

УДК 621.432

Остаточная неуравновешенность поршневых двигателей, обусловленная геометрическими параметрами шатуна

А.И. Яманин

ФГБОУ «Ярославский государственный технический университет»

Piston engine residual imbalance caused by the connecting rod geometry

A.I. Yamanin

Yaroslavl State Technical University

Результаты численного анализа уравновешенности многоцилиндровых поршневых двигателей в среде специализированных программных продуктов не всегда совпадают с данными аналитических расчетов. Наиболее часто это наблюдается при исследовании двигателей с короткими шатунами. Выдвинута гипотеза о том, что причиной такого несоответствия является использование при аналитических расчетах двухмассовых статических моделей кривошипно-шатунного механизма. На примере восьмицилиндрового V-образного двигателя определены неуравновешенные моменты сил инерции, развиваемых третьими замещающими массами динамической модели такого механизма с короткими шатунами, которые могут достигать 10 % моментов, определенных аналитическим расчетом. Введение в конструкцию двигателя длинных шатунов способно практически устранить разницу между результатами аналитического и численного расчетов даже при применении статической модели кривошипно-шатунного механизма. Это также подтверждено расчетами других многоцилиндровых двигателей. Тем самым объяснена причина возникновения несоответствия результатов аналитического и численного расчетов внешней неуравновешенности многоцилиндровых двигателей с короткими шатунами. Показано, что при анализе уравновешенности предпочтительнее использовать трехмассовые динамические модели шатунов (особенно, коротких и/или несимметричных).

EDN: GVUNOA, <https://elibrary/gvunoa>**Ключевые слова:** уравновешенность двигателей, аналитический расчет, численный расчет, динамическая модель шатуна, статическая модель шатуна

Results of numerical analysis of the multi-cylinder piston engine balance in the specialized software products environment do not always coincide with data from the analytical computation. This is most often observed in studying engines with the short connecting rods. The paper proposes a hypothesis that the reason for this discrepancy lies in introducing the two-mass static models of the crank mechanism in analytical computation. The eight-cylinder V-shaped engine was used as an example to determine unbalanced moments of the inertia forces developed by the third substituting masses of such a mechanism dynamic model with the short connecting rods, which were able to reach 10% of the moments determined in the analytical computation. Introduction of long connecting rods into the engine design could practically eliminate the difference between results of the analytical and numerical computation, even when using static models of the crank mechanism. This is also confirmed by computing the other multi-cylinder engines. It explains the reason for dis-

crepancy between the analytical and numerical results in computing external imbalance of the multi-cylinder engines with the short connecting rods. It is shown that when analyzing balance, it is preferable to use the three-mass dynamic models of the connecting rods (especially, short and/or asymmetrical).

EDN: GVUNOA, <https://elibrary/gvunoa>

Keywords: engine balance, analytical computation, numerical computation, connecting rod dynamic model, connecting rod static model

К современным поршневым двигателям (ПД) предъявляются высокие требования как по выбросам вредных веществ и экономичности, так и по виброактивности, одной из причин которой является неуравновешенность ПД. Анализ уравновешенности выполняют уже на ранних стадиях проектирования ПД. Для многих наиболее распространенных компоновочных схем значимые неуравновешенные факторы и средства их подавления уже известны.

Так, у восьмицилиндрового V-образного ПД с углом развала цилиндров, равным 90° , и крестообразной схемой заковки кривошипов коленчатого вала не уравновешены моменты сил инерции поступательно движущихся масс (ПДМ) первого порядка и моменты центробежных сил неуравновешенных вращающихся масс (НВМ). При этом оба названных момента действуют в одной фазе, что позволяет уравновешивать их одними и теми же противовесами [1]. О возможности такого уравновешивания свидетельствует форма годографа суммы неуравновешенных моментов, имеющая вид правильной окружности.

В последние годы при исследовании динамики ПД активно применяют численные методы, реализуемые в таких программных продуктах, как LMS Imagine.Lab AMESim, Cosmos Motion for Solid Works, среда динамического моделирования Autodesk Inventor, ANSYS Workbench, Универсальный механизм, ФРУНД и др. [2–7].

Методики анализа уравновешенности ПД в среде этих программных продуктов весьма схожи: к поршням трехмерной модели ПД не прикладывают газы, а коленчатому валу задают постоянную угловую скорость. В этом случае действующие на неподвижные корпусные детали силы и моменты будут обусловлены только силами инерции ПДМ и НВМ.

При проведении такого расчета для трехмерной модели кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ПД 8ЧН 8,4/9 (рис. 1), обнаружено, что форма годографа неуравновешенных моментов НВМ и ПДМ отличается от окружно-

сти (рис. 2). Причем максимальная разность между значениями неуравновешенных моментов, определенных аналитическим путем и численным расчетом, достигала 10...12 %.

Такой результат получен при расчетах в среде различных программных продуктов, что вполне объяснимо. В большинстве случаев при решении задач автоматически формируются дифференциальные уравнения движения звеньев, которые решаются численными методами с учетом взаимосвязей, наложенных при создании трехмерной модели.

На рис. 2 годографы представлены в относительной форме. Неуравновешенные моменты сил инерции m_x и m_y вдоль осей соответствующих осей определены по формулам

$$m_x = \frac{M_x}{(m_{\text{ПДМ}} + m_{\text{НВМ}}) R \omega^2 d};$$

$$m_y = \frac{M_y}{(m_{\text{ПДМ}} + m_{\text{НВМ}}) R \omega^2 d},$$

где M_x и M_y — абсолютные значения неуравновешенных моментов вдоль осей координат x и y ; $m_{\text{ПДМ}}$ и $m_{\text{НВМ}}$ — ПДМ и НВМ; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость коленчатого вала; d — межцилиндровое расстояние.

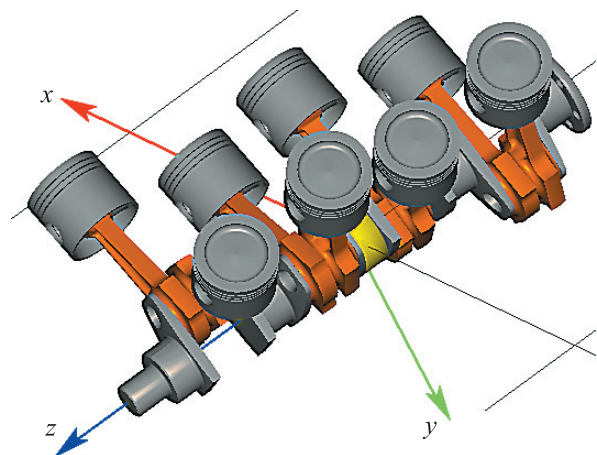


Рис. 1. Твёрдотельная модель КШМ ПД 8ЧН 8,4/9 в главной системе координат xuz , построенная в среде UM Express

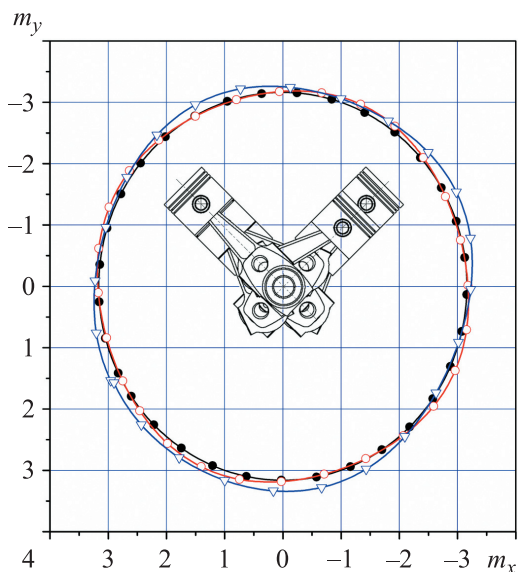


Рис. 2. Годографы неуравновешенных моментов сил инерции в восьмицилиндровом V-образном ПД:
 —●— данные аналитического расчета;
 —○— и —△— результаты численного расчета в среде Autodesk Inventor и ANSYS WBU

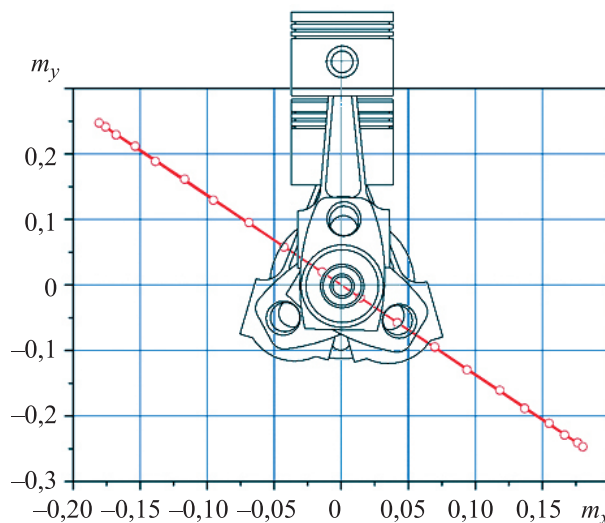


Рис. 3. Годограф неуравновешенных суммарных моментов в шестицилиндровом рядном ПД, построенный в среде Autodesk Inventor

Известно, что шестицилиндровый рядный ПД с зеркальным коленчатым валом и заклиной кривошипов в форме трехлучевой звезды является полностью уравновешенным (в этом случае невозможно построить никаких годографов). Однако в результате такого же численного эксперимента и для него получен годограф неуравновешенного момента в виде отрезка прямой линии (рис. 3). То же выявлено и для двенадцатицилиндрового ПД.

Цель работы — установить причины расхождения данных, полученных по аналитическим зависимостям и численным методом в среде программных продуктов для исследования динамики механических систем.

К конструктивным особенностям рассматриваемого ПД относится предельно малая длина шатуна (постоянная КШМ $\lambda = 0,3214$), что характерно для многих современных конструкций форсированных ПД беспилотных летательных аппаратов. Известно также, что геометрические параметры шатуна оказывают влияние на результаты многих определяемых расчетом динамических характеристик ПД [8, 9].

Не менее важным является применение при расчетах корректной динамической модели КШМ, которая в значительной степени определяется степенью совершенства модели шатуна. Так, в работах [10, 11] показано, что использование динамической модели шатуна способствует более точному определению

нагрузок на шейки и подшипники коленчатого вала.

Вопрос о границах применимости статических и динамических моделей шатунов ранее был рассмотрен В.В. Котляровым [12], который установил, что статические модели шатунов можно использовать при условии

$$l_s = \frac{J_{ш}}{M_{ш}l_{ш.п}} + l_{ш.п} < L,$$

где l_s — центр качания шатуна (точка приложения всех тангенциальных сил инерции, развиваемых шатуном); $J_{ш}$ — момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс перпендикулярно плоскости качания; $M_{ш}$ и L — масса и длина шатуна; $l_{ш.п}$ — расстояние от центра масс до центра поршневой головки.

Согласно работе [12], при $l_s > L$ недопустимо применять статические модели шатунов, а случаи, когда $l_s = L$, практически не встречаются.

В рассматриваемом примере это условие не выполнялось. Была выдвинута гипотеза о влиянии модели шатуна на результат не только силового анализа, но и анализа уравновешенности ПД.

Для проверки этой гипотезы выполнен расчет уравновешенности ПД с учетом трехмассовой динамической модели шатуна, которая включает в себя массы, приведенные соответственно к поршневой $m_{ш.п}$ и кривошипной

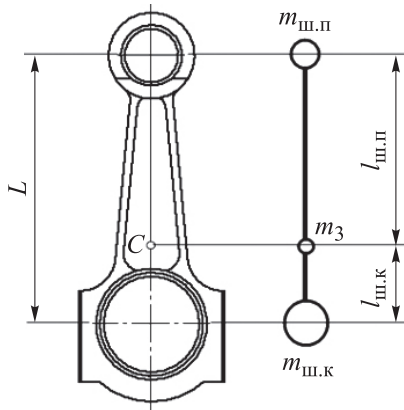


Рис. 4. Трехмассовая динамическая модель шатуна

$m_{ш.к}$ головкам, а также третью массу m_3 , расположенную в центре масс C (рис. 4).

Расчетные формулы для определения этих масс в общем виде приведены в работе [10]. Если шатун является симметричным, то формулы упрощаются и принимают вид

$$m_{ш.п} = \frac{J_{ш}}{l_{ш.п}L}; \quad m_{ш.к} = \frac{J_{ш}}{l_{ш.к}L}; \quad m_3 = M_{ш} - \frac{J_{ш}}{l_{ш.к}l_{ш.п}},$$

где $l_{ш.к}$ — расстояние от центра масс шатуна до центра его кривошипной головки.

Следует отметить, что, помимо трехмассовой динамической модели шатуна известны двухмассовые (с дополнительными моментами инерции), описанные в работах [13, 14].

Алгоритм решения задачи предусматривал расчет замещающей массы m_3 , определение координат и составляющих ускорений и далее сил инерции центров масс шатунов и их моментов. Схема механизма образования последних приведена на рис. 5, где для примера показаны цилиндропоршневые группы только первого и пятого цилиндров восьмицилиндрового ПД (P_{j1x} , P_{j1y} , P_{j5x} и P_{j5y} — составляющие сил инерции ПДМ; z_1 и z_5 — координаты точек приложения сил). Решение этой задачи существенно упрощается при использовании программных продуктов для исследования динамики механизмов (Working Model 2D, Artas [15], модуль динамики приложения АПМ и др.).

Анализ результатов расчетов показал, что для показанного на рис. 4 короткого шатуна (длиной 140 мм и массой 0,849 кг) третья замещающая масса m_3 составляет всего 0,031 кг.

Годограф суммарных моментов всех таких масс восьмицилиндрового ПД приведен на

рис. 6 (значения моментов даны в относительных единицах). Расположение максимумов на годографе соответствует максимальным отклонениям результатов аналитического и численного расчетов.

Таким образом, выявленное несовпадение результатов аналитического и численного расчетов уравновешенности свидетельствует не о погрешностях вычислений, а о наличии не учитываемой при аналитическом расчете остаточной неуравновешенности, обусловленной различием статической и динамической моделей шатуна. Эта остаточная неуравновешенность

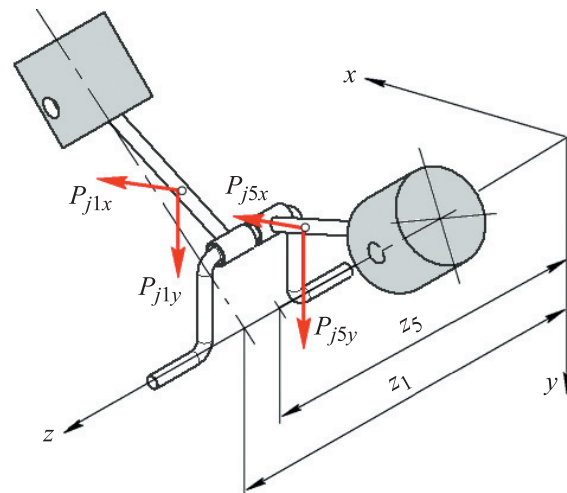


Рис. 5. Схема механизма образования моментов относительно осей x и y силами инерции ПДМ первого и пятого цилиндров, развиваемых массами m_3 динамической модели шатунов

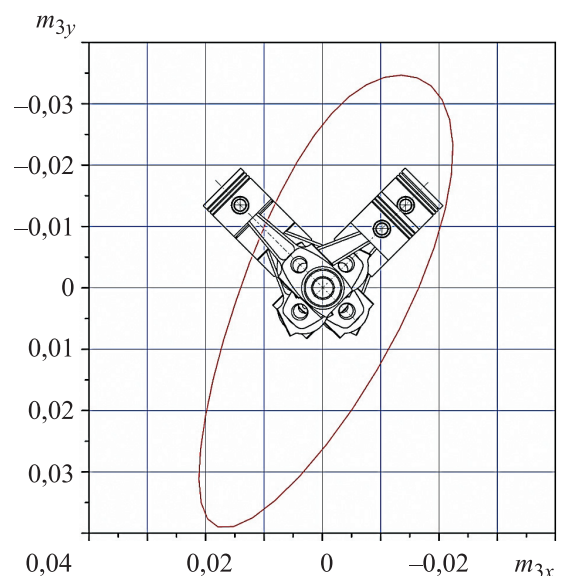


Рис. 6. Годограф остаточных неуравновешенных моментов восьмицилиндрового ПД, построенный в среде Autodesk Inventor

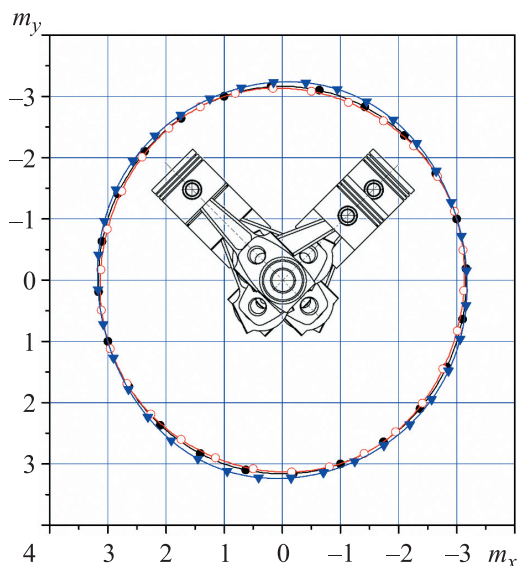


Рис. 7. Годографы неуравновешенных моментов сил инерции в восьмицилиндровом ПД с длинными шатунами:
 ● — данные аналитического расчета;
 ○ и ▲ — результаты численного расчета в среде Autodesk Inventor при симметричном и несимметричном шатуне

является еще одной причиной виброактивности ПД.

Для большей убедительности в корректности гипотезы о влиянии модели КШМ на результат анализа его уравновешенности описанный численный эксперимент выполнен для КШМ с длинным симметричным шатуном, у которого значение постоянной КШМ было в 1,5 раза меньше, чем у короткого шатуна (в свя-

зи с чем выполнялось условие $l_s > L$). В этом случае имеет место удовлетворительное совпадение результатов аналитического и численного расчетов (рис. 7), свидетельствующее о том, что для ПД с длинными симметричными шатунами остаточная неуравновешенность весьма мала.

Впоследствии конструкция длинного шатуна была изменена так, что он стал несимметричным (его масса при этом не изменилась). Численный эксперимент для ПД с такими шатунами показал, что годограф неуравновешенных моментов вновь искажается. Таким образом, несимметричность шатуна (даже длинного) увеличивает остаточную неуравновешенность (см. рис. 7).

Выводы

1. Установлено, что в многоцилиндровых ПД с КШМ присутствует остаточная неуравновешенность, обусловленная геометрическими параметрами шатуна и вызывающая вибрации.

2. Причиной возникновения несоответствия аналитических и численных результатов расчета внешней неуравновешенности многоцилиндровых ПД с короткими шатунами является использование двухмассовой статической модели шатуна при аналитическом расчете.

3. Показано, что при анализе уравновешенности предпочтительнее применять трехмассовые динамические модели шатунов (особенно, коротких и/или несимметричных).

Литература

- [1] Яманин А.И., Жуков В.А., Барышников С.О. *Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Санкт-Петербург, Лань, 2021. 592 с.
- [2] Поляков К.А. *Моделирование кривошипно-ползунного механизма в программном комплексе «Универсальный механизм»*. Самара, СамГУ, 2008. 42 с.
- [3] Лихачев Д.С., Тараторкин И.А., Харитонов С.А. Анализ возмущающих крутящих моментов силовых установок средствами программного пакета LMS Imagine.Lab AMESim. *Труды НАМИ*, 2016, № 3, с. 83–92.
- [4] Управляй переменами. Применение LMS Imagine.Lab AMESim в компании Renault. *CAD/CAE/CAM-Observer*, 2016, № 2, с. 34–37.
- [5] PRADIS — программный комплекс для анализа динамики систем различной физической природы. *laduga.ru: веб-сайт*. URL: <http://www.laduga.ru/pradis/pradis.shtml> (дата обращения: 21.05.2019).
- [6] Яманин А.И. *Динамические расчеты поршневых двигателей в среде Autodesk Inventor Professional*. Ярославль, ЯГТУ, 2013. 112 с.
- [7] Горобцов А.С., Солоденков С.В. Расчетные задачи динамики систем твердых и упругих тел в программном комплексе ФРУНД. *Машиностроение и инженерное образование*, 2008, № 4, с. 31–38.

- [8] Истомина П.А., Минасян М.А. Динамические модели кривошипно-шатунных механизмов поршневых двигателей и их деталей. *Двигателестроение*, 1984, № 9, с. 20–24.
- [9] Минасян М.А. *Особенности динамики ДВС с несимметричными шатунами*. Дисс. ... канд. тех. наук. Ленинград, ЦНИДИ, 1988. 262 с.
- [10] Яманин А.И., Жуков В.А., Барышников С.О. Силовой анализ поршневого двигателя с использованием динамических моделей кривошипно-шатунного механизма. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2018, т. 10, № 1, с. 191–200.
- [11] Панченко М.Н. Уточнение методики моделирования динамики кривошипно-шатунного механизма тепловозного дизеля. *Известия Петербургского университета путей сообщения*, 2009, № 3, с. 136–147.
- [12] Котляров В.В., Мигай И.К. Особенности динамики шатуна современных двигателей. *Двигателестроение*, 1980, № 11, с. 26–28.
- [13] Львов Е.Д. *Динамика поршневых двигателей*. Москва-Ленинград, ОНТИ НКТП СССР, 1936. 274 с.
- [14] Холмаков И.И. *Динамика авиационных двигателей*. Москва-Ленинград, Оборонгиз, 1938. 148 с.
- [15] Яманин А.И. *Динамические расчеты поршневых двигателей в среде Working Model 2D*. Ярославль, ЯГТУ, 2015. 171 с.

References

- [1] Yamanin A.I., Zhukov V.A., Baryshnikov S.O. *Dinamika porshnevykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [The dynamics of reciprocating internal combustion engines]. Sankt-Petersburg, Lan Publ., 2021. 592 p. (In Russ.).
- [2] Polyakov K.A. *Modelirovanie krivoshipno-polzunnogo mekhanizma v programmnom komplekse «Universalnyy mekhanizm»* [Modelling of the crank-slide mechanism in "Universal mechanism" software complex]. Samara, SamGU Publ., 2008. 42 p. (In Russ.).
- [3] Likhachev D.S., Taratorkin I.A., Kharitonov S.A. Analysis of disturbing torque by means of LMS imagine.lab amesim software package. *Trudy NAMI*, 2016, no. 3, с. 83–92. (In Russ.).
- [4] Manage changes. Application of the Imagine.Lab AMESim LMS at Renault. *CAD/CAE/CAM-Observer*, 2016, no. 2, pp. 34–37. (In Russ.).
- [5] PRADIS — programmnyy kompleks dlya analiza dinamiki sistem razlichnoy fizicheskoy prirody [PRADIS - software package for analysing the dynamics of systems of different physical nature]. *laduga.ru: website*. URL: <http://www.laduga.ru/pradis/pradis.shtml> (accessed: 21.05.2019). (In Russ.).
- [6] Yamanin A.I. *Dinamicheskie raschety porshnevykh dvigateley v srede Autodesk Inventor Professional* [Dynamic calculations of piston engines in Autodesk Inventor Professional environment]. Yaroslavl, YaGTU Publ., 2013. 112 p. (In Russ.).
- [7] Gorobtsov A.S., Solodenkov S.V. FRUND — the software package for the dynamic simulation of the rigid and flexible bodies systems. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*, 2008, no. 4, pp. 31–38. (In Russ.).
- [8] Istomin P.A., Minasyan M.A. Dynamic models of crank and connecting-rod assemblies for RIC engines and their parts. *Dvigatelistroenie*, 1984, no. 9, pp. 20–24. (In Russ.).
- [9] Minasyan M.A. *Osobennosti dinamiki DVS s nesimmetrichnymi shatunami*. Diss. ... kand. tekhn. nauk [Dynamics of internal combustion engines with asymmetrical connecting rods. Kand. tech. sci. diss.]. Leningrad, TsNIDI Publ., 1988. 262 p. (In Russ.).
- [10] Yamanin A.I., Zhukov V.A., Baryshnikov S.O. Force analysis of reciprocating engine using dynamic models of crank mechanism. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2018, vol. 10, no. 1, pp. 191–200. (In Russ.).
- [11] Panchenko M.N. Refinement of the methodology for modelling the dynamics of the crank-rod mechanism of a diesel locomotive diesel engine. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya* [Proceedings of Petersburg Transport University], 2009, no. 3, pp. 136–147. (In Russ.).
- [12] Kotlyarov V.V., Migay I.K. Features of the dynamics of the modern engine connecting rod. *Dvigatelistroenie*, 1980, no. 11, pp. 26–28. (In Russ.).

- [13] Lvov E.D. *Dinamika porshnevykh dvigateley* [Dynamics of piston engines]. Moscow-Leningrad, ONTI NKTP SSSR Publ., 1936. 274 p. (In Russ.).
- [14] Kholmakov I.I. *Dinamika aviatsionnykh dvigateley* [Dynamics of aviation engines]. Moscow-Leningrad, Oborongiz Publ., 1938. 148 p. (In Russ.).
- [15] Yamanin A.I. *Dinamicheskie raschety porshnevykh dvigateley v srede Working Model 2D* [Dynamic calculations of reciprocating engines in the Working Model 2D environment]. Yaroslavl, YaGTU Publ., 2015. 171 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 11.08.2023

Информация об авторе

ЯМАНИН Александр Иванович — доктор технических наук, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания». Ярославский государственный технический университет (150023, Ярославль, Российская Федерация, Московский проспект, д. 88, e-mail: yamaninai1@ystu.ru).

Information about the author

YAMANIN Alexander Ivanovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Professor of the Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (YSTU, 150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovskiy Ave., Bldg. 88, e-mail: yamaninai1@ystu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Яманин А.И. Остаточная неуравновешенность поршневых двигателей, обусловленная геометрическими параметрами шатуна. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 3, с. 77–83.

Please cite this article in English as:

Yamanin A.I. Piston engine residual imbalance caused by the connecting rod geometry. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 3, pp. 77–83.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие «Философия и история образования»

**Авторы: Л.Б. Бахтигулова, Е.Н. Ищенко,
П.Ф. Калашников, И.В. Петухова, К.С. Селянин,
В.Е. Шишов**

Предназначено для освоения дисциплины «Философия и история образования» студентами направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям)». Содержание учебного пособия включает такие темы, как предмет и задачи дисциплины, воспитание в первобытном обществе, воспитание и обучение в условиях цивилизаций Древнего Востока, в античном мире, воспитание и школа в Византии, педагогика в Западной Европе в Средние века и в эпоху Возрождения, в Новое и Новейшее время, воспитание у восточных славян, воспитание, обучение и педагогическая мысль в Древней Руси и Русском государстве, в Российской империи, отечественная школа и педагогика советского периода.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>