



МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE

DOI 10.22363/2312-8143-2020-21-1-7-13

УДК 621.43.31.365

Научная статья

Автоматизированное проектирование профиля насоса с эпициклоидальным зацеплением с использованием средств MathCad

П.Р. Вальехо Мальдонадо, В.А. Романова, М.Ж.А. Кампуш

Российский университет дружбы народов, Москва, *Российская Федерация, 117198, ул. Миклухо-Маклая, 6*

История статьи:

Поступила в редакцию: 10 апреля 2020 г.

Доработана: 21 апреля 2020 г.

Принята к публикации: 22 апреля 2020 г.

Ключевые слова:

подшипник скольжения, тепловой баланс, эксцентриситет, масляный насос, эпициклоидальное зацепление

В статье рассматривается способ определения относительного эксцентриситета χ , используемого при расчете теплового баланса подшипника скольжения двигателя внутреннего сгорания (ДВС). При проведении указанного расчета задается ряд значений температур в масляном слое подшипника. Для каждой заданной температуры определяется величина вязкости моторного масла μ и коэффициент нагруженности подшипника Φ . Для определения относительного эксцентриситета в качестве исходных данных используются графические зависимости коэффициента нагруженности от относительного эксцентриситета. Тепловой расчет подшипника скольжения показал, что имеет большое значение точность определения величины относительного эксцентриситета χ . Ее неточное определение приводит к невыполнению теплового баланса в подшипнике. Кроме того, способ определения величины χ по принятому значению отношения рабочей длины подшипника к диаметру шатунной шейки коленчатого вала (графическим способом) для проведения указанного расчета достаточно трудоемкий. По этой причине графический способ определения χ был заменен на аналитический. Относительные эксцентриситеты получены с использованием метода наименьших квадратов. Разработан алгоритм для автоматизированного построения поперечного и продольного профилей масляного насоса с эпициклоидальным зацеплением.

Введение

Для снижения затрат мощности на преодоление трения между шейками коленчатого вала и подшипниками скольжения, а также для уменьшения

нагрева и износа подшипников скольжения при работе двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на любых скоростных и нагрузочных режимах необходимо обеспечить надежную смазку.

Нормальная работоспособность подшипников скольжения достигается при непрерывном подводе масла под давлением для поддержания режима жидкостной смазки и отводе теплоты, выделяющейся при трении пары «шейка – подшипник». При этом поддерживается тепловой баланс между теплотой, выделяющейся при трении ($Q_{тр}$), и теплотой, которая отводится в масло, циркулирующее через подшипник ($Q_{отв}$) [1–5].

Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон, доцент департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН, кандидат технических наук, prvm@rambler.ru

Романова Викторина Анатольевна, доцент департамента строительства Инженерной академии РУДН, кандидат технических наук.

Кампуш Мессиаш Де Жезуш Аузушту, студент магистратуры департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН.

© Вальехо Мальдонадо П.Р., Романова В.А., Кампуш М.Ж.А., 2020

This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License



<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Для определения основных конструкционных параметров [1; 2] масляного насоса с эпициклоидальным зацеплением необходимо знать циркуляционный расход масла через ДВС. С учетом того, что половина расхода масла, поданного насосом [3; 6–8], циркулирует через коренные и шатунные подшипники, большое внимание уделяют тепловому расчету подшипника скольжения [1; 2; 9–11].

1. Определение относительного эксцентриситета

Коэффициент нагруженности (Φ) подшипника скольжения характеризует положение шейки вала внутри подшипника и определяется из выражения

$$\Phi = \frac{q_{\text{ср}} \cdot \Psi^2}{\mu \cdot \omega}, \quad (1)$$

где $q_{\text{ср}} = \frac{R_{\text{шш.ср}}}{d_{\text{шш}} \cdot L_{\text{п}}}$ – среднее удельное давление на опорную поверхность подшипника скольжения; $d_{\text{шш}}$ – диаметр шатунной шейки; $L_{\text{п}}$ – рабочая длина подшипника; $R_{\text{шш.ср}}$ – средняя результирующая сила (рис. 1); $\Psi = \frac{d_{\text{п}} - d_{\text{шш}}}{d_{\text{шш}}}$ – относительный диаметральный зазор; $d_{\text{п}}$ – внутренний

диаметр подшипника; μ – динамическая вязкость масла; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала.

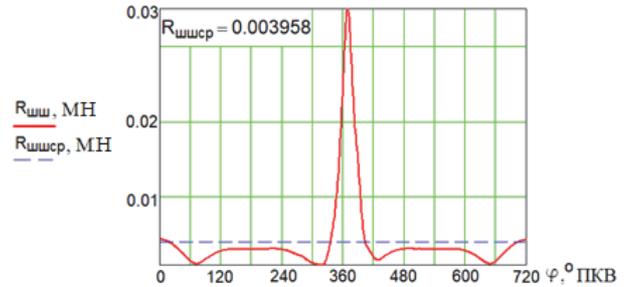


Рис. 1. Диаграмма нагрузки на шатунную шейку в прямоугольных координатах для дизеля 1С 8,0/7,5 [12–14]
[Figure 1.] Diagram of the load on the connecting rod neck in rectangular coordinates for single cylinder four stroke diesel, $D = 8,0$ cm, $S = 7,5$ cm [12–14]

При проведении теплового расчета подшипника скольжения задается несколько значений температуры в масляном слое в диапазоне от 80 до 115 °С [15]. Для каждой заданной температуры определяется значение вязкости масла [1; 2; 15]. После определения коэффициентов нагруженности подшипников (1) и используя графики, приведенные на рис. 2 [1; 2], находят относительные эксцентриситеты (χ) по принятому значению отношения $L_{\text{п}} / d_{\text{шш}}$.

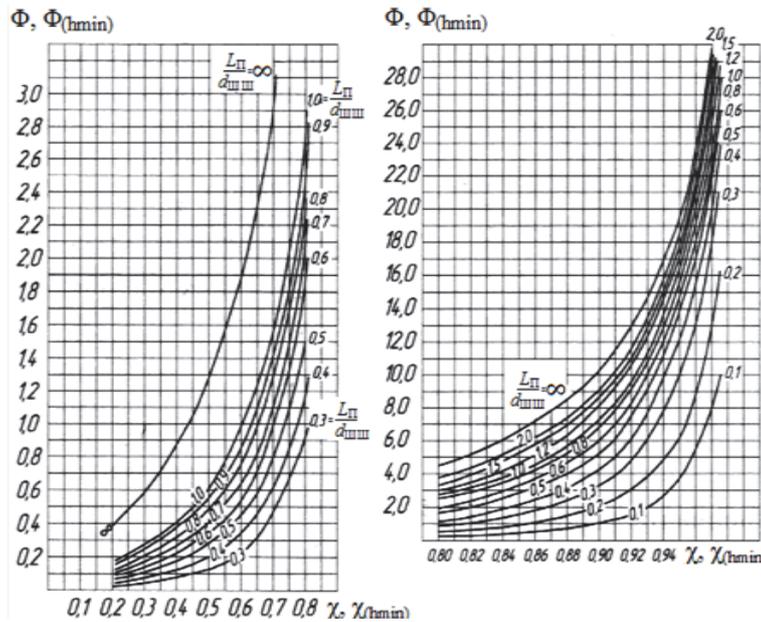


Рис. 2. Зависимость коэффициента нагруженности подшипников скольжения от относительного эксцентриситета [2]
[Figure 2.] Dependence of the load coefficient of plain bearings on the relative eccentricity [2]

С полученными значениями χ определяется температура равновесия, при которой теплота, выделяемая в подшипнике $Q_{Тр}$, равна теплоте $Q_{Овт}$, отводимой от него:

$$Q_{Тр} = Q_{Овт}.$$

Количество теплоты, которое выделяется в подшипнике в результате трения:

$$Q_{Тр} = \frac{\mu \cdot \omega^2 \cdot d_{шш} \cdot L_{П} \cdot C_{соп}}{2\Psi}, \quad (2)$$

где $C_{соп} = \frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + 0,438 \cdot \chi \cdot \Phi \cdot \sqrt{1-\chi^2}$ – ко-

эффициент сопротивления при вращении шейки коленчатого вала [2].

Количество теплоты, отводимое от подшипника с маслом:

$$Q_{Овт} = C_M \cdot \rho_M \cdot V_M \cdot (T_{Вых} - T_{Вх}), \quad (3)$$

где C_M и ρ_M – теплоемкость и плотность моторного масла соответственно; V_M – полный расход масла, прокачиваемый через подшипник и определяемый как сумма расходов для нагруженной и ненагруженной зон подшипника соответственно; $T_{Вых}$ и $T_{Вх}$ – температура на выходе и на входе подшипника соответственно.

В табл. 1 представлены результаты вычисления теплового расчета для дизеля 1Ч 8,0/7,5 при применении моторного масла марки М-16-Г_{2(к)}.

Таблица 1

Результаты вычисления теплового расчета подшипника для дизеля одноцилиндрового 1Ч 8,0/7,5
[Table 1. Thermal calculation of the bearing results for single-cylinder diesel 1Ч 8,0/7,5]

	$T_{M1} = 90^\circ\text{C}$	$T_{M2} = 100^\circ\text{C}$	$T_{M3} = 110^\circ\text{C}$
μ_m , МПа·с	$1,362 \cdot 10^{-8}$	$1,0 \cdot 10^{-8}$	$0,769 \cdot 10^{-8}$
ρ_m , кг/м ³	839,6	834,1	828,7
Φ при $\Psi = 0,98 \cdot 10^{-3}$	1,058	1,44	1,873
χ при $L_n/d_{шш} = 0,5$	0,732	0,771	0,801
V_M , м ³ /с	$1,782 \cdot 10^{-6}$	$2,019 \cdot 10^{-6}$	$2,272 \cdot 10^{-6}$
$Q_{Тр}$, кДж/с	0,107	0,085	0,071
$Q_{Овт}$, кДж/с	0,038	0,08	0,132

Если искомые численные значения параметров работы подшипника скольжения обеспечивают его тепловой баланс, то действительная средняя температура в масляном слое будет соответствовать температуре ($T_{Мср}$ °С) в точке пересечения кривых $Q_{Тр}$ и $Q_{Овт}$ (рис. 3).

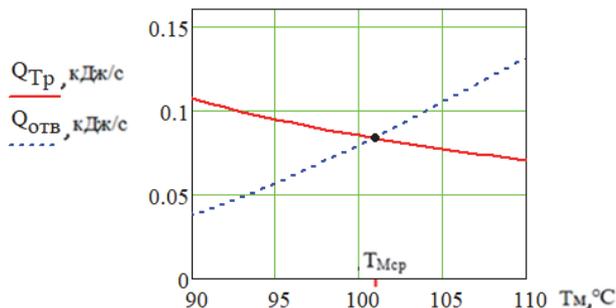


Рис. 3. График теплового баланса шатунного подшипника скольжения дизеля 1Ч 8,0/7,5
[Figure 3. Graph of the heat balance of the connecting rod bearing of single cylinder four stroke diesel, $D = 8,0$ cm, $S = 7,5$ cm]

Тепловой расчет подшипника скольжения показал, что имеет большое значение определение величин χ . Их неточное определение приводит к невыполнению теплового баланса в подшипнике. Кроме того, нахождение значения χ по принятому значению $L_n/d_{шш}$ (графическим способом) для проведения указанного расчета достаточно трудоемко. По этим причинам графический способ нахождения значения χ целесообразно заменить на аналитический.

Таблица 2

Зависимости для определения относительного эксцентриситета от коэффициента нагруженности подшипника скольжения при различных величинах отношения рабочей длины подшипника к диаметру шатунной шейки
[Table 2. Dependencies for determining relative eccentricity off the payload factor slide bearings at different ratios of the working length of the bearing to the diameter]

$L_n/d_{шш}$	0,3	0,4	0,5
χ	$-0,532\Phi^{-0,198} + 1,312$	$-0,477\Phi^{-0,252} + 1,226$	$-0,408\Phi^{-0,328} + 1,312$
$L_n/d_{шш}$	0,6	0,7	0,8
χ	$-0,466\Phi^{-0,312} + 1,175$	$-0,499\Phi^{-0,313} + 1,175$	$-0,555\Phi^{-0,302} + 1,206$
$L_n/d_{шш}$	0,9	1,0	
χ	$-0,555\Phi^{-0,329} + 1,187$	$-0,614\Phi^{-0,309} + 1,225$	

Относительные эксцентриситеты χ были получены с использованием метода наименьших квадратов [16] с учетом связи между Φ и χ , представленной на рис. 1, для различной величины отношения $L_{\pi}/d_{\text{шш}}$. Это позволило уменьшить погрешности при расчете и автоматизировать его, результаты приведены в табл. 2.

2. Построение поперечного и продольного профилей масляного насоса с эпициклоидальным зацеплением

Проведен расчет и выполнено построение продольного и поперечного профилей масляного насоса с эпициклоидальным зацеплением (рис. 4) [17; 18] с помощью пакета MathCad.

Принято, что d_{a1}, d_{a2} – диаметры окружностей внешней (ведущей) и наружной (ведомой) шестерен; e_1 – эксцентриситет; z_1, z_2 – числа зубьев внутренней (ведущей) и внешней (ведомой) шестерен; $r_{\text{кн}}, r_{\text{в}}$ – радиусы полукругов зубьев ведомой и ведущей шестерен; k – корректирующий коэффициент; θ – корректирующий угол; M'' , $M_{\text{н}}''$, φ, φ' – координаты продольного профиля ведомой шестерни; $M_{\text{в}}''$, $M_{\text{вн}}''$, $\varphi_{\text{в}}, \varphi_{\text{в}}'$ – координаты продольного профиля ведущей шестерни; $D_{\text{н}}''$, $D_{\text{кв}}''$ – наружные диаметры окружностей ведомой и ведущей шестерен; b' – длина зуба шестерни.

Текущие значения координат профиля зубьев ведомой шестерни определяются следующими уравнениями в параметрическом виде (мм):

$$x(\varphi) := \begin{bmatrix} \frac{d_{a2}}{2} \cdot \cos(\varphi) + e_1 \cdot \cos[(z_2 + 1) \cdot \varphi] - \\ -r_{\text{кн}} \cdot \cos\left(\text{atan}\left(\frac{\sin(z_2 \cdot \varphi)}{k + \sin(2 \cdot z_2 \cdot \varphi)}\right) + \varphi\right) \end{bmatrix},$$

$$y(\varphi) := \begin{bmatrix} \frac{d_{a2}}{2} \cdot \sin(\varphi) + e_1 \cdot \sin[(z_2 + 1) \cdot \varphi] - \\ -r_{\text{кн}} \cdot \sin\left(\text{atan}\left(\frac{\sin(z_2 \cdot \varphi)}{k + \sin(2 \cdot z_2 \cdot \varphi)}\right) + \varphi\right) \end{bmatrix}.$$

Текущие значения координат профиля зубьев ведущей шестерни также определяются уравнениями в параметрическом виде (мм):

$$x'(\varphi) := \begin{bmatrix} \frac{d_{a1}}{2} \cdot \cos(\varphi + \theta) + e_1 \cdot \cos[(z_2 \cdot \varphi) + \theta] - \\ -r_{\text{в}} \cdot \cos\left[\text{atan}\left[\frac{\sin[(z_2 \cdot \varphi) + \theta]}{k + \cos[(z_2 \cdot \varphi) + \theta]}\right] \dots\right] + \\ + (\varphi + \theta) \end{bmatrix},$$

$$y'(\varphi) := \begin{bmatrix} \frac{d_{a1}}{2} \cdot \sin(\varphi + \theta) + e_1 \cdot \sin[(z_2 \cdot \varphi) + \theta] - \\ -r_{\text{в}} \cdot \sin\left[\text{atan}\left[\frac{\sin[(z_2 \cdot \varphi) + \theta]}{k + \cos[(z_2 \cdot \varphi) + \theta]}\right] \dots\right] + \\ + (\varphi + \theta) \end{bmatrix}.$$

Уравнения наружной окружности ведущей шестерни:

$$x_{\text{в}}(\varphi) := r_{\text{кв}} \cdot \sin(\varphi), \quad y_{\text{в}}(\varphi) := r_{\text{кв}} \cdot \cos(\varphi).$$

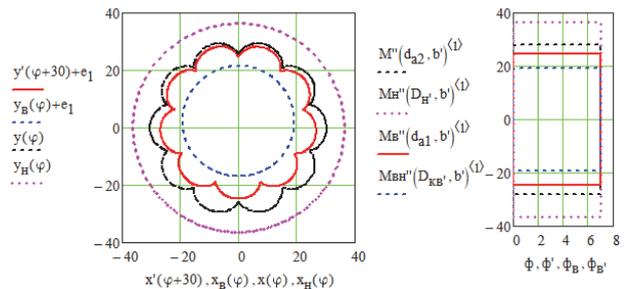


Рис. 4. Поперечный и продольный профили масляного насоса с эпициклоидальным зацеплением, полученные с помощью пакета MathCad, мм
Figure 4. Transverse and longitudinal profiles of the oil pump with epicycloidal engagement obtained using the MathCad package, mm

Заключение

Тепловой расчет подшипника скольжения показал, что большое значение имеет определение величин относительных эксцентриситетов. Их неточное определение приводит к невыполнению теплового баланса в подшипнике.

Аналитический метод позволяет быстрее и точнее определить относительный эксцентриситет.

Автоматизированное построение поперечного и продольного профилей масляного насоса с эпициклоидальным зацеплением с помощью пакета MathCad дает пользователю возможность на любом этапе проектирования изменить параметры, получить новые результаты, проанализировать их и выбрать оптимальное решение.

Список литературы

1. Луканин В.Н., Алексеев И.В. и др. Двигатели внутреннего сгорания: учебник: в 3 кн. Кн 2. Динамика и конструирование / под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2007. 400 с.
2. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мяжков Л.Л. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для вузов / под ред. Н.Д. Чайнова. М.: Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2018. 536 с.
3. Тупей Н., Константиnescу В.Н., Ника Ал., Бицэ О. Подшипники скольжения: расчет, проектирование, смазка. Бухарест: Изд-во Акад. Рум. Нар. Респ., 1964. 457 с.
4. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Расчет подшипников скольжения автотракторных двигателей: методическое пособие по выполнению курсового и дипломного проекта по курсу «Конструкция и расчет ДВС». М.: РУДН, 2007. 32 с.
5. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя внутреннего сгорания: учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ. М.: МГТУ «МАМИ», 2011. 122 с.
6. Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2 кн. Кн. 2 / под ред. П.Н. Учаева. 3-е изд., испр. М.: Машиностроение, 1988. 544 с.
7. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. 4-е изд., испр. М.: Высшая школа, 2008. 496 с.
8. Баширов Р.М. Автотракторные двигатели. Конструкция, основы теории и расчета: учебник для вузов. 3-е изд., стер. СПб.: Лань, 2017. 335 с.
9. Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Кинематика и динамика автомобильных поршневых двигателей: учебное пособие. М.: ИНФРА-М, 2020. 283 с. doi: 10.12737/989072.
10. Гусаров В.В. Динамика двигателей: уравнивание поршневых двигателей: учебное пособие для вузов. 2-е изд., испр. и доп. М.: Юрайт, 2020. 131 с.

11. Андриенко Л.А., Байков Б.А., Ганулич И.К. и др. Детали машин: учебник для вузов / под ред. О.А. Ряховского. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2007. 520 с. (Серия «Механика в техническом университете». Т. 8).

12. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С. Автоматизированное построение теоретической диаграммы износа подшипника скольжения шатунной шейки коленчатого вала двигателя и определение средней нагрузки на шатунный подшипник за период максимальных давлений в нем (ПО «АПТИПОДСШ КВД»): свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016615126 от 17.05.2016 г.

13. Вальехо Мальдонадо П.Р., Краснокутский А.Н., Чайнов Н.Д. Автоматизированный расчет выносливости коренных шеек коленчатого вала по разрезной схеме: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019616817 от 29.05.2019 г.

14. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя // Вестник машиностроения. 2009. № 6. С. 11–13.

15. Шатров М. Г., Алексеев И.В., Богданов С.Н. и др. Автомобильные двигатели: курсовое проектирование: учебное пособие для студентов учреждений высшего профессионального образования / под ред. М.Г. Шатрова. 2-е изд., испр. М.: Академия, 2012. 256 с.

16. Тактаров Н.Г. Справочник по высшей математике для студентов вузов. М.: Либроком, 2017. 880 с.

17. Бениович В.С., Апазиди Г.Д., Бойко А.М. Роторно-поршневые двигатели. М.: Машиностроение, 1968. 151 с.

18. Lai T.S. Design and machining of the epicycloid planetary gear of cycloid drives // Intern. J. Adv. Manuf. Tech. 2006. No. 28. Pp. 665–670.

Для цитирования

Вальехо Мальдонадо П.Р., Романова В.А., Кампуш М.Ж.А. Автоматизированное проектирование профиля насоса с эпициклоидальным зацеплением с использованием средств MathCad // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2020. Т. 21. № 1. С. 7–13. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2020-21-1-7-13>

Computer-aided design of the pump profile with epicycloidal gearing using MathCad tools

Pablo Ramon Vallejo Maldonado, Viktorina A. Romanova, Messias de Jesus Augusto Campos

Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), 6 Miklukho-Maklaya St, Moscow, 117198, Russian Federation

Article history:

Received: April 10, 2020

Revised: April 21, 2020

Accepted: April 22, 2020

Keywords:

plain bearings, thermal balance, eccentricity, oil pump, epicycloidal engagement

The article discusses a method for determining the relative eccentricity χ , used in calculating the thermal balance of an internal combustion engine sliding bearing. When performing this calculation, a number of temperature values are set in the bearing oil layer. For each set temperature, the engine oil viscosity value μ and the bearing load factor Φ are determined. To determine the relative eccentricity, graphical dependencies of the load factor on the relative eccentricity are used as input data. The thermal calculation of the sliding bearing showed that the accuracy of determining the relative eccentricity χ is of great importance. Their inaccurate definition leads to a failure of the thermal balance in the bearing. In addition, the method of determining the value of χ by the accepted value of the ratio of the working length of the bearing to the diameter of the connecting rod neck of the crankshaft (graphically) for this calculation is quite time-consuming. For this reason, the graphical method for determining χ has been replaced with an analytical one. Relative eccentricities were obtained using the least squares method. An algorithm has been developed for automated construction of transverse and longitudinal profiles of an oil pump with epicycloidal engagement.

References

1. Lukanin VN, Alekseev IV, et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Internal combustion engine]*: in 3 books. Book 2. *Dinamika i konstruirovaniye [Dynamics and designing]: textbook*. 2nd ed. Moscow: Vysshaya shkola Publ.; 2007. (In Russ.)
2. Chajnov ND, Krasnokutskij AN, Mjagkov LL. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigatelej [Design and calculation of piston engines]*: textbook for universities. Moscow: MGTU imeni N.Je. Bauman Publ.; 2018. (In Russ.)
3. Tipej N, Konstantinesku VN, Nika AI, Bicje O. *Podshipniki skol'zheniya: raschet, proektirovaniye, smazka [Plain bearings: calculation, design, lubrication]*. Bucharest: Publishing house of Academy of the Romanian People's Republic; 1964.
4. Vallejo Maldonado PR, Grishin DK. *Raschet podshipnikov skol'zheniya avtotraktornykh dvigatelej [Calculation of sliding bearings of automotive engines]*: a guide to the implementation of the course and diploma project on the course "Design and Calculation of Internal Combustion Engines". Moscow: RUDN University Publ.; 2007. (In Russ.)
5. Vallejo Maldonado PR, Grishin DK. *Kinematika i dinamika krivoshipno-shatunnogo mehanizma porshnjevogo dvigatelja vnutrennego sgoraniya [Kinematics and dynamics of the crank mechanism of a piston internal combustion engine]*: a training manual for practical and laboratory work. Moscow: MGTU "MAMI" Publ.; 2011. (In Russ.)
6. Orlov PI. *Osnovy konstruirovaniya [Design basics]*: reference manual: in 2 books. Book 2. 3rd ed. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1988. (In Russ.)
7. Kolchin AI, Demidov VP. *Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelej [Calculation of automobile and tractor engines]*. 4th ed. Moscow: Vysshaya shkola Publ.; 2008. (In Russ.)
8. Bashirov RM. *Avtotraktornye dvigateli. Konstrukcija, osnovy teorii i rascheta [Automotive engines. Construction, fundamentals of theory and calculation]*: textbook for universities. 3rd ed. Saint Petersburg: Lan' Publ.; 2017. (In Russ.)
9. Vallejo Maldonado PR, Chajnov ND. *Kinematika i dinamika avtomobil'nykh porshnevnykh dvigatelej [Kinematics and dynamics of automobile piston engines]*: textbook. Moscow: INFRA-M Publ.; 2020. P. 283. doi: 10.12737/989072. (In Russ.)
10. Gusarov VV. *Dinamika dvigatelej: uravnoveshivaniye porshnevnykh dvigatelej [Engine dynamics: balancing]*

Pablo Ramon Vallejo Maldonado, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Instrumentation of Engineering Academy of RUDN University, PhD, prvm@rambler.ru

Viktorina A. Romanova, Associate Professor of the Department of Construction of Engineering Academy of RUDN University, PhD.

Messias de Jesus Augusto Campos, master's degree student of the Department of Mechanical Engineering and Instrumentation of Engineering Academy of RUDN University.

piston engines]: a textbook for universities. 2nd ed. Moscow: Jurajt Publ.; 2020. (In Russ.)

11. Andrienko LA, Bajkov BA, Ganulich IK, et al. *Detali mashin [Details of machines]*: textbook for universities. 3rd ed. Moscow: MGTU imeni N.Je. Bauman Publ.; 2007. (In Russ.)

12. Vallejo Maldonado PR, Runovskij KS. *Avtomatizirovanoe postroenie teoreticheskoj diagrammy iznosa podshipnika skol'zhenija shatunnoj shejki kolenchatogo vala dvigatelja i opredelenie srednej nagruzki na shatunnyj podshipnik za period maksimal'nyh davlenij v nem (PO "APTIPODSSH KVD")* [Automated construction of the theoretical diagram of the wear of the sliding bearing of the connecting rod journal of the crankshaft of the engine and determination of the average load on the connecting rod bearing for the period of maximum pressures in it (PO "APTIPODSSH KVD")]: certificate of state registration of the computer program No. 2016615126. May 17, 2016. (In Russ.)

13. Vallejo Maldonado PR, Krasnokutskij AN, Chajnov ND. *Avtomatizirovannyj raschet vynoslivosti korenyh sheek kolenchatogo vala po razreznoj sheme [Automated calculation of the endurance of the crankshaft main journals according to the split scheme]*: certificate of state registration of the computer program No. 2019616817. May 29, 2019. (In Russ.)

14. Vallejo Maldonado PR, Grishin DK. *Avtomatizacija rascheta iznosa shatunnoj shejki kolenchatogo vala chetyrehtaktnogo rjadnogo dvigatelja [Automation of the*

calculation of wear of the connecting rod neck of the crankshaft of a four-stroke inline engine]. *Vestnik mashinostroenija*. 2009;(6):11–13. (In Russ.)

15. Shatrov MG, Alekseev IV, Bogdanov SN, et al. *Avtomobil'nye dvigateli: kursovoe proektirovanie [Automotive engines: coursework design]*: a textbook for university students. 2nd ed. Moscow: Akademija Publ.; 2012. (In Russ.)

16. Taktarov NG. *Spravochnik po vysshej matematike dlja studentov vuzov [Handbook of higher mathematics for university students]*. Moscow: Librokom Publ.; 2017. (In Russ.)

17. Beniovich VS, Apazidi GD, Bojko AM. *Rotorno-porshnevye dvigateli [Rotary-piston engines]*. Moscow: Mashinostroenie Publ.; 1968. (In Russ.)

18. Lai TS. Design and machining of the epicycloid planetary gear of cycloid drives. *Intern. J. Adv. Manufact. Tech.* 2006;28:665–670.

For citation

Vallejo Maldonado PR, Romanova VA, Campos MJA. Computer-aided design of the pump profile with epicycloidal gearing using MathCad tools. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2020;21(1):7–13. <http://dx.doi.org/10.22363/2312-8143-2020-21-1-7-13> (In Russ.)