работы для номинального режима работы, размеров и масс деталей КШМ дизеля 1С 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д)

Угол ПКВ α , град.	Давление газов в цилиндре p , кПа	Угловая координата т. M γ , град.
0	70	90
30	31	83
60	24	54
90	25	332
120	38	303
150	53	286
180	81	270
210	91	254
240	113	239
270	224	219
300	578	188
330	2182	244
360	11435	270
390	5964	282
420	1855	302
450	870	305
480	551	296
510	332	285
540	281	270
570	163	254
600	99	238
630	72	211
660	68	130
690	66	98
720	70	90

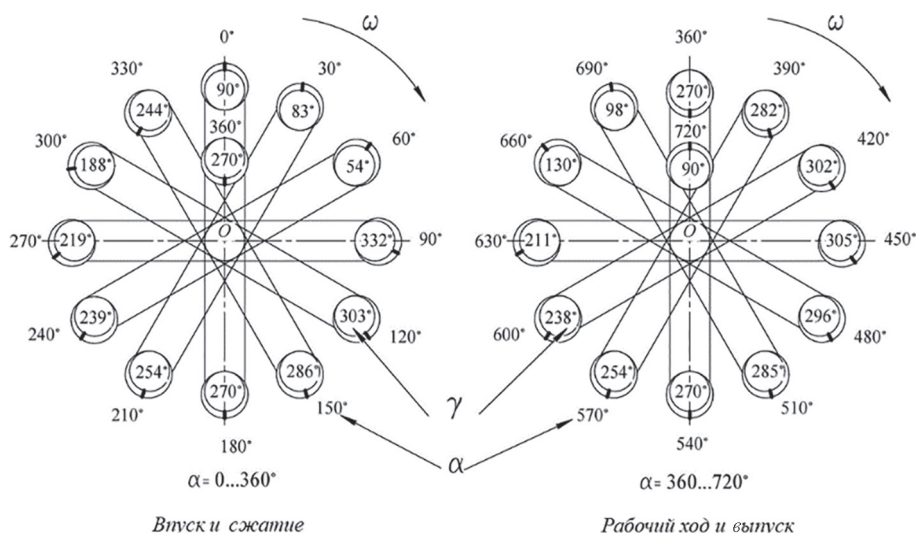


Рис. 3. Геометрическая интерпретация изменения угла γ – координаты точки выброса струи масла из вращающегося шатунного подшипника в течение рабочего цикла дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д)

Таблица 2

Сравнение расчетных значений силы Q , полученных при использовании разных методик расчета

Угол ПКВ α , град.	Сила Q (в Н), рассчитанная согласно методике		Разница значений	
	данной работы	работы [15]	Абсолютная, Н	Относительная, % (с точностью до целых)
0	8012	7979	-33	0
30	6702	6699	-3	0
60	3383	3479	96	3
90	3328	3533	205	6
120	5283	5514	231	4
150	6018	6138	120	2
180	6255	6288	33	1
210	6234	6385	151	2
240	5704	5995	291	5
270	4245	4497	252	6
300	2847	2926	79	3
330	6159	6284	125	2
360	56479	56520	41	0
390	27643	27890	247	1
420	8996	9216	220	2
450	7731	8003	272	4
480	8200	8479	279	3
510	7607	7734	127	2
540	7389	7423	34	1
570	6643	6799	156	2
600	5625	5914	289	5
630	3530	3769	239	7
660	3226	3303	77	2
690	6509	6505	-4	0
720	8012	7979	-33	0

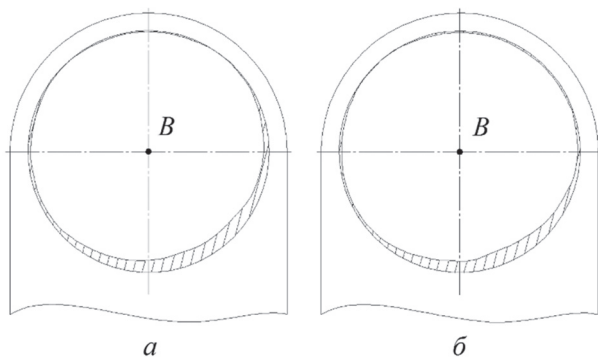


Рис. 4. Сопоставление диаграмм износа шатунной шейки дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д):

a – по результатам данного исследования;
б – согласно методике работы [15]

обоих подходов к расчету силы Q . В то же время, представленное в табл. 2 количественное расхождение и его численный уровень, достигающий на ряде расчетных шагов 7 %, свидетельствуют о том, что при использовании в данном исследовании более строгой модели, каковой является система уравнений механики твердого тела, по сравнению с упрощенными выражениями для расчета этой силы в работе [15] имеет место соразмерное с указанным выше расхождением повышение точности и достоверности результатов расчета как силы Q , так и, соответственно, определяемого этой силой искомого угла γ .

Полученный в результате выполненного исследования массив уточненных расчетных значений угловой координаты точки выброса струи масла будет использован для программирования, а затем моделирования и оптимизации процессов струйного маслоснабжения, трения и изнашивания деталей ЦПГ.

Выводы

1. На основе составления и решения системы уравнений механики твердого тела применительно к традиционному КШМ получены аналитические выражения для расчета угловой координаты точки истечения струи масла из вращающегося шатунного подшипника.

2. Достоверность разработанной расчетной модели и результатов расчета значений угловой координаты подтверждена на качественном и количественном уровнях сопоставлением соответственно диаграмм износа шатунной шейки и значений силы, действующей на эту шейку, полученных разными методами; при этом применение принятого в данном исследовании метода позволило на 7 % повысить

точность вычисления силы, определяющей положение искомой точки выброса струи масла.

3. В результате расчета по разработанной модели определен массив угловых координат точек истечения струй моторного масла из вращающегося шатунного подшипника, предназначенный для последующего расчетного моделирования процесса струйного маслоснабжения и оптимизации на этой основе условий смазки, трения и изнашивания деталей ЦПГ.

Литература

1. Алексеев В.П., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. Manz D., Cowart J., Cheng W. High-speed video observation of engine oil aeration. SAE Techn. Pap. 2004-01-2913. 2004. DOI: 10.4271/2004-01-2913.
3. Gamble R.J., Priest M., Taylor C.M. Detailed analysis of oil transport in the piston assembly of a gasoline engine. Tribology letters. 2003. Vol. 14. No. 2. P. 147–156.
4. Honel B., Meillier R., Brix F., Noda Y., Andou T., Hosoya M. Model of an engine lubrication circuit including predictive bearing components. SAE Techn. Pap. 2003-01-1965. 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1965.
5. Матвеевский Р.М., Комендант В.И. Влияние температуры на трение и задир при возвратно-поступательном движении образцов // Исследование смазочных материалов при трении. М.: Наука, 1981. С. 89–96.
6. Заренбин В.Г. Теория и тепловые расчеты на заедание в деталях цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания: автореф. дис. докт. техн. наук. 05.04.02. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 1995. 32 с.
7. Богач В.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности МОД в условиях повышенных износов и задиров сопряжения втулка цилиндра – поршневое кольцо // Судовые энергетические установки. 2008. № 22. С. 11–18.
8. Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. 2006. №. 7. С. 1–5.
9. Доценко В.Н., Белогуб А.В., Москаленко И.Н. Методика проектирования профиля поршня ДВС // Вісник двигунобудування. 2015. № 1. С. 74–80.

10. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Экспериментальное исследование условий маслоснабжения цилиндра быстроходного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 45–49.
11. Takiguchi M., Nakayama K., Furuhashi S., Yoshida H. Variation of piston ring oil film thickness in an internal combustion engine – comparison between thrust and anti-thrust sides. SAE Techn. Pap. 980563. 1998. DOI: 10.4271/980563.
12. Tamminen J., Sandström C.E., Andersson P. Influence of load on the tribological conditions in piston ring and cylinder liner contacts in a medium-speed diesel engine // Tribology international. 2006. Vol. 39. № 12. P. 1643–1652. DOI: 10.1016/j.triboint.2006.04.003.
13. Агеев А.Г. Снижение механических потерь в быстроходном дизеле воздушного охлаждения совершенствованием конструкции деталей ЦПГ: автореф. дисс. канд. техн. наук. 05.04.02. Москва. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. 16 с.
14. Путинцев С.В., Бикташев А.Ф., Пилацкая С.С. Некоторые результаты экспериментального моделирования условий маслоснабжения ЦПГ малоразмерного четырехтактного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 5. С. 69–75.
15. Попык Г.К. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1965. 258 с.
1. Alekseev V.P., Voronin V.F., Grekhov L.V. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Ustroistvo i rabota porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei [Internal combustion engines. Design and operation of piston and supercharged engines]. Moscow. Mashinostroenie Publ. 1990. 288 p.
2. Manz D., Cowart J., Cheng W. High-speed video observation of engine oil aeration. SAE Techn. Pap. 2004-01-2913. 2004. DOI: 10.4271/2004-01-2913.
3. Gamble R.J., Priest M., Taylor C.M. Detailed analysis of oil transport in the piston assembly of a gasoline engine. Tribology letters. 2003. Vol. 14. No. 2. P. 147–156.
4. Honel B., Meillier R., Brix F., Noda Y., Andou T., Hosoya M. Model of an engine lubrication circuit including predictive bearing components. SAE Techn. Pap. 2003-01-1965. 2003. DOI: 10.4271/2003-01-1965.
5. Matveevsky R.M., Komendant V.I. Influence of temperature on friction and scuffing under reciprocating movement of samples. Issledovanie smazochnykh materialov pri trenii. [Research of lubricants under friction]. Moscow. Nauka Publ. 1981. P. 89–96.
6. Zarenbin V.G. Teoriya i teplovye raschety na zaedanie v detalyakh tsilindroporshnevoi gruppy dvigatelei vnutrennego sgoraniya: avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Theory and thermal calculations for jamming of cylinder-piston group parts of internal combustion engines]: abstract of diss...doc. sci. in eng.]. 05.04.02. Moscow. BMSTU. 1995. 32 p.
7. Bogach V.M., Molodtsov N.S. Improving the reliability of low-speed diesels in conditions of increased wear and scuffing of the coupling cylinder sleeve-piston ring. Sudovye energeticheskie ustanovki. 2008. No. 22. P. 11–18.
8. Nikishin V.N. Investigation of the uneven temperature field of the cylinder liner and piston of an automobile diesel engine. Sotsialno-ekonomicheskie i tekhnicheskie sistemy: issledovanie, proektirovanie, optimizatsiya. 2006. No. 7. P. 1–5 (in Russ.).
9. Dotsenko V.N., Belogub A.V., Moskalenko I.N. Method of designing the internal combustion engine piston profile. Visnik dvigunobuduvannya. 2015. No. 1. P. 74–80.
10. Putintsev S.V., Ageev A.G. An experimental research of cylinder oil supply condition in a hi-speed four-stroke piston engine. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No. 10. P. 45–49.
11. Takiguchi M., Nakayama K., Furuhashi S., Yoshida H. Variation of piston ring oil film thickness in an internal combustion engine – comparison between thrust and anti-thrust sides. SAE Techn. Pap. 980563. 1998. DOI: 10.4271/980563.
12. Tamminen J., Sandström C.E., Andersson P. Influence of load on the tribological conditions in piston ring and cylinder liner contacts in a medium-speed diesel engine. Tribology international. 2006. Vol. 39. No. 12. P. 1643–1652. DOI: 10.1016/j.triboint.2006.04.003.
13. Ageev F.G. Snizhenie mekhanicheskikh poter' v bystrokhodnom dizele vozdušnogo okhlazhdeniya sovershenstvovaniem konstruktssii detalei TSPG [Reduction of mechanical losses in a high-speed air-cooled diesel engine by improving the design of CPG parts]: abstract of diss. cand. sci. in eng.]. 05.04.02. Moscow. BMSTU. 2017. 16 p.
14. Popyk G.K. Dinamika avtomobilnykh i traktornykh dvigatelei [Dynamics of automobile and tractor engines]. Moscow. Mashinostroenie Publ. 1965. 258 p.
15. Putintsev S.V., Biktashev A.F., Pilatskaya S.S. Some results of experimental modeling cylinder and piston group oil supply conditions of the low-sized four-stroke diesel engine. Traktory i sel'khoz mashiny. 2018. No. 5. P. 69–75 (in Russ.).

Reference