

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ БЕСШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Митюшкин А.Д., Шайхутдинов А.И., Халиуллин Ф.Х., Егоров С.В.
Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань

Ключевые слова: динамика, кинематика, бесшатунный двигатель, эксцентрик, гипоциклоида, зубчатая передача внутреннего зацепления.

Аннотация. В данной статье рассматривается концепция бесшатунного двигателя, призванного заменить традиционный механизм в двигателе внутреннего сгорания. Вместо использования шатунов для передачи движения поршням в бесшатунном двигателе применяется шестеренчатая передача и эксцентриковое кольцо – кривошипно-шестеренчатый механизм, что позволяет повысить эффективность и снизить затраты на производство деталей двигателя. Рассмотрена конструкция с учетом целостности отдельных элементов схемы. Проведен сравнительный анализ динамики кривошипно-шатунного механизма и предложенной схемы. Для этого была разработана методика расчета сил, приложенных в отдельных частях механизма, с учетом положений теоретической механики и динамики тел. Для подробного изучения была создана 3D-модель механизма, из которой взяты данные о массе деталей. В качестве сил давления газа используется индикаторная диаграмма существующего двигателя с кривошипно-шатунным механизмом.

DIAGRAM OF A TURN-FREE ENGINE AND DYNAMIC ANALYSIS

Mityushkin A.D., Shaykhutdinov A.I., Khaliullin F.H., Egorov S.V.
Kazan National Research Technical University n.a. A.N. Tupolev – KAI, Kazan

Keywords: dynamics, kinematics, crankless engine, eccentric, hypocycloid, internal gear transmission.

Abstract. This article discusses the concept of a connecting rodless engine designed to replace the traditional mechanism in an internal combustion engine. Instead of using connecting rods to transmit movement to the pistons, a crankless engine uses a gear train and eccentric ring – a crank-and-gear mechanism, which increases efficiency and reduces the cost of manufacturing engine parts. Possible designs are considered taking into account the integrity of individual circuit elements. A comparative analysis of the dynamics of the crankshaft and the proposed scheme was carried out. For this purpose, a method was developed for calculating the forces applied in individual parts of the mechanism, taking into account the provisions of theoretical mechanics and the dynamics of bodies. For a detailed study, a 3D-model of the mechanism was compiled, from which the masses of parts were taken, and the best way to fasten the elements was studied. The indicator diagram of an existing engine with a crank mechanism is used as gas pressure forces.

Введение

На сегодняшний день разработано большое количество механизмов для преобразования тепловой энергии в механическую, которые могут использоваться в двигателях. Самым распространённым является кривошипно-шатунный механизм (КШМ), он прост в производстве, но по сравнению с бесшатунными компоновками является громоздким. Самой распространённой компоновкой, не использующей шатун, является роторный механизм, он состоит из меньшего количества деталей, требующих большую точность производства, к тому же процесс сгорания топлива в двигателе с такой компоновкой менее эффективный, чем у двигателей с КШМ.

Бесшатунный двигатель – инновационный подход к повышению эффективности и минимизации двигателя.

Конструкция бесшатунного механизма

Предложенный бесшатунный механизм отличается от КШМ тем, что вместо шатуна используется эксцентриковое кольцо, поршень имеет шестерню внутреннего зацепления, которая окружает шестерню на коленчатом валу – кривошипе, высота которого уменьшена из-за сокращения межосевого расстояния в два раза, по сравнению с КШМ (рис. 1) [1, 2].

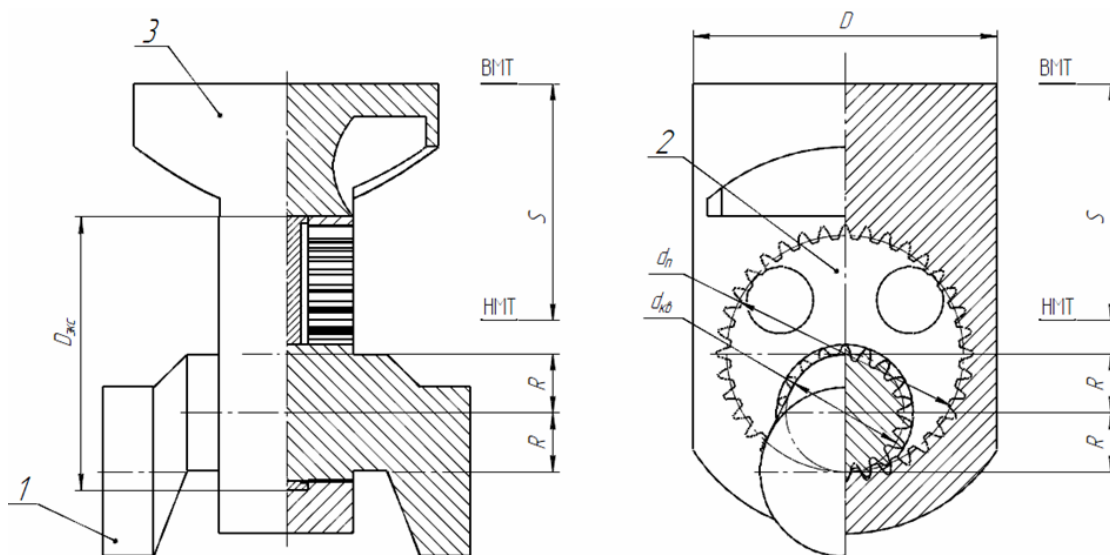


Рис. 1. Конструкция бесшатунного механизма: 1 – коленчатый вал (КВ);
2 – эксцентриковое кольцо (ЭК); 3 – поршень

Конструкция механизма заключается в движении поршня вдоль коленчатого вала по гипоциклоиде с модулем величины 2, равное отношению диаметров шестерни с внутренним зацеплением поршня (3) и шестерни коленчатого вала (1). Эксцентриковое кольцо выполняет прижимную функцию, создавая постоянное зацепление шестерен поршня и коленчатого вала. Во время работы поршень давит на эксцентриковое кольцо, вынуждая шестерню вала идти вдоль шестерни поршня, при этом оно вынуждено вращаться в обратную сторону от вращения коленчатого вала с той же скоростью (рис. 2).

Конструкция поршня разборная, включает в себя канавку для эксцентрикового кольца, цилиндрическую головку с необходимыми ямками для поршневых колец, шестерню с внутренним зацеплением, делительный диаметр которой приближен ходу поршня ($d_{\Pi} \approx S$).

Конструкция эксцентрикового кольца представляет из себя диск со смещенным от его центра отверстием на расстояние равное 1:4 хода поршня S , так же равно радиусу кривошипа R .

Оно разборное, для обхвата шейки без зубьев коленчатого вала. Диаметр $D_{экс}$ выбирается таким образом, что бы было предусмотрено отверстие под шейку коленчатого вала и балансировочные выемки/отверстия, необходимые для строгого положения центра тяжести эксцентрикового колеса.

Конструктивная особенность коленчатого вала заключается в межосевом расстоянии шеек, радиусу кривошипа R , равного 1:4 хода поршня. Часть поршневой шейки представляет из себя цилиндр для вставки в эксцентриковое кольцо, остальная часть представляет из себя шестерню, делительный диаметр $d_{КВ}$ которой в два раза меньше делительного диаметра шестерни поршня.

Благодаря конструкции механизма на поршне не возникает боковой силы, что существенно уменьшает износ двигателя.

Кинематика

Для расчета кинематики была составлена кинематическая схема механизма (рис. 3). Численные значения высоты хода поршня и угловой скорости вращения коленчатого вала взяты у сравниваемого двигателя ВАЗ-21083 [3, 4].

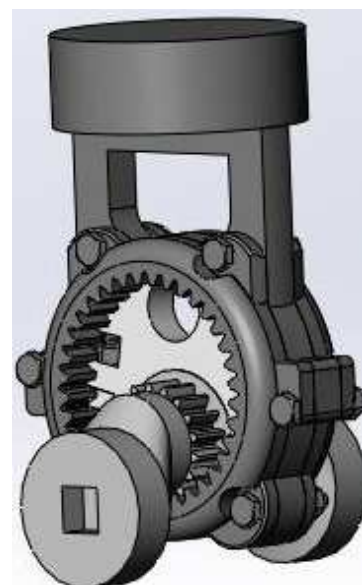


Рис. 2. 3D-модель механизма

Согласно схеме центр эксцентрикового кольца А и коленчатого вала С расположены на оси движения поршня. СВ (кривошип) длиной R поворачивается на угол φ со скоростью ω вокруг С, в этот момент АВ длиной R начинает вращаться вокруг В с противоположной скоростью в 2 раза, тем самым вынуждая поршень перемещаться вертикально. Таким образом АВ поворачивается вокруг А на угол φ со скоростью $-\omega$.

Полный ход поршня S равен $4R$. В зависимости от угла поворота ход поршня находится по формуле:

$$S = 2R(1 - \cos \varphi). \quad (1)$$

Скорость поршня вычисляется как производная от перемещения, умноженная на угловую скорость [3, 4]:

$$V = \omega \frac{dS}{d\varphi} = 2R\omega \sin \varphi. \quad (2)$$

Ускорение поршня находится как производная от его скорости, умноженная на угловую скорость [3, 4]:

$$I = \omega \frac{dV}{d\varphi} = 2R\omega^2 \cos \varphi. \quad (3)$$

Для графического изображения данных учитывается $S = 71 \text{ мм}$, $\omega = 586,4 \text{ рад/с}$.

Результаты сравнения перемещения, скорости и ускорения представлены на рисунках 4-7 (1 – бесшатунный механизм, 2 – кривошипно-шатунный механизм).

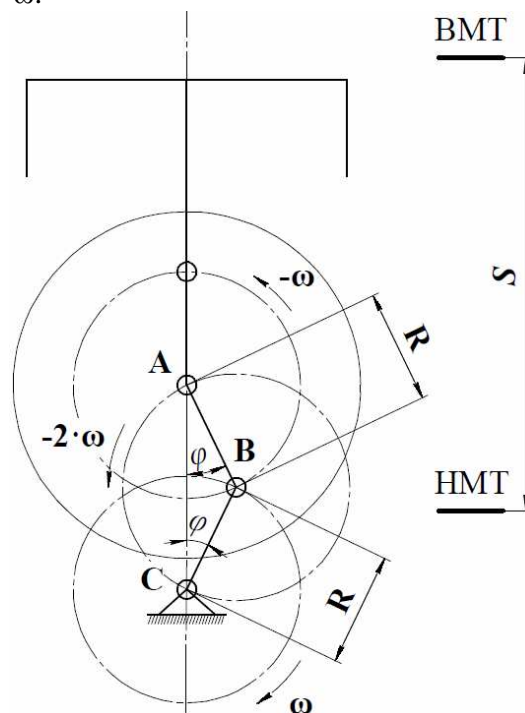


Рис. 4. Кинематическая схема бесшатунного механизма

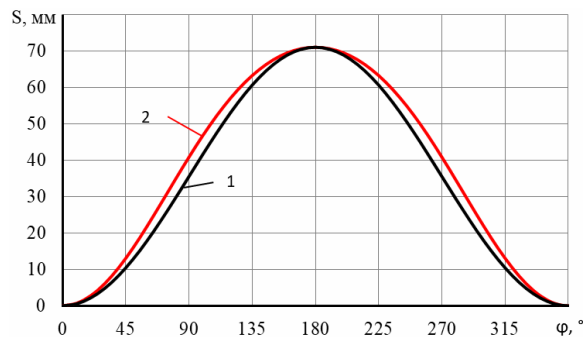


Рис. 5. Перемещение поршня S

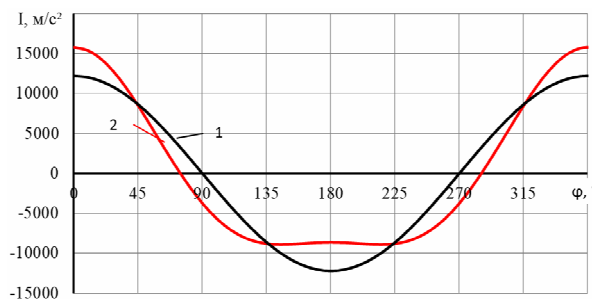


Рис. 7. Ускорение поршня I

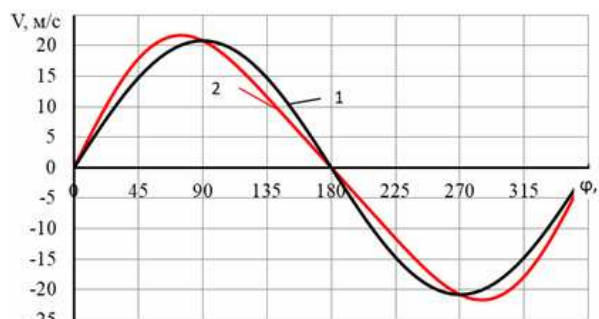


Рис. 6. Скорость поршня V

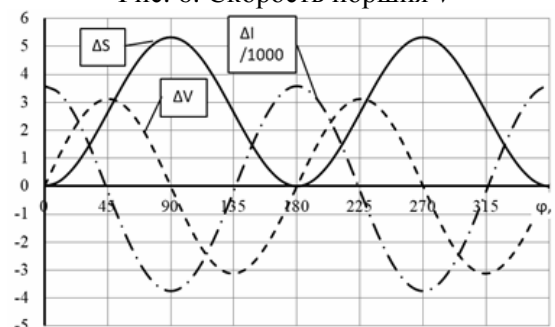


Рис. 8. Разница кинематических параметров КШМ и бесшатунного механизма

Динамика

Для расчета динамики необходимо знать массы элементов расчетной схемы [5, 6]. Из-за отсутствия прототипов их значения берутся из созданных 3D-моделей: $m_{\text{П}} = 2 \text{ кг}$ – масса поршня; $m_{\text{КВ}} = 1,5 \text{ кг}$ – масса кривошипа; $m_{\text{Э}} = 0,7 \text{ кг}$ – масса эксцентрикового кольца.

Схема сил, действующих на элементы бесшатунного механизма, приведена на рисунке 8.

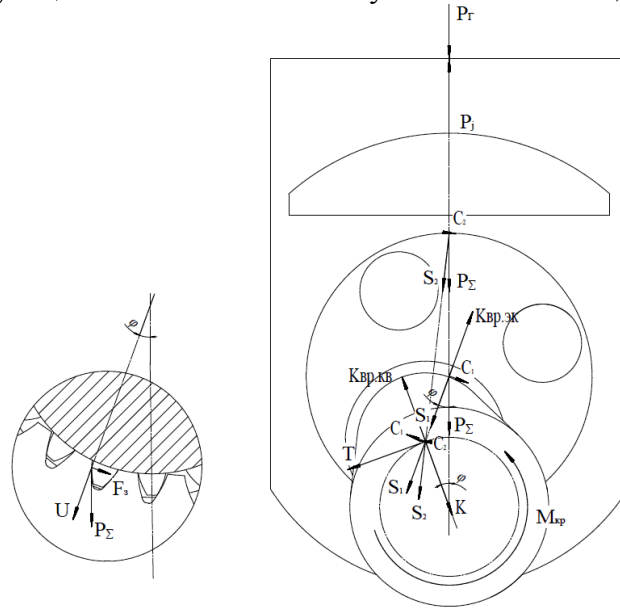


Рис. 9. Схема сил, действующих в механизме

Силы давления газа на поршень P_2 берется из теплового расчета [7,8] или из развернутой индикаторной диаграммы. Давление под поршнем численно равно атмосферному давлению.

$$P_2 = F_{\Pi}(p_2 - p_0), \quad (4)$$

где p_2 – индикаторное давление двигателя при номинальной частоте вращения, Па; p_0 – атмосферное давление, равное 101325 Па; D – диаметр поршня, $D = 0,082$ м; F_{Π} – площадь поперечного сечения поршня, $F_{\Pi} = \pi D^2/4 = 0,0053$ м².

Сила инерции от возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_j = (m_{\Pi} - m_3)I. \quad (5)$$

Суммарная сила, действующая по оси поршня, определяется алгебраическим сложением сил давления газов и сил возвратно-поступательно движущихся масс:

$$P_{\Sigma} = P_2 + P_j. \quad (6)$$

Сила, прижимающая поршень к стенке цилиндров в двигателе с КШМ:

$$N = P_{\Sigma} / \operatorname{tg}\beta. \quad (7)$$

Сила, действующая по шатуну в двигателе с КШМ:

$$S = P_{\Sigma} / \cos\beta. \quad (8)$$

Рассмотрим передачу сил от поршня к эксцентриковому кольцу.

Сила P_{Σ} разделяется на 2 силы: S_1 и C_1 , как и в КШМ, но это происходит в центре эксцентрикового кольца (с учетом его центра масс).

Сила S_1 аналогично силе, передающейся вдоль шатуна, действует от центра ЭК и передается кривошипу:

$$S_1 = P_{\Sigma} \cos\varphi. \quad (9)$$

Сила C_1 – тангенциальная сила, направленная по касательной к траектории вращения центра ЭК вокруг шейки шестерни КВ. Сила C_1 перпендикулярна S_1 . Радиус вращения равен расстоянию между центральной осью ЭК и осью шейки шестерни КВ (равный радиусу кривошипа):

$$C_1 = P_{\Sigma} \sin\varphi. \quad (10)$$

Благодаря вращению ЭК вокруг шейки КВ и вращению КВ вокруг своей оси, создается вертикальное перемещение, и кажется, что ЭК вращается вокруг своего центра, в этот момент можно рассматривать участок от отверстия эксцентрика до шейки, как область с парой сил и одним моментом. Таким образом, сила C_1 передается на шейку КВ с обратным знаком [9, 10].

Далее силы S_1 и C_1 передаются на ось шейки КВ.

Рассмотрим передачу сил от поршня к коленчатому валу. Разница между этими процессами заключается в том, что для вращения кривошипа не нужно рассматривать вращение ЭК вокруг его шейки. Усилие передается напрямую, словно по шатуну, но в отличие от КШМ расстояние от головки поршня до шейки кривошипа постоянно меняется за счет вращения ЭК.

Сила P_Σ разделяется на 2 силы: S_2 и C_2 , как и в КШМ, но это происходит в верхней точке контакта поршня и эксцентрикового кольца.

Сила S_2 , аналогично силе передающейся вдоль шатуна, действует от края ЭК и передается кривошипу:

$$S_2 = P_\Sigma \cos \beta, \quad (11)$$

где β – угол между осью хода поршня и положением шейки кривошипа относительно наивысшей точки ЭК.

Сила C_2 – тангенциальная сила, направленная по касательной к траектории вращения ЭК вокруг шейки кривошипа. Сила C_2 перпендикулярна S_1 .

$$C_2 = P_\Sigma \sin \beta. \quad (12)$$

Далее силы, передаваемые на шейку КВ, разделяются на две силы.

Тангенциальная сила T , направленная по касательной к окружности вращения кривошипа:

$$T = S_1 \sin 2\varphi - C_1 \cos 2\varphi + S_2 \sin(\varphi + \beta) - C_2 \cos(\varphi + \beta) = 2P_\Sigma \sin \varphi. \quad (13)$$

Сила K , направленная по радиусу кривошипа:

$$K = S_1 \cos 2\varphi - C_1 \sin 2\varphi + S_2 \cos(\varphi + \beta) - C_2 \sin(\varphi + \beta) = P_\Sigma \cos 3\varphi + P_\Sigma \cos(\varphi + 2\beta). \quad (14)$$

Крутящий момент $M_{кр}$ одного цилиндра:

– для бесшатунного двигателя $M_{кр.экс} = TR = 2RP_\Sigma \sin \varphi$, (15)

– для двигателя с КШМ $M_{кр.КШМ} = TR = 2RP_\Sigma \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$. (16)

Результаты расчета сил, действующих в механизмах, при одинаковых условиях работы, представлены на рисунках 10-13.

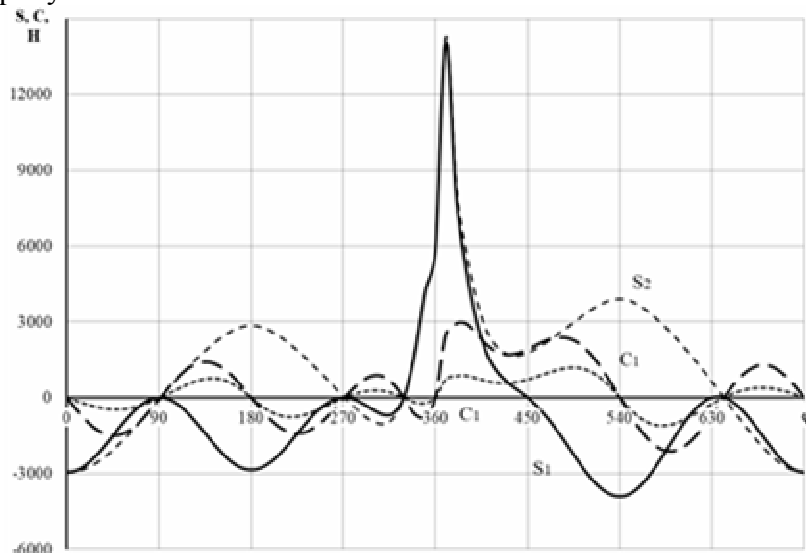


Рис. 10. Силы S_1 , S_2 , действующие через ЭК, и силы вращения ЭК C_1 и C_2 в бесшатунном механизме

Из полученных данных выведем следующие коэффициенты [11, 12]:

$$k_k = \frac{\int_0^{720^\circ} K_{БСШ}}{\int_0^{720^\circ} K_{КШМ}} = 1,64;$$

$$k_{M_{кр}} = \frac{\sum_0^{720^\circ} M_{крБСШ}}{\sum_0^{720^\circ} M_{крКШМ}} = 0,86;$$

$$K_{M_{кр}БСШ} = \frac{M_{крmax} - M_{крmin}}{M_{крср}} = 17,58; \quad K_{M_{кр}КШМ} = 17,03;$$

где k_k , $k_{M_{кр}}$ – сравнительные коэффициенты средних за цикл значений сил и моментов бесшатунного и шатунного механизмов; $K_{M_{кр}БСШ}$, $K_{M_{кр}КШМ}$ – коэффициенты неравномерности крутящих моментов двигателей с бесшатунными и шатунными механизмами [13, 14].

При расчете на прочность элементов механизмов при переменном характере нагрузки для определения пределов выносливости используют средние значения нагрузок и их амплитуду [15]. Считается, что чем больше среднее значение нагрузки и ее амплитуда, тем более элемент нагружен узел (табл. 1).

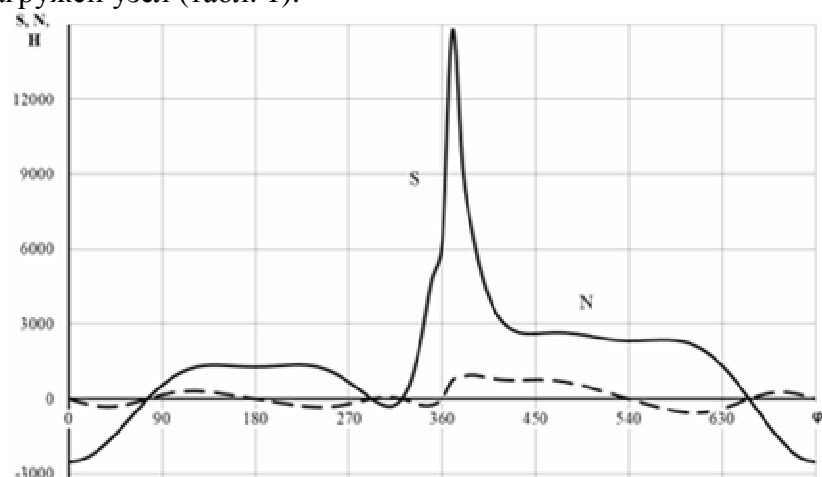


Рис. 11. Сила S , действующая вдоль шатуна, и боковая сила N в КШМ

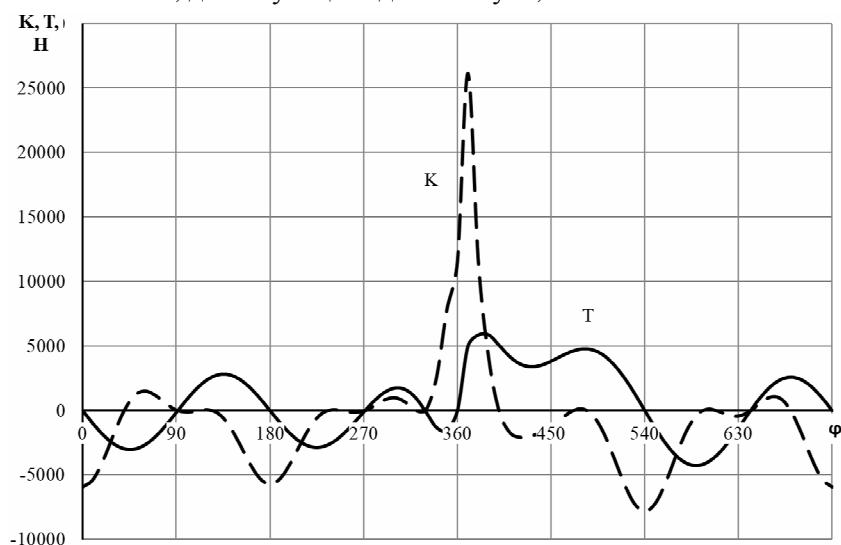


Рис. 12. Силы K и T , действующие на кривошип, в бесшатунном механизме

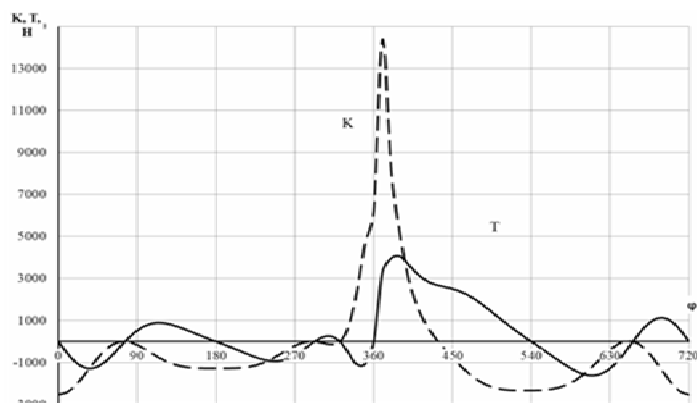


Рис. 13. Силы K и T , действующие на кривошип в КШМ

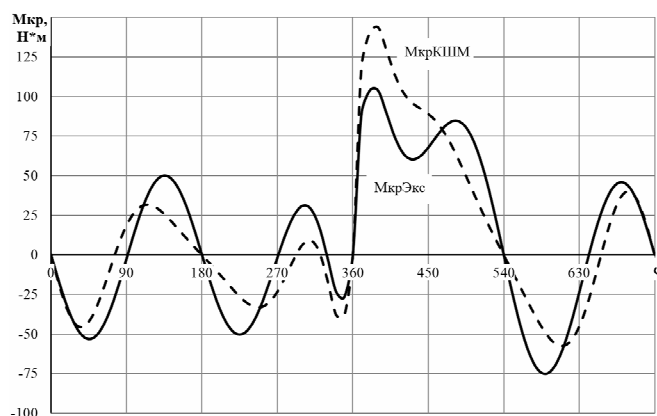


Рис. 14. Крутящий момент одного цилиндра при использовании бесшатунного механизма

Табл. 1. Параметры цикла нагружения P_{Σ} , K , T , $M_{кр}$

Механизм	Параметр цикла	P_{Σ} , Н	T , Н	K , Н	$M_{кр}$, Нм
Бесшатунный	Сред. знач.	1381,07	574,66	-628,29	10,20
	Амплитуда	12903,92	5280,45	26778,85	93,73
КШМ	Сред. знач.	1406,52	333,41	-339,93	11,84
	Амплитуда	12878,46	3723,59	14725,22	132,19

Закключение. Таким образом, при замене шатунной передачи на предложенную нагрузка на механизм уменьшается, что позволяет уменьшить размер двигателя и его массу. Уменьшение массы позволяет снизить расход топлива автомобиля, а значит сделать его экономичнее [16].

Уменьшенный радиус кривошипа уменьшает максимальное значение крутящего момента, при этом изменяется характер распределения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала. Такое распределение уменьшает общее значение крутящего момента на 14% ($k_{M_{кр}} = 0,86$). Полученные результаты могут быть использованы для создания бесшатунных двигателей с улучшенными массогабаритными параметрами для привода потребителей малой мощности.

Список литературы

1. Craig Laycock [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://youtube.com/@Drcraigpl?si=_ZfYwNhzJwzAPTd.
2. Лада 2108 1.5 MT 21083-00 Стандарт (01.1988-08.1993) – технические характеристики [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.drom.ru/catalog/lada/2108/237301/?ysclid=lukt9oef33949338283>.
3. Рутковский В.О., Рутковская М.А. Бесшатунный двигатель с дезаксиальным механизмом // Актуальные вопросы космонавтики. – 2020. – Т. 1. – С. 288-290.
4. Колчин А.И. Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
5. Грабовский А.А. Определение и оценка крутящего момента в двигателях внутреннего сгорания с различными схемами кривошипно-шатунного механизма // Известия вузов. Поволжский регион. Технические науки. – 2012. – №3(23). – С. 139-146.
6. Чечулин В.Л., Рахманов А.Ю. Моделирование дезаксиального двигателя для минимизации сил трения в паре "поршень–цилиндр" // Вестник Пермского университета. Серия: Математика. Механика. Информатика. – 2013. – №4 (23). – С. 77-82.
7. Хоанг К.Л., Дорохов А.Ф. Кинематика и динамика бесшатунных механизмов преобразования движения // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. – 2015. – №3. – С. 79-87.
8. 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 им. адмирала С.О. Макарова. – 2018. – №1. – С. 191-200.
9. Балакин П.Д. Преобразование движения и силового потока в приводе механизма с минимальной боковой реакцией в поступательной паре // Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». – 2018. – №2. – С. 9-11.

10. Курасов Д.А. Силовой расчёт зубчатого эксцентрикового подшипника с непосредственным касанием наружного и внутреннего колец // Вестник Курганского государственного университета. – 2011. – №1(20). – С. 10-13.
11. Симонов В.Н., Сурик С.С. Размерные цепи бесшатунного механизма ДВС С.С. Баландина. Анализ работоспособности механизма // Грузовик. – 2008. – № 10. – С. 15-19.
12. Дворцов В.С. Динамическое моделирование бесшатунного силового механизма // Глобальная энергия. – 2015. – №3(226). – С. 102-110/
13. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
14. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. – 14-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2023. – 732 с.
15. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Учебник / под ред Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.
16. Малахова О.А. Методы анализа: учебное пособие. – Самара: СамГАУ, 2022. – 126 с.

References

1. Craig Laycock [Electronic resource]. – Access mode: https://youtube.com/@Drcraigpl?si=_ZfYwNhzJwfzAPTd.
2. Lada 2108 1.5 MT 21083-00 Standard (01.1988-08.1993) – technical specifications [Electronic resource]. – Access mode: <https://www.drom.ru/catalog/lada/2108/237301/?ysclid=lukt9oef33949338283>.
3. Rutkovsky V.O., Rutkovskaya M.A. A piston-less engine with a coaxial mechanism // Current issues of Cosmonautics. 2020, vol. 1, pp. 288-290.
4. Kolchin A.I. Demidov V.P. Calculation of automobile and tractor engines. – М.: Higher School, 2002. – 496 p.
5. Grabovsky A.A. Determination and evaluation of torque in internal combustion engines with various crank mechanism schemes // News of universities. Volga region. Technical sciences. 2012, no. 3(23), pp. 139-146.
6. Chechulin V.L., Rakhmanov A.Yu. Modeling of a coaxial engine to minimize friction forces in a piston-cylinder pair // Bulletin of the Perm University. Series: Mathematics. Mechanics. Computer science. 2013, no. 4(23), pp. 77-82.
7. Hoang K.L., Dorokhov A.F. Kinematics and dynamics of spinless motion transformation mechanisms // Bulletin of the ASTU. Series: Marine engineering and Technology. 2015, no. 3, pp. 79-87.
8. Yamanin A.I., Zhukov V.A., Baryshnikov S.O. Power analysis of a piston engine using dynamic models of a crank mechanism // Bulletin of Admiral S.O. Makarov State University of Marine and River Fleet. 2018, no. 1, pp. 191-200.
9. Balakin P.D. Transformation of motion and force flow in the drive of a mechanism with a minimum lateral reaction in a translational pair // Omsk Scientific Bulletin. The series "Aviation, rocket and power engineering". 2018, no. 2, pp. 9-11.
10. Kurasov D.A. Power calculation of a toothed eccentric bearing with direct contact of the outer and inner rings // Bulletin of the Kurgan State University. 2011, no. 1(20), pp. 10-13.
11. Simonov V.N., Surik S.S. Dimensional chains of the piston-less internal combustion engine S.S. Balandin. Analysis of the mechanism's operability // Truck. 2008, no. 10, pp. 15-19.
12. Dvortsov V.S. Dynamic modeling of a spinless power mechanism // Global energy. 2015, no. 3(226), pp. 102-110.
13. Internal combustion engines: in 3 books. Book 1. Theory of work processes / edited by V.N. Lukanin, M.G. Shatrova. – М.: Higher School, 2005. – 479 p.
14. Butenin N.V., Lunts Ya.L., Merkin D.R. Course of theoretical mechanics. – 14th ed., ster. – SPb.: Lan, 2023. – 732 p.
15. Chaynov N.D., Ivashchenko N.A., Krasnokutsky A.N., Myagkov L.L. The design of internal combustion engines. Textbook / edited by N.D. Chaynov. – М.: Mechanical Engineering, 2008. – 496 p.
16. Malakhova O.A. Methods of analysis: textbook. – Samara: SamSAU, 2022. – 126 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Митюшкин Александр Дмитриевич – магистрант	Mityushkin Alexander Dmitrievich – master student
Шайхутдинов Айнур Ильнурович – магистрант	Shaykhutdinov Ainur Ilnurovich – master student
Халиуллин Фарит Ханафиевич – кандидат технических наук, доцент	Khaliullin Farit Hanafievich – candidate of technical sciences, associate professor
Егоров Сергей Викторович – доцент кафедры АДиС	Egorov Sergey Viktorovich – associate professor of the department ADiS
khaliullin_kai_adis@mail.ru	

Получена 08.04.2024