

УДК 621.432

doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-60-65

Определение осевой силы при расчете продольных колебаний коленчатого вала поршневых двигателей

А.И. Яманин

Ярославский государственный технический университет

Determining the Axial Force in the Calculation of Axial Vibrations of the Piston Engine Crankshaft

A.I. Yamanin

Yaroslavl State Technical University

При расчете продольных колебаний коленчатого вала поршневого двигателя предпочтительнее применять метод конечных элементов для определения продольной (осевой) возмущающей силы кривошипов. Рассмотрен практический способ ее нахождения как реакции корпусных деталей на нагружение кривошипа радиальной силой. В отличие от расчетов по эмпирическим формулам предлагаемый способ позволяет учесть тангенциальные силы при определении продольной податливости. Показана целесообразность расчета продольных колебаний полноразмерного коленчатого вала поршневого двигателя методом конечных элементов в формулировке Explicit вследствие его информативности.

Ключевые слова: кривошип коленчатого вала, продольные колебания, продольная податливость, возмущающая сила

When calculating the axial vibrations of the piston engine crankshaft, the finite element method is preferable choice for determining the longitudinal (axial) disturbing force of the cranks. The article considers a practical way of finding it as a reaction of body parts to the loading of the crank by radial force. In contrast to calculations using empirical formulas, the proposed method allows taking into account tangential forces when determining the longitudinal compliance. The article shows the appropriateness of calculating the longitudinal vibrations of a full-size crankshaft of a piston engine by the finite element method in the Explicit formulation due to its informativeness.

Keywords: crankshaft, axial vibrations, longitudinal compliance, disturbing force

При форсировании современных поршневых двигателей (далее двигатели) интенсифицируются различные колебательные процессы, приводящие к возникновению дополнительных напряжений в деталях, увеличению вибрации и пр. Применительно к коленчатому валу (КВ) более изучены крутильные колебания. Для их вычисления разработаны различные алгоритмы, программное обеспечение, накоплен опыт расчетных и экспериментальных исследований.

Однако не меньшую опасность (особенно для судовых двигателей) представляют продольные (осевые) колебания КВ, при которых его сечения (и приводимые к ним массы) совершают переменные по значению и направлению перемещения вдоль оси вращения. В судовых энергетических установках продольные колебания КВ воздействуют и на корпус судна.

В связи с возрастающей опасностью продольных колебаний предложено нормировать

их амплитуды [1] и ввести соответствующие нормативы в Правила морского и речного регистров. Показано [2], что расчетная оценка продольных колебаний пока остается единственно возможным способом их прогнозирования. Опасность продольных колебаний заключается и в том, что в двигателях собственные частоты продольных и крутильных колебаний близки, вследствие чего могут возбуждаться так называемые связанные колебания [3].

Наиболее известный алгоритм расчета продольных колебаний, основанный на итерационных вычислениях, в значительной степени аналогичен таковому для крутильных колебаний [4]. Альтернативный алгоритм предусматривает непосредственное интегрирование дифференциальных уравнений движения масс многомассовой системы [5, 6].

В обоих случаях одним из этапов этого расчета является разработка модели колебательной системы и последующее определение продольных податливостей e_n упругих участков. Для участков классических форм (сплошных и полых цилиндров, конусов и пр.) такую задачу решают аналитически с помощью формул теории упругости.

Податливость участков со сложными формами (например, кривошипов) можно определить экспериментально и расчетом по эмпирическим формулам или методу конечных элементов (МКЭ). На сегодняшний день известны многие эмпирические формулы [7], в которых продольная податливость кривошипа ставится в соответствие его основным размерам (рис. 1): наружным и внутренним диаметрам коренной и шатунной шеек соответственно $D_{к.ш}$ и $d_{к.ш}$, $D_{ш.ш}$ и $d_{ш.ш}$, их длинам $L_{к.ш}$ и $L_{ш.ш}$, ширине и толщине щеки B и h , радиусу кривошипа R и др.

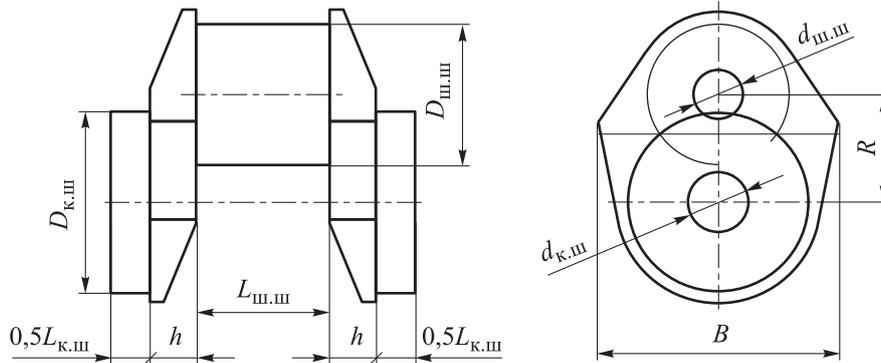


Рис. 1. Расчетная схема для определения продольной податливости кривошипа

К наиболее используемым эмпирическим выражениям относится формула В.С. Стоянова [8]

$$e_n = \frac{1}{E} \left[\frac{(L_{ш.ш} + 0,48h)R^2}{I_{ш.ш}} + \frac{L_{ш.ш} + 0,7h}{F_{ш.ш}} + \frac{L_{к.ш} + 0,7h}{F_{к.ш}} + \frac{4,72Rk_n}{Bch} \left(1 + 1,7 \frac{R^2}{h^2} \right) \right],$$

где k_n — коэффициент, зависящий от величины перекрытия шеек; $I_{ш.ш}$ — момент инерции сечения шатунной шейки; $F_{ш.ш}$ и $F_{к.ш}$ — площади поперечного сечения шатунной и коренной шеек;

$$c = 3,97 - 3,64 \frac{2B}{D_{к.ш} + D_{ш.ш}} + 1,13 \left(\frac{2B}{D_{к.ш} + D_{ш.ш}} \right)^2.$$

При анализе структуры всех эмпирических формул достаточно трудно увидеть какой-либо физический смысл, лежащий в их основе. Ранее отмечалось, что результаты расчета по эмпирическим формулам существенно различаются (то же касается и результатов расчета по соответствующим эмпирическим формулам крутильной податливости кривошипов КВ [9]).

Это обстоятельство проиллюстрировано в таблице, где приведены значения податливости кривошипов судовых двигателей, а также некоторых автомобильных, конвертируемых в судовые. Кроме того, все эмпирические формулы выведены для полноопорных КВ классической формы.

Между тем в современном моторостроении применяют и неполноопорные КВ: в судовом двигателе 2Ч8,5/11, мотоциклетном М-72, авиационном АПД 110/120 и ОРОС (Opposed pistons — opposed cylinders) [10]. К ним же можно отнести КВ с разрезными шатунными шейками. В формулах не учитывается возможная

Значения продольной податливости кривошипов КВ, определенные по эмпирическим формулам

| Разработчик формулы | Продольная податливость кривошипов КВ $e_n \cdot 10^9$, м/Н, двигателей | | | | | | | | | |
|--------------------------|--|------------------|------------------|------------------|------------------|-------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| | ЧН 26/26 | ЧН 25/34 | ЧН 18/22 | ЧН 18/20 | ЧН 10,5/12,7 | ДН 23/30 | ЧН 10,5/13 | ЧН 15/18 | ЧН 14/14 | ЧН 13/14 |
| ЦНИИМФ | 1,3936 | 2,0526 | 1,7591 | 5,6711 | 9,9094 | 2,6894 | 5,1482 | 8,9286 | 4,0219 | 3,7730 |
| Горбунов | 21,0847 | 86,9028 | 1,0296 | 1,3833 | 1,2279 | 35,4254 | 1,5434 | 1,6664 | 1,1623 | 1,3680 |
| Драминский | 43,8976 1,4450 | 1,4735 2,1597 | 1,1481 2,1443 | 1,6074 6,3102 | 1,4112 1,0224 | 67,1865 2,7552 | 1,4040 5,5885 | 1,7161 9,5137 | 1,1330 4,1284 | 1,2243 3,9580 |
| Андерссон | 65,3776 | 2,0902 | 1,6422 | 4,0740 | 5,8784 | 1,4499 | 3,7070 | 5,8713 | 2,0151 | 1,7369 |
| Дорей | 1,6559 | 2,9753 | 2,3551 | 5,6537 | 0,1079 | 2,5259 | 6,3047 | 8,2014 | 3,7837 | 3,1760 |
| Гульельмотти/ Мачотта | 0,45358 | 0,4221 | 0,6023 | 0,0219 | 0,0759 | 0,5234 | 0,0398 | 0,0338 | 0,0224 | 0,0616 |
| Стоянов | 49,5119 | 1,8364 | 1,3560 | 2,3072 | 2,7029 | 1,0580 | 1,9834 | 2,3777 | 1,5835 | 1,6769 |
| Скорчев | 1,0061 | 2,1652 | 1,6146 | 4,1820 | 6,9946 | 1,8034 | 4,0781 | 6,1660 | 2,5854 | 2,0448 |

разница размеров конструктивных элементов кривошипов (например, толщин щек, — рис. 2) одного и того же КВ.

Податливость кривошипа двигателя ЧН 26/26, определенная расчетом по МКЭ, составила $3,322 \cdot 10^{-9}$ м/Н.

Значительная разница значений податливости кривошипов приводит к такой же разнице при вычислении возмущающей колебания осевой силы P_{oc} , определяемой по формуле В.С. Стоянова [8]

$$P_{oc} = mZ/e_n,$$

где Z — радиальная сила; m — так называемый коэффициент влияния, определяемый по громоздкой полуэмпирической формуле, учитывающей размеры кривошипа и перекрытие его щек.

В работе [11] отмечено, что пока существует возможность лишь теоретической оценки этого коэффициента (реализация соответствующего эксперимента весьма затруднена). Вследствие указанных различий в расчетах по эмпириче-

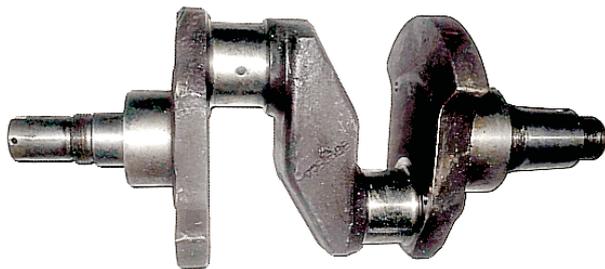


Рис. 2. Внешний вид неполноопорного КВ двигателя 2Ч8,5/11

ским формулам продольной податливости значения осевой силы также существенно различаются (рис. 3) и в ряде случаев превосходят радиальную силу Z . Столь же значительной окажется впоследствии и разница в значениях амплитуд резонансных колебаний.

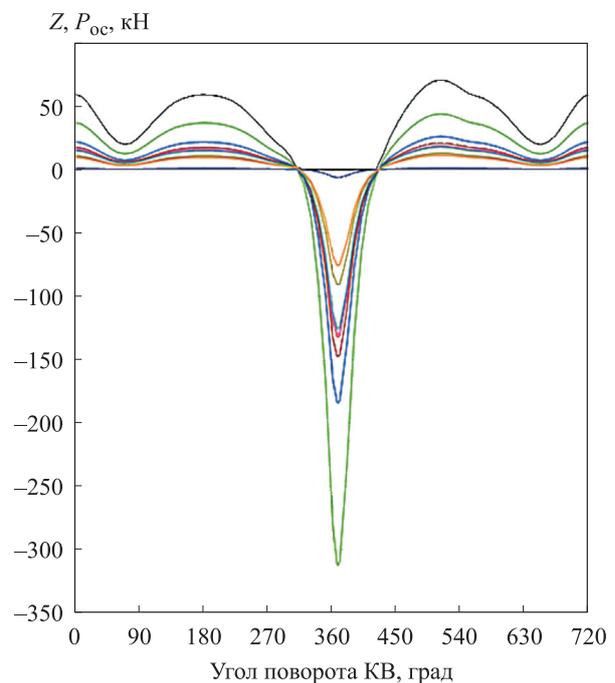


Рис. 3. Влияние угла поворота КВ двигателя ЧН 25/34 на радиальную Z (—) и осевую P_{oc} силу, полученную при расчете продольной жесткости кривошипа по МКЭ (---) и разным эмпирическим формулам:

- ЦНИИМФ; — Горбунова;
- и — Драминского; — Андерссона;
- Дорея; — Гульемотти/Мачотты;
- Стоянова; — Скорчева

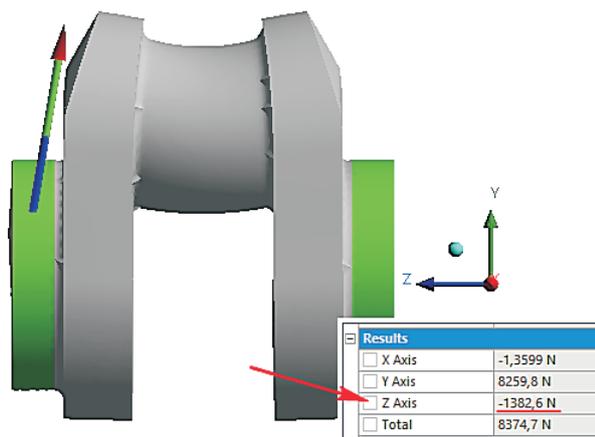


Рис. 4. Пример определения составляющих реакции в коренной опоре кривошипа при его нагружении радиальными силами, приложенными к шатунной шейке кривошипа двигателя ЧН 25/34, в среде приложения ANSYS WBU

Исходя из изложенного, представляется целесообразным использовать при расчете осевой силы МКЭ, отказавшись от применения эмпирических формул. Корректность этого предложения объясняется тем, что осевая сила является реакцией корпуса двигателя на воздействие, вызванное радиальной силой Z.

Цель работы — обоснование и описание практической реализации такого расчета, а также дальнейшего вычисления осевых колебаний.

Современные программные продукты, реализующие расчеты МКЭ, позволяют определять такие реакции, обусловленные наложенными кинематическими и силовыми граничными условиями. На рис. 4 показан пример определения составляющих реакции в коренной опоре кривошипа при его нагружении радиальными силами, приложенными к шатунной шейке кривошипа двигателя ЧН 25/34.

Развитием этого метода расчета может являться применение МКЭ для определения вынужденных продольных колебаний под действием всей системы радиальных и тангенциальных сил, приложенных к шатунным шейкам (в основном реализуемые алгоритмы расчета продольных колебаний учитывают только радиальные силы, хотя о роли тангенциальных сил в развитии этих колебаний известно [11]). При этом в соответствии с рекомендациями [4] принимаются во внимание силы всех цилиндров, связанных с кривошипом, с учетом порядка их (цилиндров) работы.

Оригинальный основанный на использовании МКЭ алгоритм расчета продольных и кру-

тильных колебаний описан в работе [12]. Однако этот метод позволяет определять параметры колебаний лишь на частотах, соответствующих гармоническим составляющим возмущающей силы, вычисление которой (как показано) зависит от выбора эмпирической формулы.

Ранее отмечалась эффективность применения МКЭ при решении быстропеременных вибрационных процессов [13] в среде совместно работающих решателей ANSYS и LS-Dyna явным методом (Explicit). При этом искомые неизвестные определяются на текущем шаге нагружения с помощью рекуррентных соотношений, связывающих их с результатами решения на предыдущих шагах с учетом контактных взаимодействий звеньев, коэффициентов трения, демпфирования и пр.

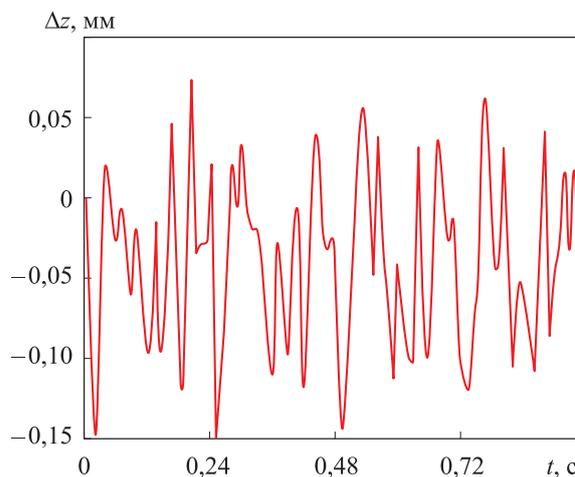


Рис. 5. Зависимость осевого перемещения носка Δz полноразмерного КВ двигателя 6ЧН 25/34 при продольных колебаниях от времени t

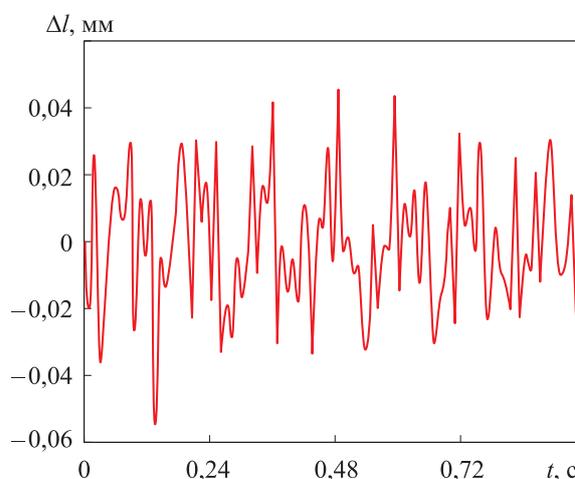


Рис. 6. Зависимость раскеса соседних щек Δl кривошипа полноразмерного КВ двигателя 6ЧН 25/34 при продольных колебаниях от времени t

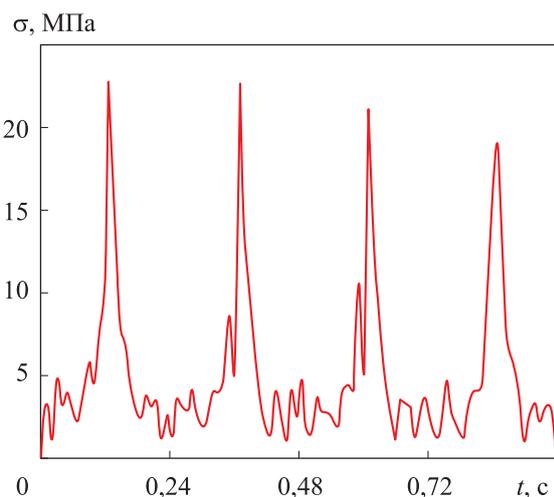


Рис. 7. Зависимость эквивалентного напряжения σ в галтели шатунной шейки полноразмерного КВ двигателя 6ЧН 25/34 при продольных колебаниях от времени t

На рис. 5 показана зависимость осевого перемещения Δz носка полноразмерного КВ двигателя 6ЧН 25/34 при продольных колебаниях от

времени, на рис. 6 — изменение схождения–расхождения лежащих на оси вращения точек двух соседних щек (так называемого раскепа Δl), которое ставится в соответствие продольной жесткости и значению радиальной силы при определении возмущающей осевой силы [11].

Одновременно могут быть определены напряжения, возникающие в различных точках КВ (рис. 7). Анализ данных, приведенных на рис. 5 и 7, косвенно подтверждает выдвинутое профессором В.К. Румбом предположение о необходимости нормирования значений в первую очередь амплитуд продольных колебаний [1].

Вывод

Предложенный способ определения возмущающей осевой силы при расчете продольных колебаний КВ, а также применение явного метода МКЭ для их вычисления могут быть внедрены в расчетную практику.

Литература

- [1] Румб В.К., Арутюнян А.С. О необходимости расчета осевых колебаний судовых валопроводов. *Морской вестник*, 2009, № 2, с. 46–47.
- [2] Румб В.К., Хоанг Ван Ты. Особенности расчета осевых колебаний судовых валопроводов. *Двигателестроение*, 2018, № 1, с. 3–7.
- [3] Румб В.К. *Исследование связанных колебаний коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Ленинград, ЛКИ, 1978. 22 с.
- [4] Чистяков В.К. *Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 1989. 256 с.
- [5] Лебедев А.И. *Система автоматического измерения упора гребного винта и продольных колебаний валов судовых энергетических установок*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук, Санкт-Петербург, ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова, 2010. 24 с.
- [6] Хоанг Ван Ты. *Имитационное моделирование случайных факторов при расчете осевых колебаний судовых дизельных установок*. Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2019. 210 с.
- [7] Яманин А.И., Жуков В.А., Барышников С.О. *Динамика поршневых двигателей внутреннего сгорания*. Санкт-Петербург, Лань, 2020. 592 с.
- [8] Стоянов В.С. *Исследование осевой податливости коленчатых валов и анализ сил, возбуждающих продольные колебания валопроводов судовых дизельных установок*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Ленинград, ЛКИ, 1970. 19 с.
- [9] Тарсис Ю.Л. О применении эмпирических формул для определения крутильной податливости колена коленчатого вала. *Вестник НТУ ХПИ. Сер. Информатика и моделирование*, 2011, № 52, с. 191–195.
- [10] Hitanshu T., Shraddha A., Mandeep S. A review paper on OPOC engine. *Int. J. Therm. Technol.*, 2015, vol. 5, no. 1, pp. 45–47.
- [11] Найденко О.К. *Динамика корабельных энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания*. Л., Изд-во ВМА, 1974. 538 с.
- [12] Батрак Ю.А. Программный комплекс ShaftDesigner. *Автоматизация проектирования*, 2012, № 3, с. 67–70.
- [13] Новиков Д.С. *Анализ вибрации двигателя в составе автомобильного силового агрегата*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, НАМИ, 2013. 151 с.

References

- [1] Rumb V.K., Arutyunyan A.S. About the necessity in calculation of axial vibration of ship's shaft lines. *Morskoy vestnik*, 2009, no. 2, pp. 46–47. (In Russ.).
- [2] Rumb V.K., Khoang Van Ty. Analysis of marine shafting axial vibration. *Dvigatellestroenie*, 2018, no. 1, pp. 3–7. (In Russ.).
- [3] Rumb V.K. *Issledovanie svyazannykh kolebaniy kolenchatykh valov dvigateley vnutrennego sgoraniya*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Study on coupled oscillations of a combustion engine shaft. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Leningrad, LKI Publ., 1978. 22 p. (In Russ.).
- [4] Chistyakov V.K. *Dinamika porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of piston and combined combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 256 p. (In Russ.).
- [5] Lebedev A.I. *Sistema avtomaticheskogo izmereniya upora grebnogo vinta i prodol'nykh kolebaniy valov sudovykh energeticheskikh ustanovok*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Automated measurement system of propeller thrust and longitudinal oscillations of a ship power plant shaft. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, GUMRF im. adm. S.O. Makarova Publ., 2010. 24 p. (In Russ.).
- [6] Khoang Van Ty. *Imitatsionnoe modelirovanie sluchaynykh faktorov pri raschete osevykh kolebaniy sudovykh dizel'nykh ustanovok*. Diss. kand. tekhn. nauk [Imitation modelling of random factors at axial oscillations computation of marine power plants. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Petersburg, SPbGMTU Publ., 2019. 210 p. (In Russ.).
- [7] Yamanin A.I., Zhukov V.A., Baryshnikov S.O. *Dinamika porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of a piston combustion engine]. Sankt-Petersburg, Lan' Publ., 2020. 592 p. (In Russ.).
- [8] Stoyanov V.S. *Issledovanie osevoy podatlivosti kolenchatykh valov i analiz sil, vzbuzhdayushchikh prodol'nye kolebaniya valoprovodov sudovykh dizel'nykh ustanovok*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Study on axial float and analysis of forces, exciting oscillations of marine diesel shaft lines. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Leningrad, LKI Publ., 1970. 19 p. (In Russ.).
- [9] Tarsis Yu.L. On application of empiric formulas for determination of torsion float of a crankshaft throw. *Vestnik NTU KhPI. Ser. Informatika i modelirovanie* [Bulletin of the National Technical University KhPI. Ser. Information and Modeling], 2011, no. 52, pp. 191–195. (In Russ.).
- [10] Hitanshu T., Shraddha A., Mandeep S. A review paper on OPOC engine. *Int. J. Therm. Technol.*, 2015, vol. 5, no. 1, pp. 45–47.
- [11] Naydenko O.K. *Dinamika korabel'nykh energeticheskikh ustanovok s dvigatelyami vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of marine power plants with combustion engines]. Leningrad, Izd-vo VMA Publ., 1974. 538 p. (In Russ.).
- [12] Batrak Yu.A. ShaftDesigner software pack. *Avtomatizatsiya proektirovaniya*, 2012, no. 3, pp. 67–70. (In Russ.).
- [13] Novikov D.S. *Analiz vibratsii dvigatelya v sostave avtomobil'nogo silovogo agregata*. Diss. kand. tekhn. nauk [Analysis of engine vibrations in while a part of a vehicle power unit. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, NAMI Publ., 2013. 151 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.10.2021

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 Aleksandr Ivanovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Internal Combustion Engines. Yaroslavl State Technical University (150023, Yaroslavl, Russian Federation, Moskovsky Av., Bldg.88, e-mail: yamaninai1@ystu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Яманин А.И. Определение осевой силы при расчете продольных колебаний коленчатого вала поршневых двигателей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 3, с. 60–65, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-60-65

Please cite this article in English as:

Yamanin A.I. Determining the Axial Force in the Calculation of Axial Vibrations of the Piston Engine Crankshaft. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 3, pp. 60–65, doi: 10.18698/0536-1044-2022-3-60-65