

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-2-100-106

\*Серегин А.А., Никитина И.П., Крылова С.Е.

Оренбургский государственный университет

\*E-mail: aasdom@yandex.ru

## ПОВЫШЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ САМОЦЕНТРИРУЮЩИХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

**Аннотация.** Повышение жёсткости универсальных самоцентрирующих приспособлений – одно из актуальных направлений в области проектирования станочной оснастки. Расчёт распределения нагрузки между витками и зубьями спирально-реечного механизма представляет собой сложную инженерную задачу. При работе над статьей выявлено, что смежная пара витков и зубьев, находящаяся в зацеплении, не всегда совпадает с геометрической смежной парой вследствие погрешности исполнения витков и зубьев по шагу и профилю. Это основано на экспериментальных данных и положении о том, что ошибки шага и профиля спирали определяют характер рабочих давлений в зацеплении витков и зубьев. В статье рассмотрены технические решения, в которых, без существенных изменений конструкции, повышается жёсткость самоцентрирующих приспособлений за счёт установления соответствия алгоритма изменения упругих свойств деталей спирально-реечного механизма алгоритму изменения нагрузки между несущими элементами. Предложены конструктивные решения, основанные на реализации упругого смещения первого наиболее нагруженного витка, что позволяет уменьшить натяг между зубом рейки кулачка и витком спирали диска. Это обстоятельство способствует перераспределению нагрузки в зацеплении несущих элементов спирально-реечного механизма. Проведены испытания разработанных конструкций, которые дали положительные результаты.

**Ключевые слова:** жёсткость, распределение нагрузки, спирально-реечный механизм, токарные станки.

**Введение.** Более половины всех видов обработки на токарных станках производят при установке заготовки в патроне. Жёсткость патрона токарного станка полностью определяет жёсткость шпиндельного узла [1–3]. Она на порядок меньше жёсткости шпинделя. Это обстоятельство существенно снижает точность обработки [4–6] детали в патроне и производительность станка. То есть одновременно влияет на два основных показателя станка. Одним из методов повышения жёсткости патрона является улучшение распределения нагрузки в центрирующем механизме. Силы, действующие в патроне, проявляются как реакция со стороны закреплённой заготовки [7–10]. Трение и центробежная сила [8] уменьшают значения усилий, деформирующих диск и кулачок. Но, тем не менее, при усилиях закрепления от 2 до 5 кН, объёмные напряжения, действующие в центрирующем механизме таковы, что деформируют зубья рейки кулачка и витки спиральной нарезки диска. При этом наиболее нагруженными будут первые, со стороны действующего усилия, виток и зуб рейки. Их прогиб определяет податливость патрона. Уменьшение упругих деформаций нагруженных витков позволит повысить жёсткость патрона.

**Цель исследования.** Разработка методики теоретической оценки распределения нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма, учитывающей реальные процессы [11–14] упругой системы патрона.

**Методика расчёта распределения нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма.** Методика базируется на исследовании процесса смещения зажимной поверхности кулачка под действием сил. Величина смещения определяется из условия представления спирально-реечного механизма как системы с избыточными связями, а также необходимо учитывать основной принцип решения задачи Н.Е. Жуковского о распределении нагрузки по виткам резьбы [15].

Смещение зажимной поверхности кулачка зависит от большого числа факторов. В работе рассмотрена только та составляющая, которая вызвана упругими смещениями несущих элементов спирально-реечного механизма. Она зависит от характера распределения нагрузки между витками и зубьями:

$$\mathcal{G} = \delta_g + \delta_z - (\Delta_k - \Delta_d) + \mathcal{G}_{\text{конт}}, \quad (1)$$

где  $\Delta_k$  – упругая деформация рейки кулачка, м;  $\Delta_d$  – упругая деформация спирального диска, м;  $\delta_g$  – прогиб наиболее нагруженного витка, м;  $\delta_z$  –

прогиб наиболее нагруженного зуба, м;  $\mathcal{G}_{конт}$  – величина контактных смещений между спиралью и зубом рейки, м.

Знак « $\leftarrow$ » в формуле (1), стоящий перед круглыми скобками, означает, что усилие действует от оси патрона.

$$\sum_i Q_i \left( \frac{S + \Delta S_i}{E_D F_{Ди}} + \frac{S + \Delta S_i}{E_K F_{Ки}} \right) = (\lambda_{ei} + \lambda_{zi}) \rho_i - (\lambda_{en} + \lambda_{zn}) \rho_n, \quad (2)$$

где  $Q_i$  – усилия, вызванные нагружающей силой, деформирующей диск и кулачок, Н;  $\Delta S_i$  – отклонение шага спирали и зубьев рейки от номинала в  $i$ -м сечении, м;  $E_D, E_K$  – модуль Юнга материала диска и кулачка соответственно, Па;  $F_{Ки}$  – площадь  $i$ -го сечения кулачка, м<sup>2</sup>;  $F_{Ди}$  – средняя площадь  $i$ -го сечения диска (м<sup>2</sup>), на расстоянии одного шага спирали  $S$ , равная:

$$F_{Ди} = 2B_i \sqrt{2iS(R - iS)}, \quad (3)$$

где  $R$  – наружный радиус спирального диска, м;  $B_i$  – толщина витка в  $i$ -м сечении, м.

Учёт реономных процессов в формуле (2) осуществляется за счёт представления модуля упругости в виде функции времени [12, 13]:

$$E_\tau = \left[ 1 - \exp\left(-\frac{E_M \tau}{\eta}\right) \right], \quad (4)$$

где  $E_M, E_\tau$  – мгновенное и длительное значение модуля Юнга, Па;  $\tau$  – время релаксации, с;  $\eta$  – коэффициент, зависящий от упругого последствия материала, Па/с.

Суммирование в формуле (2) производят по всем  $i$ -м виткам спирального диска, находящимся в зацеплении. Коэффициент прогиба зубьев рейки кулачка  $\lambda_z$  находится из уравнений расчёта деформации сдвига и изгиба:

$$\lambda_z = \frac{1}{2} K_C h_z \left( \frac{1}{G_K U} + \frac{h_z^2}{12 E_B J(l)} \right), \quad (5)$$

где  $G_K$  – модуль упругости 2-го рода материала кулачка (как и модуль Юнга зависит от времени), Па;  $U$  – площадь основания зуба, м<sup>2</sup>;  $J(l)$  – момент инерции сечения зуба при изгибе, м<sup>4</sup>;  $K_C$  – коэффициент, учитывающий совместность деформаций сдвига и изгиба;  $h_z$  – полная высота зуба, м.

При определении коэффициента прогиба витков спирали диска учитывается, что спираль – это короткая оболочка с постоянно увеличивающимся радиусом. Радиус спирали изменяется согласно зависимости:

Рассмотрим определение составляющих формулы (1). При расчёте деформаций будем учитывать, что детали спирально-реечного механизма изготовлены из одного материала. У патронов, выпускаемых серийно, – это сталь 40Х. Формула (1) может быть представлена в виде:

$$\rho = (a_0 + \Delta a) \varphi, \quad (6)$$

где  $a_0, \Delta a$  – радиус эволюты эвольвенты спирали диска и её отклонение от заданного, м;  $\varphi$  – значение угла развёрнутости эвольвенты, рад.

Исходя из этого, определим коэффициент прогиба витков спирали:

$$\lambda_{ei} = 12 \Delta a \varphi^2 \frac{(K + \chi)}{\pi^2 E_B b(h)} \left[ 1 + \frac{1}{2} \sum \cos k\varphi \right], \quad (7)$$

где  $K$  – значение функций Крылова для оболочки с параметрами спирали диска;  $\chi$  – коэффициент, что свойства спирали отличаются от свойств длинномерных оболочек, а значения модуля упругости имеют разброс до 15 %;  $b(h)$  – толщина спирали (м), представленная как функция от высоты  $h$  (м) спирали (с учётом анизотропии жёсткости спирального диска).

Суммирование в формуле (7) производят по коэффициенту  $k = 3, 6, 9 \dots \infty$ .

Зацепление спирального диска с рейкой кулачка дискретно. Следовательно, распределение усилий по высоте свинчивания спирали можно определить из системы уравнений (8):

$$\begin{cases} Q_{n-1} = l \rho_n \\ Q_{n-2} = l(\rho_{n-1} + \rho_n) \\ \dots \\ W = l(\rho_1 + \rho_2 + \dots + \rho_{n-1} + \rho_n) \end{cases}, \quad (8)$$

где  $l$  – длина контакта витка и зуба, м;  $W$  – общая нагружающая сила, Н.

Жёсткость основной части спирального диска и рейки кулачка многократно превышает жёсткость витков и зубьев. Соответственно система уравнений (8) даёт точное описание значения продольных усилий. Подобный расчёт используют для оценки распределения нагрузки в многovitковом резьбовом соединении [15].

Совместное решение систем уравнений (2) и (8), даёт выражения для величин рабочих давлений зубьев рейки и витков спирали:

$$\left\{ \begin{aligned} \rho_{n-1} &= \frac{\rho_n [\beta_{n-1} + \gamma_n]}{\gamma_{n-1}} = C_{n-1} \rho_n \\ \rho_{n-2} &= \frac{\rho_n [\beta_{n-1} + \beta_{n-2} (1 + C_{n-1}) + \gamma_n]}{\gamma_{n-2}} = C_{n-2} \rho_n \\ &\dots\dots\dots \\ \rho_1 &= \frac{\rho_n [\beta_{n-1} + \beta_{n-2} (1 + C_{n-1}) + \dots + \beta_1 (1 + C_{n-1} + \dots + C_2) + \gamma_n]}{\gamma_1} = C_1 \rho_n \end{aligned} \right. \quad (9)$$

Введены обозначения:

$$\gamma_i = \lambda_{\epsilon_i} + \lambda_z, \quad (10)$$

$$\beta_i = l \left( \frac{1}{E_d F_{Di}} + \frac{1}{E_k E_{ki}} \right). \quad (11)$$

Решая совместно последнее уравнение системы (8) и систему уравнений (9), можно выразить рабочее давление  $\rho_n$ , действующее на последний виток спирали или зуб через рассчитанные величины:

$$\rho_n = \frac{W}{\left(1 + \sum C_i\right) l}. \quad (12)$$

Суммирование в формуле (12) производится от первого до предпоследнего витка, находящегося в зацеплении.

Теперь можно определить составляющие уравнения (2), исходя из характера силовых параметров, действующих в спирально-реечном механизме, следующим образом:

$$g = g_{\text{конт}} + W \frac{\left[ C_1 (\lambda_{\epsilon} + \lambda_z) - l t \left( \sum \frac{M}{E_k F_{ki}} - \sum \frac{M}{E_d F_{Di}} \right) \right]}{\left(1 + \sum C_i\right)}, \quad (14)$$

где  $W$  – сумма радиальных составляющих всех сил, действующих на кулачок, Н.

Суммирование производят по всем  $i$ -м сечениям диска и рейки. В формуле (14) обозначено:

$$M = 1 + \sum C_m. \quad (15)$$

Наиболее значительная из радиальных составляющих всех сил – усилие закрепления. Необходимо учитывать силу резания и центробежные силы. Суммирование происходит по каждому  $m$ -му сечению диска и рейки. Уравнение (14) составлено с учётом, что силы  $W$  направлены от оси патрона.

Существенное значение на величину упругого смещения кулачков имеет зазор между витком спирали и зубом рейки, которые входят в контакт вторыми после наиболее нагруженных витков и зубьев. После того как вторая пара вит-

$$\left\{ \begin{aligned} \delta_{\epsilon} &= \lambda_{\epsilon_1} C_1 \rho_n \\ \delta_z &= \lambda_z C_1 \rho_n \\ \Delta_K &= \sum_i Q_i \frac{(S + \Delta S_i)}{E_K F_{Ki}}, \\ \Delta_D &= \sum_i Q_i \frac{(S + \Delta S_i)}{E_D F_{Di}} \end{aligned} \right. \quad (13)$$

где  $i$  – номер витков и зубьев, находящихся в зацеплении.

Решая уравнение (2) с учётом значений системы (13), можно получить величину упругого смещения кулачков, определённую с учётом анизотропии жёсткости деталей центрирующего механизма и реономных процессов (например, релаксации напряжений) упругой системы патрона. Величина перемещения зажимной поверхности кулачка патрона в зависимости от упругих деформаций деталей спирально-реечного механизма определяется:

ков и зубьев входит в зацепление, жёсткость спирально-реечного механизма существенно возрастает в данном сечении и его деформация начнёт стремиться к минимуму. Таким образом, наиболее существенное влияние на величину упругого смещения кулачков оказывает разность отклонений по шагу зубьев и витков. Расчёт по формулам методики верен при разности по шагу витками и зубьями равной  $1,0 \cdot 10^{-5}$  м (0,01 мм) для патрона с номинальным значением шага витков и зубьев  $8,0 \cdot 10^{-5}$  м (8 мм). А также для патрона с номинальным шагом  $1,0 \cdot 10^{-2}$  м (10 мм), имеющим разность по шагу  $2,5 \cdot 10^{-5}$  м (0,025 мм). В случае, если разность по шагу больше указанных значений, то в зацеплении будут участвовать только одна пара витков и зубьев. Остальные витки и зубья будут нести нагрузку не более 10 % от  $W$ . При этом значение коэффициентов  $C_i$  будет стремиться к единице.

**Конструкции спиральных дисков.** Конструктивные решения основаны на использовании:

1. Анизотропии жёсткости спирального диска [16].

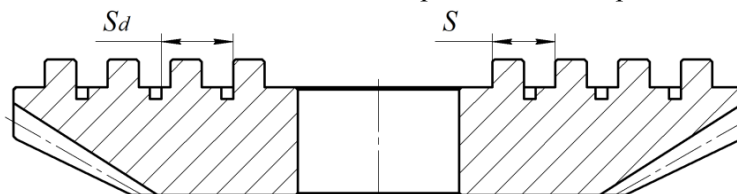


Рис. 1. Геометрия дополнительной спиральной канавки на диске

Целенаправленное изменение анизотропии жёсткости спирального диска патрона возможно за счёт выполнения дополнительной спиральной канавки – шаг  $S_d$ , который подчиняется зависимости:

$$S_d = \left(1 + \frac{1}{n}\right) S, \quad (16)$$

где  $S$  – шаг основной спирали диска, м;  $n$  – число витков спирали.

Расположение канавки таково, что она начинается за первым со стороны посадочного отверстия витком спирали диска и оканчивается перед последним. Следовательно, не зависимо от направления нагрузки, дополнительная спиральная канавка всегда находится за первым со стороны действия нагрузки витком. Это позволяет сместить наиболее нагруженный виток относительно менее нагруженных витков. После смещения, за счёт проявления упругого последствия, происходит релаксация напряжения в наиболее нагруженных витках и зубьях и нагрузка перераспределяется.

Вторая испытанная конструкция предусматривает изменение шага спиральной нарезки

2. Установления соответствия между алгоритмом изменения шага витков (зубьев) и алгоритмом изменения нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма [17].

Первая испытанная конструкция диска, улучшающая распределение нагрузки между элементами центрирующего механизма патрона представлена на рис. 1.

диска патрона. Переменный шаг способствует перераспределению нагрузки. Его определяют согласно зависимости:

$$S = W_s m_1 \lambda_1 \cdot m_2 \lambda_2 \cdot q(z), \quad (17)$$

где  $W_s$  – сила, действующая в зацеплении спираль диска – зубья рейки, Н;  $m_1, \lambda_1$  – коэффициенты, зависящие от упругих и геометрических свойств спирального диска, м/Н;  $m_2, \lambda_2$  – коэффициенты, зависящие от упругих и геометрических свойств зубчатой рейки, м/Н;  $q(z)$  – интенсивность распределения нагрузки между несущими элементами спирально-реечного механизма, Н/м.

В условиях крупносерийного производства целенаправленное изменение шага спирали по алгоритму (17) можно осуществить с использованием специализированного оборудования [18]. В условиях мелкосерийного производства (инструментальные цеха машиностроительных предприятий) обработку подобных спиральных дисков осуществляют на универсальном оборудовании с последующей доводкой. Точность обработки можно повысить при точении спиралей на токарных многоцелевых станках с программным управлением.

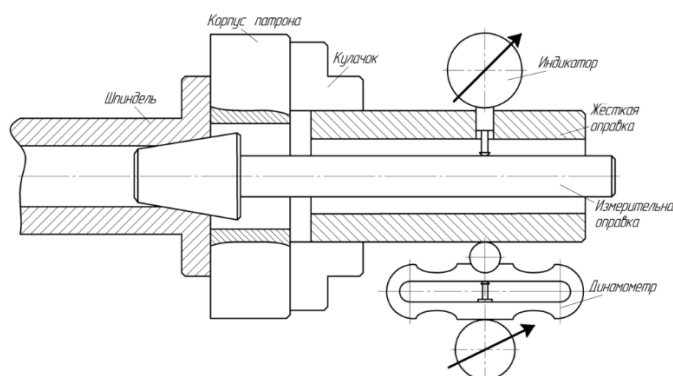


Рис. 2. Схема установки для проверки кулачковых патронов на жёсткость

**Испытания и результаты.** Проведены испытания патронов, содержащих диски первой и

второй конструкции. Осуществлена проверка патронов на жёсткость, силу закрепления и потерю

устойчивости из-за несоответствия сил закрепления силам резания [19]. Жёсткость проверяли по схеме, представленной на рис. 2. Силу зажима измеряли, используя метод закрепления алюминиевого кольца [20]. Устойчивость патрона оценивали способом точения конической заготовки.

Результаты испытаний показали повышение жёсткости патрона при одной и той же величине зазоров в сопряжениях: направляющие корпуса – рейка кулачка; ступица корпуса – посадочное отверстие спирального диска. В случае установки диска первой конструкции – от 2 до 8 %. Для патронов с диском второй конструкции – от 5 до 11 %. Сравнение проводили относительно патронов серийной конструкции.

#### Выводы

1. Разработана методика расчёта распределения нагрузки между элементами центрирующего механизма патрона, учитывающая дискретность зацепления витков и зубьев, а также процессы изменения упругой системы патрона во времени.

2. Проведена апробация различных конструкций дисков патронов, геометрические параметры которых рассчитаны с использованием предлагаемой методики. Полученные результаты позволяют рекомендовать разработанные конструкции к промышленному применению.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Feng P.F., Yu D.W., Wu Z.J., Uhlmann E. Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2008. Vol. 48. Is. 11. Pp. 1268–1275.

2. Lu K., Wang Y., Gu F., Pang X., Ball A. Dynamic modeling and chatter analysis of a spindle-workpiece-tailstock system for the turning of flexible parts // *Int J Adv Manuf Technol*. 2019. Vol. 104. Pp. 3007–3015.

3. Singh A., Asjad M., Gupta, P. Reconfigurable machine tools: a perspective // *Life Cycle Reliab Saf Eng*. 2019. Vol. 8. Pp. 365–376.

4. Rahman M., Ito Y. Machining Accuracy of a Cylindrical Workpiece Held by Three-Jaw Chuck // *Bul. of the Japan Society of Precision Eng*. 1979. Vol. 13. No. 1. Pp. 7–12.

5. Thorenz B., Westermann H.-H., Steinhilper R. Evaluation of the influence of different clamping chuck types on energy consumption, tool wear and surface qualities in milling operations // *Procedia Manufacturing*. 2018. Vol. 21. Pp. 575–582.

6. Lu K., Gu F., Longstaff A., Li G. An investigation into tool dynamics adaptation for chatter stability enhancement in the turning of flexible workpieces // *Int J Adv Manuf Technol*. 2020. Vol. 111. Pp. 3259–3271.

7. Feng P.F., Yu D.W., Wu Z.J., Uhlmann E. An improved computation model for critical bending force of three-jaw chucks // *Journal of Materials Processing Technology*. 2008. Vol. 208. Is. 1–3. Pp. 124–129.

8. Rahman M., Tsutsumi M. Effect of spindle speed on clamping force in turning // *Journal of Materials Processing Technology*. 1993. Vol. 38. Is. 1–2. Pp. 407–415.

9. Nyamekye K., Mudiam S.S. A model for predicting the initial static gripping force in lathe chucks // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 1992. Vol. 7. Pp. 286–291.

10. Tsutsumi M. Chucking force distribution of collet chuck holders for machining centers // *Journal of Mechanical Working Technology*. 1989. Vol. 20. Pp. 491–501.

11. Чернянский П.М. Последствие механической системы станков // *Вестник машиностроения*. 2013. № 1. С. 57–59.

12. Ивасышин Г.С. Влияние упругого последствия и аддитивности упругого последствия упругой системы прецизионного металло-режущего станка на статическую характеристику трения, износостойкость и фреттингостойкость плоских направляющих // *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2006. № 9. С. 32–39.

13. Ивасышин Г.С. Влияние упругого последствия на контактную жёсткость металлорежущих станков и автоматических роторных линий // *Известия вузов. Машиностроение*. 1988. № 3. С. 126–130.

14. Серёгин А.А., Кравцов А.Г. Мониторинг технологических систем при обработке точных поверхностей сложного контура // *Вестник Южно-Уральского Государственного Университета. Серия «Машиностроение»*. 2018. Том 18. № 4. С. 48–56.

15. Блинов Д.С., Морозов М.И. Неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и винта с гайкой планетарной роликовинтовой передачи // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*. 2014. № 9. С. 1–14.

16. SU 1514502, СССР, МКИ В 23 В 31/02. Самоцентрирующий токарный патрон / А.А. Серёгин. № 4318826/31-08; заявл. 25.08.87; опубл. 07.02.1989, Бюл. № 38. 4 с.

17. SU 984704, СССР, МКИ В 23 В 31/16. Трёхкулачковый самоцентрирующий токарный патрон / Г.С. Ивасышин. № 3317394/25-08; заявл. 13.07.1981; опубл. 30.12.1982, Бюл. № 48. 4 с.

18. SU 1288028, СССР, МКИ В 24 В 17/12. Спирально-шлифовальный станок / Г.С. Ивасышин, М.И. Парышкура, А.А. Серёгин. № 3949220/25-27; заявл. 09.09.85; опубл. 07.02.1987, Бюл. № 5. 4 с.

19. Walter M.F., Ståhl J.E. The connection between cutting and clamping forces in turning // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1994. Vol. 34. Is. 7. Pp. 991–1003.

20. Estrems M., Arizmendi M., Cumbicus W.E., López A. Measurement of clamping forces in a 3 jaw chuck through an instrumented aluminium ring // Procedia Engineering. 2015. Vol. 132. Pp. 456–63.

*Информация об авторах*

**Серегин Андрей Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов. E-mail: aasdom@yandex.ru. Оренбургский государственный университет. Россия, 460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13.

**Никитина Инна Петровна**, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов. E-mail: innanikitina@list.ru. Оренбургский государственный университет. Россия, 460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13.

**Крылова Светлана Евгеньевна**, доктор технических наук, профессор кафедры материаловедения и технологии материалов. E-mail: krilova27@yandex.ru. Оренбургский государственный университет. Россия, 460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13.

Поступила 08.02.2021 г.

© Серегин А.А., Никитина И.П., Крылова С.Е., 2021

**\*Seregin A.A., Nikitina I.P., Krylova S.E.**

*Orenburg state University*

*\*E-mail: aasdom@yandex.ru*

## INCREASING THE RIGIDITY OF THE SELF-CENTERING DEVICES OF LATHES

**Abstract.** *Increasing the rigidity of universal self-centering devices is one of the topical trends in the design of machine tooling. Calculation of the load distribution between the turns and teeth of a spiral rack and pinion mechanism is a complex engineering problem. When working on the article, it was revealed that an adjacent pair of turns and teeth that are in engagement does not always coincide with a geometrical adjacent pair due to the error in the execution of turns and teeth along the pitch and profile. This is based on experimental data and the proposition that errors in the pitch and profile of the spiral determine the nature of the working pressures in the engagement of the turns and teeth. The article discusses technical solutions in which the rigidity of self-centering devices increases without significant structural changes due to the establishment of the correspondence of the algorithm for changing the elastic properties of parts of the spiral-rack mechanism to the algorithm for changing the load between the bearing elements. Constructive solutions based on the implementation of elastic displacement of the first most loaded turn are proposed, which allows to reduce the interference between the tooth of the cam rack and the turn of the disk spiral. This circumstance contributes to the redistribution of the load in the engagement of the bearing elements of the spiral-rack mechanism. The tests of the developed structures were carried out, which gave positive results.*

**Keywords:** *rigidity, load distribution, spiral rack and pinion mechanism, lathes.*

### REFERENCES

1. Feng P.F., Yu D.W., Wu Z.J., Uhlmann E. Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2008. Vol. 48. Is. 11. Pp. 1268–1275.

2. Lu K., Wang Y., Gu F., Pang X., Ball A. Dynamic modeling and chatter analysis of a spindle-workpiece-tailstock system for the turning of flexible parts. Int J Adv Manuf Technol. 2019. Vol. 104. Pp. 3007–3015.

3. Singh A., Asjad M., Gupta, P. Reconfigurable machine tools: a perspective. Life Cycle Reliab Saf Eng. 2019. Vol. 8. Pp. 365–376.

4. Rahman M., Ito Y. Machining Accuracy of a Cylindrical Workpiece Held by Three-Jaw Chuck.

Bul. of the Japan Society of Precision Eng. 1979. Vol. 13. No. 1. Pp. 7–12.

5. Thorenz B., Westermann H.-H., Steinhilper R. Evaluation of the influence of different clamping chuck types on energy consumption, tool wear and surface qualities in milling operations. Procedia Manufacturing. 2018. Vol. 21. Pp. 575–582.

6. Lu K., Gu F., Longstaff A., Li G. An investigation into tool dynamics adaptation for chatter stability enhancement in the turning of flexible workpieces. Int J Adv Manuf Technol. 2020. Vol. 111. Pp. 3259–3271.

7. Feng P.F., Yu D.W., Wu Z.J., Uhlmann E. An improved computation model for critical bending force of three-jaw chucks. Journal of Materials Processing Technology. 2008. Vol. 208. Is. 1–3. Pp. 124–129.

8. Rahman M., Tsutsumi M. Effect of spindle speed on clamping force in turning. *Journal of Materials Processing Technology*. 1993. Vol. 38. Is. 1–2. Pp. 407–415.
9. Nyamekye K., Mudiam S. S. A model for predicting the initial static gripping force in lathe chucks. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 1992. Vol. 7. Pp. 286–291.
10. Tsutsumi M. Chucking force distribution of collet chuck holders for machining centers *Journal of Mechanical Working Technology*. 1989. Vol. 20. Pp. 491–501.
11. Chernyanskiy P.M. The Residual effect of mechanical systems of machines [Posledeystvie mechnicheskoy sistemy stankov]. *Bulletin of machine-building*. 2013. No. 1. Pp. 57–59. (rus)
12. Ivasishin G.S. Influence of elastic aftereffect and additivity of elastic aftereffect of an elastic system of a precision metal-cutting machine on the static characteristic of friction wear resistance and fretting resistance of flat guides [Vliyanie uprugogo posledeystviya i additivnosti uprugogo posledeystviya uprugoj sistemy pretsizionnogo metallovezhustchego stanka na staticheskiy harakteristiku treniya iznosostoykost i frettingostoykost ploskih napravlyaustchih]. *Friction and lubrication in machines and mechanisms*. 2006. No. 9. Pp. 32–39. (rus)
13. Ivasishin G.S. Effect of elastic aftereffect on the contact stiffness of machine tools and automatic rotary lines [Vliyanie uprugogo posledeystviya na kontaktnuyu zhestkost metallovezhustchih stankov i avtomaticheskikh rotornykh liniy]. *Bulletin of higher educational. Series «Engineering»*. 1988. No. 3. Pp. 126–130. (rus)
14. Seregin A.A., Kravtsov A.G. Monitoring of technological systems when processing precise surfaces of a complex contour [Monitoring tehnologicheskikh sistem pri obrabotke tochnih poverhnostej slozhnogo kontura]. *Bulletin of the South Ural State University. Series «Mechanical Engineering»*. 2018. Vol. 18. No. 4. Pp. 48–56. (rus)
15. Blinov D.S., Morozov M.I. Uneven distribution of the load between the mating turns of the roller and the screw with the nut of the planetary roller screw [Neravnomernost raspredeleniya nagruzki mezhdu sopryagaemimi vitkamirolika i vinta s gaykoj planetarnoj rolikovintovoj peredachi]. *Science and Education: scientific publication of the Moscow State Technical University named after N.E. Bauman*. 2014. No. 9. Pp. 1–14. (rus)
16. Seregin A.A. Self-centering lathe chuck. *Certificate of authorship USSR*, no. 1514502, 1989. (rus)
17. Ivasishin G.S. Three-jaw self-centering lathe chuck. *Certificate of authorship USSR*, no. 984704, 1982. (rus)
18. Ivasishin G. S., Paryshkura M.I., Seregin A.A. Spiral Grinding Machine. *Certificate of authorship USSR*, no. 1288028, 1987. (rus)
19. Walter M.F., Ståhl J.E. The connection between cutting and clamping forces in turning. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1994. Vol. 34, Is. 7. Pp. 991–1003.
20. Estrems M., Arizmendi M., Cumbicus W.E., López A. Measurement of clamping forces in a 3 jaw chuck through an instrumented aluminium ring. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 132. Pp. 456–463.

#### Information about the authors

**Seregin, Andrej A.** PhD, Assistant professor. E-mail: aasdom@yandex.ru. Orenburg State University. Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

**Nikitina, Inna P.** PhD, Assistant professor. E-mail: innanikitina@list.ru. Orenburg State University. Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

**Krylova, Svetlana E.** PhD, Professor. E-mail: krilova27@yandex.ru. Orenburg State University. Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

---

Received 08.02.2021

#### Для цитирования:

Серегин А.А., Никитина И.П., Крылова С.Е. Повышение жесткости самоцентрирующих приспособлений токарных станков // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2021. № 2. С. 100–106. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-2-100-106

#### For citation:

Seregin A.A., Nikitina I.P., Krylova S.E. Increasing the rigidity of the self-centering devices of lathes. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2021. No. 2. Pp. 100–106. DOI: 10.34031/2071-7318-2021-6-2-100-106