

Научная статья  
УДК 621.833.3  
doi: 10.30987/2223-4608-2026-1-37-48

## Исследование нагрузочной способности роликовинтового механизма в паре трения сталь – полимер

Галина Валерьевна Иванова<sup>1</sup>, аспирант  
Галина Викторовна Цветкова<sup>2</sup>, к.т.н.  
Елена Александровна Тарасенко<sup>3</sup>, к.т.н.  
Владимир Львович Полонский<sup>4</sup>, к.т.н.  
Сянлун Мэн<sup>5</sup>, магистр

<sup>1, 2, 3, 4, 5</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
г. Санкт-Петербург, Россия

<sup>1</sup> galura@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0002-5069-2060>

<sup>2</sup> tsvetkova\_gv@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5774-2609>

<sup>3</sup> taraselen@mail.ru <https://orcid.org/0000-0000-0000-0000>

<sup>4</sup> vladimir.polonsky@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0000-0000-0000>

<sup>5</sup> shyshyzi@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0000-0000-0000>

**Аннотация.** Роликовинтовые планетарные механизмы служат для преобразования вращения входного вала в возвратно-поступательное движение выходного звена и наоборот. Механизм состоит из роликов, которые расположены между двумя резьбовыми поверхностями выполняющими, по своей сути роль винта и гайки. За счет замены скольжения качением достигается значительное снижение сил трения при сохранении высокой нагрузочной способности, которая является важнейшим параметром роликовых планетарных механизмов. При проектировании важно учитывать как характеристики внутреннего взаимодействия винта, роликов и гайки так и материала, из которого изготовлены детали механизма. С помощью анализа результатов теоретических исследований с учетом последних публикаций, даны рекомендации для практического решения задачи по определению нагрузочной способности роликовинтового механизма в зависимости от материала деталей, величины осевой нагрузки и профиля витков резьбы деталей. По аналитическим зависимостям для осевой нагрузки от 10 до 25 кН и изменению профиля резьбы от 70° до 110° определены площади контакта витков, значения удельной нагрузки и эквивалентного напряжения. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что при уменьшении угла профиля резьбы витков снижается величина эквивалентного напряжения за счет изменения нормальной силы в зоне контакта между витками и площади контакта, что приводит к повышению нагрузочной способности механизма при уменьшении угла профиля от 90° до 70° до 15%. Выполненный расчет для пары наиболее нагруженных витков деталей механизма, изготовленных из полимерных материалов, и сочетания материалов «сталь-полимерный материал», «полимерный-полимерный материал» показал наибольшие значения удельного давления и эквивалентных напряжений для пары «сталь-римаид» и «римаид-римаид». Практическая значимость работы при проектировании роликовинтовых механизмов состоит в учете влияния особенностей геометрических характеристик деталей механизма и свойств материала на его прочность и нагрузочную способность. Материалы статьи будут полезными для создания приводов станков, авиационных систем, металлургического, химического, медицинского оборудования.

**Ключевые слова:** роликовинтовой механизм, ролик, винт, профиль резьбы, эквивалентные напряжения

**Благодарности:** Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 25-19-20092, <https://rscf.ru/project/25-19-20092>

**Для цитирования:** Иванова Г.В., Цветкова Г.В., Тарасенко Е.А., Полонский В.Л., Сянлун Мэн. Исследование нагрузочной способности роликовинтового механизма в паре трения сталь-полимер // Научноёмкие технологии в машиностроении. 2026. № 1 (175). С. 37–48. doi: 10.30987/2223-4608-2026-1-37-48

## Load capacity test for a roller screw mechanism in a steel – polymer friction couple

Galina V. Ivanova<sup>1</sup>, PhD student  
Galina V. Tsvetkova<sup>2</sup>, PhD. Eng.  
Elena A. Tarasenko<sup>3</sup>, PhD. Eng.  
Vladimir L. Polonsky<sup>4</sup>, PhD. Eng.  
Xianglong Meng<sup>5</sup>, Mgr

<sup>1, 2, 3, 4, 5</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

<sup>1</sup> galura@yandex.ru

<sup>2</sup> tsvetkova\_gv@mail.ru

<sup>3</sup> taraselen@mail.ru

<sup>4</sup> vladimir.polonsky@gmail.com

<sup>5</sup> shyshyzi@yandex.ru

**Abstract.** Roller-screw planetary mechanisms are used to convert the rotation of the intake shaft into the reciprocating motion of the output link and vice versa. The mechanism consists of rollers that are located between two threaded surfaces that essentially act as a screw and nut. By replacing sliding with rolling, a significant reduction in friction forces is achieved and at the same time a high load capacity remains unchanged, which is the most important parameter of roller planetary mechanisms. When designing, it is important to take into account both screw internal action behavior, rollers and nut, as well as the material from which the mechanism parts are made. Due to the results of theoretical research, referring to recent publications, recommendations are given for a practical solution to the problem of determining the load capacity of a roller screw mechanism depending on the material of the parts, the magnitude of the axial load and the profile of the thread turns of the parts. According to the analytical dependences for the axial load from 10 to 25 kN and the change in the thread profile from 70 ° to 110 °, the contact areas of the coils, the values of the specific load and the equivalent voltage are determined. The findings allow making a conclusion that with a decrease in the angle of the thread profile of the turns, the equivalent voltage decreases due to a change in the normal force in the contact zone between the turns and the contact area, which leads to an increase in the load capacity of the mechanism when the profile angle decreases from 90 ° to 70 ° up to 15 %. The calculation performed for the pair of the most loaded turns of the mechanism parts made of polymer materials and the combination of materials «steel-polymer material», «polymer-polymer material» showed the highest values of specific pressure and equivalent stresses for the pair «steel-rimamide» and «rimamide-rimamide». The practical significance of the work in designing roller screw mechanisms is to take into account the influence of mechanism parts geometry and the properties of the material on its strength and load capacity. The materials of the article will be useful for creating machine tool drives, aviation systems, metallurgical, chemical, and medical equipment.

**Keywords:** roller screw mechanism, roller, screw, thread profile, equivalent stresses

**Acknowledgments:** The study was supported by the Russian Science Foundation grant No. 25-19-20092, <https://rscf.ru/project/25-19-20092>

**For citation:** Ivanova G.V., Tsvetkova G.V., Tarasenko E.A., Polonsky V.L., Xianglong Meng. Load capacity test for a roller screw mechanism in a steel – polymer friction couple / Science intensive technology in mechanical engineering. 2026. № 1 (175). P. 37–48. doi: 10.30987/2223-4608-2026-1-37-48

### Введение

Роликовинтовая передача – это механизм, использующийся для преобразования вращения входного вала в возвратно-поступательное движение выходного звена, например, штока. Она состоит из роликов, которые расположены между двумя резьбовыми поверхностями выполняющими, по своей сути роль винта и гайки. За счет замены скольжения качением достигается значительное снижение сил трения при сохранении высокой нагрузочной способности. Такая особенность

роликовинтовых передач позволила использовать их в линейных электромеханических приводах (рис. 1), которые приходят на смену классическим гидро- и пневмоприводам [1]. Основными преимуществами электромеханических приводов являются: повышение качества позиционирования, повышение энергоэффективности, снижение эксплуатационных расходов, отсутствие утечек рабочей жидкости, повышение надежности за счет уменьшения количества компонентов системы [2].

К областям применения роликовинтовых передач и приводов на их основе относятся:

машиностроение, робототехника, высокоточные станки с числовым программным управлением, электрическая строительная техника, авиационная и космическая промышленность, энергетика и другие [3 – 5].

Конструктивная схема и 3D-модель роликовинтового механизма представлена на рис. 1, а, б.

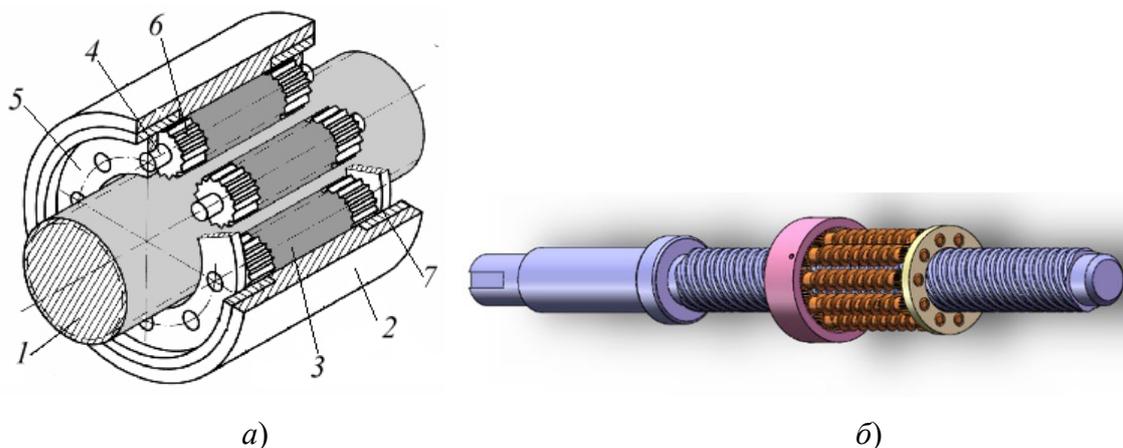


Рис. 1. Планетарный роликовинтовой механизм:  
а – конструктивная схема [6]; б – 3D-модель

Fig. 1. Planetary roller screw mechanism:  
a – constructive scheme [6]; b – 3D-model

Механизм содержит ходовой винт 1, гайку 2 с многозаходной резьбой, резьбовые ролики 3, цапфы 4 которых шарнирно установлены в сепараторах 5, выполненных в виде колец. На концах гайки запрессованы втулки 7 с зубчатыми венцами внутреннего зацепления, которые зацепляются с зубчатыми венцами б выполненными на концах винтовых роликов 3. При вращении винта ролики обкатываются по резьбовой поверхности гайки и при определенном подборе углов подъема резьбы роликов, винта и гайки, последняя перемещается в осевом направлении [6].

Исследования по роликовинтовым механизмам активно ведутся как у нас в стране, так и зарубежом. Работы авторов посвящены вопросам проектирования и динамическому анализу [7], теории зацепления в роликовинтовом механизме [8], распределению нагрузки на витки роликовинтовой передачи, влияния на прочность и жесткость элементов механизма в зависимости от изменения формы и размеров его деталей [9 – 12]. Таким образом, целью исследования является оценка влияния величины осевой нагрузки и геометрических характеристик профиля витков резьбы, выполненных из

различных конструкционных материалов, на параметры прочности витков деталей планетарного роликовинтового механизма.

### Материалы и методы

Объектом исследования являются наиболее нагруженная пара сопрягаемых витков деталей планетарного роликовинтового механизма, выполненная из стали и конструкционных полимерных материалов. Предметом исследования является установление зависимости нагрузочной способности роликовинтового механизма от изменения материала и угла профиля резьбы витков. Расчет прочностных параметров сопрягаемых витков резьбы и анализ полученных результатов выполнены аналитическими методами.

### Обсуждение результатов

Расчеты выполнены с использованием методик расчетов роликовинтовых механизмов по определению коэффициента нагрузки в витках роликов, нагрузочной способности и критериях работоспособности

роликовинтовых механизмов, представленных в работах [10 – 12, 15, 16].

Профили витков, схема сил, действующих в двух сопрягаемых витках винта и ролика показаны на рис. 2 и 3.

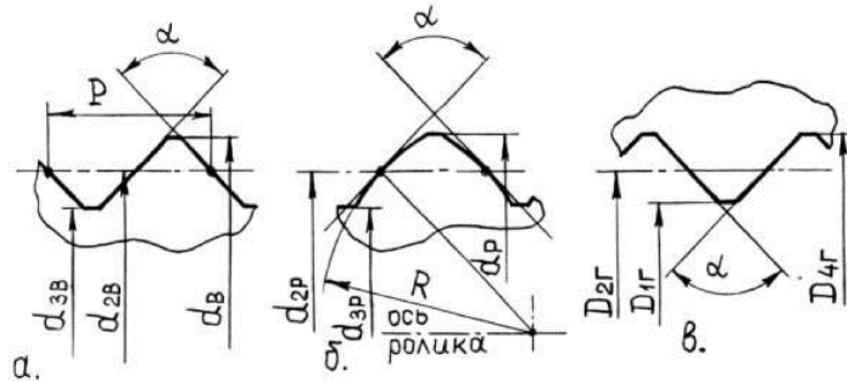


Рис. 2. Профили витков роликовинтового механизма: а – винта; б – ролика; в – гайки

Fig. 2. Profiles of the turns of the roller mechanism: a – screw; b – roller; c – nuts

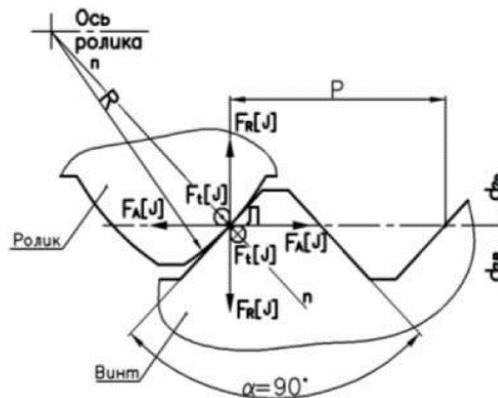


Рис. 3. Схема сил, действующих в произвольной паре сопрягаемых витков винта и ролика

Fig. 3. Diagram of forces acting in an arbitrary pair of mating turns of a screw and a roller

Расчет выполнен для наиболее нагруженной пары витков, имеющей радиус кривизны  $R$ , на которую действует нормальная сила  $F_{n, \max}$ .

$$R = \frac{d_2 P}{2 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (1)$$

где  $R$  – кривизна витков, мм;  $\alpha$  – угол профиля резьбы витков, град.

$$F_{A, \max} = \frac{F_{A \Sigma} K_H}{n m}, \quad (2)$$

где  $F_{A, \max}$  – осевая нагрузка, действующая на наиболее нагруженную пару витков винта и ролика, Н;  $F_{A \Sigma}$  – осевая нагрузка на винт, Н;  $K_H$  – коэффициент нагрузки на наиболее нагруженную пару витков;  $n$  – количество витков ролика;  $m$  – количество витков в сопряжении винта и ролика.

$$F_{n, \max} = \frac{F_{A, \max}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (3)$$

где  $F_{n, \max}$  – нормальная сила, действующая на наиболее нагруженную пару витков винта и ролика, Н.

$$\sum k = \frac{\sqrt{2}}{d_{2B}} + \frac{4 \sin(\alpha/2)}{d_{2P}}, \quad (4)$$

где  $\sum k$  – сумма главных кривизн витков винта и ролика, 1/мм;  $d_{2B}$  – средний номинальный диаметр винта, мм;  $d_{2P}$  – средний номинальный диаметр ролика, мм.

$$\Omega = \frac{\sqrt{2}d_{2P}}{(\sqrt{2}d_{2P} + 4d_{2B} \sin(\alpha/2))}, \quad (5)$$

где  $\Omega$  – аргумент;  $n_a = 1,4077\Omega^{0,11664}$ ;  $n_b = 0,73537\Omega^{-0,10288}$ ;  $n_p = 0,96626\Omega^{-0,013655}$ ; где  $n_a, n_b, n_p$  – коэффициенты.

Полуоси эллипса:  $a$  – наибольшая, мм;  
 $b$  – наименьшая, мм.

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3 \eta F_{n,\max}}{2 \sum k}}, \quad (6)$$

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3 \eta F_{n,\max}}{2 \sum k}}. \quad (7)$$

Площадь пятна контакта витков винта и ролика  $S$ , мм<sup>2</sup>.

$$S = \pi ab.$$

Максимальное контактное давление в наиболее нагруженной паре витков  $q_{\max}$

$$q_{\max} = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum k}{\eta}\right)^2 F_{n,\max}}. \quad (8)$$

Наибольшее эквивалентное напряжение в наиболее нагруженной паре витков  $\sigma_{\text{экв. max}}$

$$\sigma_{\text{экв. max}} = 0,62q_{\max}. \quad (9)$$

Ниже представлены результаты исследований роликовинтового механизма 20×8 мм. Расчеты выполнены для диапазона осевой нагрузки на детали механизма  $F_A$  от 10000 до 25000 Н и профиля резьбы  $\alpha$  от 70 ° до 110 °, материал сталь.

Средний номинальный диаметр винта  $d_{2B} = 20$  мм, перемещение гайки (или винта) за один оборот  $P_h = 8$  мм, средний номинальный диаметр ролика  $d_{2P} = 10$  мм, количество роликов  $n = 8$ , количество сопрягаемых витков роликов  $m = 30$ , коэффициент нагрузки в витках  $K_H = 1,454$ .

График зависимости максимальной нормальной силы в паре витков резьбы  $F_{n, \max}$  от угла профиля резьбы  $\alpha$  (рис. 4) показывает, что с увеличением нагрузки и угла профиля резьбы от 70 ° до 110 ° сила увеличивается на 30 %.

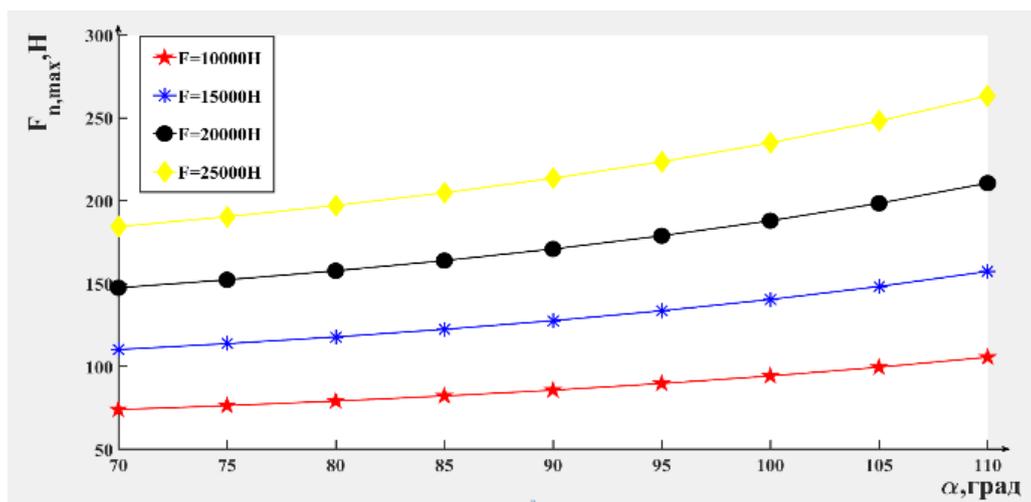


Рис. 4. График зависимости максимальной нормальной силы в паре витков резьбы  $F_{n, \max}$  от угла профиля резьбы  $\alpha$

Fig. 4. Graph of the dependence of the maximum normal force in a pair of thread turns  $F_{n, \max}$  from the angle of the thread profile  $\alpha$

График зависимости радиуса профиля резьбы витка  $R$  от угла профиля  $\alpha$ , по которому можно сделать вывод, что с увеличением угла профиля резьбы радиус уменьшается представлен на рис. 5. При сравнении значений радиуса кривизны для  $70^\circ$  и  $110^\circ$  наблюдается изменение величины радиуса кривизны более чем на

23 %, что влияет на параметры большой  $a$  и малой  $b$  осей эллипса, и, следовательно, на площадь пятна контакта  $S$  эллипса двух сопрягаемых витков в зоне контакта (рис.6). От  $70^\circ$  до  $90^\circ$  площадь уменьшается на 1,5 %, а от  $90^\circ$  до  $110^\circ$  увеличивается на 5,8 %.

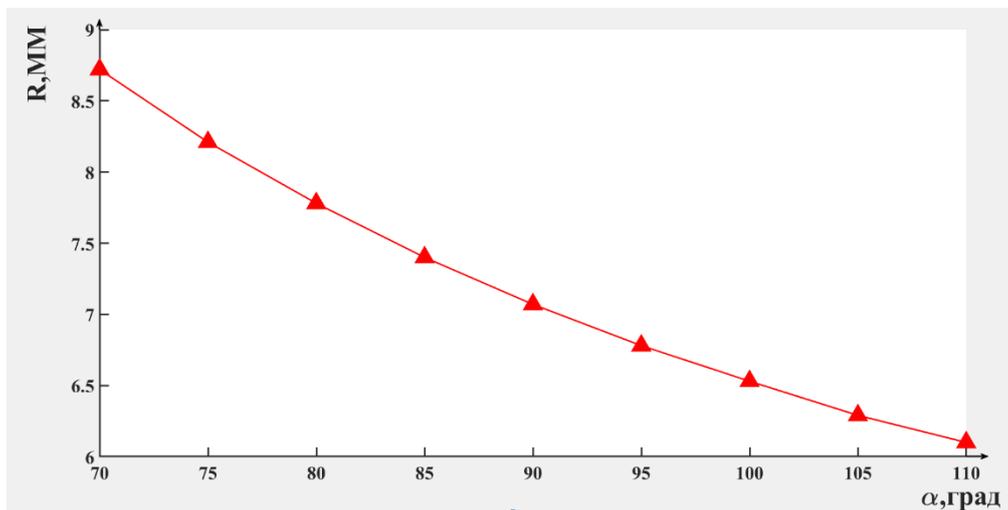


Рис. 5. График зависимости кривизны  $R$  от угла профиля резьбы  $\alpha$

Fig. 5. Graph of the dependence of the curvature  $R$  on the angle of the thread profile  $\alpha$

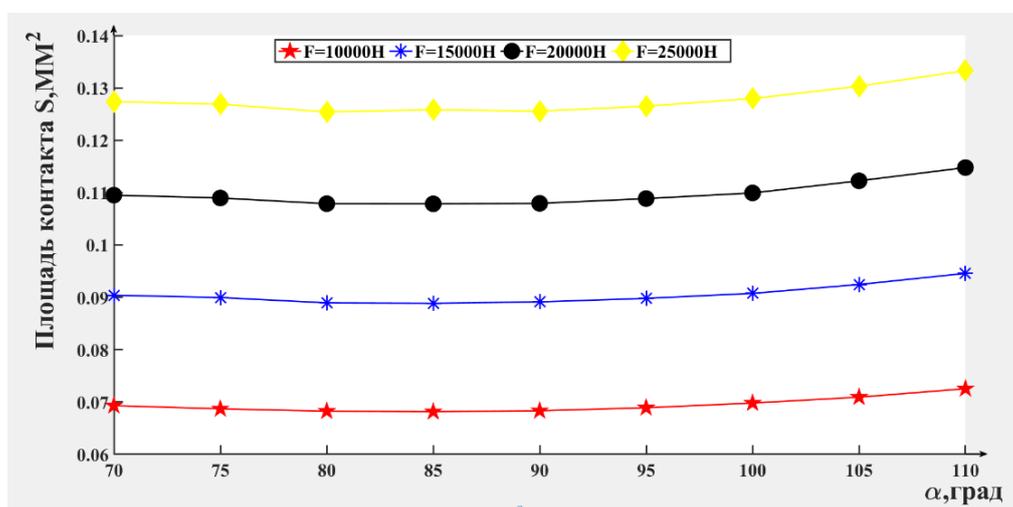


Рис. 6. График зависимости площади контакта  $S$  в паре витков от угла профиля резьбы  $\alpha$

Fig. 6. Graph of the dependence of the contact area  $S$  in a pair of turns on the angle of the thread profile  $\alpha$

Зависимости максимального удельного давления  $q_{\max}$  и эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{ЭКВ, max}}$  на площадке контакта двух сопрягаемых наиболее нагруженных витков в

зависимости от нагрузки  $F_{n, \max}$  и угла профиля резьбы  $\alpha$  соответственно представлены на рис. 7 и 8.

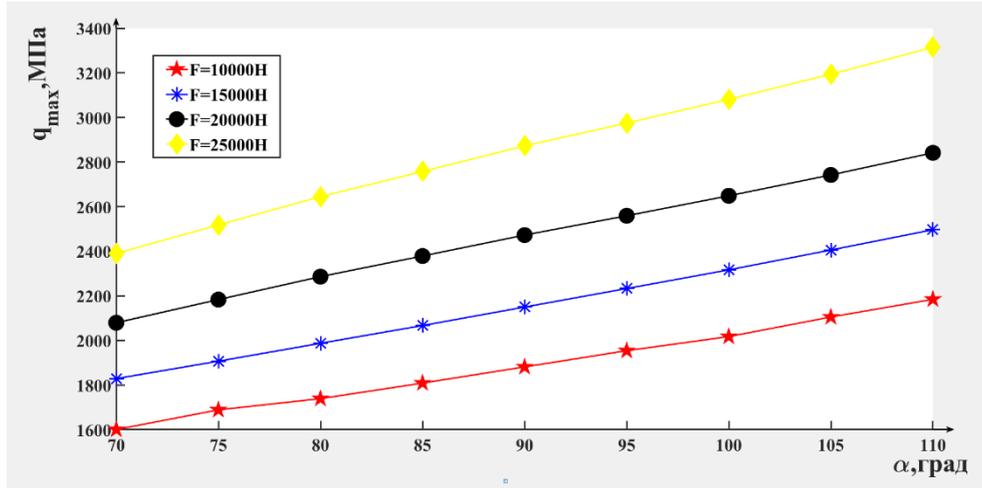


Рис. 7. График зависимости удельного давления  $q_{max}$  в паре витков от угла профиля резьбы  $\alpha$

Fig. 7. Graph of the dependence of the specific pressure  $q_{max}$  in a pair of coils on the angle of the thread profile  $\alpha$

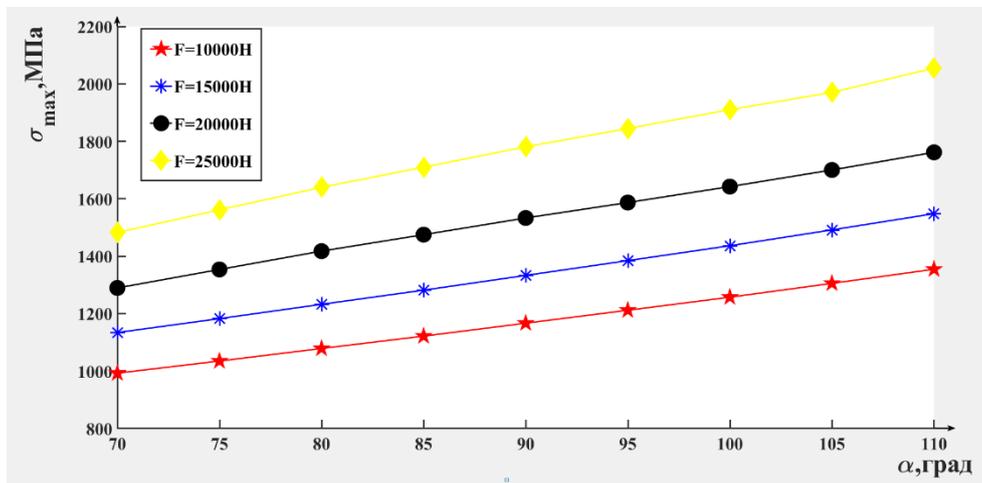


Рис. 8. График зависимости эквивалентного напряжения в паре витков от угла профиля резьбы  $\alpha$

Fig. 8. Graph of the dependence of the equivalent voltage in a pair of turns on the angle of the thread profile  $\alpha$

Анализ графиков (рис. 7 и 8) показывает, что наибольшие расчетные значения удельного напряжения и эквивалентных напряжений наблюдаются для угла профиля  $110^\circ$  и по сравнению с углом профиля  $70^\circ$  возрастают на 27 %. Значения удельного давления и эквивалентных напряжений для осевой нагрузки 25000 Н увеличиваются на 33 % по сравнению с нагрузкой 10000 Н. Наименьшие значения эквивалентных напряжений наблюдаются для угла профиля  $70^\circ$  и составляют около 15 %, что ниже по сравнению с углом профиля резьбы  $90^\circ$ .

Полученные результаты позволяет сделать вывод о возможности повышения

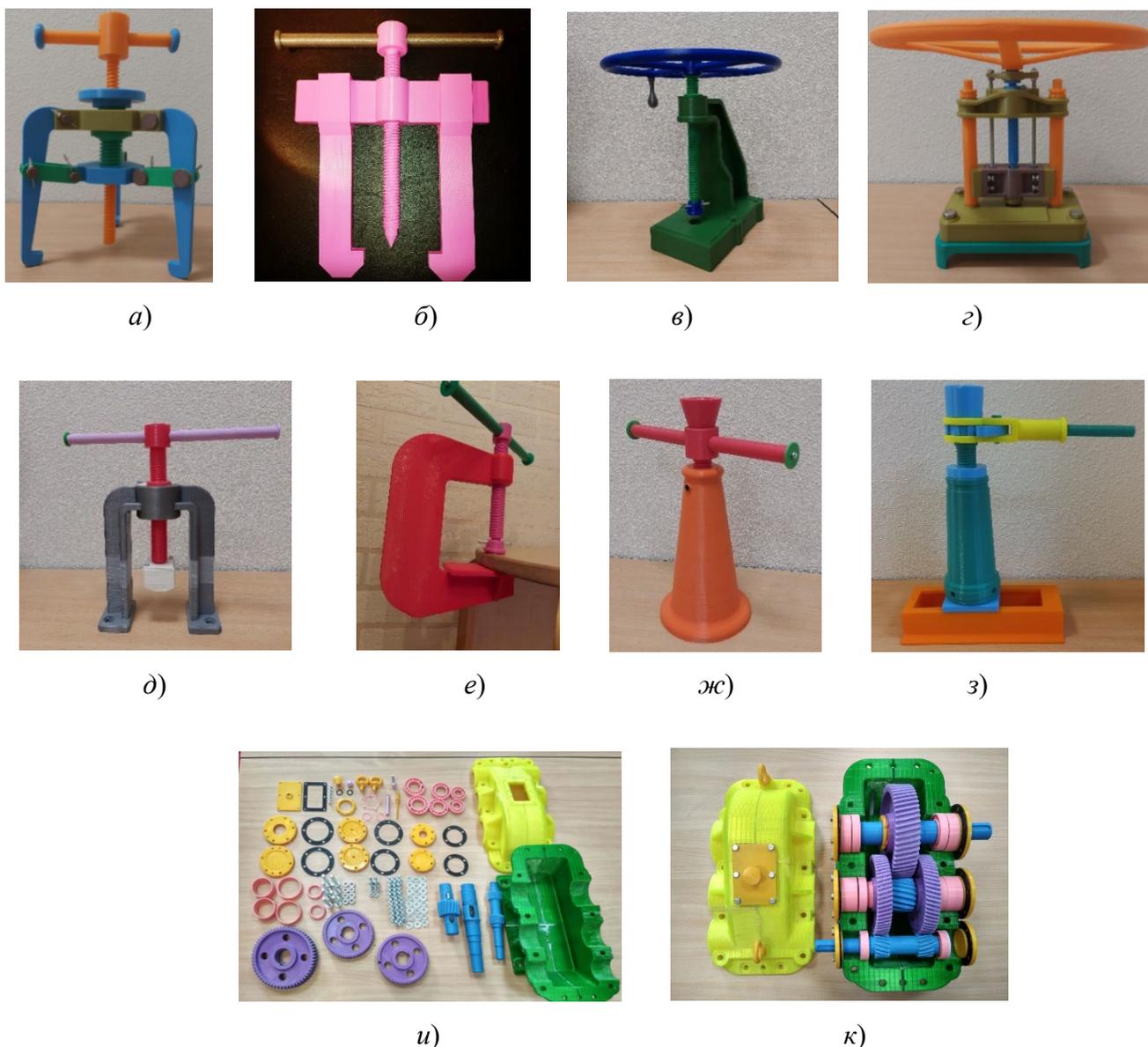
нагрузочной способности механизма за счет изменения угла профиля резьбы, но необходимо провести дополнительные теоретические исследования напряженно-деформированного состояния как в сопрягаемой паре витков, а также лабораторные испытания для моделей с различными профилями резьбы и нагрузками.

В настоящее время для лабораторных испытаний различных конструкций механизмов, вариантов поверхностей сопрягаемых деталей, а также при создании новых изделий, ремонте, восстановлении деталей и замене традиционных материалов широкое применение находят полимерные материалы и их модификации с улучшенными химико-физическими

характеристиками. Развитие аддитивных технологий послойной FDM, SLA, SLS печати позволяет изготовить детали на 3D-принтере. Выбор способа печати зависит от критериев работоспособности деталей, стоимости изготовления [13].

Образцы передачи «винт – гайка», зубчатых цилиндрических, изготовленных в

лаборатории МНОЦ «BaltTribo-Polytechnic» Института машиностроения, материалов и транспорта ФГАОУ ВО «СПбПУ» и используемых для лабораторных исследований передач представлены на рис. 9. Опыт изготовления деталей методом технологии послойной печати показал зависимость характеристик изделий от параметров печати.



**Рис.9. Передача «винт – гайка»:**

*a, б* – съемник; *в, г, д* – пресс; *е* – струбцина; *ж, з* – домкрат; *и* – детали для сборки редуктора; *к* – общий вид цилиндрического редуктора со снятой крышкой

**Fig.9. Screw – nut transmission:**

*a, b* – puller; *c, d, e* – press; *f* – clamp; *g, h* – jack; *i* – parts for assembling the gearbox; *j* – general view of the cylindrical gearbox with the lid removed

Ниже представлены расчеты по определению нагрузочной способности роликовинтового механизма с традиционным углом профиля резьбы 90°, в котором детали выполнены из различных конструкционных материалов таких как сталь и полимерных материалов. Рассмотрены различные сочетания материалов в паре трения «винт – ролик».

Для изготовления деталей используются полимерные материалы, например полиуретаны, PETG, римаид. Полиуретан имеет высокую грузоподъемность как при растяжении, так и при сжатии, может изменять форму под большой нагрузкой, но после снятия нагрузки принимает свою первоначальную форму с небольшой усадкой при сжатии материала. PETG имеет высокую прочность, жесткость и ударопрочность, деформируется при нагрузках, но восстанавливает форму после снятия нагрузки обладает свойством не впитывать влагу, стоек к кислотам, щелочам, ультрафиолету, что позволяет использовать материал

для деталей, работающих как в жидкой среде так и на открытом воздухе, в медицинском оборудовании и пищевом производстве. Римаид обладает низким коэффициентом трения, высокой прочностью, что позволяет использовать его для замены деталей из металла в механических узлах. Римаид заменяет бронзу, латунь, фторопласт, текстолит, капролон, спеченные порошки, ЦАМ, чугун, нержавеющую и другие виды стали, устраняя присущие этим материалам недостатки.

В табл. 1 приведены механические характеристики полимерных материалов, а в табл. 2 результаты расчета в наиболее нагруженной паре витков, выполненной из различных конструкционных материалов для традиционного угла профиля резьбы 90°.

В расчетах модуль упругости  $E$  принят для стали –  $2,1 \cdot 10^5$  МПа; PETG – 1124 МПа; полиамида 6 – 2350 МПа; римаида – 2800 МПа; коэффициент Пуассона  $\mu$  для стали – 0,27; PETG – 0,38; для полиамид 6 и римаид – 0,49.

## 1. Механические характеристики полимерных материалов

### 1. Mechanical characteristics of polymer materials

Параметры	PETG [14]	Полиамид 6 (ТУ 6-05-988-87)	Римаид 200 (ТУ2224-001-92264043-2012)
Модуль упругости, МПа	1124	2300...2400	2800...3200
Твердость по Шору, $D$	76	45...84	80...85
Разрушающее напряжение при растяжении, МПа	60...66	65...85	80...85
Разрушающее напряжение при сжатии, МПа	51,7	100...110	Нет в ТУ
Разрушающее напряжение при изгибе, МПа	76,1	90...100	
Коэффициент трения по стали без смазки	0,15...0,4	0,2...0,3	0,15...0,3

## 2. Результаты расчета в сопрягаемой паре витков винта и ролика

### 2. Calculation results in a mating pair of turns of a screw and a roller

Расчетный параметр	Сочетание материалов в сопрягаемой паре витков винта и ролика						
	сталь – сталь	сталь – PETG	сталь – полиамид	сталь – римамид	PETG – PETG	полиамид – полиамид	римамид – римамид
$R$ , мм	7,071						
$F_{n, \max}$ , Н	85,7						
$k$ , 1/мм	0,354						
$\Omega$	0,2						
$n_a$	1,1668						
$n_b$	0,8678						
$n_p$	0,9877						
$\eta$ , 1/МПа	$0,867 \cdot 10^{-5}$	$0,766 \cdot 10^{-3}$	$0,328 \cdot 10^{-3}$	$0,276 \cdot 10^{-3}$	$0,152 \cdot 10^{-2}$	$0,647 \cdot 10^{-3}$	$0,543 \cdot 10^{-3}$
$a$ , мм	0,171	0,762	0,574	0,542	0,958	0,720	0,679
$b$ , мм	0,127	0,566	0,427	0,403	0,712	0,535	0,505
$S$ , мм <sup>2</sup>	0,068	1,354	0,770	0,686	2,142	1,211	1,077
$q_{\max}$ , МПа	1881,5	94,92	167,05	187,5	60	106,18	119,4

На величину удельного давления  $q_{\max}$  и эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{экв. max}}$  в наиболее нагруженной паре сопрягаемых витков оказывает влияние площадь пятна контакта  $S$ , то есть длины осей эллипса  $a$  и  $b$ , которые зависят от механических характеристик конструкционных материалов – модуля Юнга и коэффициента Пуассона. Наибольшие значения удельного давления и эквивалентных напряжений наблюдаются в парах «сталь – римамид» и составляют, соответственно, 187,5 МПа и 121,9 МПа что на 49 % больше, чем у пары «сталь – PETG». Для сочетания материалов «полиамид – полиамид» значения удельных давлений и эквивалентных напряжений в паре «PETG – PETG» ниже на 49 % чем в паре «римамид – римамид», однако значения разрушающих напряжений у PETG на 22...25 % меньше, чем у римамида и от 7 до 22 % чем у полиамида.

Однако в связи с тем, что механические характеристики полимерных материалов в значительной степени зависят от параметров печати, то необходимо провести лабораторные испытания материалов при различных

условиях печати, а затем испытать образцы деталей роликвинтового механизма.

### Заключение

1. Планетарные роликвинтовые механизмы являются наиболее перспективными для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Актуальность работы состоит в повышении надежности и долговечности механизмов за счет снижения удельного контактного давления и максимальных эквивалентных напряжений на площадке контакта в паре витков резьбы винта и ролика, выполненных из различных конструкционных материалов.

2. В работе получены зависимости геометрических и силовых характеристик механизма: радиуса кривизны профиля резьбы ролика  $R$ , величины максимальной силы  $F_{A, \max}$ , нормальной силы в витках резьбы  $F_{n, \max}$ , площади контакта  $S$ , максимального контактного давления  $q_{\max}$ , максимального эквивалентного напряжения  $\sigma_{\text{экв. max}}$  от величины осевой нагрузки и угла профиля резьбы. По

результатам исследования можно сделать вывод о возможности повышения параметров прочности витков деталей роликовинтового механизма и нагрузочной способности за счет изменения угла профиля резьбы. Однако, в связи с тем, что при этом изменяются геометрические параметры деталей механизма, то необходимо выполнить дополнительные исследования и выявить возможный диапазон изменения угла профиля в зависимости от величины осевой нагрузки.

3. Выполненный расчет напряженного состояния в сопрягаемой паре витков винта и ролика позволяет сделать вывод о возможности использования полимерных конструкционных материалов для изготовления деталей роликовинтового механизма.

4. Необходимо провести расчет МКЭ напряженно-деформированного состояния элементов роликов-винтовой передачи для различных сочетаний угла профиля витков и материалов в сопрягаемой паре, создать 3D-модели и изготовить образцы для лабораторных испытаний для определения влияния профиля витков резьбы и величины нагрузки на контактную прочность. Авторы планируют продолжить работу в этом направлении.

Практическая значимость работы при проектировании роликовинтовых механизмов состоит в учете особенностей геометрических и физико-механических характеристик деталей механизма на их нагрузочную способность. Материалы статьи будут полезными в области машиностроения, например, в электрической строительной технике, авиационной и космической промышленности, энергетике и др.

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. **Алексанин С.А.** Перспективы развития технологии и рынка приводных решений: куда движется привод // *Современные технологии управления*. 2013. № 11 (35). С. 1–12.
2. **Блинов Д.С., Морозов М.И.** Перспективные конструкции планетарных роликовинтовых механизмов // *Известия вузов. Машиностроение*. 2013. № 3. С. 62–72.
3. **Промышленность** – Exlar [Электронный ресурс] URL: <https://www.cw-actuation.com/en-gb/industries>.
4. **Роликовинтовые** передачи SKF каталог [Электронный ресурс] URL: [https://avsnab.ru/uploads/manufacture\\_document/file/699/PBII\\_SKF.pdf](https://avsnab.ru/uploads/manufacture_document/file/699/PBII_SKF.pdf).
5. **Козырев В.В.** Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования. Владимир, ВГУ. 2004. С. 8–14.
6. **Блинов Д.С., Цветков Д.И.** Силовой анализ планетарной роликовинтовой передачи с учетом

контактной податливости сопрягаемых витков ее деталей // *Инженерный журнал*. 2024. № 4. С.11–23.

7. **Qiao G., Liao R., Guo S.** Design and Dynamic Analysis of the Recirculating Planetary Roller Screw Mechanism. *Chin. J. Mech. Eng.* 35, 87 (2022). <https://doi.org/10.1186/s10033-022-00765-6>

8. **Fu X., Li X., Ma Sh.** Study on the meshing theory of the ring-shaped roller screw mechanism // *Xibe Gongye Daxue Xuebao*. 2023. Vol. 41, No. 4. P. 670–678. DOI 10.1051/jnwpu/20234140670. EDN CPEVYI.

9. **Пустозеров Р.В., Юрьева Р.А., Анисимов И.В., Тулькова И.А.** Описание метода определения осевой жёсткости деталей роликовых винтовых передач // *Автоматизация. Современные технологии*. 2018. Т. 72. № 12. С. 550–552.

10. **Блинов Д.С., Морозов М.И.** О критериях работоспособности роликовинтовых механизмов // *Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн*. 2015. № 8. С. 32–50.

11. **Блинов Д.С., Анисимов П. Д., Валуев А.К.** О влиянии угла профиля витков деталей планетарных роликовинтовых механизмов на их основные параметры // *Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн*. 2016. № 6. С. 30–46.

12. **Блинов Д.С., Морозов М.И.** Неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и винта с гайкой планетарного роликового винтового механизма // *Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн*. 2014. № 9. С. 1–14.

13. **Распоряжение** Правительства РФ от 14.07.2021 № 1913-р «Об утверждении Стратегии развития аддитивных технологий в Российской Федерации на период до 2030 года» // *Собрание законодательства Российской Федерации* от 2021. № 30 ст.5818.25.

14. **PETG: обзор материала, настройки 3D-печати и советы по устранению проблем.** Общие характеристики материала REC Relax на основе PETG/ <https://rec3d.ru/rec-wiki/petg-obzor-materiala-nastroyki-3d-pechati-i-sovety-po-ustraneniyu-problem/>

15. **Барабанова И.А.** Анализ распределения нагрузки по виткам в резьбовых соединениях и способов обеспечения ее равномерности // *Научное машиностроение*. 2023. № 1 (139). С. 20–23. DOI 10.30987/2223-4608-2023-1-20-23. EDN RHPVCD.

16. **Макаров В.Ф.** Инновационные технологии повышения производительности и качества механической обработки полимерных композиционных материалов // *Научное машиностроение*. 2023. № 9 (147). С. 27–38. DOI 10.30987/2223-4608-2023-27-38. EDN WXEQLK.

## REFERENCES

1. Aleksanin S.A. Prospects for the development of the electric actuators. Actuator technology and market outlook: where does the actuator move. // *Modern control technologies*, 2013, no. 11 (35), pp. 1–12.
2. Blinov D.S., Morozov M.I. Advanced structural designs of planetary roller screws gears // *Izvestiya vuzov. Mechanical engineering*. 2013, no. 3, pp. 62–72.
3. Industry – Exlar [Electronic resource] URL: <https://www.cw-actuation.com/en-gb/industries>.
4. SKF roller screw transmissions catalog [Electronic resource] URL: [https://avsnab.ru/uploads/manufacture\\_document/file/699/PBII\\_SKF.pdf](https://avsnab.ru/uploads/manufacture_document/file/699/PBII_SKF.pdf).

5. Kozyrev V.V. Designs of roller screw gears and methods of their design. Vladimir, VSU. 2004, pp. 8–14.
6. Blinov D.S., Tsvetkov D.I. Force analysis of a planetary roller drive taking into account the contact compliance of the mating thread turns of its parts // Engineering Journal. 2024. No. 4. pp.11–23.
7. Qiao G., Liao R., Guo S. Design and Dynamic Analysis of the Recirculating Planetary Roller Screw Mechanism. Chin. J. Mech. Eng. 35, 87 (2022). <https://doi.org/10.1186/s10033-022-00765-6>
8. Fu X., Li X., Ma Sh. Study on the meshing theory of the ring-shaped roller screw mechanism // Xibei Gongye Daxue Xuebao. 2023, vol. 41, no. 4. P. 670–678. DOI 10.1051/jnwpu/20234140670. EDN CPEVYI.
9. Pustozero R.V., Yuryeva R.A., Anisimov I.V., Tulkova I.A. Description of the method for determining the axial rigidity of parts for roller helical transmission // Automation. Modern technologies. 2018, vol. 72, no. 12, pp. 550–552.
10. Blinov D.S., Morozov M.I. On working capacity criteria for screw-roller mechanisms // Science and Education. Bauman Moscow State Technical University. The electron. Journal. 2015, no. 8, pp. 32–50.
11. Blinov D.S., Anisimov P. D., Valuev A.K. On the effect of thread turn profile angle of the planetary roller screw mechanism parts on their basic parameters // Science and Education. Bauman Moscow State Technical University. The electron. Journal. 2016, no. 6, pp. 30–46.
12. Blinov D.S., Morozov M.I. Experimental study of the nature of the uneven load distribution on the turns of the thread of the planetary roller-screw mechanism // Science and Education. Bauman Moscow State Technical University. The electron. Journal. 2014, no. 9, pp. 1–14.
13. Decree of the Government of the Russian Federation dated 07/14/2021 No. 1913-r "On approval of the Strategy for the Development of additive Technologies in the Russian Federation for the period up to 2030" // Collection of Legislation of the Russian Federation dated 2021. No. 30, art. 5818.25.
14. PETG: An overview of the material, 3D-printing settings, and troubleshooting tips. General characteristics of the PETG-based REC Relax material/ <https://rec3d.ru/rec-wiki/petg-obzor-materiala-nastroyki-3d-pechati-i-sovety-po-ustraneniyu-problem/>
15. Barabanova I.A. Study case of the load shaping in threaded fastening turns and technique analysis of the ways for ensuring balancing load // Science-intensive technologies in mechanical engineering. 2023, no. 1 (139), pp. 20–23. DOI 10.30987/2223-4608-2023-1-20-23. EDN RHPVCD.
16. Makarov V.F. Innovative technologies for increasing productivity and quality of mechanical processing of polymer composite materials // Science-intensive technologies in mechanical engineering. 2023, no. 9 (147), pp. 27–38. DOI 10.30987/2223-4608-2023-27-38. EDN WXE-QLK.

**Вклад авторов:** все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.  
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

**Contribution of the authors:** the authors contributed equally to this article.  
The authors declare no conflicts of interests.

Статья поступила в редакцию 06.05.2025; одобрена после рецензирования 08.10.2025; принята к публикации 30.11.2025

The article was submitted 06.05.2025; approved after reviewing 08.10.2025; assepted for publication 30.11.2025

Учредитель и издатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет»

Адрес редакции и издателя: 241035, Брянская область, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7  
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»

Телефон редакции журнала: 8-903-592-87-39, 8-903-868-85-68.

E-mail: [naukatm@yandex.ru](mailto:naukatm@yandex.ru), [editntm@yandex.ru](mailto:editntm@yandex.ru)

Вёрстка Н.А. Лукашов. Редактор А.Ю. Кленичева. Технический редактор Н.А. Лукашов.

Сдано в набор 17.01.2026. Выход в свет 30.01.2026.

Формат 60 × 84 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,58.

Тираж 500 экз. Свободная цена.



Отпечатано в лаборатории оперативной полиграфии

Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования  
«Брянский государственный технический университет» 241035,  
Брянская область, г. Брянск, ул. Институтская, 16