

Научная статья
Статья в открытом доступе
УДК 621.9
doi: 10.30987/2782-5957-2025-1-15-27

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ШПИНДЕЛЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ НА ЭТАПАХ РЕМОНТА И ВОССТАНОВЛЕНИЯ

Дмитрий Михайлович Филькин^{1✉}, Евгений Александрович Польский², Александр Владимирович Хандожко³, Андрей Николаевич Щербаков⁴

^{1,2,3,4} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ filkin.dm@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0004-6667-3475>

² polski.eugene@hotmail.com; <https://orcid.org/0009-0004-9214-7567>

³ chandosh@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0604-8537>

⁴ taiga78@list.ru; <https://orcid.org/0000-0002-1485-0415>

Аннотация

Цель исследования: разработка модели определения параметров сборки подшипникового узла шпинделей металлорежущих станков с учетом обеспечения минимального биения функциональной поверхности.

Задача, решению которой посвящена статья: разработка методики для оценки отклонения от соосности функциональной поверхности детали (шпинделя) относительно оси базовых шеек.

Методы исследования: моделирование влияния параметров точности формы и взаимного расположения опорных шеек шпинделя на радиальное биение базового конуса при помощи теории размерных связей.

Новизна работы: впервые проведен анализ влияния на эксплуатационные показатели шпиндельного узла параметров точности сопрягаемых деталей и представлены рекомендации по умень-

шению радиального биения функциональной поверхности.

Результаты исследования: разработана модель по определению параметров погрешности формы и погрешности взаимного расположения поверхностей и их влияния на радиальное биение функциональной поверхности шпинделя на этапе сборки подшипникового узла.

Выводы: для достижения установленных эксплуатационных параметров шпиндельного узла на этапах восстановления и ремонта необходимо разработать методику выполнения операций контроля и сборки с учетом влияния параметров точности формы и точности взаимного расположения сопрягаемых поверхностей всех деталей сборочно-го узла.

Ключевые слова: параметры, точность формы, расположение, анализ, шпиндельный узел.

Ссылка для цитирования:

Филькин Д.М. Обеспечение эксплуатационных параметров шпинделей металлорежущих станков на этапах ремонта и восстановления / Д.М. Филькин, Е.А. Польский, А.В. Хандожко, А.Н. Щербаков // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 1. – С. 15-27. doi: 10.30987/2782-5957-2025-1-15-27.

Original article
Open Access Article

PROVISION OF OPERATIONAL PARAMETERS OF METAL CUTTING MACHINE SPINDLES AT THE STAGES OF REPAIR AND RESTORATION

Dmitry Mikhailovich Filkin^{1✉}, Evgeny Aleksandrovich Polsky², Aleksandr Vladimirovich Khandozhko³, Andrey Nikolaevich Shcherbakov⁴

^{1,2,3,4} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ filkin.dm@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0004-6667-3475>

² polski.eugene@hotmail.com; <https://orcid.org/0009-0004-9214-7567>

³ chandosh@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0604-8537>

⁴ taiga78@list.ru; <https://orcid.org/0000-0002-1485-0415>

Abstract

The study objective is to develop a model for determining the parameters of the spindle bearing assembly of metal-cutting machines, taking into account the minimum runout of the functional surface.

The task to which the paper is devoted is to develop a technique for evaluating deviations from the alignment of the functional surface of a part (spindle) relative to the axis of the base necks.

Research methods: modeling the influence of shape accuracy parameters and the relative position of the spindle support necks on the radial runout of the base cone using the theory of dimensional relationships.

The novelty of the work: for the first time the effect of the accuracy parameters of the mating parts on the performance of the spindle assembly is analyzed

and recommendations are given to reduce the radial runout of the functional surface.

Research results: a model is developed to determine the parameters of the shape error and the error of the relative position of the surfaces and their effect on the radial runout of the spindle functional surface at the stage of the bearing assembly.

Conclusions: in order to achieve the specified operational parameters of the spindle assembly at the stages of restoration and repair, it is necessary to develop a technique for performing control and assembly operations, taking into account the influence of shape accuracy parameters and the accuracy of the mutual positioning of the mating surfaces of all parts of the assembly unit.

Keywords: parameters, shape accuracy, location, analysis, spindle assembly.

Reference for citing:

Filkin DM, Polsky EA, Khandozhko AV, Shcherbakov AN. Provision of perational parameters of metal-cutting machine spindles at the stages of repair and restoration. *Transport Engineering*. 2025;1:15-27. doi: 10.30987/2782-5957-2025-1-15-27.

Введение

Ремонт и восстановление шпиндельного узла металлорежущего станка является одним из основных этапов жизненного цикла этого высокотехнологичного изделия. Большинство научных работ в настоящее время посвящено разработке статических и динамических моделей шпиндельных узлов, используемых при проектировании или определению характеристик движения шпинделей в процессе эксплуатации [1-7].

Существующие на данных момент рекомендации по выполнению ремонтных работ, либо не публикуются, так как носят характер ноу-хау, либо приводятся в научно-методической литературе и в различных руководствах в виде инструкции по выполнению отдельных технологических операций сортировки, сборки и контроля [8-10].

Основным недостатком таких реко-

мендаций является отсутствие технических и технологических обоснований по достижению требуемых эксплуатационных параметров и, соответственно, показателей работоспособности шпинделей металлорежущих станков. В литературе не приводится анализ влияния различных параметров точности и качества сопрягаемых поверхностей деталей сборочной единицы на установленную точность изделия.

Для этапа ремонта и восстановления дополнительно необходимо учитывать ограниченные возможности по снятию припуска на функциональной поверхности для устранения радиального биения методом пригонки.

Таким образом, обеспечение эксплуатационных параметров шпинделей металлорежущих станков на этапах ремонта и восстановления является достаточно актуальной научно-практической задачей.

Материалы, модели, эксперименты и методы

На шпинделе имеются две базовые поверхности (базовые шейки), используемые для запрессовки внутренних колец подшипников и функциональная поверхность – базовый конус. Схема биения поверхностей шпинделя показана на рис. 1.

Здесь на представленной схеме выделены следующие составляющие радиаль-

ного биения функциональной поверхности шпинделя:

- отклонение от круглости функциональной поверхности δ_k ;
- отклонение от соосности функциональной поверхности относительно оси базовых шеек $e_{ш}$;

– радиальное биение
внутреннего кольца подшипника δ_n ;
– смещение оси шпинделя, вызванное
погрешностями формы поверхностей базо-

вой шейки шпинделя и поверхностью
внутреннего кольца подшипника e_d .

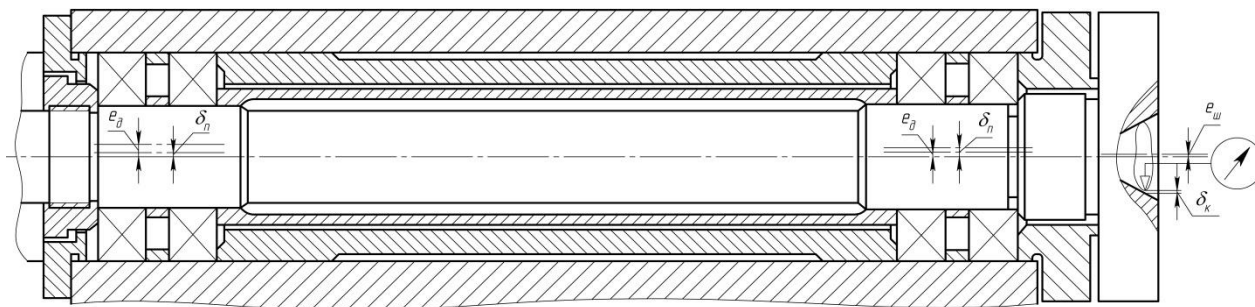


Рис. 1. Схема шпиндельного узла
Fig. 1. Spindle assembly diagram

Функциональная поверхность выполняется с конечной точностью. Диаметральные и линейные размеры имеют допуск, в рамках которого допускается определённая погрешность формы – отклонение от круглости δ_k . Радиальное биение является комплексной погрешностью [11]. Оно формируется погрешностью формы и месторасположения контролируемой поверхности (рис. 2). Для оценки возможности компенсации биения при помощи подшипников требуется получить круглограмму функциональной поверхности. Далее необходимо сопоставить круглограмму со значением допустимого радиального биения при приёмке, чтобы понять, какую

часть допуска составляет отклонение от соосности. Если значение погрешности δ_k слишком большое (близко к значению допуска или превышает его), то необходима пригонка функциональной поверхности (конуса), что в условиях ремонта представляет технологическую сложность. Компенсация погрешности формы в процессе установки подшипников невозможна. Если значение отклонения от круглости функциональной поверхности в пределах некоторой нормы, то можно переходить к анализу остальных составляющих погрешности месторасположения оси функциональной поверхности.

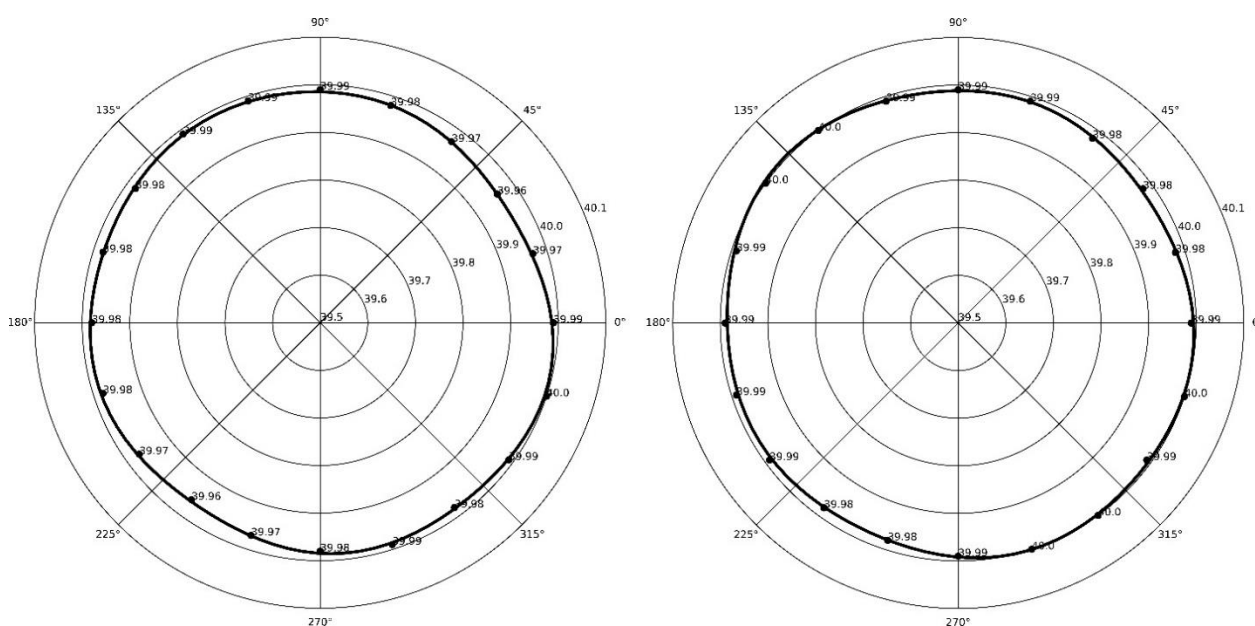


Рис. 2. Радиальное биение функциональной поверхности и опорной шейки
Fig. 2. Radial runout of the functional surface and the supporting neck

Функциональный конус имеет некоторое отклонение от соосности относительно оси базовых шеек $e_{ш}$, вызывающее дополнительное радиальное биение конуса (рис. 3). Для оценки отклонения от соосности $e_{ш}$ круглограмму конуса необходимо сопоставить с данными, полученными при измерении радиального биения базового конуса. Если отклонение от соосности шпинделя $e_{ш}$ имеет значимую величину, то

для снижения биения функциональной поверхности можно использовать рациональную схему установки подшипников. Контроль биения выполняется на специальном контрольном стенде, на котором шпиндель устанавливается на две узкие опорные призмы. При этом необходимо учитывать размерные связи, формирующиеся в процессе установки [12, 13].

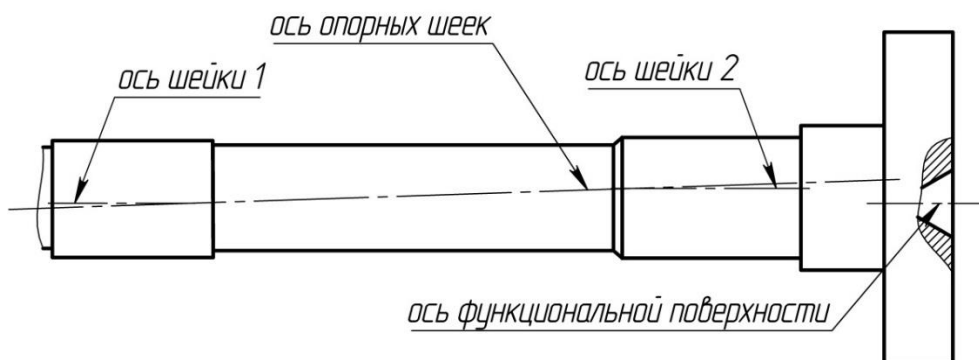


Рис. 3. Отклонение от соосности базового конуса относительно оси опорных шеек
Fig. 3. Deviation from the alignment of the base cone relative to the axis of the support necks

Следующим источником радиального биения функциональной поверхности шпинделя является подшипник. Вращение внутреннего кольца относительно внешнего кольца происходит с некоторой погрешностью $\delta_{п}$. Схема измерения радиального биения внутреннего и наружного колец подшипника показана на рис. 4 [8, 14].

Радиальное биение внутреннего кольца подшипника $\delta_{п}$, также является суммарной погрешностью, сформированной отклонением от круглости поверхно-

сти кольца и отклонением от соосности базовых поверхностей внешнего и внутреннего колец и других. Отклонение от соосности внутренних колец подшипника можно использовать для коррекции других эксцентриситетов шпиндельного узла, в отличие от отклонения от круглости. Для этого необходимо отделить погрешность формы от погрешности месторасположения оси внутреннего кольца, определив величину эксцентриситета $e_{п}$ и его угловое направление.

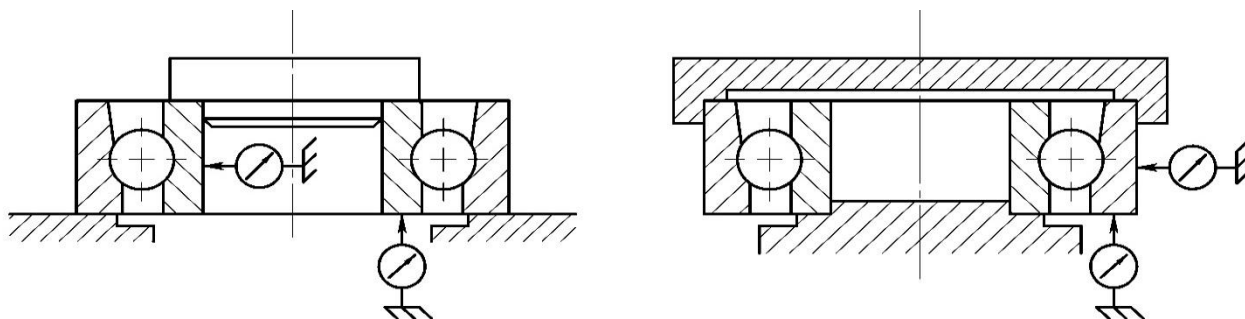


Рис. 4. Схема контроля биения подшипников
Fig. 4. Bearing runout control scheme

Внутреннее кольцо подшипника устанавливается на опорную шейку шпинделя с натягом, поэтому обычно предпола-

гается, что происходит самоцентрирование поверхностей друг относительно друга. Базовые поверхности внутренних колец

подшипников и опорных шеек шпинделя имеют погрешность формы, что может вносить дополнительное отклонение от соосности функциональной поверхности шпинделя. Наличие таких погрешностей формы сопрягаемых поверхностей приводит к перераспределению напряжений [15, 16] в сопряжении «шпиндель - внутреннее кольцо подшипника», что может приводить к неравномерным контактным деформациям и смещению оси шпин-

деля e_d . На рис. 5 схематично показаны два сопряжения. В первом сопряжении имеются погрешности формы поверхностей, однако они не вызывают дополнительных смещений, в отличие от второго сопряжения. Таким образом, предполагается, что смещение оси шпинделя e_d , вызванное погрешностями формы, может появляться в результате взаимодействия погрешностей формы обоих сопрягаемых поверхностей.

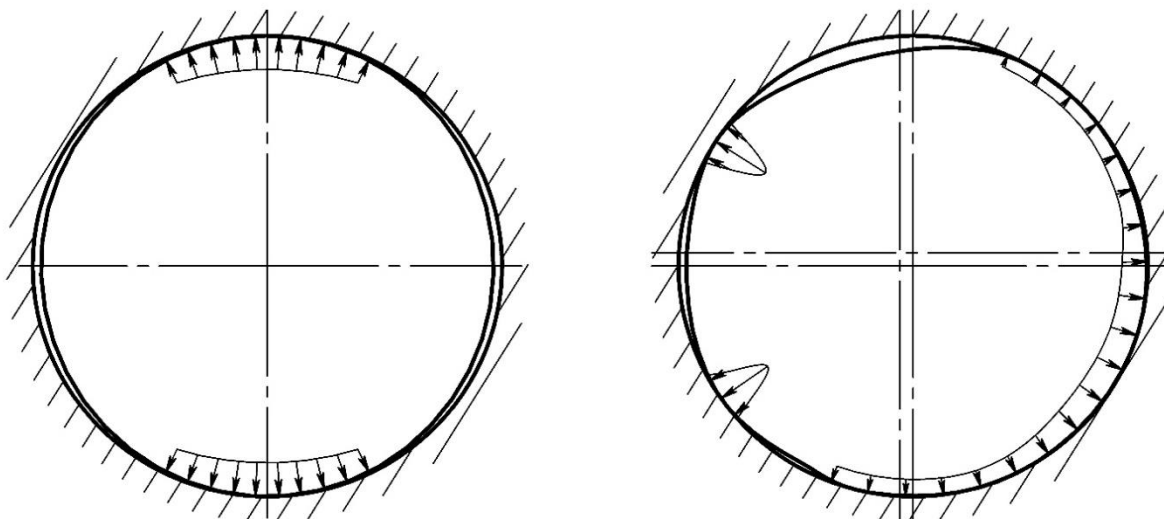


Рис. 5. Смещение оси шпинделя, вызванное погрешностями формы
 Fig. 5. Displacement of the spindle axis caused by shape errors

Как уже отмечалось, погрешность формы поверхностей в процессе ремонта можно уменьшить только дополнительной механической обработкой, что усложняет и удорожает цикл восстановления, и что также может снижать другие функциональные свойства шпиндельного узла. В дальнейшем исследовании введем ряд ограничений и допущений, в частности, что погрешности формы деталей шпиндельного узла рассматриваться не будут, а в расчетных схемах останутся только отклонения от соосности относительно оси опор.

Уменьшение радиального биения шпинделя возможно с помощью взаимной компенсации отклонений от соосности при оптимальном расположении собираемых деталей (шпинделя и подшипников) друг относительно друга, также возможен подбор подшипников, имеющих оптимальные значения смещения осей (необязательно минимальных).

Общая размерная цепь, определяющая положение центра функциональной поверхности и его отклонение от требуемого положения при контроле радиального биения, показана на рис. 6.

Здесь e – вектор отклонения от соосности функциональной поверхности относительно опор шпинделя; b_0, b – векторы расстояний от центра ближней опорной шейки до плоскости контроля радиального биения функциональной поверхности шпинделя по номинальной и фактической осям; L_0, L – векторы расстояния между центрами опорных шеек шпинделя по номинальной и фактической осям; $e_{ш}$ – вектор отклонения от соосности функциональной поверхности шпинделя относительно оси базовых шеек шпинделя; $e_{п1}, e_{п2}$ – векторы отклонения от соосности подшипников, устанавливаемых на базовых шейках шпинделя; e_{d1}, e_{d2} – векторы отклонений от соосности в результате кон-

тактных деформаций в сопряжениях «базовые шейки-подшипники».

Вектор отклонения от соосности функциональной поверхности шпинделя

относительно оси базовых шеек шпинделя $e_{ш}$ в реальности располагается в плоскости контроля радиального биения функциональной поверхности.

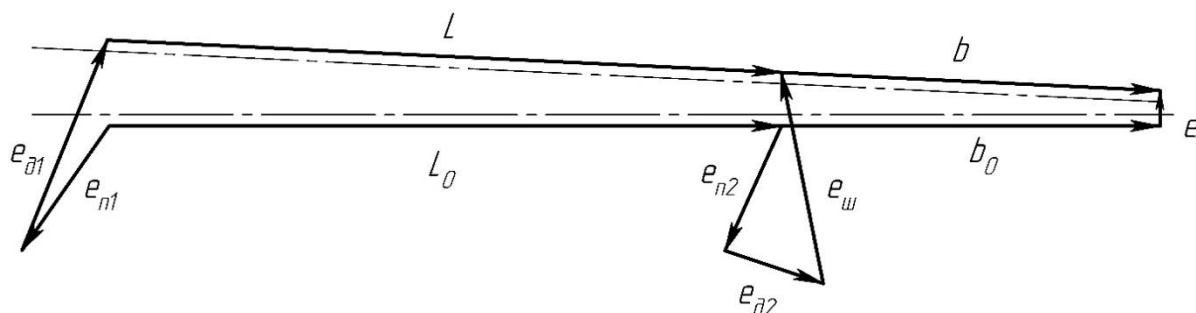


Рис. 6. Пространственная размерная цепь смещения центра функциональной поверхности
Fig. 6. Spatial dimensional chain of displacement of the functional surface center

В предложенной схеме компенсации радиального биения вектор $e_{ш}$ переносится на одну из базовых шеек с изменением длины вектора пропорционально расстоянию от базовой шейки до исходного положения вектора ($L_0 e_{ш} / (L_0 + b_0)$ – для ближайшей шейки, $L_0 e_{ш} / b_0$ – для дальнейшей шейки).

В общем случае взаимная компенсация отклонений от соосности деталей шпиндельного узла для схемы, описанной на рис. 6, сводится к решению системы вида:

$$\begin{cases} e = b_0 + e_{n2} + e_{o2} + e_{ш} + b \leq [e]; \\ e_{n1} + e_{o1} + L_0 + e_{ш} + e_{o2} + e_{n2} + L = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Здесь $[e]$ – предельно допустимое значение отклонения от соосности функциональной поверхности относительно опор шпинделя.

Первое уравнение системы (1) описывает формирование отклонения от соосности функциональной поверхности относительно опор шпинделя в результате наличия отклонений от соосности и погрешностей формы собираемых деталей. Второе уравнение описывает процесс самоустановки шпинделя на опорах, т. е. формирование фактической оси вращения шпинделя.

Если стоит задача получения минимальной погрешности сборки, что особенно актуально при ремонте шпиндельного узла, то взаимная компенсация отклонений от соосности деталей является оптимизационной задачей, которую можно сформу-

лировать как задача поиска минимального значения целевой функции $f: R^n \rightarrow R$ при дополнительном ограничении $g(x) = 0$, заданном с помощью функции $g: R^n \rightarrow R$:

$$\begin{cases} f(\varphi_1, \dots, \varphi_k, e_1, \dots, e_m) \rightarrow \min; \\ f(\varphi_1, \dots, \varphi_k, e_1, \dots, e_m) - [e] \leq 0; \\ g(\varphi_1, \dots, \varphi_k, e_1, \dots, e_m) = 0; \end{cases} \quad (2)$$

где $\varphi_1, \dots, \varphi_k \in [-\pi, \pi]$ – направляющие углы между векторами отклонений от соосности; $e_1, \dots, e_m \in D \subset R$ – значения отклонений от соосности; D – конечное множество; $k + m = n$.

Анализ решения системы (2) также позволяет получить представление относительно направления поиска множества допустимых решений системы (1). Параметрами оптимизации являются векторы отклонений от соосности подшипников (длины векторов e_{n1} , e_{n2} и их направляющие углы относительно вектора $e_{ш}$), а также направление векторов e_{d1} , e_{d2} относительно векторов $e_{ш}$ и e_{n2} соответственно. Эти параметры определяют относительное положение шпинделя и внутренних колец подшипников в процессе сборки шпиндельного узла, а также позволяют подбирать подходящие подшипники в опоры. Углы φ_1 , φ_2 и φ_3 между векторами являются непрерывными переменными; значения отклонений от соосности колец подшипников e_{n1} , e_{n2} и значения отклонений от соосности в результате контактных деформаций e_{d1} , e_{d2} – дискретные переменные, значения которых определяются параметрами

имеющегося в процессе ремонта набора подшипников.

Поиск оптимального решения системы (2) при небольшом наборе подшипников, что характерно для условий ремонта, может быть выполнен методом полного перебора. Алгоритм решения состоит из нескольких этапов:

1. Для некоторого набора подшипников (и, возможно, шпинделей) необходимо сформировать список всех возможных размещений эксцентриситетов $e_{ш}$, $e_{п1}$, $e_{п2}$, $e_{д1}$, $e_{д2}$.

2. Для каждой строки вычисляется значение отклонения от соосности функциональной поверхности e относительно опор шпинделя.

2.1. Для каждой опорной шейки определить вектор суммарного отклонения

Результаты

Определение вектора суммарного отклонения от соосности δ центра опорной шейки шпинделя будет выполняться при следующих допущениях.

1. Векторы отклонений от соосности $e_{ш}$, $e_{п}$ и $e_{д}$ рассматриваемой опоры лежат в одной плоскости. Это связано с тем, что измерение соответствующих параметров деталей при контроле радиального биения поверхности или получении круглограммы также выполняется в некоторой плоскости перпендикулярной оси вращения выбранной базовой поверхности.

2. Векторы отклонений от соосности $e_{ш}$, $e_{п}$ и $e_{д}$ рассматриваемой опоры являются независимыми. Такое допущение может быть обоснованным, если предположить, что формирование разных отклонений от соосности происходит преимущественно на разных деталях узла: вектор $e_{ш}$ связан с особенностями геометрии шпинделя; вектор $e_{п}$ связан с особенностями колец подшипника; вектор $e_{д}$ связан с особенностями взаимодействия геометрии поверхно-

от соосности δ_1 и δ_2 точек фактической оси шпинделя.

2.2. Для полученной пары векторов суммарных отклонений от соосности δ_1 и δ_2 точек фактической оси шпинделя определяется вектор отклонения от соосности функциональной поверхности относительно опор шпинделя e .

2.3. Вектор отклонения от соосности функциональной поверхности относительно опор шпинделя e сравнивается с допустимым значением отклонения от соосности $[e]$.

3. Выбирается набор подшипников с минимальным значением отклонения от соосности функциональной поверхности относительно опор шпинделя e .

стей внутреннего кольца подшипника и базовой шейки шпинделя.

Простейшим вариантом расчёта вектора суммарного отклонения от соосности δ центра опорной шейки шпинделя является схема, содержащая два вектора отклонений от соосности. Этот вариант подходит для расчёта суммарного отклонения от соосности дальней от функциональной поверхности шейки в схеме, показанной на рис. 6, а также в случае, если один из векторов на ближней опоре существенно меньше двух других и им можно пренебречь. Расчётная схема показана на рис. 7а.

Схема имеет очевидное решение. Величина отклонения от соосности δ центра опорной шейки шпинделя определяется как:

$$\vec{\delta} = \vec{e}_1 + \vec{e}_2 \rightarrow \min.$$

Выполняя математические преобразования, находим оптимальное значение угла между векторами отклонений:

$$\delta^2 = \delta_x^2 + \delta_y^2 = (e_1 \cos 0 + e_2 \cos \varphi)^2 + (e_1 \sin 0 + e_2 \sin \varphi)^2 = e_1^2 + 2e_1 e_2 \cos \varphi + e_2^2.$$

Если $\delta^2 \rightarrow \min$, то $\cos \varphi = -1$, следовательно $\varphi = \pi$.

Таким образом, для уменьшения суммарного отклонения от соосности на опоре шпинделя, очевидно, следует уста-

навливать сопрягаемые детали таким образом, чтобы имеющиеся эксцентриситеты

располагались в противоположных направлениях.

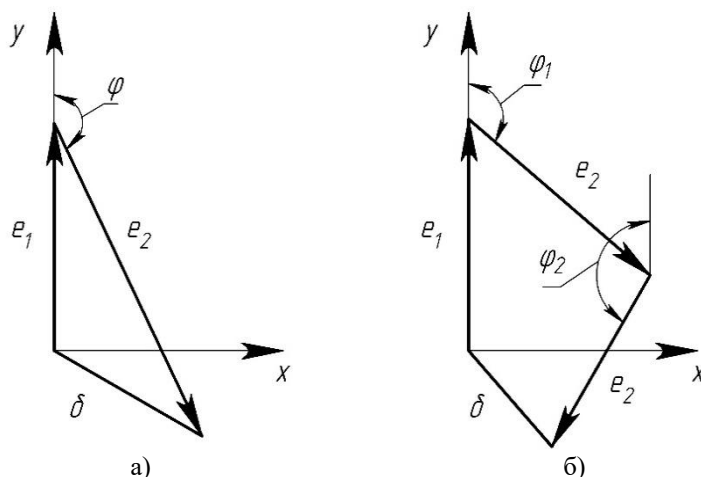


Рис. 7. Расчетная схема определения угла компенсации погрешностей
Fig. 7. Design diagram for determining the angle of error compensation

Следующим вариантом расчёта вектора суммарного отклонения от соосности δ центра опорной шейки шпинделя является схема, содержащая все три вектора отклонений от соосности $e_{ш}$, $e_{п}$ и e_{δ} (рис. 7б).

Отклонения от соосности δ центра опорной шейки шпинделя определяется как:

$$\vec{\delta} = \vec{e}_1 + \vec{e}_2 + \vec{e}_3 \rightarrow \min;$$

В координатной форме квадрат величины отклонения от соосности δ составит:

$$\delta^2 = (e_1 \cos 0 + e_2 \cos \varphi_1 + e_3 \cos \varphi_2)^2 + (e_1 \sin 0 + e_2 \sin \varphi_1 + e_3 \sin \varphi_2)^2;$$

$$\delta^2 = (e_1 + e_2 \cos \varphi_1 + e_3 \cos \varphi_2)^2 + (e_2 \sin \varphi_1 + e_3 \sin \varphi_2)^2.$$

Частные производные квадрата величины отклонения определяются как

$$\frac{\partial(\delta^2)}{\partial \varphi_1} = -e_1 \sin \varphi_1 - e_3 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - e_3 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2.$$

$$\frac{\partial(\delta^2)}{\partial \varphi_2} = -e_1 \sin \varphi_2 - e_2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - e_2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2.$$

В соответствии с необходимым условием экстремума функции имеем систему уравнений

$$\begin{cases} -e_1 \sin \varphi_1 - e_3 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - e_3 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 = 0; \\ -e_1 \sin \varphi_2 - e_2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - e_2 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 = 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sin \varphi_1 = \frac{e_3}{e_2} \sin \varphi_2; \\ \cos \varphi_1 = -\frac{e_1}{e_2} - \frac{e_3}{e_2} \cos \varphi_2; \end{cases} \quad (3)$$

и после некоторых преобразований окончательно получаем

$$\begin{cases} \cos \varphi_1 = \frac{e_3^2 - e_1^2 - e_2^2}{2e_1e_2}; \\ \cos \varphi_2 = \frac{e_2^2 - e_1^2 - e_3^2}{2e_1e_3}. \end{cases} \quad (4)$$

Так как функция косинуса определена на интервале $[-1, 1]$, то можно показать, что область определения решений системы соответствует системе неравенств:

$$\begin{cases} e_1 \leq e_2 + e_3; \\ e_2 \leq e_1 + e_3; \\ e_3 \leq e_1 + e_2. \end{cases} \quad (5)$$

Квадратичная форма вектора отклонения от соосности $\delta^2(\delta^2)$ имеет вид:

$$\frac{\partial^2(\delta^2)}{\partial\varphi_1^2} = -e_1 \cos \varphi_1 - e_3 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - e_3 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2.$$

$$\frac{\partial^2(\delta^2)}{\partial\varphi_2^2} = -e_1 \cos \varphi_2 - e_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - e_2 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2.$$

$$\frac{\partial^2(\delta^2)}{\partial\varphi_1\partial\varphi_2} = e_3 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - e_3 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2.$$

$$\frac{\partial^2(\delta^2)}{\partial\varphi_2\partial\varphi_1} = e_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 - e_2 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2.$$

Используя (3), (4) и (5), можно показать, что эта квадратичная форма положительно определена, и в соответствии с достаточным условием экстремума функции решение (4) является точкой минимума отклонения от соосности δ .

Таким образом, формулы (4) позволяют определить значения оптимальных углов для расчётной схемы, показанной на рис. 7б, при условии, что каждое из рассматриваемых отклонений от соосности не превосходит по модулю сумму двух других. Если это условие нарушается, и одно из отклонений имеет большую величину, то решение сводится к первому варианту

расчётной схемы, показанной на рис. 7а. В этом случае два меньших по модулю отклонения от соосности направляются в одну сторону, противоположно направлению наибольшего отклонения от соосности.

Для получения минимального значения отклонения от соосности функциональной поверхности e относительно оси опор необходимо определенным образом ориентировать отклонения от соосности деталей в ближней и дальней опорах друг относительно друга. Рассмотрим следующую схему формирования отклонения от соосности e (рис. 8).

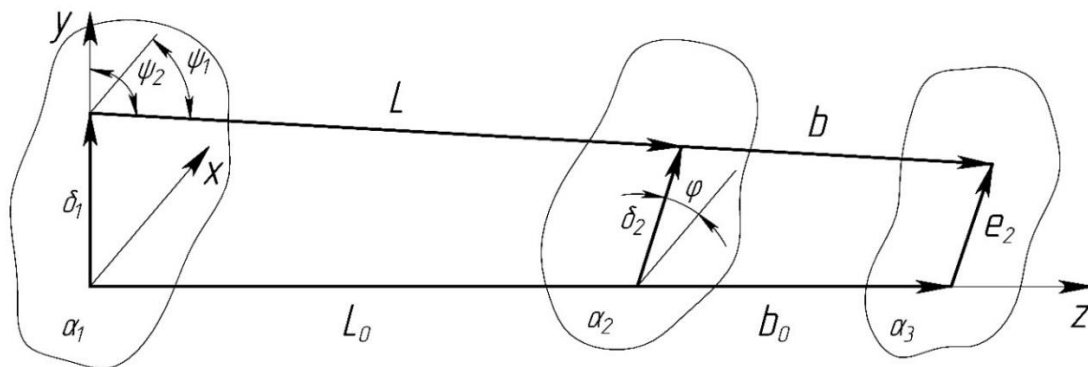


Рис. 8. Схема формирования отклонения от соосности функциональной поверхности шпинделя
Fig. 8. Diagram of the deviation from alignment of the spindle functional surface

Плоскости опор шпинделя располагаются в плоскостях α_1 и α_2 , плоскость контроля отклонения от соосности e располагается в плоскости α_3 . Плоскости α_1 , α_2 и α_3 перпендикулярны оси

Z , проведённую через номинальное положение оси опор шпинделя.

$$\begin{cases} e = b_0 + L_0 + \delta_1 + L + b \rightarrow \min; \\ \delta_1 + L + \delta_2 + L_0 = 0; \end{cases} \quad (6)$$

заменяя отдельные отклонения от соосности в опорах суммарными отклонениями от соосности δ_1 и δ_2 в них.

$$e^2 = e_x^2 + e_y^2 = (L+b)^2 \cos^2 \psi_1 + (\delta_1 + (L+b)\cos \psi_2)^2. \quad (7)$$

Из второго уравнения системы (6) получим проекции размера L на оси x и y :

$$L_{np_x} = \delta_2 \cos \varphi,$$

$$L_{np_y} = \delta_2 \sin \varphi - \delta_1.$$

$$\cos \psi_1 = \frac{1}{L} \delta_2 \cos \varphi \text{ и } \cos \psi_2 = \frac{1}{L} (\delta_2 \sin \varphi - \delta_1) \quad (8)$$

Подставляя (8) в (7), после некоторых преобразований получим

$$e^2 = -k_1 \sin \varphi + k_2,$$

$$\text{где } k_1 = \frac{2\delta_1\delta_2}{L^2} (Lb + b^2) \text{ и } k_2 = \frac{b^2}{L^2} \delta_1^2 + \frac{(L+b)^2}{L^2} \delta_2^2.$$

Если $e^2 \rightarrow \min$, то $\sin \varphi = 1$, следовательно, оптимальное значение угла между векторами суммарных отклонений от соосности в опорах $\varphi = \pi/2$.

Возвращаясь к уравнению (7) и подставляя оптимальное значение угла φ , получаем выражение для определения минимальное значение отклонения от соосности функциональной поверхности шпинделя e :

$$e = \delta_2 + \frac{b}{L} (\delta_2 - \delta_1).$$

Из полученного выражения видно, что большее влияние на радиальное биение функциональной поверхности оказывает ближайшая базовая шейка, поэтому в первую очередь подшипник следует подбирать под неё и добиваться на этой опоре максимальной точности.

Обсуждение

Рассмотренная модель радиального биения функциональной поверхности шпиндель относительно своих опор получена для условий независимости отдельных отклонений от соосности поверхностей. На практике это необязательно должно выполняться, так как подшипники своими внутренними кольцами устанавливаются на один шпиндель, и поэтому параметры отклонений от соосности могут оказаться функционально или корреляционно связанными друг с другом. Такие связи

нуждаются в дополнительном исследовании.

Также дополнительные исследования нужны в отношении контактных деформации при запрессовке подшипников. У авторов остаются вопросы относительно величины этих деформаций, равномерности по полярному углу при учёте погрешности формы сопрягаемых поверхностей, а также степени влияния на радиальное биение функциональной поверхности шпинделя.

Заключение

Разработанная модель позволяет численными методами исследовать точность базовой поверхности шпинделя на основе входного контроля опорных поверхностей и внутреннего кольца подшипника. Согласование взаимного влияния погрешностей формы и взаимного расположения сопрягаемых поверхностей для выбора опти-

имального расположения кольца подшипника при установке значительно уменьшает радиальное биение базового конуса (отверстия), что обеспечит установленные функциональные параметры узла. Представляется целесообразным переход от систем уравнений, описывающих взаимное перемещение опорных и функциональной по-

верхностей к модели прогнозирования и представления вероятности распределения значений параметров в пределах допусков

точности размеров, формы и взаимного расположения для практического использования на операциях сборки.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Xiaohu, Li. Investigation of non-uniform preload on the static and rotational performances for spindle bearing system / Li Xiaohu, Li Huanfeng, Zhang Yanfei [et al.] // *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2016. Vol. 106. P. 11-21. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2016.04.003>
2. Jiang, Shuyun. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle / Shuyun Jiang, Hebing Mao // *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2010. Vol. 50. Issue 1. P. 19-28. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2009.10.001>
3. Ханов, А. М. Исследование динамики шпиндельных узлов станков на основе математического моделирования / А. М. Ханов, А. Е. Кобитянский, А. В. Шафранов // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2012. Т. 14, № 1-2. С. 439-447. – EDN PWMODD.
4. Cao, Hongrui. Model-based error motion prediction and fit clearance optimization for machine tool spindles / Hongrui Cao, Bijian Li, Yamin Li, [et al.] // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 133. 106252. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.106252>.
5. Liu, Junfeng. Dynamic design for motorized spindles based on an integrated model / Junfeng Liu, Xiaoan Chen // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2014. Vol. 71. P. 1961-1974. <https://doi.org/10.1007/s00170-014-5640-y>.
6. Xi, Songtao. Dynamic modeling of spindle bearing system and vibration response investigation / Songtao Xi, Hongrui Cao, Xuefeng Chen // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019. Vol. 114. P. 486-511. <https://doi.org/10.1007/s40430-024-05052-0>.
7. Wang, Zinan. Effect of interference fit on dynamic characteristics of spindle rotor system / Zinan Wang, Zhan Wang, Xiaotian Bai, [et al.] // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2022. Vol. 44. 316. <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03545-4>.
8. РТМ 23.4.57-74 Ремонт шпиндельных головок алмазно-расточных и внутришлифовальных станков / М.А. Питкевич, Г.И. Стриженский, И.А. Горбунов. Волгоград: ГПКТБ. 1974. с. 82.
9. Бедняшин, А. Е. Способы повышения точности вращения шпинделей на опорах качения // Бедняшин А.Е. // *СТИН*. 2001. N4. С. 14-16.

10. Щербаков, С. В. Обзор методов ремонта шпинделей металлорежущих станков / С. В. Щербаков // *Вестник РГТА имени П. А. Соловьева*. 2019. № 3(50). С. 64-67. – EDN FVWFSZ.
11. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения [Текст] : национальный стандарт Российской Федерации ГОСТ Р 53442-2009 (ИСО 1101:2004) : введен впервые : введен 2012-01-01 : издание официальное / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии ; [ред. Р. Г. Говердовская]. Москва : Стандартиформ, 2010. - IV, 46, [1] с. : ил., табл.; 29 см.
12. Филькин, Д. М. Анализ погрешности базирования заготовки при установке на две опорные призмы с учетом погрешности формы и месторасположения / Д. М. Филькин, Е. А. Польский // *Транспортное машиностроение*. 2023. № 1(13). С. 24-34. – DOI 10.30987/2782-5957-2023-1-24-34. – EDN CIDAUB.
13. Филькин, Д. М. Погрешность базирования заготовок при установке на опорные призмы с учетом макроотклонений / Д. М. Филькин, Е. А. Польский // *Транспортное машиностроение*. 2022. № 1-2(1-2). С. 8-19. – DOI 10.30987/2782-5957-2022-01-02-8-19. – EDN ZGUWSN.
14. Подшипники качения. Общие технические условия = Rolling bearing. General specifications : Rolling bearing. General specifications : межгосударственный стандарт ГОСТ 520-2011 : взамен ГОСТ 520-2002 : введен 2012-07-01 / Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. - Москва : Стандартиформ, 2012. - III, 65 с.
15. Fontaine, J.F. Form defect influence on the shrinkage fit characteristics / J.F. Fontaine, I.E. Siala // *European Journal of Mechanics - A/Solids*. 1998. Vol. 17 1. P. 107-119. [https://doi.org/10.1016/S0997-7538\(98\)80066-1](https://doi.org/10.1016/S0997-7538(98)80066-1).
16. Boutoutaou, H. Modeling of interference fits taking form defects of the surfaces in contact into account / H. Boutoutaou, M. Bouaziz, J.F. Fontaine // *Materials and Design*. 2011. Vol. 32. P. 3692-3701. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.03.059>.

REFERENCES

1. Xiaohu L, Huanfeng L, Yanfei Zh. Investigation of non-uniform preload on the static and rotational performances for spindle bearing system. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [Internet]. 2016;106:11-21. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2016.04.003>.

International Journal of Machine Tools and Manufacture [Internet]. 2016;106:11-21. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2016.04.003>.

2. Jiang Sh, Mao H. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle. International Journal of Machine Tools and Manufacture [Internet]. 2010;50(100):19-28. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2009.10.001>
3. Khanov AM, Kobityansky AE, Shafranov AV. Study of the dynamics of spindle assemblies of machine tools based on mathematical modeling. Proceedings of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2012;14(1-2):439-447.
4. Cao H, Li B, Li Ya. Model-based error motion prediction and fit clearance optimization for machine tool spindles. Mechanical Systems and Signal Processing [Internet]. 2019;133:106252. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.106252>.
5. Junfeng L, Chen X. Dynamic design for motorized spindles based on an integrated model. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology [Internet]. 2014; 71:1961-1974. Available from: <https://doi.org/10.1007/s00170-014-5640-y>.
6. Songtao X, Cao H, Chen X. Dynamic modeling of spindle bearing system and vibration response investigation. Mechanical Systems and Signal Processing [Internet]. 2019;114:486-511. Available from: <https://doi.org/10.1007/s40430-024-05052-0>.
7. Wang Z, Bai X. Effect of interference fit on dynamic characteristics of spindle rotor system. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering [Internet]. 2022;44:316. Available from: <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03545-4>
8. Pitkevich MA, Strizhensky GI, Gorbunov IA. Repair of spindle heads of diamond boring and internal grinding machines. Volgograd: GPKTB; 1974.
9. Bednyashin, AE. Ways to increase the accuracy of spindle rotation on rolling bearings. STIN; 2001.
10. Shcherbakov SV. Review of methods for repairing spindles of metal-cutting machines. Vestnik of Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University. 2019;3(50):64-67.
11. GOST R 53442-2009 (ISO 1101:2004) Basic norms of interchangeability. Geometrical product specifications. Tolerances of form, orientation, location and run-out. Moscow: Standartinform; 2010.
12. Filkin DM, Polsky EA. Analysis of the workpiece error of locating when installed on two location vees, taking into account the error of shape and location. Transport Engineering. 2023;1:24-34. DOI 10.30987/2782-5957-2023-1-24-34.
13. Filkin DM, Polsky EA. The error of basing the workpieces when installed on the location vees, taking into account macro-displacements. Transport Engineering. 2022;1-2(1-2):8-19. DOI 10.30987/2782-5957-2022-01-02-8-19.
14. GOST 520-2011 Rolling bearing. General specifications. Moscow: Standartinform; 2012.
15. Fontaine JF, Siala IE. Form defect influence on the shrinkage fit characteristics. European Journal of Mechanics A/Solids [Internet]. 1998;17(1):107-119. Available from: [https://doi.org/10.1016/S0997-7538\(98\)80066-1](https://doi.org/10.1016/S0997-7538(98)80066-1).
16. Boutoutaou H, Bouaziz M, Fontaine JF. Modeling of interference fits taking form defects of the surfaces in contact into account. Materials and Design [Internet]. 2011;32:3692-3701. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.03.059>.

Информация об авторах:

Филькин Дмитрий Михайлович - кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения» Брянского государственного технического университета. +7(953)292-13-92, e-mail: filkin.dm@mail.ru.

Польский Евгений Александрович - кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Брянского государственного технического университета, тел.: +7(909)243-65-95, e-mail: polski.eugene@hotmail.com.

Filkin Dmitry Mikhailovich - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Bryansk State Technical University. +7(953)292-13-92, e-mail: filkin.dm@mail.ru.

Polsky Yevgeniy Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Mechanical Engineering at Bryansk State Technical University, phone: +7(909)243-65-95, e-mail: polski.eugene@hotmail.com.

Хандожко Александр Владимирович - доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, тел.: +7(953)274-59-00, e-mail: chandosh@yandex.ru.

Щербakov Андрей Николаевич - кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, тел.: +7(903)868-96-33, e-mail: taiga78@list.ru.

Khandozhko Aleksandr Vladimirovich - Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Metal Cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University; phone: +7(929)023-01-23, e-mail: chandosh@yandex.ru.

Shcherbakov Andrey Nikolaevich - Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Metal Cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University; phone: +7(929)023-01-23, e-mail: taiga78@list.ru.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 16.12.2024; одобрена после рецензирования 20.12.2024; принята к публикации 27.12.2024. Рецензент – Петрешин Д.И., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 16.12.2024; approved after review on 20.12.2024; accepted for publication on 27.12.2024. The reviewer is Petreshin D.I., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.