

Научная статья
УДК 621.837.3+539.3
DOI 10.46845/1997-3071-2023-68-80-94

**Анализ напряженного состояния звеньев базового механизма
технологической машины**

Владимир Георгиевич Сукиасов¹, Сергей Васильевич Федоров²

^{1, 2} Калининградский государственный технический университет, Калининград,
Россия

¹vladimir.sukiasov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0002-9661-9398>

²fedorov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-6963-7120>

Аннотация. Исследуется напряженное состояние звеньев базового кривошипно-коромыслового механизма, обусловленное действующими при движении нагрузками. Исходными данными для рассмотрения являются нагрузки, найденные ранее в результате динамического анализа механизма при равномерном вращении кривошипа. Конечноэлементное решение задачи поиска напряжений в звеньях механизма осуществляется с использованием 10-узлового тетраэдрального элемента. Достоверность численных результатов обоснована путем сопоставления решений для сеток исходной и повышенной густоты. Выполнены расчеты движущегося механизма для трех вариантов внешних нагрузок, учитывающих: 1) только силы инерции; 2) силы инерции и силы тяжести; 3) силы инерции, силы тяжести, а также трение в кинематических парах. Получены распределения эквивалентных напряжений в каждом из звеньев механизма. Изучен характер изменения напряжений в звеньях в течение цикла движения механизма, при этом наибольший уровень напряженного состояния отмечен вблизи положения нижней мертвой точки (НМТ), т. е. 0,5 оборота кривошипа от исходного положения. Установлено, что при одновременном учете сил инерции и сил тяжести преимущественное влияние на напряженное состояние звеньев для заданной скорости вращения кривошипа оказывают силы тяжести. Показано, что учет трения в кинематических парах принципиально не меняет результаты расчета напряжений, исключая локальную область положений механизма вблизи НМТ. Количественные данные о напряженном состоянии звеньев являются основанием для оценки их прочности. Полученные зависимости напряжений от положения механизма указывают на их циклический характер. Данное обстоятельство означает необходимость исключения концентраторов напряжений в конструкции звеньев с целью снижения опасности усталостного разрушения.

Ключевые слова: напряженное состояние, звенья, механизм, конечноэлементное решение, силы инерции, силы тяжести, трение, прочность

Для цитирования: Сукиасов В. Г., Федоров С. В. Анализ напряженного состояния звеньев базового механизма технологической машины // Известия КГТУ. 2023. № 68. С. 80–94. DOI: 10.46845/1997-3071-2023-68-80-94.

Original article

The stress state analysis of the links of the technological machine basic mechanism

Vladimir G. Sukiasov¹, Sergey V. Fedorov²

^{1, 2, 3}Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

¹vladimir.sukiasov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0002-9661-9398>

²fedorov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-6963-7120>

Abstract. The stress state of the links of the basic crank-rocker mechanism, due to the loads acting during the movement has been studied. The initial data for the analysis are the loads found earlier as a result of the mechanism dynamic analysis by uniform crank rotation. The finite element solution of the problem of finding stresses in the mechanism links is carried out using a 10-node tetrahedral element. The reliability of the numerical results is substantiated by comparing the solutions for meshes with initial and increased density. Calculations of the moving mechanism was performed for three variants of external loads: 1) taking into account only inertia forces; 2) taking into account the inertia and gravity forces; 3) taking into account the forces of inertia, gravity, as well as friction in kinematic pairs. The distributions of equivalent stresses in each of the mechanism links were obtained. The nature of the stresses change in the links during the cycle of the mechanism movement was studied, while the highest stress state level was noted near the bottom dead center (BDC) position i.e. 0.5 turn of the crank from the starting position. It has been found, that with simultaneous consideration of the inertia and gravity forces, the gravity forces exert the predominant influence on the links stress state for a given speed of the crank rotation. It has been shown, that taking into account friction in kinematic pairs does not fundamentally change the results of stress calculation, excluding the local region of the mechanism positions near the BDC. Quantitative data of the links stress state are the basis for their strength estimating. The obtained dependences of stresses on the position of the mechanism indicate their cyclic nature. The obtained dependences of stresses on the mechanism position indicate their cyclic nature. This circumstance means the need to exclude stress concentrators in the links structure in order to reduce the danger of fatigue failure.

Keywords: stress state, links, mechanism, finite element solution, inertia forces, gravity forces, friction, strength

For citation: Sukiasov V. G., Fedorov S. V. The stress state analysis of the links of the technological machine basic mechanism. *Izvestiya KGTU = KSTU News*. 2023; (68): 80–94. (In Russ). DOI: 10.46845/1997-3071-2023-68-80-94.

ВВЕДЕНИЕ

Механизмы являются неотъемлемой частью технологических машин, выполняя функции передачи и преобразования движения. Обеспечение полноценного функционирования, разработка новых и совершенствование существующих механизмов неизбежно связаны с решением задач прочности и жесткости их конструктивных элементов. Необходимые для этого данные могут быть получены в результате определения напряженно-деформированного состояния (НДС) звеньев механизма под действием эксплуатационных нагрузок, что, в свою очередь, тре-

бует предварительного выполнения кинематического и силового анализа механизма [1, 2]. Кроме того, процедуры анализа НДС являются важной составляющей алгоритмов оптимизации конструкций [1, 3], а также входят в структуру САПР [1, 4]. Поэтому комплексное исследование механизмов [4–6], включающее указанные аспекты, продолжает оставаться актуальной проблемой современной техники. Подобные задачи поставлены и решены в работах [2, 7–9] и др. При этом наряду с аналитическими решениями на основе простейших расчетных моделей [3] в большинстве исследований используется метод конечных элементов (МКЭ) [2, 10, 11]. Это открывает возможности для создания параметрических моделей изучаемых объектов с применением средств современных CAD/CAE пакетов автоматизированного моделирования и анализа [1, 12], что существенно ускоряет процесс разработки. Построение моделей, необходимых для решения задач МКЭ, возможно различными способами, наиболее простой из которых – на базе стержневых конечных элементов (КЭ) [7, 8, 10–13]. Наряду с этим, применение объемных КЭ позволяет подробно анализировать НДС звеньев механизма [1, 2, 9] без ограничений в описании их геометрии, а также оптимизировать эту геометрию [1]. Определение параметров напряженного состояния дает возможность исследовать вопросы прочности и разрушения конструктивных элементов механизмов [2, 8, 12]. В частности, в работах [1, 2, 9] исследованы проблемы усталостной прочности звеньев механизма. Задачи, связанные с прочностью механизмов, как правило, рассматриваются в упругой постановке, однако имеются также подходы, учитывающие упругопластическое деформирование звеньев. В этой связи стоит отметить работы [7, 8], где представлен предельный анализ механизмов в рамках модели исчерпания несущей способности за счет образования пластических шарниров с использованием кусочно-линейной аппроксимации диаграммы деформирования.

Цель настоящей работы состоит в исследовании напряженного состояния звеньев движущегося кривошипно-коромыслового механизма (ККМ); изучению также подлежит влияние на напряженное состояние отдельных параметров расчетной модели.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Объектом исследования является базовый рычажный механизм семейства ККМ-1 [14], представленный на рис. 1. Подвижные звенья механизма – кривошип, шатун и коромысло – представляют собой рычаги единообразной конфигурации, отличающиеся только длиной. Толщина этих звеньев равна 3 мм, наружный и внутренний диаметры головки – 10 и 18 соответственно, ширина прямоугольного сечения стержня – 12 мм, как показано на рис. 2. Длина кривошипа составляет 40; шатун и коромысло имеют одинаковую длину 76,16; длина стойки – 100 мм. Материал звеньев – литая углеродистая сталь со следующими характеристиками: плотность $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона $\nu = 0,32$. Материал шарниров – бронза: $\rho = 8300 \text{ кг/м}^3$, $E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\nu = 0,33$. Цель работы состоит в теоретическом изучении напряженного состояния звеньев и влияния на него отдельных факторов при движении механизма за счет вращения кривошипа с постоянной частотой 60 об/мин. Данные о действующих

на звенья движущегося механизма нагрузках получены в результате динамического анализа [14], выполненного средствами модуля SolidWorks Motion.

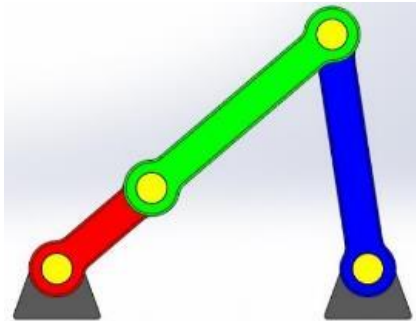


Рис. 1. Механизм в исходном положении

Fig. 1. The mechanism in the initial position

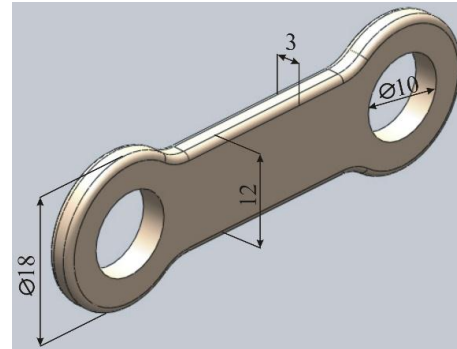


Рис. 2. Геометрические параметры звеньев механизма

Fig. 2. Geometrical parameters of the mechanism links

Сложность геометрии изучаемых объектов исключает возможность аналитического решения задачи исследования НДС и допускает применение только численных методов. Эффективным средством численного анализа деформирования тел и конструкций произвольной конфигурации является МКЭ. Наиболее распространенный вариант представляет МКЭ в форме перемещений, когда искомыми неизвестными – компоненты вектора перемещения в узловых точках конечно-элементной сетки. Найденные в результате решения системы алгебраических уравнений узловые значения полностью определяют решение задачи, так как позволяют вычислить все необходимые величины в любой точке рассматриваемой области с использованием заданных функций формы. Именно по узловым перемещениям определяются компоненты деформированного состояния, а с учетом принятой модели материала – и компоненты напряженного состояния.

В качестве обобщенной количественной характеристики уровня напряженного состояния обычно используется эквивалентное напряжение, при этом эквивалентность понимается в смысле приведения сложного напряженного состояния к эквивалентному по опасности разрушения одноосному растяжению. Наиболее употребительной среди подобных величин является интенсивность напряжений благодаря хорошему экспериментальному подтверждению. Интенсивность напряжений, называемая также эквивалентным напряжением по фон Мизесу, зависит от координатных компонент относительно декартовой системы x, y, z согласно выражению

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + \sigma_{yy}^2 + \sigma_{zz}^2 - \sigma_{xx}\sigma_{yy} - \sigma_{xx}\sigma_{zz} - \sigma_{yy}\sigma_{zz} + 3(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2)}. \quad (1)$$

2. ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ

Сходимость МКЭ определяется монотонным приближением к точному решению задачи по мере измельчения сетки, т. е. увеличения количества элементов. Данное обстоятельство является основой оценки достоверности численных результатов. Эта оценка, как правило, осуществляется на основе сопоставления решений одной и той же задачи, полученных с использованием конечноэлемент-

ных сеток различной густоты. При этом густота сетки, достаточная для достижения приемлемой точности, зависит от степени аппроксимирующих полиномов, а именно, более точное описание исследуемых функций полиномами высокой степени требует меньшего количества конечных элементов. В частности, для дискретизации звеньев исследуемого механизма использованы 10-узловые тетраэдральные элементы с квадратичными функциями формы, что обеспечивает создание сетки высокого качества.

Ниже представлены данные о напряженном состоянии коромысла в задаче о движении механизма с учетом сил инерции и сил тяжести. Расчет выполнен в положении 0,51 оборота механизма (вблизи НМТ), когда напряжения достигают наивысшего уровня. Результаты, полученные для конечноэлементных сеток обычной и повышенной густоты, показанных на рис. 3, приведены в таблице и на рис. 4.

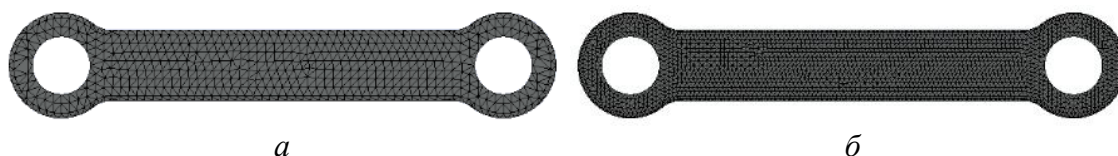


Рис. 3. Конечноэлементная дискретизация коромысла:

a – исходная сетка КЭ; b – измельченная сетка КЭ

Fig. 3. Finite element discretization of the rocker arm:

a – original FE mesh; b – refined FE mesh

Таблица. Влияние сгущения сетки на результаты расчета

Table. The effect of mesh refining on the calculation results

Параметр	Исходное разбиение	Измельченная сетка
Общее число узлов	13125	82109
Общее число элементов	7604	53260
Наибольшее напряжение $\sigma_{i\max}$, МПа	0,975	0,987

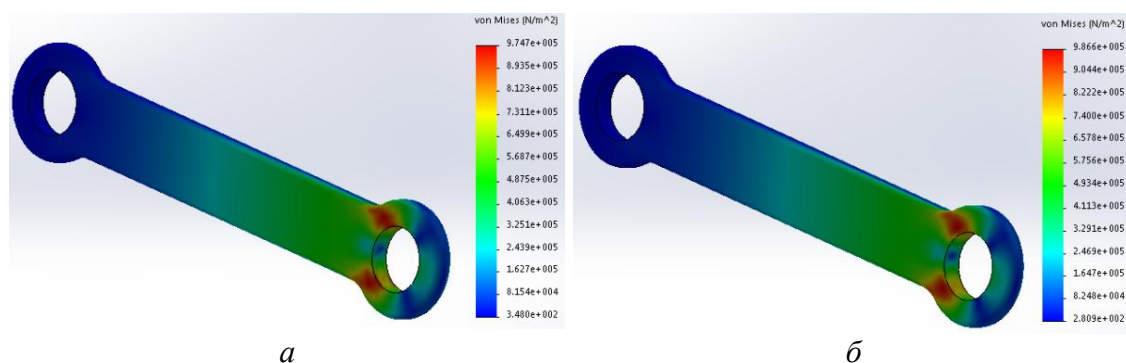


Рис. 4. Напряженное состояние коромысла:

a – исходная сетка КЭ; b – измельченная сетка КЭ

Fig. 4. The rocker arm stress state:

a – original FE mesh; b – refined FE mesh

Как следует из рис. 4, картины напряженного состояния коромысла для двух вариантов дискретизации практически идентичны. Анализ представленных данных дает основание утверждать, что, несмотря на существенное сгущение исходной сетки с 7-кратным увеличением числа КЭ, отличие вновь полученных результатов от первоначальных весьма незначительно, а именно, не превышает 1,2 % по величине максимальных напряжений. Это означает достаточную для инженерных расчетов точность и позволяет в дальнейшем применять для рассматриваемых объектов конечноэлементное разбиение исходной густоты.

3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Численное исследование напряженного состояния звеньев механизма выполнено для трех расчетных схем.

Первая схема учитывает действие на звенья только сил инерции. Результаты представлены на рис. 5 в виде диаграмм изменения максимальных напряжений (Па) в звеньях в пределах одного цикла вращения. Цифры на горизонтальной оси обозначают доли полного оборота кривошипа.

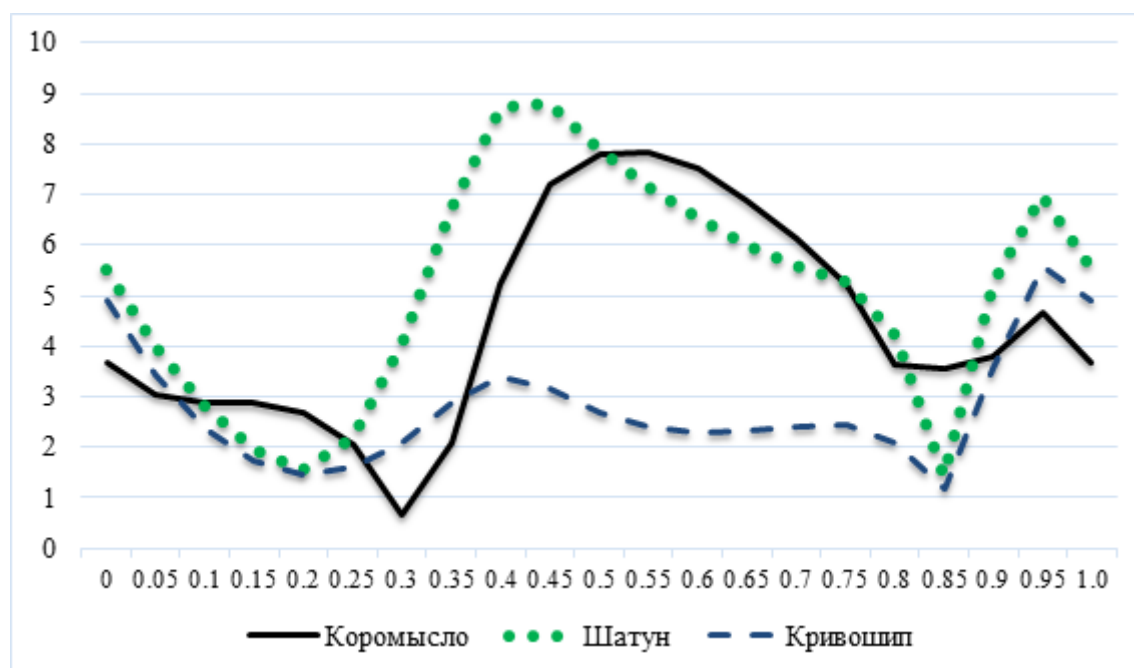


Рис. 5. Наибольшие напряжения в звеньях по фон Мизесу $\cdot 10^{-4}$ (Па)
Fig. 5. The highest stresses in the links according to von Mises $\cdot 10^{-4}$ (Pa)

Поля эквивалентных напряжений в звеньях механизма показаны на рис. 6–8. Каждый из рисунков соответствует положению механизма, при котором напряженное состояние соответствующего звена достигает наибольшего уровня.

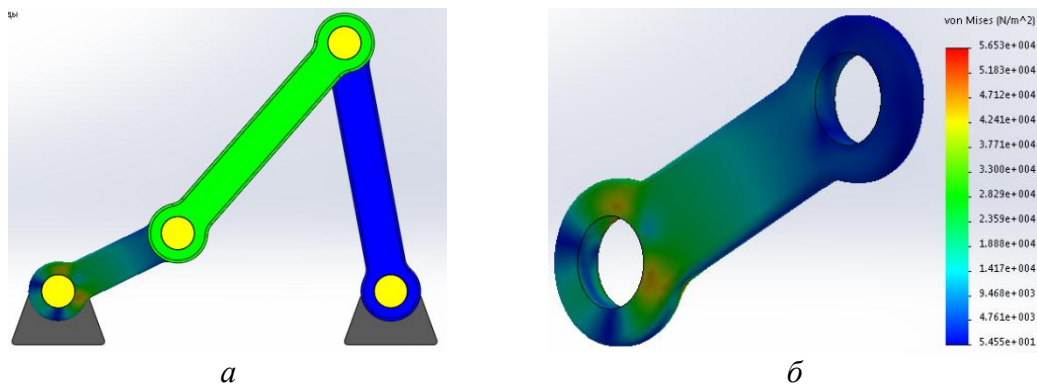


Рис. 6. Напряженное состояние кривошипа в положении 0,96 оборота:

a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 6. The crank stress state in the 0.96 turn position

a – as part of the mechanism; *b* – separately

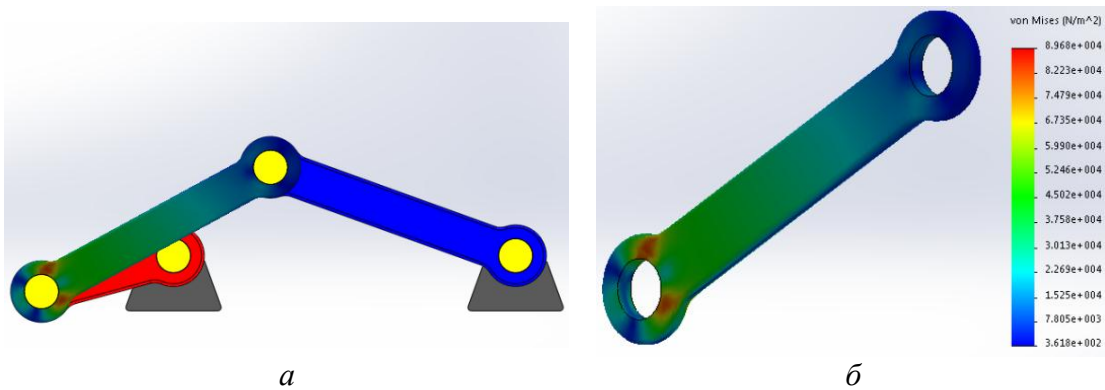


Рис. 7. Напряженное состояние шатуна в положении 0,43 оборота:

a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 7. The connecting rod stress state in the 0.43 turn position

a – as part of the mechanism; *b* – separately

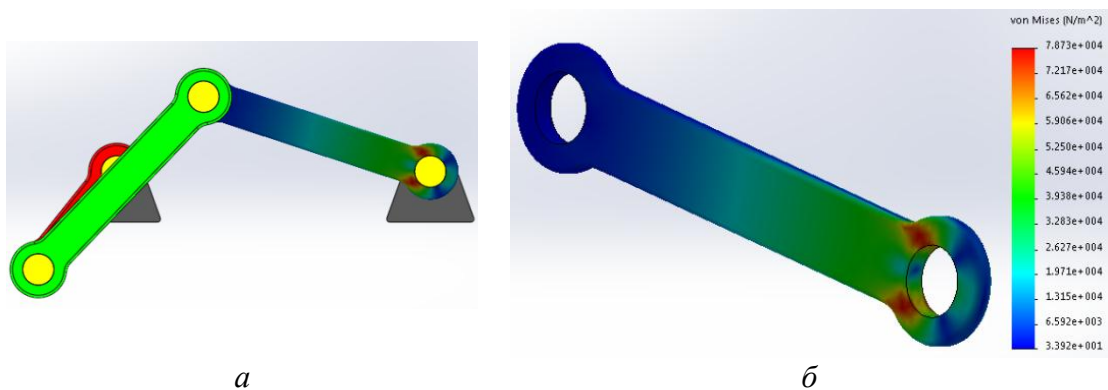


Рис. 8. Напряженное состояние коромысла в положении 0,53 оборота:

a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 8. The rocker arm stress state in the 0.53 turn position

a – as part of the mechanism; *b* – separately

Анализ полученных данных показывает, что у кривошипа и коромысла наиболее нагруженными являются зоны примыкания к стойке, у шатуна – зона примыкания к кривошипу. При этом у каждого из звеньев наибольшие напряжения локализованы в месте перехода от головки к стержню. В пределах полного оборота кривошипа наибольшие абсолютные значения интенсивности напряжений при заданном соотношении длин звеньев достигаются в шатуне.

Вторая из упомянутых выше схем учитывает наряду с силами инерции также силы тяжести. Диаграммы изменения максимальных напряжений (Па) в звеньях в пределах одного цикла вращения показаны на рис. 9.

Как следует из сопоставления рис. 9 и 5, учет сил тяжести в дополнение к силам инерции приводит примерно к 10-кратному (для заданной скорости вращения кривошипа) росту напряжений в звеньях, а также меняет характер самих кривых, делая более плавной зависимость напряжений от положения механизма, с отчетливым максимумом вблизи 0,5 оборота кривошипа. Теперь, в отличие от первой схемы, наиболее нагруженным звеном механизма становится коромысло.

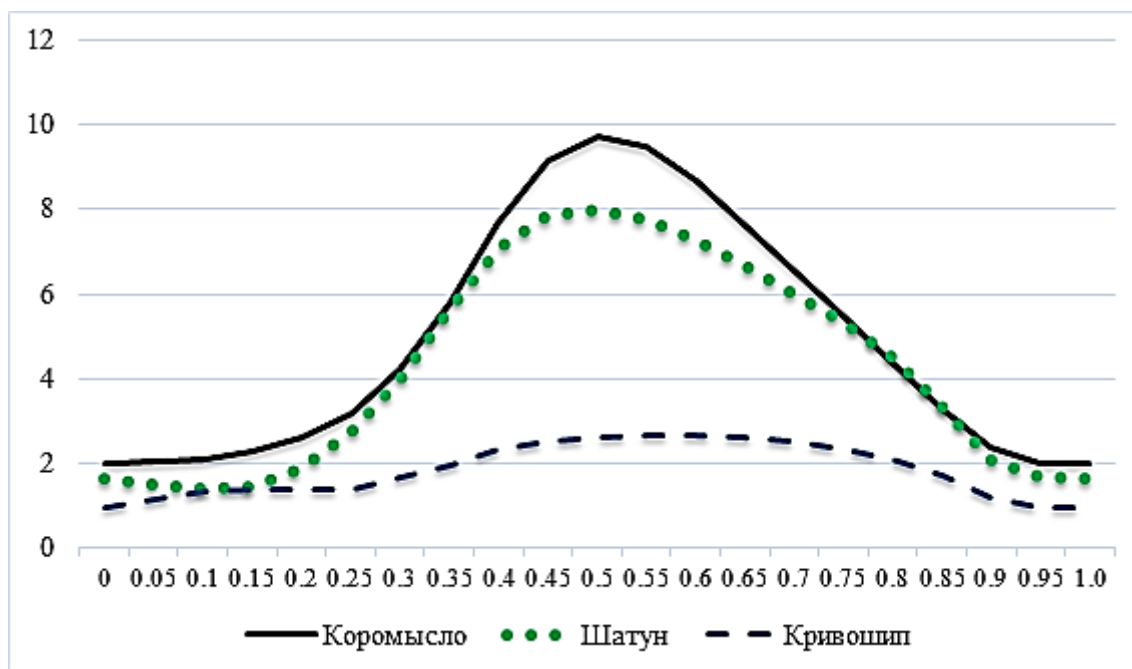


Рис. 9. Наибольшие напряжения в звеньях по фон Мизесу · 10⁻⁵ (Па)

Fig. 9. The highest stresses in the links according to von Mises · 10⁻⁵ (Pa)

Напряженное состояние звеньев механизма для данной схемы иллюстрируют рис. 10–12.

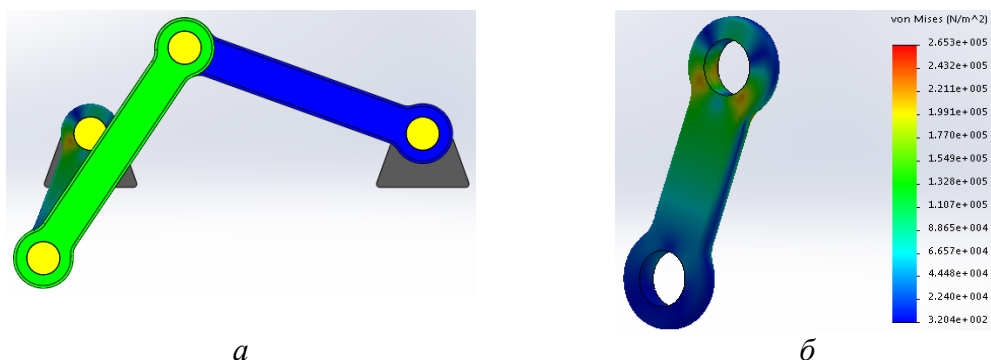


Рис. 10. Напряженное состояние кривошипа в положении 0,58 оборота:
a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 10. The crank stress state in the 0.58 turn position
a – as part of the mechanism; *b* – separately

Поля напряжений соответствуют их наибольшему уровню для каждого из звеньев, в пределах одного цикла вращения кривошипа. Отмеченные выше качественные особенности напряженного состояния звеньев имеют место и в этом случае.

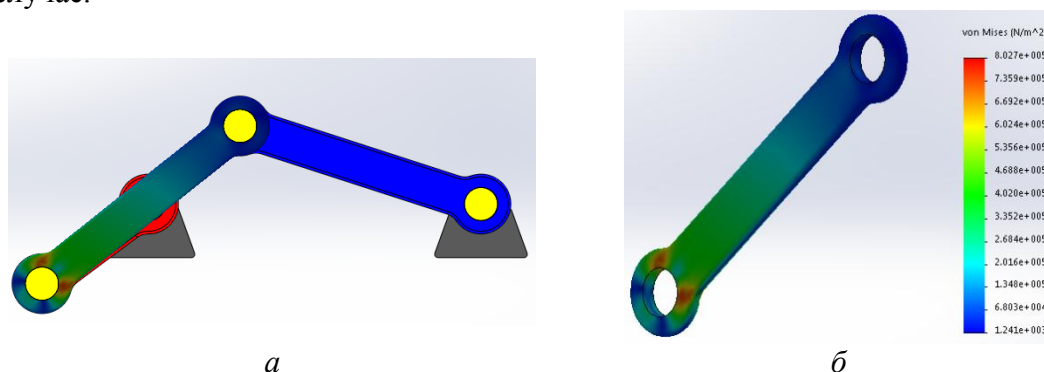


Рис. 11. Напряженное состояние шатуна в положении 0,49 оборота:
a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 11. The connecting rod stress state in the 0.49 turn position
a – as part of the mechanism; *b* – separately

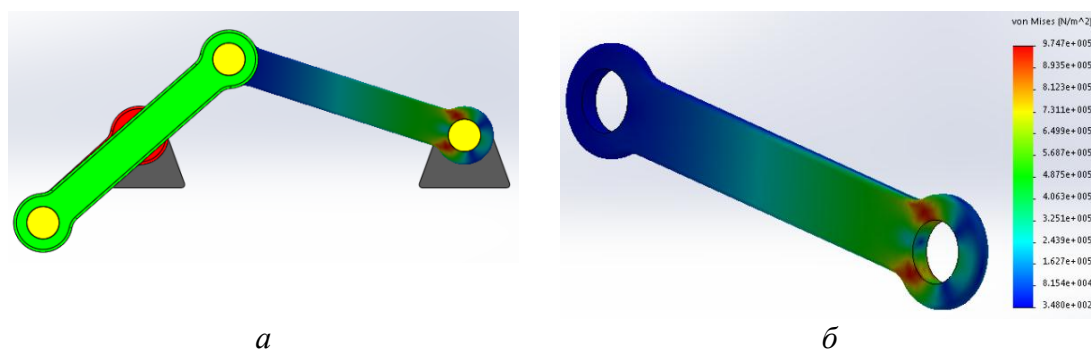


Рис. 12. Напряженное состояние коромысла в положении 0,51 оборота:
a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 12. The rocker arm stress state in the 0.51 turn position
a – as part of the mechanism; *b* – separately

Третья расчетная схема дополняет вторую трением во всех шарнирах с коэффициентом 0,4. Полученные результаты представлены на рис. 13 диаграммами изменений максимальных напряжений (Па) в пределах одного цикла вращения для каждого из звеньев механизма. Данные диаграммы в целом практически повторяют соответствующие зависимости на рис. 9, при этом наблюдается локальное нарушение плавности кривых в окрестности максимумов в сочетании с незначительным возрастанием самих максимальных значений. Таким образом, можно утверждать, что наличие трения в шарнирах сказывается на напряженном состоянии звеньев только в положениях механизма вблизи НМТ.

Распределение эквивалентных напряжений в звеньях для схемы с учетом трения изображено на рис. 14–16, где, как и прежде, звенья показаны в положении наибольшего уровня напряженного состояния.

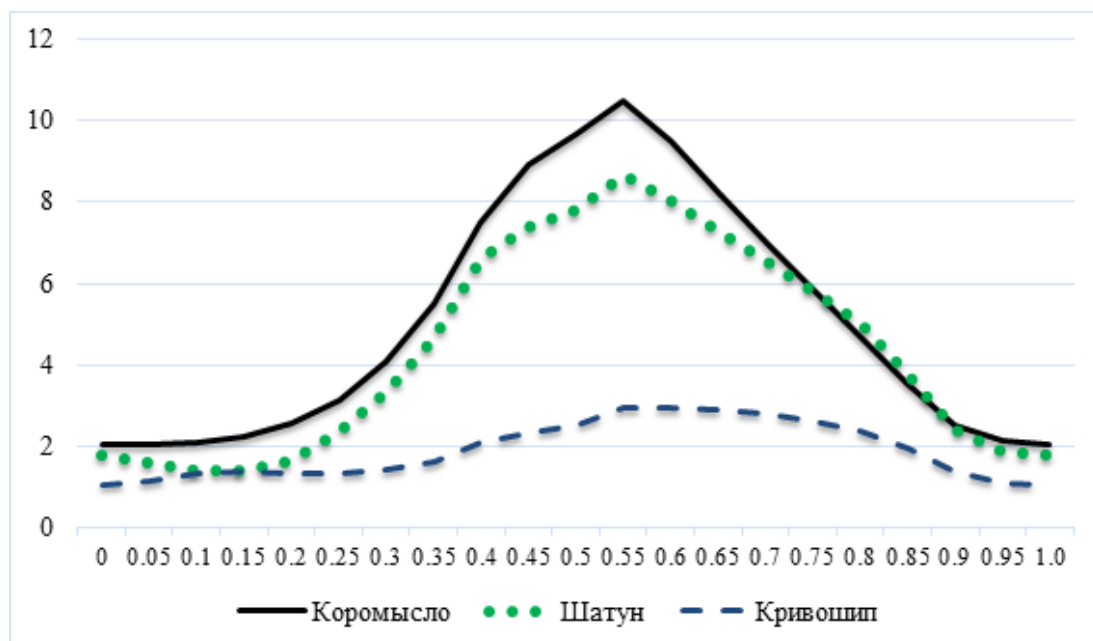


Рис. 13. Наибольшие напряжения в звеньях по фон Мизесу $\cdot 10^{-5}$ (Па)
Fig. 13. The highest stresses in the links according to von Mises $\cdot 10^{-5}$ (Pa)

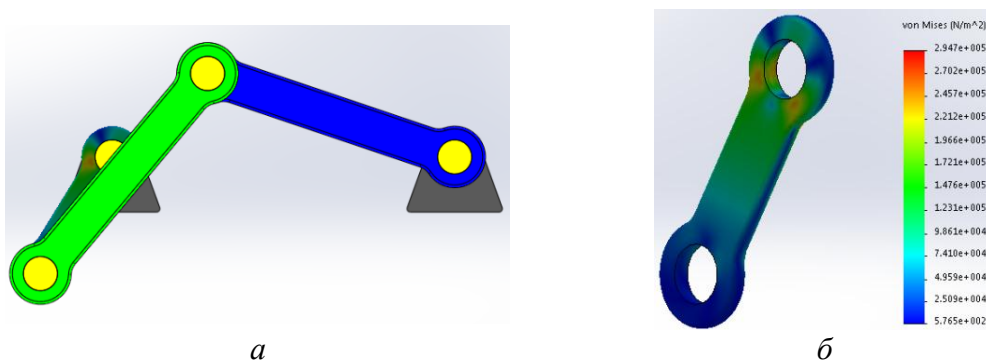


Рис. 14. Напряженное состояние кривошипа в положении 0,55 оборота:
 a – в составе механизма; b – обособленно
Fig. 14. The crank stress state in the 0.55 turn position
 a – as part of the mechanism; b – separately

Анализируя эти данные, можно отметить, что при сохранении общей картины распределения напряжений в звеньях по сравнению со случаем отсутствия трения (рис. 10–12) имеет место незначительное смещение положений максимальных напряжений для кривошипа и шатуна.

В целом, как показывает анализ полученных результатов и отмечено в работе [1], звенья механизма испытывают действие циклических напряжений, что несет потенциальную угрозу усталостной прочности, для которой особую опасность представляет концентрация напряжений. Это означает необходимость контроля за отсутствием концентраторов напряжений в данных конструктивных элементах.

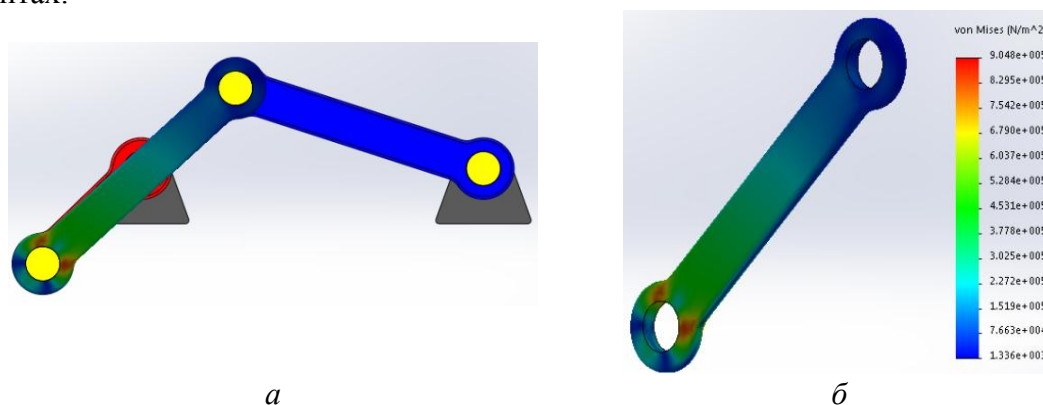


Рис. 15. Напряженное состояние шатуна в положении 0,51 оборота:

a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 15. The connecting rod stress state in the 0.51 turn position

a – as part of the mechanism; *b* – separately

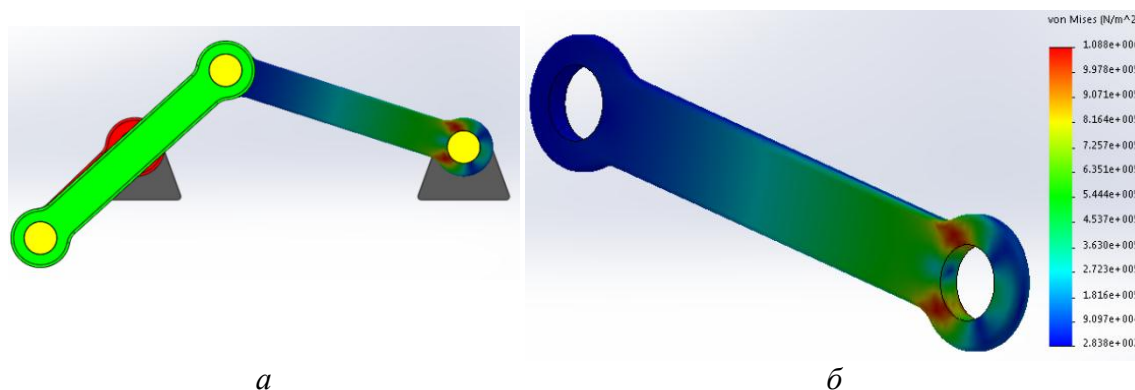


Рис. 16. Напряженное состояние коромысла в положении 0,51 оборота:

a – в составе механизма; *б* – обособленно

Fig. 16. The rocker arm stress state in the 0.51 turn position

a – as part of the mechanism; *b* – separately

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Для выбранной скорости вращения кривошипа основное влияние на напряженное состояние звеньев оказывают силы тяжести.
2. При учете сил инерции и сил тяжести наиболее нагруженным звеном движущегося механизма является коромысло.
3. Учет трения в кинематических парах оказывает локальное влияние на характер изменения напряжений от положения механизма – вблизи НМТ.
4. Наибольший уровень напряжений в звеньях наблюдается вблизи НМТ.
5. Для принятых исходных данных наибольшие напряжения далеки от предела текучести и предела прочности материала, а значит, напряженное состояние звеньев не угрожает их статической прочности. Вместе с тем действие циклических нагрузок на звенья механизма определяет необходимость контроля усталостной прочности, включая требование отсутствия концентраторов напряжений в конструкции звеньев.

Список источников

1. Анализ напряженного состояния деталей газораспределительного механизма высокооборотного дизеля / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, В. А. Лодня, Е. А. Сигай // Вестник РУДН, серия Инженерные исследования. 2010. № 3. С. 114–119.
2. Сотников А. Л., Ольшевский А. А. Исследование прочности и долговечности механизма качания кристаллизатора МНЛЗ при различных режимах работы // Сб. научн. тр. Донбас. гос. техн. ин-та. 2020. Вып. 64. С. 68–78.
3. Демокритов В. Н., Демокритова А. В. Силовые и прочностные расчеты при оптимизации рычажных механизмов // Проблемы динамики и прочности механизмов и машин: матер. науч. конф. Астрахань: АГТУ, 2004. С. 33–34.
4. Кузлякина В. В., Дургам Т. А.-Х., Шуджаири М. А. Х. Комплексное проектирование системы механизмов машин // Перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении: труды 3-й Всеросс. научно-техн. конф. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2018. С. 197–206.
5. Невенчанная Т. О., Павловский В. Е., Пономарева Е. В. Концепция комплексного расчета механизмов: от расчетной схемы – до вопросов прочности // Препринт ИПМ. № 38. Москва, 2003. 369 с.
6. Kochev I. S. Qualitative theory of the reactions and stresses in high speed planar linkages // Mechanism and Machine Theory. 1992. Vol. 27. Is. 1. P. 59–68.
7. Темирбеков Е. С., Полумордвинов И. О. Расчет конструкций рычажных механизмов с учетом упругопластичности // Проблемы механики современных машин: матер. V Междунар. научн. конф. Улан-Удэ: ВСГУТУ, 2012. С. 167–173.
8. Джолдасбеков С. У., Темирбеков Е. С. Расчет предельного состояния конструкций рычажных механизмов // Вестник Кыргызского гос. ун-та строительства, транспорта и архитектуры. 2012. № 2. С. 107–111.

9. Fatigue Analysis of Low Level Links of a Parallel Topology Robot Guiding Device Mechanism / G. Gogu, I. Maniu, E.-C. Lovasz, J. C. Fauroux, V. Ciupe // *Applied Mechanics and Materials*. 2012. Vol. 162. P. 98–105.
10. Квазистатическое НДС односекционного плоско-рычажного механизма / К. З. Сартаев [и др.] // *Вестник Восточно-Казахстанского гос. техн. ун-та*. 2016. № 4. С. 63–68.
11. Деева М. А., Попов В. В. Анализ прочности звеньев шарнирного четырехзвенника с использованием конечного элемента гибкого стержня // *МИКМУС-2018: XXX Междунар. инновац. конф. молодых ученых и студентов: сб. трудов*. Москва: ФГБУН Институт машиноведения РАН, 2019. С. 571–574.
12. Ляшко Ф. Е., Вольсков Д. Г. Графоаналитический метод синтеза рычажных механизмов и расчеты на прочность // *Известия Самарского научного центра РАН*. 2009. Т. 11. № 3(2). С. 430–436.
13. Кайнарбеков А., Темирбеков Е. Расчет пространственных рычажных механизмов методом конечных элементов // *Известия вузов. Машиностроение*. 2011. № 5. С. 21–26.
14. Сукиасов В. Г., Середа Н. А. Динамический анализ базового механизма технологической машины // *Известия Калининградского гос. технич. ун-та*. 2022. № 66. С. 112–126.

References

1. Val'ekho Mal'donado P. R., Grishin D. K., Lodnya V. A., Sigay E. A. Analiz napryazhennogo sostoyaniya detaley gazoraspreditel'nogo mekha-nizma vysokooborotnogo dizelya [Analysis of the stress state of the parts of the gas distribution mechanism of a high-speed diesel engine]. *Vestnik RUDN. Inzhenernye issledovaniya*, 2010, no. 3, pp. 114–119.
2. Sotnikov A. L., Ol'shevskiy A. A. Issledovanie prochnosti i dolgovechnosti mekhanizma kachaniya kristallizatora MNLZ pri razlichnykh rezhimakh raboty [Investigation of the strength and durability of the rocking mechanism of the CCM mold under various operating modes]. *Sbornik nauchnykh trudov Donbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo instituta*. Alchevsk, 2020, iss. 64, pp. 68–78. (In Russ.).
3. Demokritov V. N., Demokritova A. V. Silovye i prochnostnye raschety pri optimizatsii rychazhnykh mekhanizmov [Force and strength calculations when optimizing lever mechanisms]. *Trudy 5 Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Problemy dinamiki i prochnosti mekhanizmov i mashin"* [Proc. 5th Int. Conf. "Problems of dynamics and strength of mechanisms and machines"]. Astrakhan, 2004, pp. 33–34. (In Russ.).
4. Kuzlyakina V. V., Durgam T. A.-Kh., Shudzhairi M. A. Kh. Kompleksnoe proektirovanie sistemy mekhanizmov mashin [Integrated design of the system of machine mechanisms]. *Trudy 3 Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Perspektivy razvitiya tekhnologiy obrabotki i oborudovaniya v mashinostroenii"* [Proc. 3 th All-Russian Conf. "Prospects for the development of processing technologies and equipment in mechanical engineering"]. Kursk, 2018, pp. 197–206. (In Russ.).
5. Nevenchannaya T. O., Pavlovskiy V. E., Ponomareva E. V. Kontseptsiya kompleksnogo rascheta mekhanizmov: ot raschetnoy skhemy – do voprosov prochnosti [The concept of complex calculation of mechanisms: from the design scheme to

strength issues]. *Preprint IPM* [Preprint of the Institute for Problems in Mechanics], no. 38. Moscow, 2003, 369 p. (In Russ.).

6. Kochev I. S. Qualitative theory of the reactions and stresses in high speed planar linkages. *Mechanism and Machine Theory*. 1992, vol. 27, iss. 1, pp. 59–68.

7. Temirbekov E. S., Polumordvinov I. O. Raschet konstruktsiy rychazhnykh mekhanizmov s uchetom uprugoplastichnosti [Calculation of structures of lever mechanisms taking into account elastic-plasticity]. *Trudy 5 Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii "Problemy mekhaniki sovremennykh mashin"* [Proc. 5 th Int. Conf. "Problems of the mechanics of modern machines"]. Ulan-Ude, 2012, pp. 167–173. (In Russ.).

8. Dzholdasbekov S. U., Temirbekov E. S. Raschet predel'nogo sostoyaniya konstruktsiy rychazhnykh mekhanizmov [Calculation of the limit state of structures of lever mechanisms]. *Vestnik Kyrgyzskogo gosudarstvennogo universiteta stroitel'stva, transporta i arkhitektury*, 2012, no. 2, pp. 107–111.

9. Gogu G., Maniu I., Lovasz E.-C., Fauroux J. C., Ciupe V. Fatigue Analysis of Low Level Links of a Parallel Topology Robot Guiding Device Mechanism. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, vol. 162, pp. 98–105.

10. Sartaev K. Z., Karipbaev S. Zh., Nuspekov E. L. Kvazistaticheskoe NDS odnosektsionnogo plosko-rychazhnogo mekhanizma [Quasi-static SSS of a single-section flat-lever mechanism]. *Vestnik Vostochno-Kazakhstanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2016, no. 4, pp. 63–68.

11. Deeva M. A., Popov V. V. Analiz prochnosti zven'ev sharnirnogo chetyrekhzvennika s ispol'zovaniem konechnogo elementa gibkogo sterzhnya [Analysis of the strength of the links of a hinged four-link using a finite element of a flexible beam]. *Trudy 30 Mezhdunarodnoy innovats. konf. molodykh uchenykh i studentov* [Proc. 30th Int. Conf. of young scientists and students]. Moscow, 2019, pp. 571–574. (In Russ.).

12. Lyashko F. E., Vol'skov D. G. Grafoanaliticheskiy metod sinteza rychazhnykh mekhanizmov i raschety na prochnost' [Graphic-analytical method for the synthesis of lever mechanisms and strength calculations]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra RAN*, 2009, vol. 11, no. 3(2), pp. 430–436. (In Russ.).

13. Kaynarbekov A., Temirbekov E. Raschet prostranstvennykh rychazhnykh mekhanizmov metodom konechnykh elementov [Calculation of spatial lever mechanisms by the finite element method]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 2011, no. 5, pp. 21–26.

14. Sukiasov V. G., Sereda N. A. Dinamicheskiy analiz bazovogo mekhanizma tekhnologicheskoy mashiny [Dynamic analysis of the basic mechanism of the technological machine]. *Izvestiya Kaliningradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2022, no. 66, pp. 112–126. (In Russ.).

Информация об авторах

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

С. В. Федоров – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и деталей машин

Information about the authors

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

S. V. Fedorov – Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts

Статья поступила в редакцию 13.10.2022; одобрена после рецензирования 23.10.2022; принята к публикации 03.11.2022.

The article was submitted 13.10.2022; approved after reviewing 23.10.2022; accepted for publication 03.11.2022.