Научная статья
УДК 621.837.7
DOI 10.46845/1997-3071-2022-66-112-126

Динамический анализ базового механизма технологической машины

Владимир Георгиевич Сукиасов[1], Наталья Александровна Середа[2]
[1,2]Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия
[1]vladimir.sukiasov@klgtu.ru, http://orcid.org/0000-0002-9661-9398
[2] natalya.sereda@klgtu.ru, http://orcid.org/0000-0001-7173-4408

Аннотация. Приведен пример использования кривошипно-коромыслового механизма в составе двух машин – тихоходной и быстроходной. В первом случае базовый механизм является частью двухцилиндрового поршневого компрессора, во втором – входит в состав шестизвенного механизма. Последний содержит кривошипно-коромысловый механизм и присоединенную к коромыслу структурную группу Л. В. Ассура, содержащую кулису и пустотелую призму, шарнирно-связанную со стойкой.

Выполнен динамический анализ кривошипно-коромыслового механизма с определением полных реакций в его парах. На первом этапе установлен характер изменения компонента скорости и ускорения центра шатуна. Приведены диаграммы угловых скоростей шатуна и коромысла, выполнен анализ диаграмм. На втором этапе определены полные реакции в парах механизма от действия сил инерции его звеньев. Показано, что реакции в парах, образуемых кривошипом со стойкой и шатуном соответственно, изменяются идентично. Полная реакция в паре коромысло-стойка имеет осциллирующий характер изменения во времени. На третьем этапе помимо сил инерции звеньев учитывалось влияние сил тяжести на характер изменения реакций. Установлено, что при заданной угловой скорости кривошипа силы инерции вносят несущественный вклад в значения полных реакций в парах. На четвертом этапе динамического анализа механизма при определении реакций в его парах учитывали силы инерции и тяжести, а также силы трения. Коэффициент трения принят 0,4 во всех парах механизма. Учет трения при определении реакций приводит к их локальным всплескам в окрестности трех его положений, а именно: двух крайних положений и положения минимума угла передачи. Показано, что полные реакции в парах базового механизма определяются преимущественно силами тяжести звеньев при выбранной угловой скорости кривошипа. В результате выполненного динамического анализа базового механизма получены параметры, необходимые для исследования напряженно-деформированного состояния и оценки прочности звеньев механизма.

Ключевые слова: базовый механизм, тихоходная машина, компрессор, быстроходная машина, шестизвенный механизм, динамический анализ, кинематическая пара, реакции в парах, звено, силы тяжести, силы инерции, трение

Для цитирования: Сукиасов В. Г., Середа Н. А. Динамический анализ базового механизма технологической машины // Известия КГТУ. 2022. № 66. С. 112–126.

© Сукиасов В. Г., Середа Н. А., 2022

Original article

Dynamic analysis of the basic mechanism of a technological machine

Vladimir G. Sukiasov[1], Natalya A. Sereda[2]
[1,2] Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia
[1]vladimir.sukiasov@klgtu.ru, http://orcid.org/0000-0002-9661-9398
[2]natalya.sereda@klgtu.ru, http://orcid.org/0000-0001-7173-4408

Abstract. The paper presents an example of the use of a crank-rocker mechanism as a part of two machines: low-speed and high-speed. In the first case, the basic mechanism is a part of a two-cylinder reciprocating compressor, in the second case it is a part of a six-link mechanism. It contains a crank-rocker mechanism and it contains a crank-rocker mechanism and L.V. Assura's structural group. It contains a link and a hollow prism hinged to the post.

The dynamic analysis of the crank-rocker mechanism has been performed. The total reactions in its vapors have been determined. At the first stage, the nature of the change in the components of speed and acceleration of the center of the connecting rod is established. Diagrams of angular velocities of the connecting rod and rocker are given. The diagrams have been analyzed. At the second stage, the total reactions in the pairs of the mechanism from the action of inertia forces have been determined. It is shown that the reactions in pairs formed by a crank with a rack and with a connecting rod, respectively, change identically. The total reaction in the rocker-stand pair has an oscillating character of change in time. At the third stage, in addition to the forces of inertia, the influence of the nature gravity of the change in reactions has been taken into account. It has been established that at a given angular velocity of the crank, the inertial forces make an insignificant contribution to the values of the total reactions. At the fourth stage of the dynamic analysis of the mechanism, in determining the reactions, the forces of inertia and gravity, as well as the forces of friction, have been taken into account. The coefficient of friction is assumed to be 0.4 in all pairs of the mechanism. Accounting for friction when determining reactions leads to their local bursts in the vicinity of its three positions. These are the two extreme positions and the minimum position of the transmission angle. The total reactions in the pairs of the basic mechanism are determined mainly by the gravity forces of the links at the chosen angular velocity of the crank. As a result of the performed dynamic analysis of the basic mechanism, the parameters have been obtained. They are needed to study the stress-strain state and assess the strength of the mechanism links.

Keywords: basic mechanism, low-speed machine, compressor, high-speed machine, six-link mechanism, dynamic analysis, kinematic pair, reactions in pairs, link, gravity, inertial forces, friction

For citation: Sukiasov V. G., Sereda N. A. Dynamic analysis of the basic mechanism of a technological machine. *Izvestiya KGTU = KSTU News.* 2022;(66):112–126.(in Russ.).

ВВЕДЕНИЕ

Работа посвящена исследованию базового кривошипно-коромыслового механизма, относящегося к семейству с условным обозначением ККМ-1 [1]. Известна кинематическая схема машины, применяемой для передачи силовых нагрузок. Такая машина содержит базовый механизм семейства ККМ-1. Два цилиндра **7** упомянутой машины параллельны друг другу. Каждый поршень 6 цилиндров 7 шарнирно связан с шатунами 4 и 5. Названные шатуны 4 и 5 также расположены параллельно друг другу в крайних положениях базового механизма. Оба шатуна образуют кинематические пары с коромыслом 3. Коромысло 3 выполнено трехплечим. Два плеча расположены горизонтально относительно стойки в положении механизма, когда кривошип перпендикулярен линии центров OO_1. Длины плеч коромысла C_1O_1, E_1O_1 и B_1O_1 одинаковы. Трехплечее коромысло образует вращательные кинематические пары с шатунами, взаимодействующими с названными поршнями цилиндров, а также с шатуном 2, связанным с кривошипом 1.

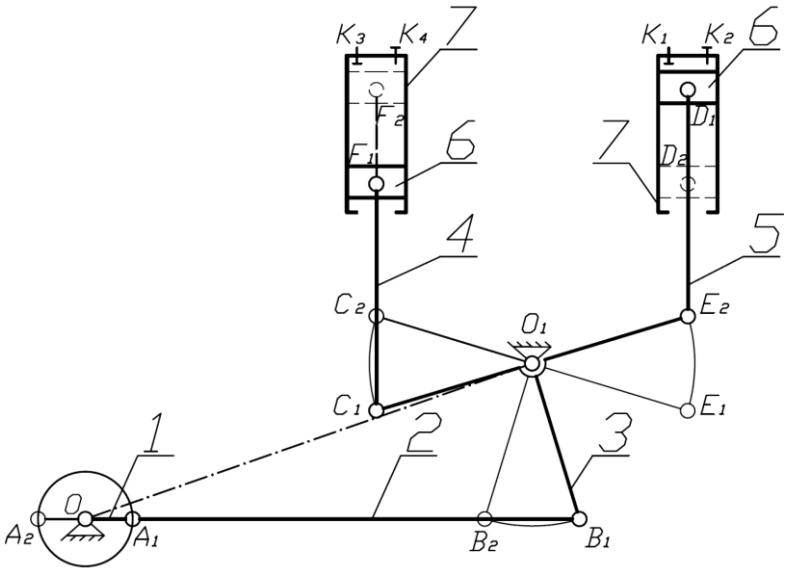


Рис. 1. Кинематическая схема двухцилиндрового компрессора [1]
Fig. 1. Kinematic diagram of a two-cylinder compressor [1]

Известна кинематическая схема машины [2], используемой для передачи изделий в товарной упаковке. Названная машина содержит кривошипно-коромысловый механизм семейства ККМ-1. Кривошип и коромысло укреплены на стойке. Коромысло связано с шатуном и кулисой, образуя кинематическую пару в виде сложного шарнира. Кулиса входит в поступательную пару с кулисным камнем, шарнирно связанным со стойкой. На кулисе размещен захват для изделий, приводимый в движение рычагами.

Машина для передачи изделий отличается быстроходностью. Цель исследования – динамический анализ базового механизма с определением реакций в его парах. В отечественной и зарубежной литературе вопросы кинематического и динамического анализа базовых механизмов рассматриваются в следующих источниках [3–8].

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В ПАРАХ МЕХАНИЗМА ОТ ДЕЙСТВИЯ СИЛ ТЯЖЕСТИ ЗВЕНЬЕВ

Установлены числовые значения реакций в парах базового механизма семейства ККМ-1 в функции угла поворота кривошипа [3–5]. Принято, что отсчет названного угла начинается от его крайнего правого положения (кривошип и шатун вытянуты в одну линию) в направлении против хода часовой стрелки. Длины кривошипа и стойки соответственно 40 и 100 мм. Шатун и коромысло равны и составляют по длине 76,16 мм. Частота вращения кривошипа – 60 об/мин. Определение реакций выполнено графоаналитическим методом с применением программы AutoCAD [3–8]. В процессе определения реакций в парах базового механизма учитывалось влияние только сил тяжести звеньев механизма – кривошипа G_1, шатуна G_2 и коромысла G_3. Принято, что силы тяжести шатуна и коромысла равны и составляют 1 Н, сила тяжести кривошипа – 0,5 Н. Значения сил тяжести звеньев взяты условно. На рис. 2 приведены графические интерпретации нормальных, тангенциальных, а также полных реакций в парах исследуемого механизма.

Выполним анализ данных, приведенных на рис. 2. Полная реакция R_{12} в паре кривошип–шатун возрастает до максимального значения и медленно убывает к концу цикла работы базового механизма. Характер изменения полной силы R_{01} в паре кривошип–стойка аналогичен. Полная реакция R_{23} в паре шатун–коромысло в начале движения кривошипа возрастает до максимального значения, остается постоянной и далее интенсивно снижается до минимума. К концу цикла работы механизма реакция R_{23} несколько повышается.

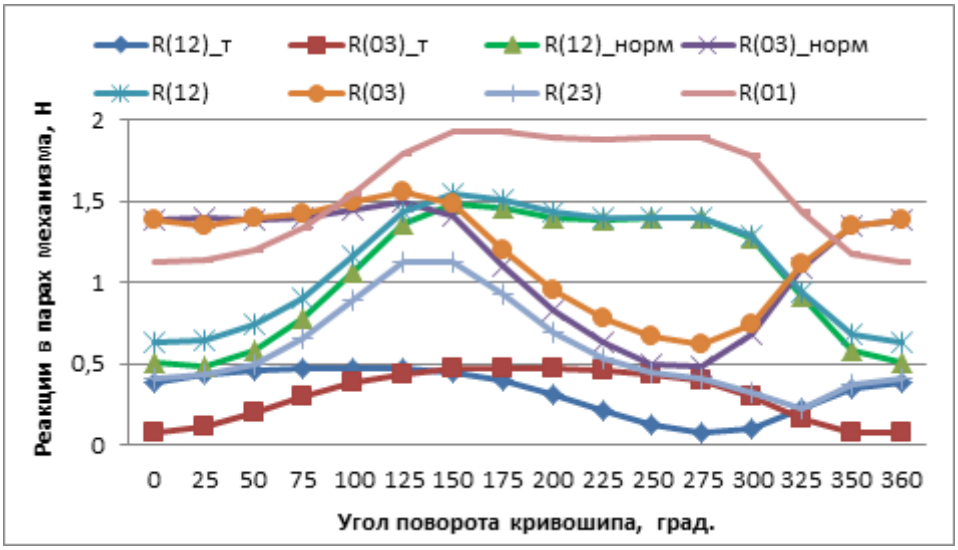
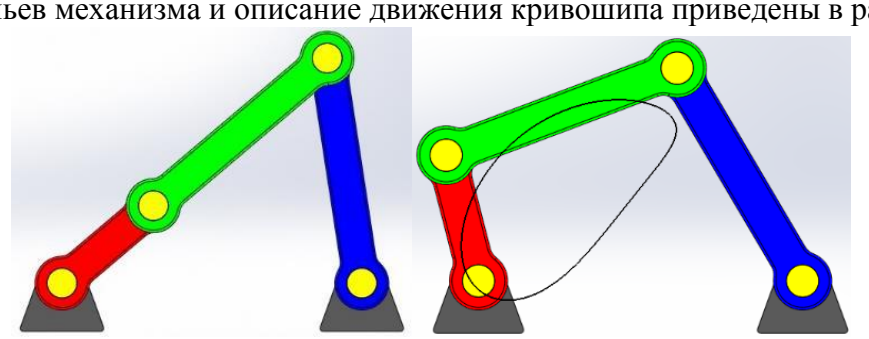


Рис. 2. Реакции в парах базового механизма в функции угла поворота кривошипа
Fig. 2. Reactions in pairs of the basic mechanism as a function of the crank angle

Сила R_{03} в паре коромысло–стойка остается приближенно постоянной, возрастает до максимума, далее интенсивно снижается. К концу цикла работы механизма упомянутая сила интенсивно возрастает.

2. ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

Динамическое исследование базового механизма выполнено поэтапно с использованием модуля SolidWorks Motion. Твердотельная модель механизма показана на рис. 3, *а* в крайнем правом положении, когда продольные оси кривошипа и шатуна образуют одну линию. Материал звеньев – литая углеродистая сталь плотностью 7800 кг/м^3; материал шарниров – бронза плотностью 8300 кг/м^3. Размеры звеньев механизма и описание движения кривошипа приведены в разделе 1.



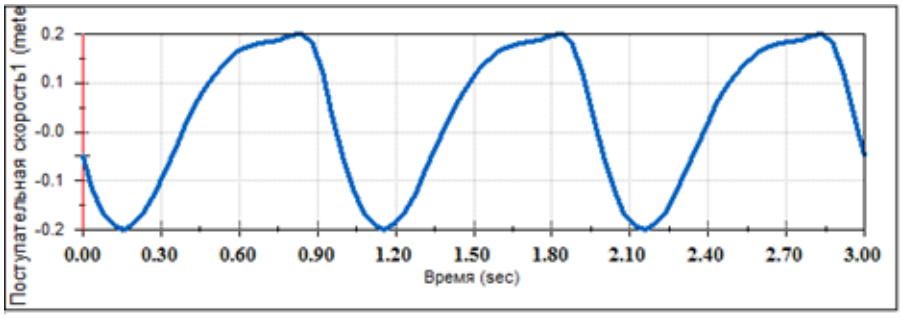
а *б*

Рис. 3. Базовый механизм:
а – модель в крайнем правом положении; *б* – траектория центра шатуна
Fig. 3. Basic mechanism:
a – model in the extreme right position; *b* – trajectory of the connecting rod center

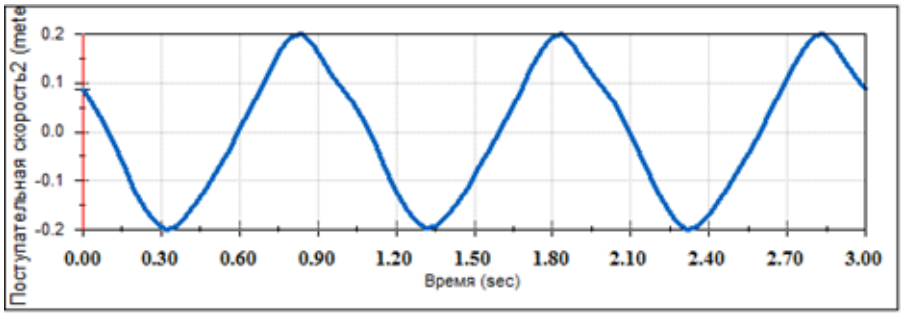
Представленные результаты получены в ходе 3-секундных испытаний модели, что соответствует трем полным оборотам кривошипа. Характер движения звеньев механизма иллюстрируют рис. 3, *б*; 4 и 5, где показаны траектория, компоненты скорости и ускорения центра шатуна. На рис. 6 и 7 представлено изменение во времени соответственно угловых скоростей и ускорений шатуна и коромысла. Положительные значения компонента скорости и ускорения центра шатуна соответствуют направлениям вправо и вверх, а отрицательные – влево и вниз.

Компоненты скорости центра шатуна изменяются по симметричному циклу. У вертикальной составляющей скорости характер изменения близок к гармоническому закону, когда интервал между минимумом и максимумом значений составляет ½ оборота кривошипа. Горизонтальная и вертикальная составляющие скорости центра шатуна достигают наибольших положительных значений практически синхронно. У компонента ускорения центра шатуна симметрия цикла нарушается: отрицательные значения преобладают над положительными.

Диаграммы угловых скоростей шатуна и коромысла имеют по два участка возрастания и убывания в интервале цикла работы механизма. Точки минимума угловой скорости коромысла отчетливо соответствуют крайнему правому положению и ½ оборота кривошипа. Указанные диаграммы обнаруживают определенное сходство, особенно при зеркальном отражении одной из них относительно вертикальной оси. Диаграммы угловых ускорений шатуна и коромысла имеют по три участка возрастания и убывания в пределах цикла работы механизма (см. рис. 7, *а* и *б*). Два локальных максимума (как и два локальных минимума) на графике углового ускорения коромысла практически совпадают по величине.

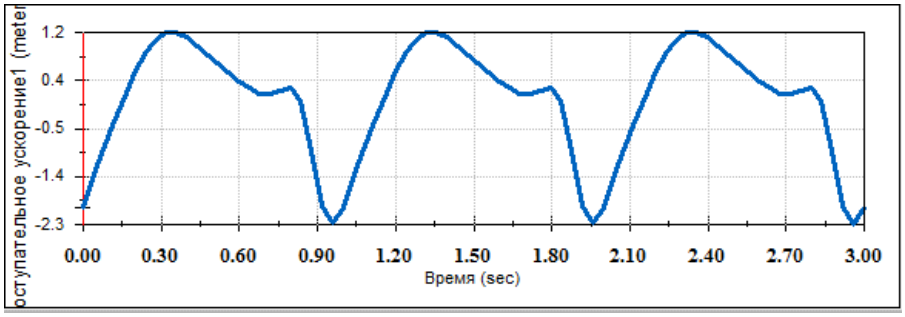


а

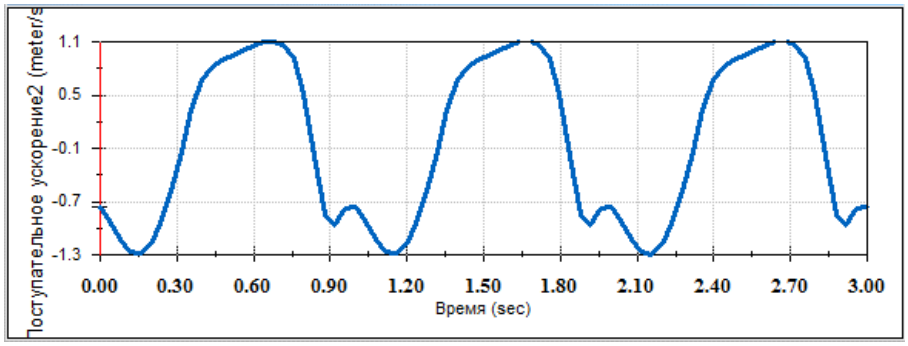


б

Рис. 4. Компоненты скорости *v* (м/с) центра шатуна:
а – в горизонтальном направлении; *б* – в вертикальном направлении
Fig. 4. Velocity components *v* (m/s) of the connecting rod center:
a – in the horizontal direction; *b* – in the vertical direction

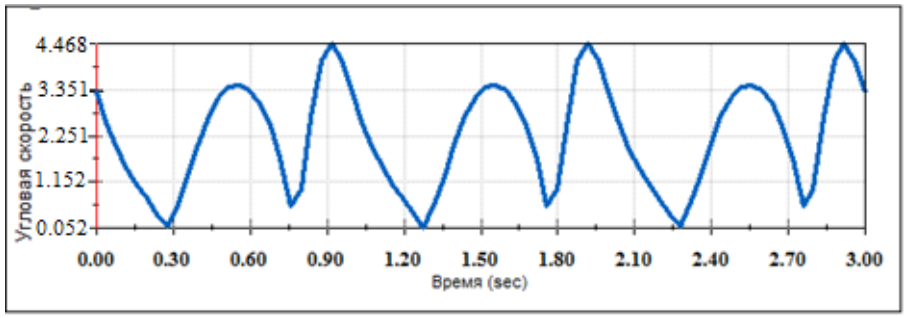


а

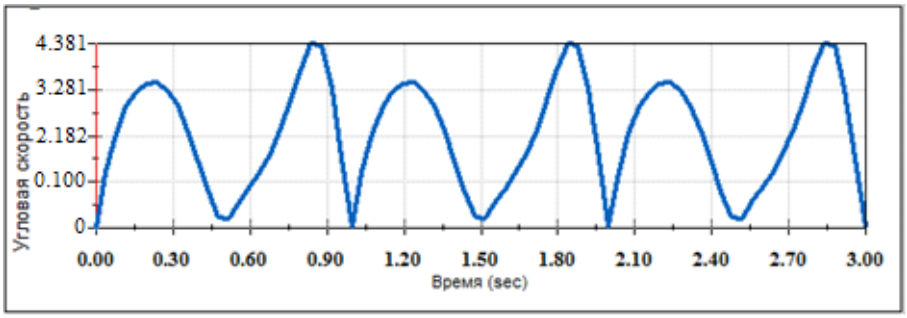


б

Рис. 5. Компоненты ускорения *a* (м/с^2) центра шатуна:
а – в горизонтальном направлении; *б* – в вертикальном направлении
Fig. 5. Acceleration components *a* (m/s^2) of the connecting rod center:
a – in the horizontal direction; *b* – in the vertical direction



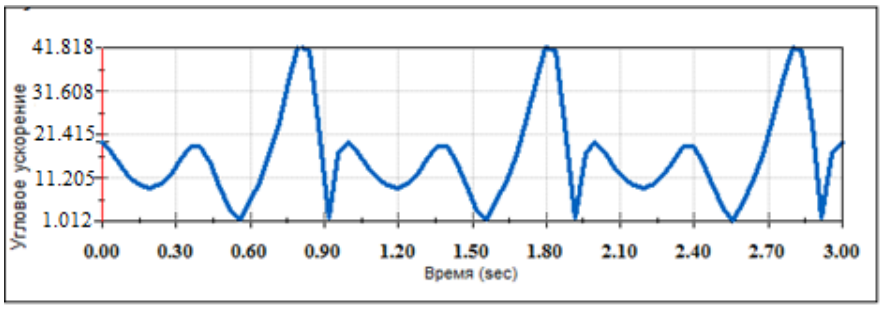
а



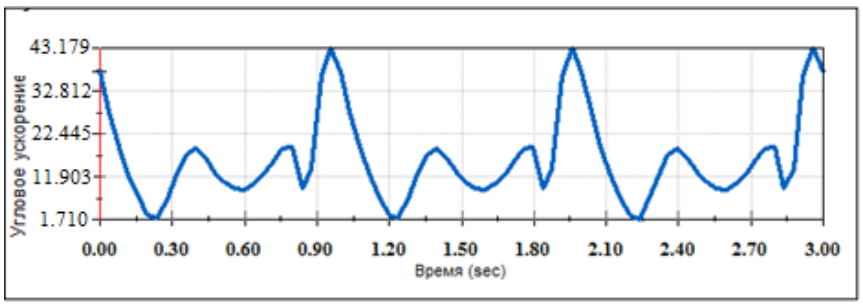
б

Рис. 6. Угловые скорости ω ($с^{-1}$) звеньев базового механизма:
а – шатуна; *б* – коромысла

Fig. 6. Angular velocities ω (s^{-1}) of the basic mechanism links:
a – connecting rod; *b* – rocker arm



а

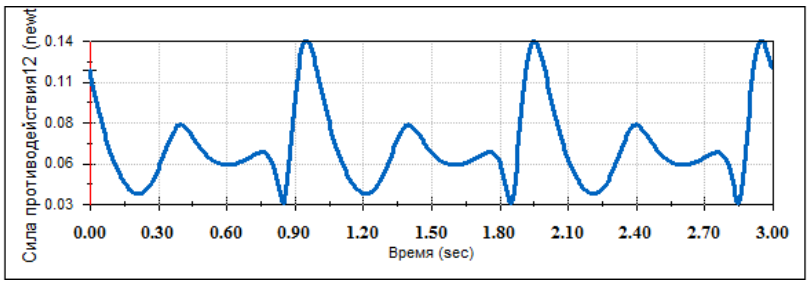


б

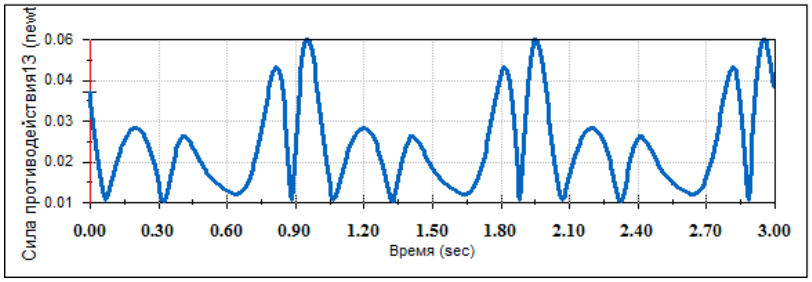
Рис. 7. Угловые ускорения ε ($с^{-2}$) звеньев базового механизма:
а – шатуна; *б* – коромысла

Fig. 7. Angular accelerations ε (s^{-2}) of the basic mechanism links:
a – connecting rod; *b* – rocker arm

Результаты динамического анализа базового механизма с учетом только сил инерции изображены на рис. 8 и 9 в виде зависимостей от времени полных реакций в парах механизма.



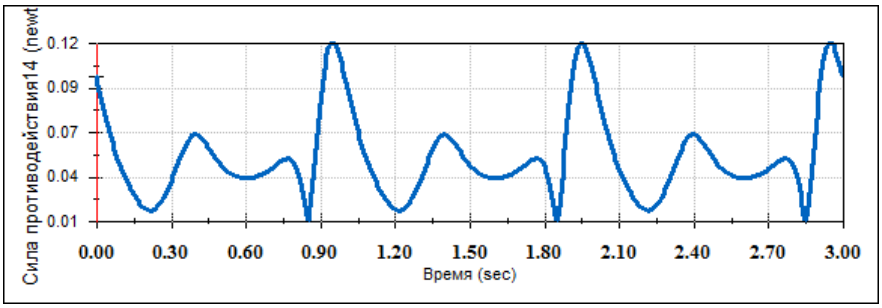
а



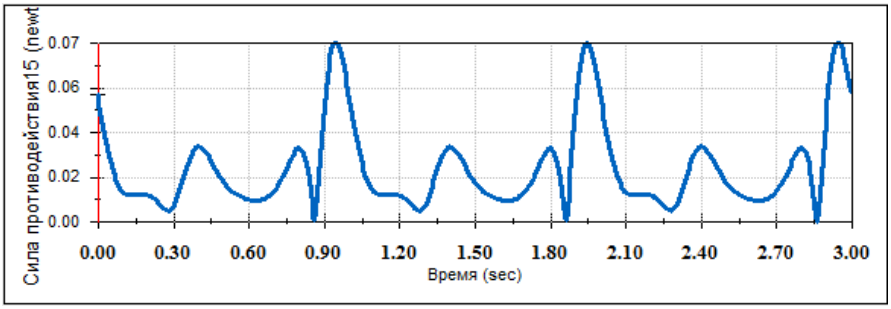
б

Рис. 8. Реакции в парах базового механизма (Н) с учетом сил инерции:
а – полная реакция R_{01}; *б* – полная сила R_{03}

Fig. 8. Reactions in pairs of the basic mechanism (N) taking into account the inertia forces: *a* – full reaction R_{01}; *b* – full strength R_{03}



а



б

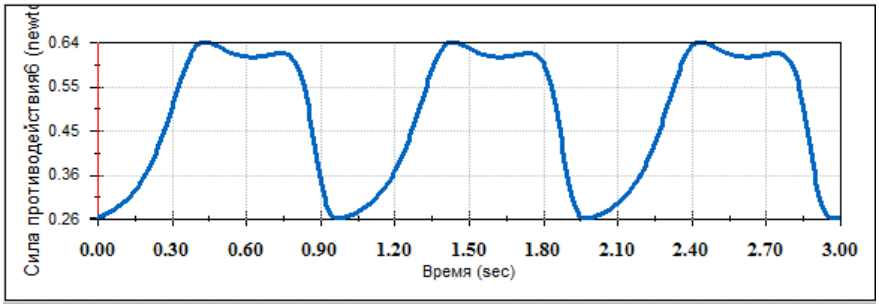
Рис. 9. Реакции в парах базового механизма (Н) с учетом сил инерции:
а – полная реакция R_{12}; *б* – полная сила R_{23}

Fig. 9. Reactions in pairs of the basic mechanism (N) taking into account the inertia forces: *a* – full reaction R_{12}; *b* – full strength R_{23}

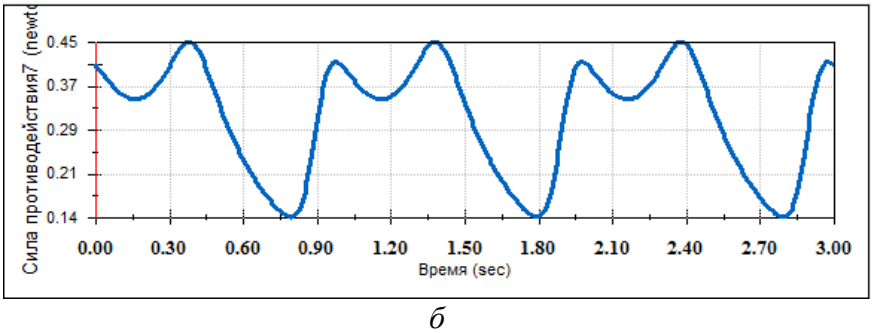
Следует отметить внешнее сходство кривых и близость числовых значений реакций в парах кривошипа R_{01} и R_{12}. Имея по два локальных максимума и минимума в течение цикла работы механизма, эти реакции резко снижаются в последней четверти цикла, чтобы затем круто подняться до максимальных значений незадолго до его завершения. Подобным образом проявляют себя и реакции в парах коромысла R_{03} и R_{23}, однако у R_{03} наблюдаются более резкие перепады значений, что придает зависимости реакции R_{03} от времени осциллирующий характер.

Учет сил тяжести, помимо сил инерции, заметно меняет вид получаемых зависимостей, что иллюстрируют рис. 10 и 11. Характер изменения кривых имеет более плавный вид по сравнению с рис. 8 и 9. При существенном возрастании числовых значений это объясняется появлением дополнительной односторонней нагрузки.

В данном случае имеет место очевидное подобие кривых R_{01} и R_{12}. Обращает на себя внимание практически синхронное достижение глобального максимума всеми четырьмя реакциями в положении механизма, когда кривошип располагается вблизи продолжения линии центров неподвижных опор. Короткий участок стабильности реакции R_{03} в паре коромысло–стойка при добавлении сил тяжести смещается вперед примерно на ½ оборота кривошипа. В пределах одного цикла реакции в парах механизма обнаруживают качественное сходство с кривыми на рис. 2, полученными графоаналитическим методом силового анализа с учетом только сил тяжести звеньев. Это подтверждает несущественный вклад сил инерции в полные значения реакций в парах при заданной величине угловой скорости кривошипа.



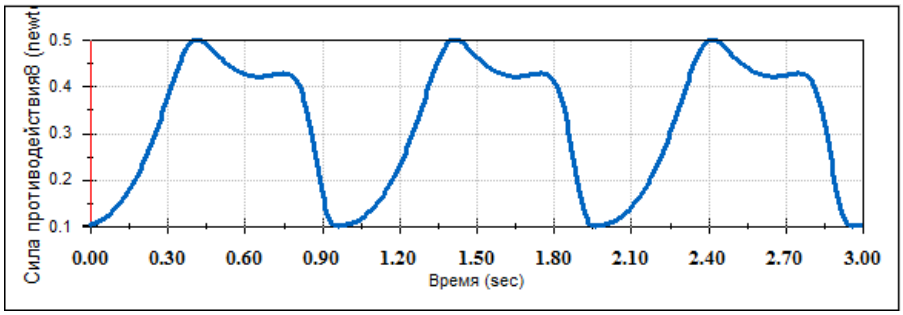
а



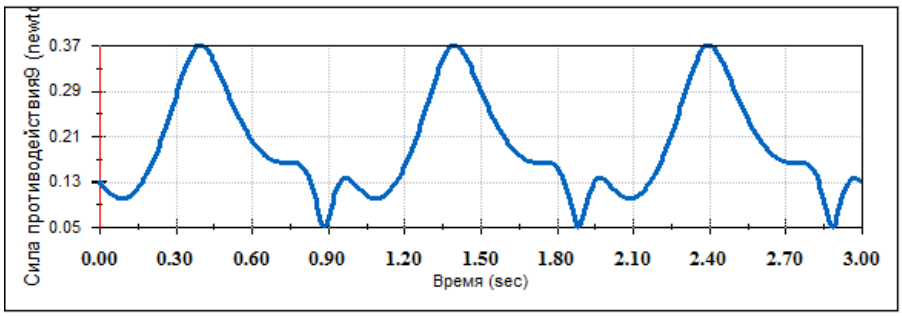
б

Рис. 10. Реакции в парах базового механизма (Н) с учетом сил инерции и тяжести:
а – полная реакция R_{01}; *б* – полная сила R_{03}

Fig. 10. Reactions in pairs of the basic mechanism (N), taking into account the inertia forces and gravity:
a – full reaction R_{01}; *b* – full strength R_{03}



а



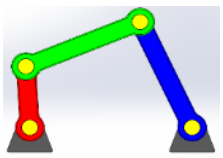
б

Рис. 11. Реакции в парах базового механизма (Н) с учетом сил инерции и тяжести: *а* – полная реакция R_{12}; *б* – полная сила R_{23}
Fig. 11. Reactions in pairs of the basic mechanism (N), taking into account the inertia forces and gravity: *a* – full reaction R_{12}; *b* – full strength R_{23}

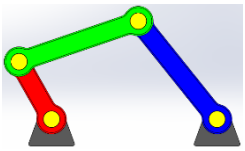
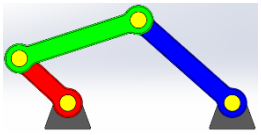
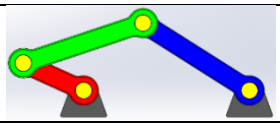
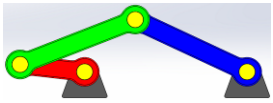
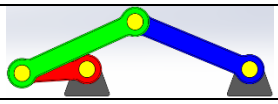
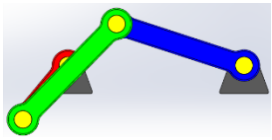
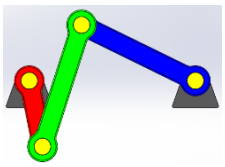
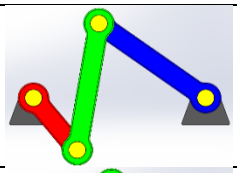
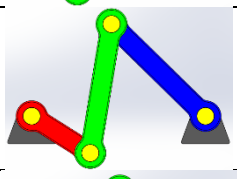
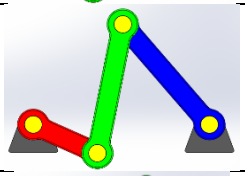
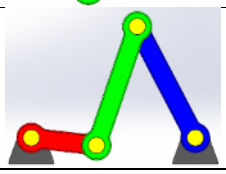
Данные о результатах кинематического и динамического анализа сведены в табл. 1, где для характерных точек представленных выше диаграмм показаны соответствующие положения звеньев механизма, упорядоченные в последовательности вращения против часовой стрелки.

В частности, максимум углового ускорения шатуна и локальный максимум углового ускорения коромысла соответствуют положению механизма, когда центры шатуна и коромысла располагаются на одной линии с центром шарнира, образуемого кривошипом и стойкой.

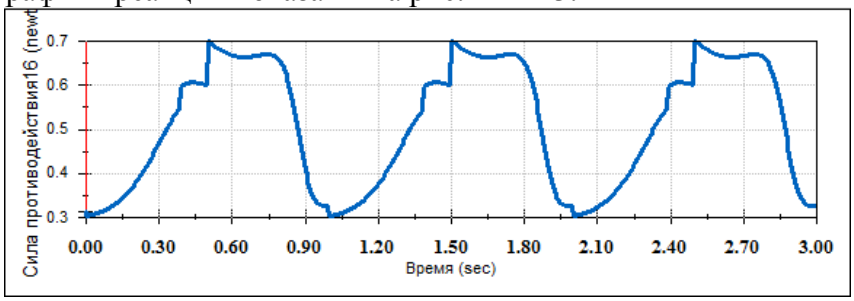
Таблица 1. Положения звеньев механизма и точки на диаграммах
Table 1. Positions of the mechanism's links and the points on the diagrams

Положение звеньев	Кинематика	Динамика	
		силы инерции	силы инерции и тяжести
1	2	3	4
	max *v* центра влево max *a* центра вниз		

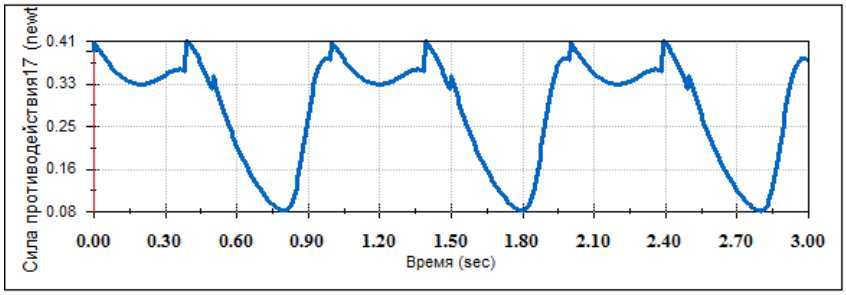
Окончание таблицы 1

1	2	3	4
	min ε коромысла	локальный max R_{03}	
	min ω шатуна		
	max v центра вниз max a центра вправо	min R_{03}	
	локальный max ε шатуна	локальный max R_{01} локальный max R_{12} локальный max R_{23}	max R_{03} max R_{23}
	локальный max ε коромысла	локальный max R_{03}	max R_{01} max R_{12}
	локальный max ω шатуна		
	max a центра вверх		
		локальный max R_{01} локальный max R_{12}	локальный max R_{01}
	max ε шатуна локальный max ε коромысла	локальный max R_{23}	локальный max R_{12} min R_{03}
	max v центра вправо max v центра вверх max ω коромысла	локальный max R_{03}	
		min R_{12} min R_{23} min R_{01} min R_{03}	min R_{23}

Представленные выше данные получены без учета трения в парах базового механизма. В ходе динамического анализа механизма было учтено трение с коэффициентом 0,4 во всех четырех шарнирах в сочетании с силами инерции и силами тяжести. Графики реакций показаны на рис. 12 и 13.



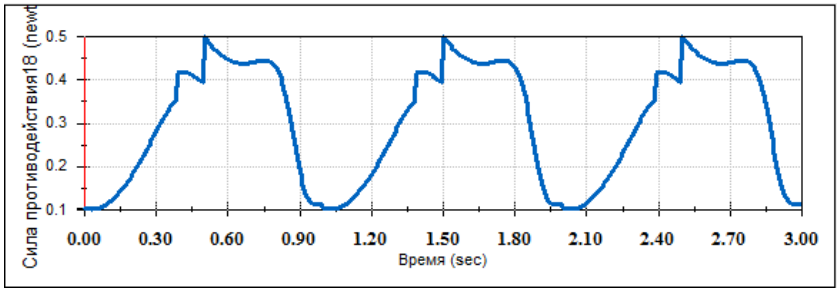
а



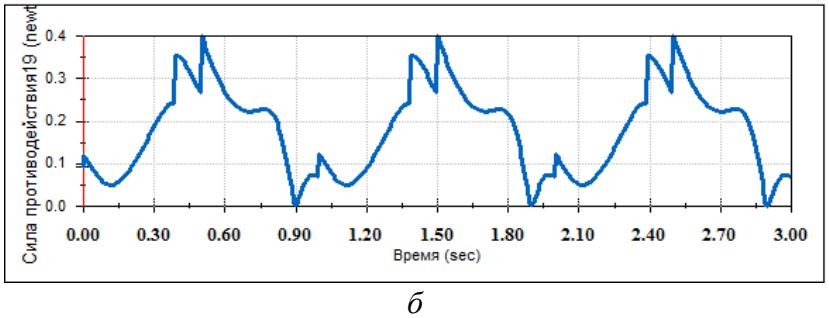
б

Рис. 12. Реакции в парах базового механизма (Н) при наличии трения:
а – полная реакция R_{01}; *б* – полная сила R_{03}

Fig. 12. Reactions in pairs of the basic mechanism (N) in the presence of friction:
a – full reaction R_{01}; *b* – full strength R_{03}



а

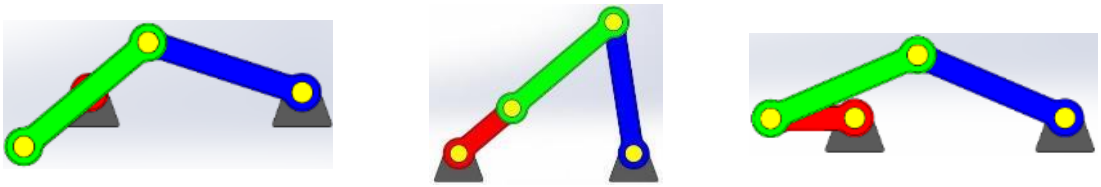


б

Рис. 13. Реакции в парах базового механизма (Н) при наличии трения:
а – полная реакция R_{12}; *б* – полная сила R_{23}

Fig. 13. Reactions in pairs of the basic mechanism (N) in the presence of friction:
a – full reaction R_{12}; *b* – full strength R_{23}

Как и при отсутствии трения, имеет место внешнее сходство реакций R_{12} и R_{01}. Сохраняя примерно те же числовые значения и общий характер изменения во времени, диаграммы приобретают сингулярную форму с выраженными локальными всплесками в окрестности показанных на рис. 14 положений механизма.



а *б (b)* *в (c)*

Рис. 14. Положения звеньев механизма:
а – крайнее левое положение; *б* – крайнее правое положение;
в – наименьший угол передачи
Fig. 14. Positions of the mechanism's links: *a* – extreme left position; *b* – extreme right position; *c* – the smallest transmission angle

Переход через данные положения при учете трения дает скачкообразное изменение реакций в парах, что особенно заметно для реакции R_{23} в паре шатун–коромысло. Учет трения не меняет картину полных реакций в парах механизма.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учет трения не влияет на характер изменения полных реакций в парах, возникают лишь пиковые значения полных сил на части цикла работы механизма. Характер изменения сил в парах базового механизма, полученный с учетом сил тяжести и инерции звеньев, идентичен характеру, определенному графоаналитическим методом от действия только сил тяжести. В результате выполненного динамического анализа базового механизма получен набор внешних нагрузок на механизм, что позволяет использовать их при численном исследовании напряженно-деформированного состояния (НДС) с целью оценки прочности и жесткости его звеньев.

Список источников

1. Механизм для передачи силовых нагрузок: пат. 2127842 Рос. Федерация. № 98108118/28 / Горлатов А. С.; заявл. 30.04.1998; опубл. 20.03.1999. Бюл. № 4. 8 с.

2. Манипулятор для передачи изделий: пат. 2356726 Рос. Федерация. № 2007136532/02 / Горлатов А. С., Середа Н. А.; заявл. 02.10.2007; опубл. 27.05.2009. Бюл. № 15. 5 с.

3. Антовиль А. М. Теория механизмов и машин. Москва: Высшая школа, 1961. 254 с.

4. Семенов Ю. А., Семенова Н. С. Динамические ошибки в машине с упругими звеньями // Теория механизмов и машин. 2019. Т. 17. № 2 (42). С. 61–68.

5. Жога В. В., Вершинина И. П. Динамический анализ плоских стержневых механизмов // Теория механизмов и машин. 2018. Т. 16. № 4 (40). С. 150–161.

6. Evgrafov A. N., Babichev D. T., Lebedev S. Y. Flat lever mechanisms: new strategy for kinematic analysis and computer simulation of motion // Mechanisms and Machine Science. 2019, № 3, P. 537–548.

7. Evgrafov A. N., Andrienko P. A. The role of St. Petersburg scientists of the XVIII–XIX centuries in the development of machines and mechanisms science // International Review of Mechanical Engineering. 2016, № 10 (5), P. 312–321.

8. Evgrafov A. N., Petrov G. N. Calculation of the geometric and kinematic parameters of a spatial leverage mechanism with excessive coupling // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2013, № 42 (3), P. 179–183.

References

1. Gorlatov A. S. Mekhanizm dlya peredachi silovykh nagruzok [Mechanism for transferring power loads]. Patent RF 2127842, no. 98108118/28, 1999.

2. Gorlatov A. S., Sereda N. F. Manipulyator dlya peredachi izdeliy [Manipulator for the transfer of products]. Patent RF 2356726, no. 2007136532/02, 2009.

3. Antoville A. M. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1961, 254 p.

4. Semenov Yu. A., Semenova N. S. Dinamicheskie oshibki v mashine s uprugimi zven'yami [Dynamic errors in a machine with elastic links]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2019, no. 2 (42), pp. 61–68.

5. Zhoga V. V., Vershinina I. P. Dinamicheskiy analiz ploskikh sterzhnevykh mekhanizmov [Dynamic analysis of flat bar mechanisms]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2018, no. 4 (40), pp. 150–161.

6. Evgrafov A. N., Babichev D. T., Lebedev S. Y. Flat lever mechanisms: new strategy for kinematic analysis and computer simulation of motion. *Mechanisms and Machine Science*, 2019, no. 3, pp. 537–548.

7. Evgrafov A. N., Andrienko P. A. The role of St. Petersburg scientists of the XVIII–XIX centuries in the development of machines and mechanisms science. *International Review of Mechanical Engineering*, 2016, no. 10 (5), pp. 312–321.

8. Evgrafov A. N., Petrov G. N. Calculation of the geometric and kinematic parameters of a spatial leverage mechanism with excessive coupling. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2013, no. 42 (3), pp. 179–183.

Информация об авторах

В. Г. Сукиасов – кандидат технических наук, доцент кафедры теории механизмов и машин и деталей машин
Н. А. Середа – кандидат технических наук, доцент кафедры теории механизмов и машин и деталей машин

Information about the authors

V. G. Sukiasov – PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts
N. A. Sereda – PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts

Статья поступила в редакцию 11.01.2022; одобрена после рецензирования 27.01.2022; принята к публикации 15.07.2022
The article was submitted 11.01.2022; approved after reviewing 27.01.2022; accepted for publication 15.07.2022