

Механика

УДК 621.833.51

Кинетостатика зубчато-рычажного циклового механизма с некруглыми зубчатыми колесами^{*}

А.В. Новицкий, А.А. Приходько

Кубанский государственный технологический университет

Kinetostatics of a gear-lever cyclic mechanism with non-circular gears

A.V. Novitskii, A.A. Prikhodko

Kuban State Technological University

Механизмы циклового действия широко представлены в машинах-автоматах, робототехнических системах, поршневых машинах и других устройствах, используемых в различных отраслях промышленности. При разработке машин подобного типа особое внимание уделяется уменьшению колебаний скорости начального звена, обусловленных переменной полезной нагрузкой и особенностями кинематики циклового механизма. Рассмотрен метод снижения неравномерности вращения звена привода, заключающийся в синтезе и внедрении в схему механизма передачи некруглыми зубчатыми колесами между двигателем и начальным звеном. Выполнен силовой анализ зубчато-рычажного кривошипно-ползунного механизма поршневого компрессора. Исследовано напряженно-деформированное состояние некруглых зубчатых колес. Проведена верификация конечно-элементной модели путем сравнения реакций, полученных с помощью силового анализа и методом конечных элементов.

EDN: BYRNDO, <https://elibrary/byrndo>

Ключевые слова: цикловой механизм, неравномерность вращения, некруглые зубчатые колеса, силовой анализ, напряженно-деформированное состояние

Cyclic mechanisms are widely used in automatic machines, robotic devices, piston machines, and other devices used in various industries. When developing machines of this type, special attention is paid to reducing the speed fluctuations of the initial link caused by variable loading and the kinematic features of the cyclic mechanism. This article investigates a method for reducing the drive link rotation irregularity, which involves installing a transmission using non-circular gears between the motor and the initial link of the actuator. A force analysis of the gear-lever crank-slider mechanism of a piston compressor is conducted. The stress-strain state of the non-circular gears is investigated, and the finite ele-

^{*} Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-21-00498, <https://rscf.ru/project/24-21-00498/>

ment model is verified by comparing the reactions in kinematic pairs obtained using force analysis and the finite element method.

EDN: BYRNDO, <https://elibrary/byrndo>

Keywords: cyclic mechanism, rotation irregularity, non-circular gears, force analysis, stress-strain state

Цикловые машины, предназначенные для точного высокоэффективного воспроизведения повторяющихся операций, нашли широкое применение при выполнении задач во многих секторах экономики [1–3]. Наибольшее распространение получили рычажные механизмы, схема которых лежит в основе двигателей внутреннего сгорания, машин Стирлинга и Карно, поршневых компрессоров (ПК) и насосов, станков-качалок для добычи нефти, машин-автоматов и робототехнических систем, механических прессов, а также различных устройств и машин, используемых в энергетике, машиностроении, пищевой, строительной и других отраслях промышленности [2–5].

Рассматриваемые рычажные механизмы, в основном кривошипно-ползунные и шарнирные четырехзвенники, представляют собой механическую систему с одной степенью свободы. При исследовании динамики и дальнейшем проектировании таких машин внимание исследователя сфокусировано на анализе неравномерности угловой скорости кривошипа с целью снижения вибрационных и динамических нагрузок на электродвигатель и опоры. Уменьшение колебаний является актуальной задачей повышения качества продукции машиностроения [2, 3, 6].

Корректный расчет и добавление маховика в конструкцию является известным способом снижения флуктуаций угловой скорости [7–9], однако это приводит к значительному увеличению массогабаритных показателей машины. Высокой эффективностью обладают методы активной балансировки цикловых машин, заключающиеся во включении в кинематическую схему рычажных механизмов или некруглых зубчатых колес (ЗК) [10–14]. Последний способ имеет преимущества перед другими вследствие меньшего количества звеньев и более широких возможностей балансировки крутящего момента [10].

Пару некруглых ЗК устанавливают между валом двигателя и начальным звеном механизма (кривошипом), что позволяет перераспределять крутящий момент между рабочим и холостым ходом машины. Ранее [15] в качестве

примера проведен динамический синтез центроид некруглых ЗК (рис. 1) для включения в схему кривошипно-ползунного механизма воздушного ПК.

Структурная схема такого устройства (рис. 2) состоит из кривошипа с закрепленным ведомым ЗК 1, шатуна 2, ползуна 3, некруглого ведущего ЗК 4, вращательных кинематических пар A, B, C, F , поступательной кинематической пары D и высшей кинематической пары (зубчатого зацепления) E .

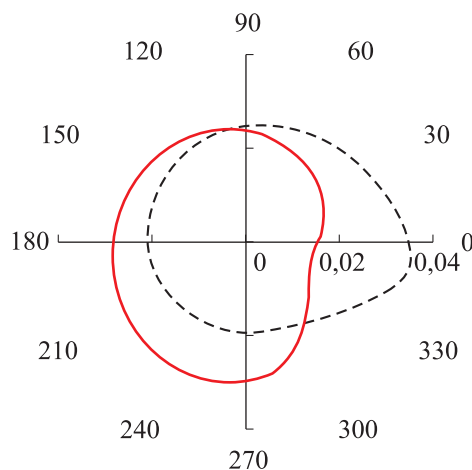


Рис. 1. Схема центроид пары некруглых ЗК

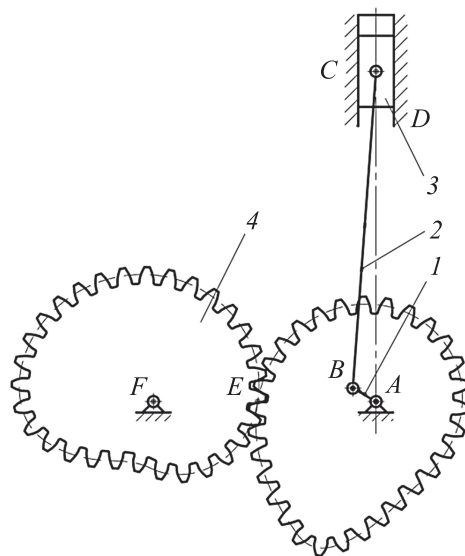


Рис. 2. Структурная схема зубчато-рычажного кривошипно-ползунного механизма ПК

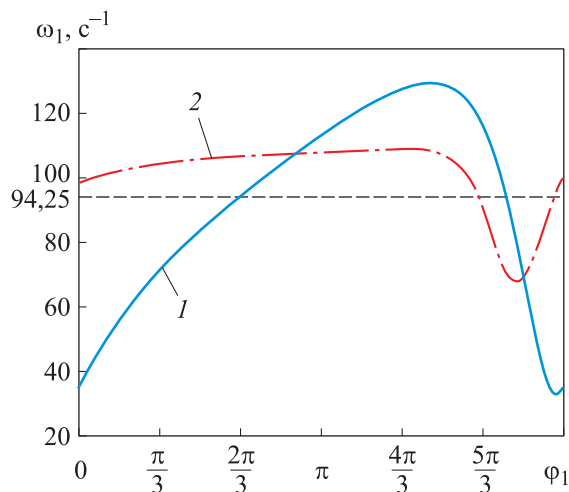


Рис. 3. Зависимости угловой скорости звена привода ω_1 без применения (1) и с применением (2) некрутлых ЗК от угла поворота кривошипа ϕ_1

Исследование динамики ПК при частоте вращения вала двигателя 900 мин^{-1} показало (рис. 3), что коэффициент неравномерности уменьшился в 2,3 раза, а момент инерции маховика, требуемый для снижения неравномерности к допустимым значениям, — в 2,4 раза.

Силовой анализ, являющийся важным этапом проектирования механизмов и машин, позволяет определить реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент, а конечно-элементное моделирование — прочность синтезируемых некрутлых ЗК [16].

Цель работы — исследование кинетостатики зубчато-рычажного кривошипно-ползунного механизма, и анализ напряженно-деформированного состояния некрутлых ЗК.

Кинетостатика кривошипно-ползунного механизма ПК с некрутлыми ЗК. Анализируемый ПК имеет следующие параметры: длина кривошипа $l_1 = 6 \text{ мм}$; длина шатуна $l_2 = 71,5 \text{ мм}$; масса кривошипа $m_1 = 479 \text{ г}$; масса шатуна $m_2 = 96 \text{ г}$; момент инерции кривошипа $I_1 = 8,64 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; момент инерции шатуна $I_2 = 1,65 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; диаметр поршня — 64 мм. Инерционные параметры ведущего и ведомого некрутлых ЗК примерно одинаковы: масса $m = 150 \text{ г}$; момент инерции $I = 0,47 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Исследование проведено при частоте вращения вала двигателя 900 мин^{-1} и давлении нагнетания 9 атм ($\sim 900 \text{ кПа}$), которое является наиболее распространенным для ПК данного типоразмера и мощности.

В предлагаемом механизме (см. рис. 2) необходимо составить по три уравнения равновесия для каждого звена (всего 12 уравнений). Число неизвестных реакций также равно двенадцати: одна реакция в кинематической паре E, две составляющие реакции в кинематических парах A, B, C, D, F, а также уравновешивающий момент M_b . Силовой анализ начнем проводить с третьего звена, так как к нему приложена активная нагрузка (сила сопротивления F_r). Приложим силы, действующие на звено, и реакции опор, как показано на рис. 4, а.

Согласно принципу Даламбера, к третьему звену должны быть приложены силы инерции. Однако, поскольку шатун и поршень ПК (ползун) выполнены в виде одной детали, для разработанной модели принимаем массу $m_3 = 0$, а значит, силы тяжести и инерции равны нулю. На третье звено действуют сила сопротивления F_r , реакции R_{32}^x и R_{32}^y в кинематической паре C, а также реакция R_{30} и плечо ее приложения a в кинематической паре D.

Условие равновесия третьего звена запишем как систему из трех уравнений — сумм проекций сил на оси x , y и суммы моментов относительно точки C:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{32}^x + R_{30} = 0; \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{32}^y + F_r = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_C(F_i) = 0; \quad R_{30}a = 0. \quad (3)$$

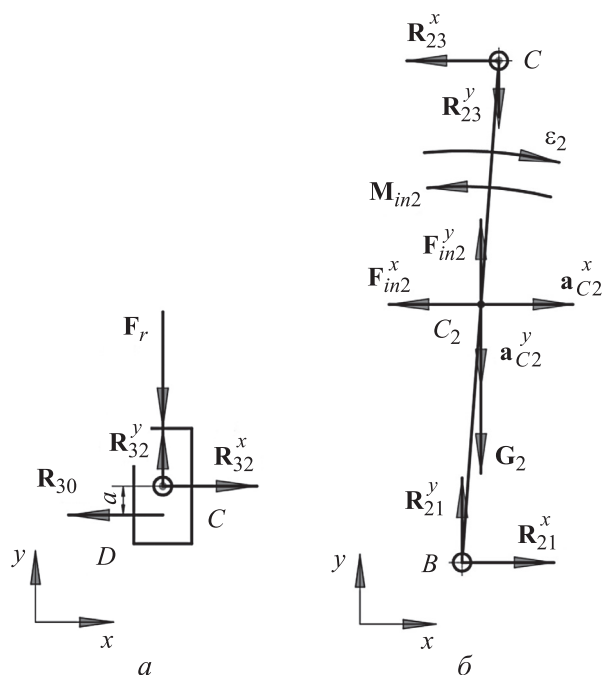


Рис. 4. Схемы к расчету ползуна (а) и шатуна (б)

Из уравнений (1)–(3) можно найти только реакцию R_{32}^y . Остальные неизвестные значения определим в ходе дальнейшего силового анализа и решения уравнений для других звеньев.

Кинестатическое равновесие второго звена показано на рис. 4, б. На шатун действуют реакции R_{21}^x и R_{21}^y в шарнире В, сила тяжести G_2 , силы инерции F_{in2}^x , F_{in2}^y , направления которых противоположны соответствующим ускорениям a_{C2}^x и a_{C2}^y , момент сил инерции M_{in2} , противоположно направленный угловому ускорению ε_2 , а также реакции R_{23}^x и R_{23}^y в шарнире С, противоположные реакциям, определенным для третьего звена.

Условие равновесия второго звена запишем как систему из трех уравнений — сумм проекций сил на оси x , y и суммы моментов относительно точки В:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{21}^x + R_{23}^x + F_{in2}^x = 0; \quad (4)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{21}^y + R_{23}^y + F_{in2}^y - G_2 = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_B(F_i) = 0;$$

$$M_{in2} - R_{23}^x l_2 \cos \varphi_2 + R_{23}^y l_2 \sin \varphi_2 - F_{in2}^x l_{C2} \cos \varphi_2 + (6) \\ + F_{in2}^y l_{C2} \sin \varphi_2 - G_2 l_{C2} \sin \varphi_2 = 0,$$

где φ_2 — угол поворота шатуна; l_{C2} — расстояние от точки В до центра масс шатуна C_2 .

Из уравнений (6), (4) и (5) последовательно определяем R_{23}^x , R_{21}^x и R_{21}^y . Зная, что $R_{32}^x = -R_{23}^x$, из выражения (1) получаем R_{30} и из формулы (3) находим плечо $a = 0$, т. е. реакция R_{30} приложена в центре ползуна. Графиче-

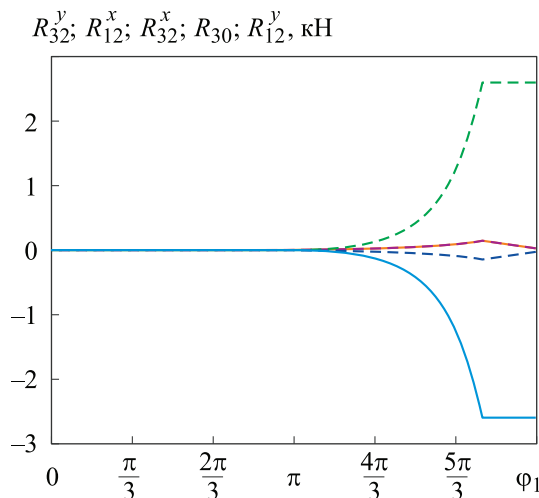


Рис. 5. Зависимости реакций R_{32}^y (—), R_{12}^x (---), R_{30} (—), R_{32}^x (---) и R_{12}^y (—) от угла поворота кривошипа φ_1

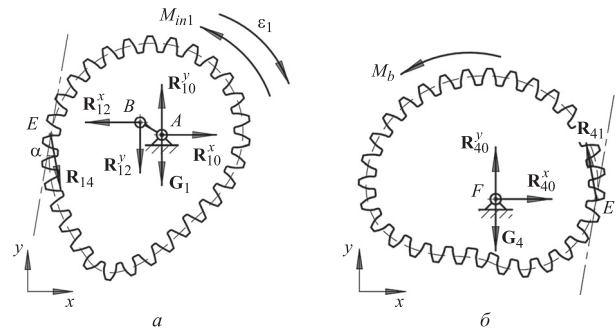


Рис. 6. Схемы к расчету кривошипа с ведомым ЗК (а) и ведущим ЗК (б)

ские зависимости найденных с помощью уравнений (1)–(6) реакций R_{32}^y , R_{12}^x , R_{30} , R_{32}^x и R_{12}^y от угла поворота кривошипа φ_1 приведены на рис. 5.

Кинестатическое равновесие первого звена показано на рис. 6, а. На кривошип с жестко закрепленным ведомым ЗК действуют реакции R_{10}^x и R_{10}^y в шарнире А, момент сил инерции M_{in1} , противоположно направленный угловому ускорению ε_1 , сила тяжести G_1 , реакции R_{12}^x и R_{12}^y в шарнире В, противоположные реакциям, определенным для второго звена, а также реакция R_{14} в кинематической паре Е, направленная под углом α к касательной.

Условие равновесия первого звена запишем как систему из трех уравнений — сумм проекций сил на оси x , y и суммы моментов относительно точки А:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{10}^x + R_{12}^x + R_{14} \cos(\gamma + \alpha) = 0; \quad (7)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{10}^y + R_{12}^y + R_{14} \sin(\gamma + \alpha) - G_1 = 0; \quad (8)$$

$$\sum M_A(F_i) = 0;$$

$$M_{in1} - R_{12}^x l_1 \cos \varphi_1 - R_{12}^y l_1 \sin \varphi_1 - (9) \\ - R_{14} \rho_2 \sin(\gamma + \alpha) = 0,$$

где φ_1 — угол поворота кривошипа; γ — угол наклона касательной к оси x ; ρ_2 — радиус ведомого ЗК.

Из уравнений (9), (7), (8) последовательно определяем реакции R_{14} , R_{10}^x и R_{10}^y .

Кинестатическое равновесие четвертого звена показано на рис. 6, б. На ведущее ЗК действуют сила тяжести G_4 , уравновешивающий момент M_b , реакции R_{40}^x и R_{40}^y в шарнире F, а также реакция R_{41} в кинематической паре Е, противоположная реакции, определенной для первого звена.

Условие равновесия четвертого звена запишем как систему из трех уравнений — сумм

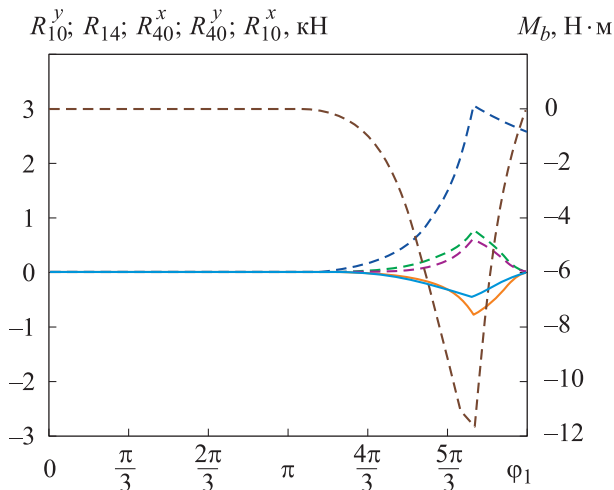


Рис. 7. Зависимости реакций R_{10}^y (---), R_{14} (---), R_{40}^x (---), R_{40}^y (—), R_{10}^x (—) и уравновешивающего момента M_b (---) от угла поворота кривошипа φ_1

проекций сил на оси x , y и суммы моментов относительно точки F :

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{40}^x + R_{41} \cos(\gamma + \alpha) = 0; \quad (10)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{40}^y + R_{41} \sin(\gamma + \alpha) - G_4 = 0; \quad (11)$$

$$\sum M_F(F_i) = 0; \quad M_b - R_{41} \rho_1 \sin(\gamma + \alpha) = 0, \quad (12)$$

где ρ_1 — радиус ведущего ЗК.

Из уравнений (10), (11), (12) последовательно определяем R_{40}^x , R_{40}^y и M_b .

Графические зависимости найденных с помощью выражений (7)–(12) реакций R_{10}^y , R_{14} , R_{40}^x , R_{40}^y , R_{10}^x и уравновешивающего момента M_b от угла поворота кривошипа φ_1 приведены на рис. 7.

Как видно из рис. 5 и 7, наибольшее значение нагрузок возникает во вращательных кинематических парах за счет составляющей реакции на ось y , достигающей максимального значения ~ 3000 Н при $\varphi_1 = 320^\circ$.

Полученные результаты позволяют рассчитать и выбрать подшипники по критериям статической и динамической грузоподъемности при проектировании стэнда кривошипно-ползунного механизма ПК с некруглыми ЗК. Безмасляный ПК, параметры которого взяты в основу математической модели, спроектирован производителем, и по ней может быть выполнен проверочный расчет. Например, в кинематической паре B использован подшипник со статической грузоподъемностью 6800 Н и динамической грузоподъемностью 13 300 Н, что позволяет сделать вывод о его достаточном запасе прочности.

Анализ напряженно-деформированного состояния некруглых ЗК. Силовой анализ зубчато-рычажного механизма показал, что максимальные значения реакций в кинематических парах возникают при угле поворота кривошипа $\varphi_1 = 320^\circ$, поэтому исследование математической модели некруглых ЗК проведем в данном положении.

Конечно-элементная сетка построена с шагом 0,2 мм, а для более высокой точности расчета в области вращательных кинематических пар и в зоне контакта зубьев размер сетки уменьшен до 0,1 мм. Из силового анализа известны граничные условия модели: сила тяжести ведомого ЗК с кривошипом — 6,17 Н; сила тяжести ведущего ЗК — 1,471 Н; сила во вращательной кинематической паре на ведомом ЗК — 2607,9 Н; момент сопротивления на ведомом ЗК — 10,693 Н·м. Математическая модель передачи некруглыми ЗК показана на рис. 8.

В результате построения и исследования математической модели передачи с заданными параметрами сетки и граничными условиями модели получена карта распределения напряжений в исследуемой паре некруглых ЗК (рис. 9).

Анализ рис. 9 показывает, что наибольшее напряжение сосредоточено у ножки зуба и достигает 156 МПа. Верификация конечно-эле-

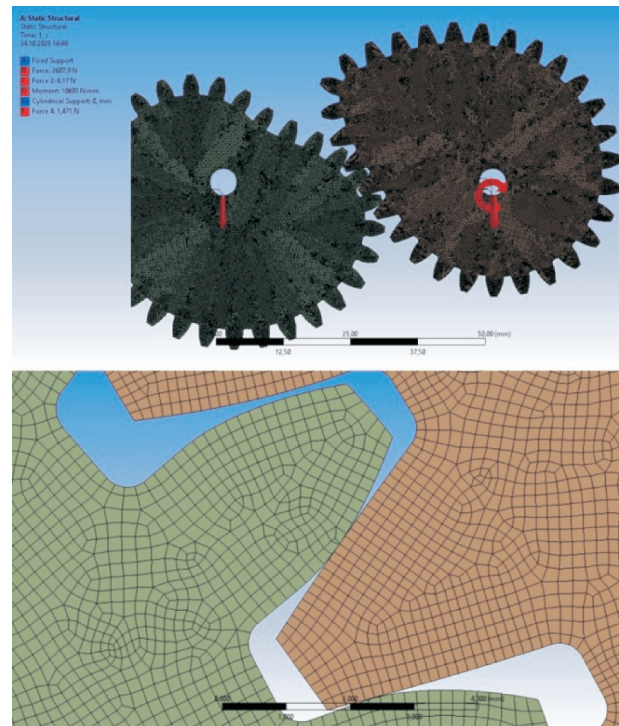


Рис. 8. Граничные условия модели и конечно-элементная сетка

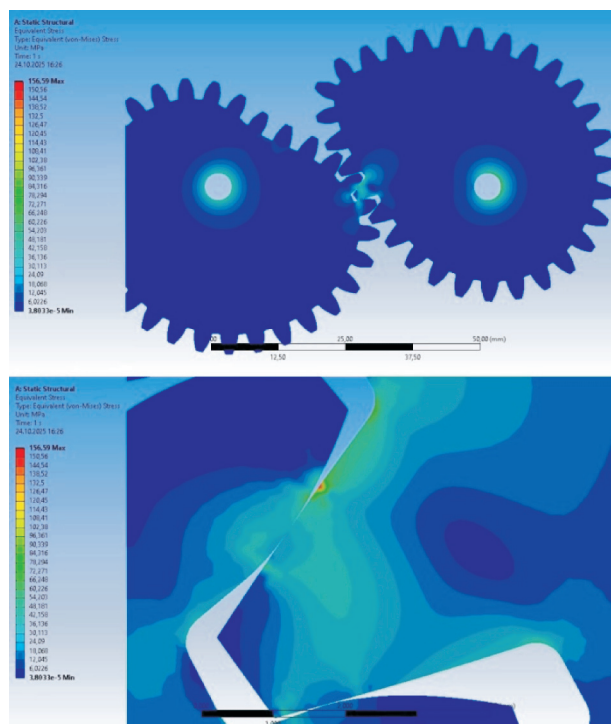


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа, в паре некруглых ЗК

Значения реакций, полученных с помощью силового анализа и метода конечных элементов

Реакция	Значение		Относительная погрешность, %
	расчетное	численное	
R_{14} , Н	784,4	687,6	-12,3
R_{10} , Н	3156	3082	-2,3
R_{40} , Н	783,6	686,7	-12,4
M_b , Н·м	11,6	11,4	-1,7

ментной модели проведена путем сравнения реакций, полученных с помощью силового анализа и метода конечных элементов (см. таблицу).

Анализ данных, приведенных в таблице, показывает адекватность построенной конечно-

элементной модели результатам кинетостатического анализа. Резкое изменение радиуса кривизны ведомого ЗК и, соответственно, большие отклонения угла наклона касательной от 90° , могут привести к большим погрешностям реакций R_{14} и R_{40} . Полученные значения максимальных нагрузок и анализ распределения напряжений позволяют выбрать материалы для изготовления некруглых ЗК.

Выводы

1. Предложен перспективный метод снижения неравномерности вращения звена привода цикловой машины, заключающийся в динамическом синтезе некруглых ЗК, встраиваемых в схему исполнительного механизма. Переменное передаточное отношение зубчатой пары позволяет перераспределять движущий момент между рабочим и холостым ходом машины. Моделирование с помощью предложенного метода воздушного ПК при частоте вращения вала двигателя 900 мин^{-1} показало снижение неравномерности вращения в 2,3 раза, что позволило уменьшить момент инерции маховика в 2,4 раза.

2. Проведен силовой анализ полученного зубчато-рычажного механизма с некруглыми ЗК, определены и построены функции реакций в его кинематических парах и уравнивающий момент. По результатам расчета установлено, что значения реакций во вращательных кинематических парах лежат в допустимых пределах.

3. Выполненный методом конечных элементов анализ напряженно-деформированного состояния некруглых ЗК выявил концентрацию нагрузки у основания зуба, которая достигает 156 МПа, что не превышает допустимых напряжений при статическом нагружении.

Литература

- [1] Briskin E.S., Kalinin Y.V., Maloletov A.V. et al. On the energy efficiency of cyclic mechanisms. *Mech. Solids*, 2014, vol. 49, no. 1, pp. 11–17, doi: <https://doi.org/10.3103/S0025654414010026>
- [2] Вульфсон И.И. *Динамика цикловых машин*. Санкт-Петербург, Политехника, 2013. 424 с.
- [3] Mata A.S., Torras A.B., Carrillo J.A.C. et al. Fundamentals of machine theory and mechanisms. *Springer*, 2016. 409 p.
- [4] Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element. *Chem. Pet. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 3–4, pp. 150–155, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0454-7>

- [5] Liu C., Wei X., Yi Z. et al. Strength analysis and structure optimization of the crankshaft of an opposed-power reciprocating pump. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 123, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11010123>
- [6] Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. *Теория механизмов и машин*. Москва, Высшая школа, 1987. 496 с.
- [7] Смелягин А.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Новосибирск, Инфра-М, 2006. 262 с.
- [8] Davitashvili N., Bakhshaliev V. Dynamics of crank-piston mechanisms. *Springer*, 2016. 242 p.
- [9] Uicker J.J.Jr., Pennock G.R., Shigley J.E. *Theory of machines and mechanisms*. Oxford University Press, 2016. 976 p.
- [10] Kochev I.S. General method for active balancing of combined shaking moment and torque fluctuations in planar linkages. *Mech. Mach. Theory*, 1990, vol. 25, no. 6, pp. 679–687, doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(90\)90010-H](https://doi.org/10.1016/0094-114X(90)90010-H)
- [11] Han J.Y. Complete balancing of the shaking moment in spatial linkages by adding planar noncircular gears. *Arch. Appl. Mech.*, 1996, vol. 67, no. 1, pp. 44–49, doi: <https://doi.org/10.1007/BF00787138>
- [12] Dooner D.B. Use of noncircular gears to reduce torque and speed fluctuations in rotating shafts. *J. Mech. Des.*, 1997, vol. 119, no. 2, pp. 299–306, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2826251>
- [13] Kochev I.S. General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: a critical review. *Mech. Mach. Theory*, 2000, vol. 35, no. 11, pp. 1501–1514, doi: [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00015-X](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00015-X)
- [14] Yao Y.A., Yan H.S. A new method for torque balancing of planar linkages using non-circular gears. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2003, vol. 217, no. 5, pp. 495–503, doi: <https://doi.org/10.1243/095440603765226786>
- [15] Novitskii A.V., Prikhodko A.A. Construction of centroids of noncircular gears to reduce the irregularity of rotation of the input link of a piston compressor. *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2025, vol. 54, no. 7, pp. 11–20, doi: <https://doi.org/10.1134/S1052618825700426>
- [16] Prikhod'ko A.A., Novitskii A.V. Stress-strain state of a transmission with elliptical gears. *Russ. Eng. Res.*, 2025, vol. 45, no. 11, pp. 1583–1586, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X25702569>

References

- [1] Briskin E.S., Kalinin Y.V., Maloletov A.V. et al. On the energy efficiency of cyclic mechanisms. *Mech. Solids*, 2014, vol. 49, no. 1, pp. 11–17, doi: <https://doi.org/10.3103/S0025654414010026>
- [2] Vulfson I.I. *Dinamika tsiklovyykh mashin* [Dynamics of cyclic machines]. Sankt-Peterburg, Politehnika Publ., 2013. 424 p. (In Russ.).
- [3] Mata A.S., Torras A.B., Carrillo J.A.C. et al. *Fundamentals of machine theory and mechanisms*. Springer, 2016. 409 p.
- [4] Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element. *Chem. Pet. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 3–4, pp. 150–155, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0454-7>
- [5] Liu C., Wei X., Yi Z. et al. Strength analysis and structure optimization of the crankshaft of an opposed-power reciprocating pump. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 1, art. 123, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11010123>
- [6] Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1987. 496 p. (In Russ.).
- [7] Smelyagin A.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Novosibirsk, Infra-M Publ., 2006. 262 p. (In Russ.).
- [8] Davitashvili N., Bakhshaliev V. Dynamics of crank-piston mechanisms. *Springer*, 2016. 242 p.
- [9] Uicker J.J.Jr., Pennock G.R., Shigley J.E. *Theory of machines and mechanisms*. Oxford University Press, 2016. 976 p.

- [10] Kochev I.S. General method for active balancing of combined shaking moment and torque fluctuations in planar linkages. *Mech. Mach. Theory*, 1990, vol. 25, no. 6, pp. 679–687, doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(90\)90010-H](https://doi.org/10.1016/0094-114X(90)90010-H)
- [11] Han J.Y. Complete balancing of the shaking moment in spatial linkages by adding planar noncircular gears. *Arch. Appl. Mech.*, 1996, vol. 67, no. 1, pp. 44–49, doi: <https://doi.org/10.1007/BF00787138>
- [12] Dooner D.B. Use of noncircular gears to reduce torque and speed fluctuations in rotating shafts. *J. Mech. Des.*, 1997, vol. 119, no. 2, pp. 299–306, doi: <https://doi.org/10.1115/1.2826251>
- [13] Kochev I.S. General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: a critical review. *Mech. Mach. Theory*, 2000, vol. 35, no. 11, pp. 1501–1514, doi: [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(00\)00015-X](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(00)00015-X)
- [14] Yao Y.A., Yan H.S. A new method for torque balancing of planar linkages using non-circular gears. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2003, vol. 217, no. 5, pp. 495–503, doi: <https://doi.org/10.1243/095440603765226786>
- [15] Novitskii A.V., Prikhodko A.A. Construction of centroids of noncircular gears to reduce the irregularity of rotation of the input link of a piston compressor. *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2025, vol. 54, no. 7, pp. 11–20, doi: <https://doi.org/10.1134/S1052618825700426>
- [16] Prikhod'ko A.A., Novitskii A.V. Stress–strain state of a transmission with elliptical gears. *Russ. Eng. Res.*, 2025, vol. 45, no. 11, pp. 1583–1586, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X25702569>

Статья поступила в редакцию 01.12.2025

Информация об авторах

НОВИЦКИЙ Андрей Владимирович — аспирант кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика. Кубанский государственный технологический университет (350072, Краснодар, Российская Федерация, ул. Московская, д. 2, e-mail: novitskiy_19@mail.ru).

ПРИХОДЬКО Александр Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика. Кубанский государственный технологический университет (350072, Краснодар, Российская Федерация, ул. Московская, д. 2, e-mail: sannic92@gmail.com).

Information about the authors

NOVITSKII Andrey Vladimirovich — Postgraduate, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik. Kuban State Technological University (350072, Krasnodar, Moscovskaya St., Bldg. 2, e-mail: novitskiy_19@mail.ru).

PRIKHODKO Alexander Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik. Kuban State Technological University (350072, Krasnodar, Moscovskaya St., Bldg. 2, e-mail: sannic92@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Новицкий А.В., Приходько А.А. Кинетостатика зубчато-рычажного циклового механизма с некруглыми зубчатыми колесами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 9, с. 3–10.

Please cite this article in English as:

Novitskii A.V., Prikhodko A.A. Kinetostatics of a gear-lever cyclic mechanism with non-circular gears. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 9, pp. 3–10.