

УДК 62-251

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-5-23-31

А.Ф. Денисенко, М.В. Якимов, К.Р. Борисова

АНИЗОТРОПИЯ РАДИАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ РАСТОЧКИ КОРПУСА ПОД ОПОРЫ ШПИНДЕЛЯ ТОКАРНОГО СТАНКА

Рассмотрены вопросы, связанные с анизотропией радиальной жесткости расточек корпуса под опоры шпинделя токарного станка. Получены картины изменения формы расточек под опоры шпиндельного узла вследствие действия нагрузок, возникающих при работе станка на холостом ходу.

Выполнено конечно-элементное моделирование. Анализ результатов численного эксперимента подтвердил наличие анизотропии жесткости опор шпиндельного узла.

Ключевые слова: анизотропия, жесткость, корпус, деформация, опора, шпиндельный узел.

A.F. Denisenko, M.V. Yakimov, K.R. Borisova

RADIAL STIFFNESS ANISOTROPY OF BODY BORING FOR LATHE SPINDLE BEARINGS

In the paper there are considered problems connected with the radial stiffness anisotropy of body borings for lathe spindle bearings. Factors having an influence upon stability of its operation characteristics of a machine-tool during idling are considered.

The analysis of force factors having an influence upon bearings of a spindle unit during lathe idling is carried out. The work purpose is to determine a quantitative and qualitative situation in the changes of boring forms for spindle bearings under the impact of loads mentioned. As an object of investigations there is chosen the lathe "Vector" manufactured at the Middle-Volga machine-tool plant. A finite element modeling is carried out for deformation investigations in the body boring of the spindle unit under the impact of forces caused by weight and imbalance of the rotating spindle. There is shown a geometrical model of a spindle carrier body, the peculiarities of a finite element model formation and a procedure for the fulfillment of a numerical experiment are described, and approaches of boundary conditions setting are also considered. As

a result of a finite element there are obtained values of finite element unit displacements lying on the surface of the body boring of the spindle carrier under the impact of the mentioned power factors. The results found are presented for illustration in the form of solid and flat graphical dependences. The analysis of numerical experiment results has confirmed the presence of the stiffness anisotropy in spindle unit bearings. The phenomenon of stiffness anisotropy in bearings was already under consideration in investigations carried out earlier. But the results of the numerical experiments carried out by us have shown that along with other factors the imbalance forces together with design peculiarities of body parts have an influence upon the constancy of elastic characteristics of bearings.

The matter obtained can be used during development of measures for design changes in a spindle unit body with the purpose of stiffness anisotropy decrease in the borings for bearing.

Key words: anisotropy, stiffness, body, deformation, bearing, spindle unit.

Введение

Жесткостные характеристики основных формообразующих подсистем металлообрабатывающего станка являются часто решающим фактором, определяющим точность обработки. Поэтому тенденция постоянного повышения жесткости станка просматривается на всем протяжении формирования современных станочных конструкций. Однако, в последние годы, требование высоких характеристик жесткости все чаще дополняется обеспечением их стабильности не только во времени, но и в пространстве. Последнее обстоятельство особенно важно для станков с ЧПУ, когда направле-

ние силовых факторов в зоне обработки может меняться в широких пределах, в связи с совершенствованием конструкций инструментальных систем и разнообразием компоновок. Кроме того, поскольку современные станки с ЧПУ предназначены в первую очередь для прецизионной обработки, то с ростом скоростных характеристик станков возрастают требования к характеристикам станочных подсистем на холостом ходу, когда внутренние силы становятся соизмеримыми с силами резания. Поэтому анализ поведения подсистем станка на холостом ходу и в первую оче-

редь исключение факторов, создающих нестабильность эксплуатационных характеристик, является актуальной задачей.

Шпиндельный узел (ШУ) является важнейшей подсистемой станка, поведению которой посвящен ряд исследований [1-7], в которых обобщен богатый опыт, накопленный для роторных систем. Однако при разработке динамических моделей ШУ следует учитывать ряд конструктивных особенностей, в недостаточной мере нашедших отражения в имеющихся моделях.

Особое внимание при проектировании ШУ уделяется конструкции передней опоры, наиболее существенно влияющей на точностные характеристики обрабатываемой детали. Жесткостные свойства опоры качения в радиальном направлении характеризуются упругими характеристиками элементов, входящими в состав опоры, а также соединений между этими элементами (рис. 1).

Непостоянство радиальной жесткости опоры качения при изменении направления вектора нагрузки (анизотропия жесткости) вызвано целым рядом причин, определяемых работой подшипников качения (переменное количество зон контакта, воспринимающих нагрузку; смещение их относительно неподвижного кольца; перераспределение давления в зонах контакта и т.д.) и условиями их сборки (отклонения формы посадочных поверхностей вала и расточки корпуса опоры).

Анизотропия жесткости шпиндельного узла отмечалась ранее в целом ряде работ как при изучении подшипников качения, так и в виде анизотропной траекто-

рии движения переднего конца шпинделя [8-12], однако подробных исследований ее формирования не проводилось.

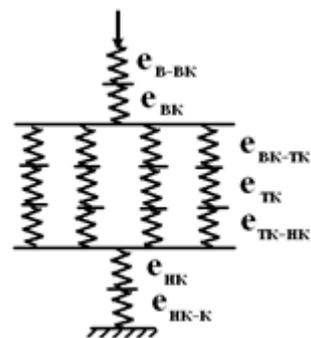


Рис. 1. Модель радиальной податливости опоры качения: $e_{нк-к}$ – податливость соединения наружное кольцо – корпус; $e_{тк-нк}$ – податливость соединения тело качения – наружное кольцо; $e_{вк-тк}$ – податливость соединения внутреннее кольцо-тело качения; $e_{в-вк}$ – податливость соединения вал-внутреннее кольцо; $e_{нк}$ – податливость наружного кольца; $e_{вк}$ – податливость внутреннего кольца; $e_{тк}$ – податливость тела качения

Поэтому были проведены исследования, результаты которых представлены в работах [13-17], где не только экспериментально подтверждено, что для шпиндельной опоры имеет место существенное изменение жесткости в зависимости от направления приложения нагрузки, то есть анизотропия жесткости, но и оценено ее влияние на динамику шпиндельного узла.

Дальнейшее изучение требует исследование влияния конструктивных особенностей корпусных деталей ШУ на анизотропию жесткости шпиндельных узлов, в частности исследования напряженно-деформированного состояния расточки корпуса под опору.

Силовые факторы, действующие на опоры шпиндельного узла на холостом ходу

При работе ШУ на холостом ходу на его опоры действуют две силы: центробежная сила, вызванная наличием дисбаланса, и вес шпинделя с монтированными на нем деталями. И если направление действия силы веса является постоянным, то центробежная сила от дисбаланса является нагрузкой динамической, вектор действия которой изменяется при вращении шпинделя станка. Вследствие этого, а также конструктивных особенностей корпуса

шпиндельной бабки любого металлорежущего станка (отклонение формы передней стенки от окружности, несимметричное расположение шпинделя в передней стенке, наличие дополнительных расточек под элементы привода и управления и дополнительных ребер жесткости на внутренних поверхностях корпуса ШУ и т.д.) жесткость расточки под переднюю опору шпинделя в радиальном направлении не

будет постоянной, то есть будет иметь место анизотропия радиальной жесткости.

Важная роль передней опоры ШУ определяется еще и тем, что центр масс по оси шпинделя за счет наличия патрона, который чаще всего используется для закрепления заготовки, располагается в зоне передней опоры, на которую и приходится основное воздействие силовых факторов на холостом ходу. Так, например, в ШУ

токарного станка «Вектор» Средневолжского станкозавода центр масс (СМ) смещен от середины передней опоры А всего на 11 мм (рис. 2).

Центробежная сила, вызванная наличием дисбаланса, определяется величиной остаточного удельного дисбаланса шпинделя, которая зависит от класса точности балансировки и максимальной частоты вращения.

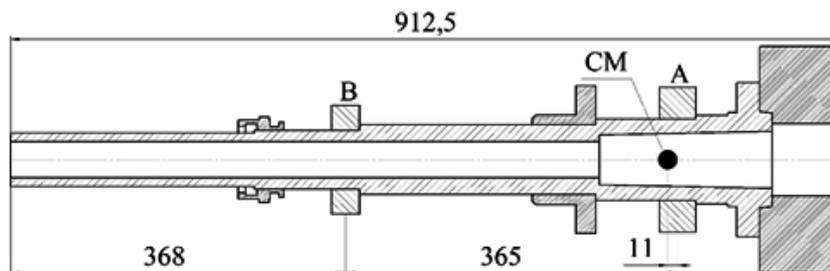


Рис. 2. Расчетная модель шпиндельного узла станка «Вектор»

Если рассматривать шпиндель как балку на жестких опорах, то принимая во внимание расположение центра масс (СМ) (рис. 2), можно определить реакции опор от действия центробежной силы дисбалан-

са F_U и от веса шпиндельного узла G . Таким образом, для задней опоры $R_{BU} = 1,1$ Н, $R_{BG} = 17$ Н, для передней $R_{AU} = 35,9$ Н, $R_{AG} = 548,1$ Н.

Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния корпуса шпиндельной бабки

Для оценки деформаций посадочных поверхностей расточек корпуса шпиндельной бабки под действием реакций опор, вызванных весом и дисбалансом вращающегося шпинделя, можно воспользоваться конечно-элементным моделированием.

Геометрическая модель корпуса шпиндельной бабки токарного станка «Вектор», построенная на основе конструкторской документации, представлена на рис. 3.

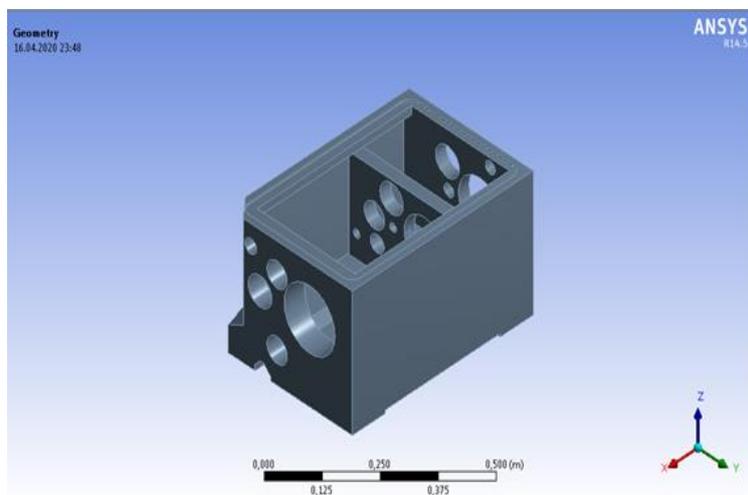


Рис. 3. Геометрическая модель корпуса шпиндельной бабки

При создании конечно-элементной модели с целью повышения точности расчетов в зоне расточек корпуса под подшипники шпинделя выполнено локальное увеличение числа конечных элементов.

В ходе моделирования имитировалось вращение шпинделя, представленного на рис. 2, и имеющего дисбаланс в пределах допуска по классу точности балансировки. Имитация вращения шпинделя реализована дискретным приложением реакций опор от центробежной силы дисбаланса R_U на поверхности расточек корпуса под опоры с шагом 18° ,

что достаточно для представления картины деформаций расточки корпуса. На каждом шаге выполнялся расчет напряженно-деформированного состояния конечно-элементной модели корпуса ШУ. Направление действия реакции от веса шпиндельного узла R_G оставалось неизменным и соответствовало отрицательному направлению оси Z для данной объемной модели (рис. 3).

Например, на рис. 4 представлена схема, иллюстрирующая направление действия реакции передней опоры от силы, вызванной дисбалансом, R_{AU} и от веса шпинделя R_{AG} , на четвертом шаге расчета.

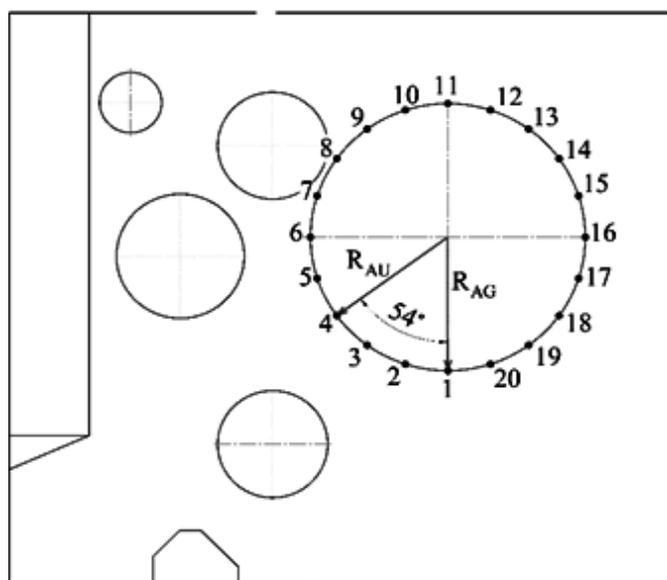


Рис. 4. Схема направления действия реакций передней опоры R_{AU} и R_{AG}

Так как шпиндель вращается на подшипниках качения, то реакции опор R_U и R_G моделировались с использованием силы *Bearing Load*. Схема ее реализации в среде *Ansys Workbench* показана на рис. 5.

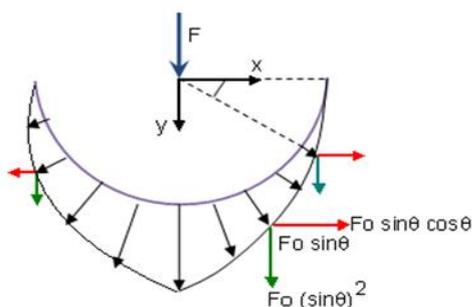


Рис. 5. Схема реализации нагрузки *Bearing Load* в среде *Ansys Workbench*

В качестве результатов расчета рассматривались упругие перемещения передней стенки корпуса в направлении действия реакции опоры R_U в 20 узлах конечных элементов (рис. 4), расположенных на поверхности расточки опоры. Количество узлов и их угловое положение выбрано из удобства сбора результатов, а также связано с направлением векторов действия R_U . Для достижения точности сбора результатов узловых перемещений передняя стенка рассекалась вертикальной плоскостью (в данном случае ZY) пополам и с помощью инструмента «Проба» (*Probe*) определялось конкретное значение перемещений в 20 точках. Например, на рис. 6 показана

картина упругих перемещений передней стенки по оси Z.

В результате выполненных расчетов получены значения перемещений 20 узлов конечных элементов, лежащих на поверхности расточки корпуса бабки под опоры шпинделя, для 20 направлений действия

реакции опоры R_U . Объемный график перемещения узлов конечных элементов в направлении действия реакции R_U показан на рис. 7. Поверхность имеет достаточно сложную конфигурацию и для анализа результатов требуется дополнительное построение плоских графиков.

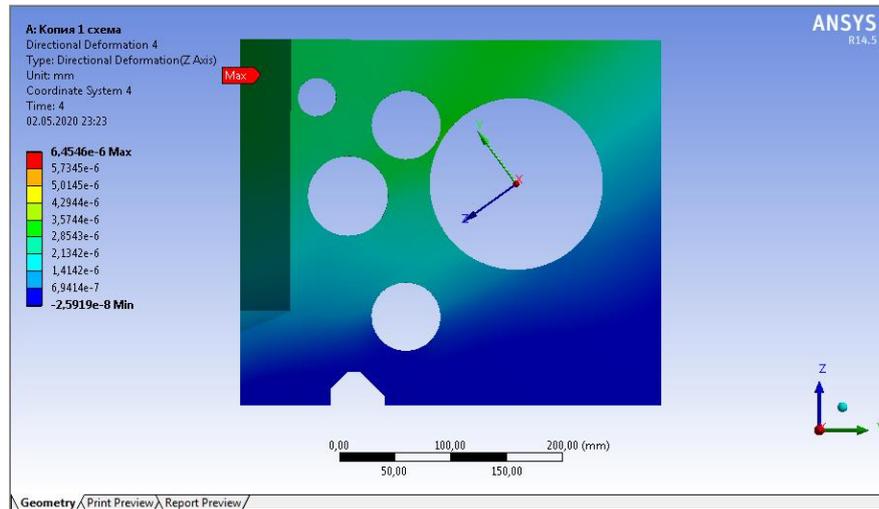


Рис. 6. Упругие перемещения передней стенки корпуса шпиндельного узла

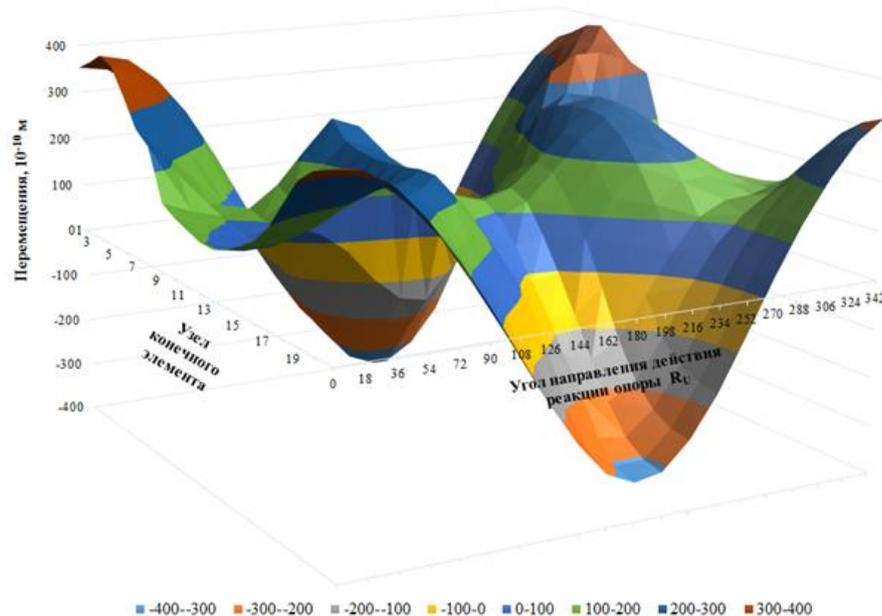


Рис. 7. Поверхность упругих перемещений узлов конечных элементов расточки корпуса под переднюю опору в направлении действия реакции опоры R_U

Анализ сводного 2D-графика показал, что кривые перемещений по форме и расположению экстремумов могут быть условно поделены на группы. Например, на рис. 8 показаны схожие кривые перемещения, характерные для 16, 17 и 18 узлов конечных элементов, лежащих на поверх-

ности расточки корпуса под переднюю опору.

В связи со сложным характером перемещений узлов конечных элементов, принадлежащих расточке корпуса, и наличием как положительных, так и отрицательных значений был построен годограф перемещений в направлении действия ре-

акции опоры R_U для рассматриваемой схемы конструктивного исполнения шпинделя (рис. 9).

Анализируя внешний вид годографа, можно увидеть существенное влияние стационарной нагрузки от веса шпинделя: максимальные перемещения возникают в том случае, если направление действия реакции опоры R_U близко или совпадает с направлением реакции от веса шпиндель-

ного узла R_G , для случаев, когда действие векторов R_U и R_G разное, то перемещения существенно меньше. При действии вектора R_U по отношению к R_G под углом, близким к 90° или 270° , перемещения минимальны. Также стоит отметить, что наличие расточки под опору переборного вала увеличивает упругие перемещения для соответствующего направления вектора R_U .

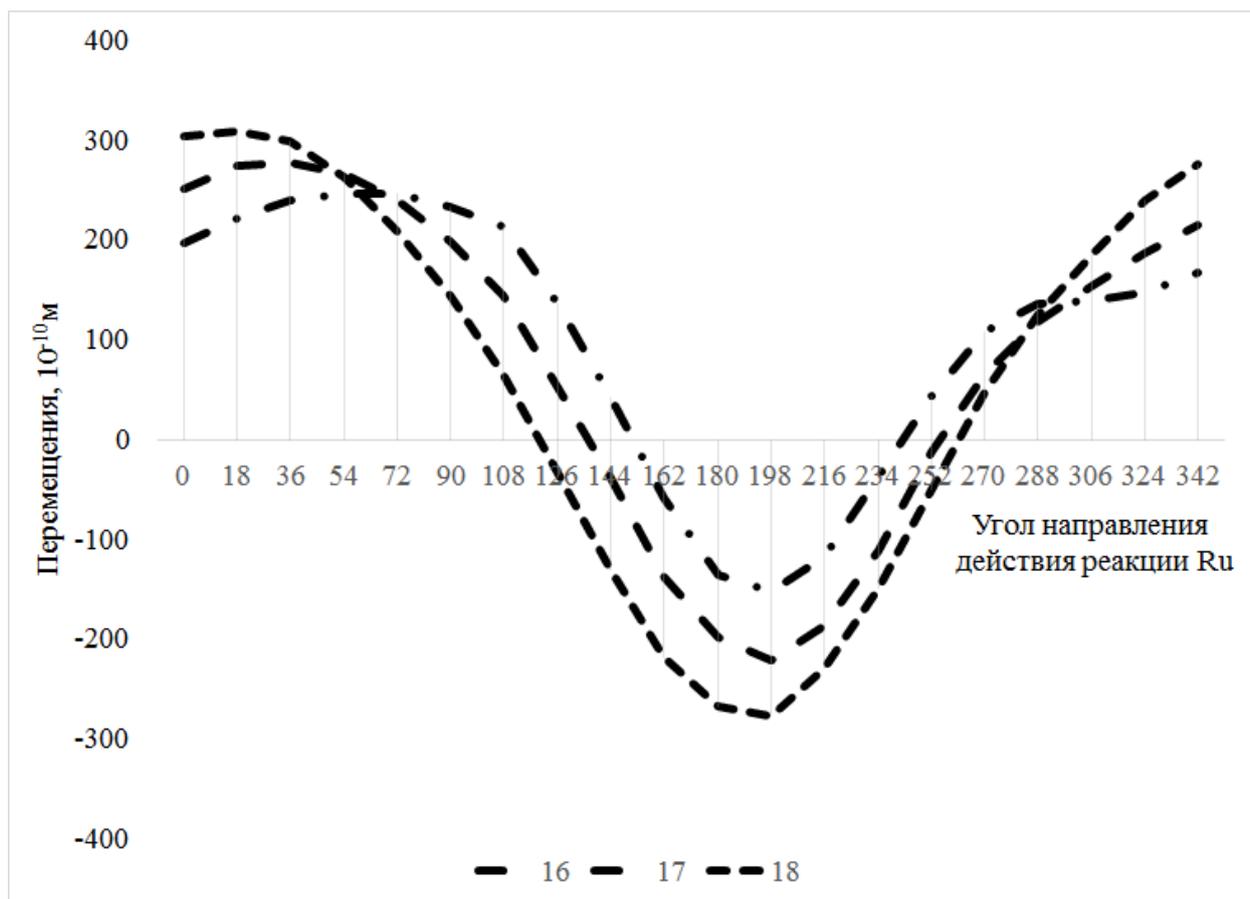


Рис. 8. Упругие перемещения 16, 17, 18 узлов конечных элементов расточки корпуса под переднюю опору в направлении действия реакции опоры R_U

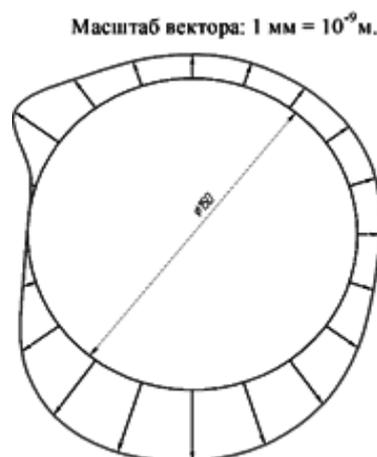


Рис. 9. Годограф перемещений

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать вывод, о том, что анизотропия жесткости в опорах шпинделя формируется не только за счет наличия отклонений от круглости расточек корпуса [19], но и за счет особенностей конструкции корпуса и статических и динамических сил при вращении.

Предложенная методика позволяет конкретизировать значения угла μ взаимной ориентации годографов радиальной жесткости опор в виде овальности опор шпинделя (рис. 10).

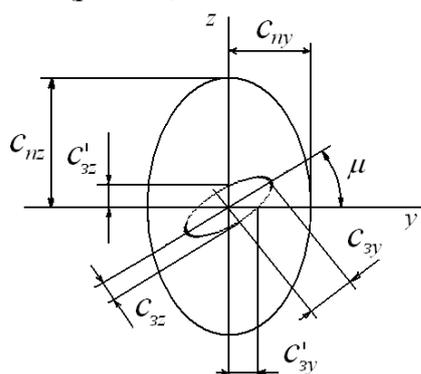


Рис. 10. Ориентация годографов жесткости опор шпинделя

Это позволяет существенно сузить диапазон возможных собственных частот изгибных колебаний шпинделя для рас-

четной схемы (рис. 11), полученный в работе [21]:

$$\omega_z = \sqrt{c_z/m} ; \omega_y = \sqrt{c_y/m}$$

где c_z ; c_y – приведенные коэффициенты жесткости:

$$c_z = \frac{cc_{nz}c'_{z3z}}{c_{ny}c'_{3y} + cc'_{3z}(1-B)^2 + B^2cc_{nz}} ;$$

$$c_y = \frac{cc_{ny}c'_{3y}}{c_{ny}c'_{3y} + cc'_{3z}(1-B)^2 + B^2cc_{ny}}$$

где c – изгибная жесткость шпинделя;

$$B = b/(a+b) .$$

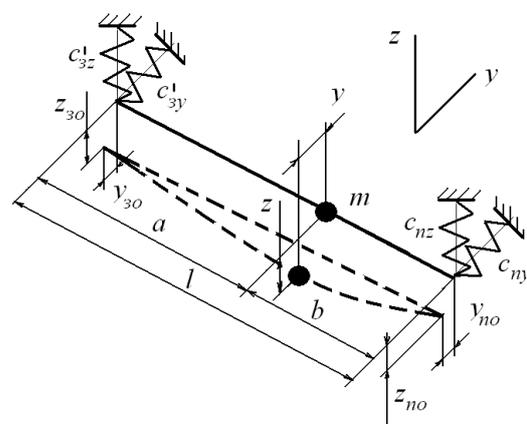


Рис. 11. Динамическая модель изгибных колебаний шпинделя

Выводы

1. Выполненные исследования подтвердили сделанное ранее предположение об анизотропии жесткости опор в виде овала.

2. Проведенные исследования позволяют разработать изменения в конструкции корпуса ШУ, направленные на снижение анизотропии жесткости. Так, например, для исследуемой модели станка выявлено неудачное расположение переборного вала (недостаточное межосевое расстояние от шпинделя) существенно усиливающее анизотропию радиальной жесткости. При

конструктивной невозможности увеличить межосевое расстояние решением этой проблемы может являться усиление корпуса по этому направлению увеличением толщины стенки или использованием дополнительных ребер жесткости.

3. При проектировании корпусных деталей шпиндельных узлов прецизионных станков для обеспечения динамических характеристик наряду с весовыми характеристиками следует учитывать действие центробежных сил от наличия дисбаланса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Marinescu, I.** Handbook of Machine Tool Analysis / I. Marinescu, C. Ispas, D. Boboc. - New York: CRC Press, 2002. - pp. 322. - ISBN 9780824707040.
2. **Gupta, K. N.** Vibration – A tool for machine diagnostics and condition Monitoring / K. N. Gupta //

Sadhana. -1997. - vol.22. Part 3. - P. 393-410. - DOI: 10.1007/BF02744480.

3. **Mazid, A. M.** Evaluation of dynamic quality of lathe machines to categorize them for better productivity and accuracy reducing defects / A. M. Mazid // In: Abstracts of 5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007 (Brisbane,

- Australia, 10-12 December 2007). - Brisbane, 2007. - P. 102-106.
4. **Кельзон, А. С.** Расчет и конструирование роторных машин / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. - Л.: Машиностроение, 1977. - 288 с.
 5. **Филипковский, С. В.** Колебания роторов на нелинейных опорах / С. В. Филипковский, К. В. Аврамов // Вестник двигателестроения. - 2009. - №3. - С.127-132.
 6. **Перепелкин, Н. В.** Анализ вынужденных форм колебаний однодискового ротора на нелинейно-упругих опорах / Н. В. Перепелкин, Ю. В. Михлин // Механика твердого тела. - 2010. - Вып. 40. - С.221-232.
 7. **Горбенко, А. Н.** О влиянии нелинейности опор ротора на динамику автобалансирующего устройства / А. Н. Горбенко // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. - Львов: НУ «Львовская политехника». - 2006. - Вып.40. - С. 63-69.
 8. **Пуш, А. В.** Шпиндельные узлы: Качество и надежность / А. В. Пуш. - М.: Машиностроение, 1992. - 288 с. - ISBN 5-217-01254-4.
 9. **Кикоть, Н. В.** Анализ динамических характеристик подшипников качения в опорах роторов / Н. В. Кикоть, Е. И. Снеткова, М. К. Леонтьев, С. А. Дегтярёв // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева. - 2012. - №2(23). - С. 94-102.
 10. **Козочкин, М. П.** Виброакустическая диагностика опор шпинделей станков для высокоскоростной обработки / М. П. Козочкин, Ф. С. Сабиров, Д. Н. Суслов, А. П. Абрамов // Станки и инструмент. - 2010. - №6. - С. 17-21.
 11. **Козочкин, М. П.** Мониторинг опор шпиндельных узлов / М. П. Козочкин, Ф. С. Сабиров, В. М. Давыдов, В. В. Заев, А. В. Никитенко, Д. Д. Якуба // Вестник Тихоокеанского государственного университета. - 2013. - №1(28). - С. 125-132.
 12. **Мещерякова, В. Б.** К оценке выходных параметров точности высокоскоростной обработки на станках с числовым программным управлением / В. Б. Мещерякова, К. А. Авдошин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 2013. - №2. - С. 60-68.
 13. **Денисенко, А. Ф.** Анизотропия упругих свойств опоры качения / А. Ф. Денисенко, М. В. Якимов // Фундаментальные проблемы и современные технологии в машиностроении : сб. трудов междунар. науч.-практ. конф., 1-3 июня 2010 / г. Москва. - М.: Машиностроение. - 2010. - С. 223-227.
 14. **Денисенко, А. Ф.** Моделирование опоры качения при конечно-элементном анализе шпиндельных узлов металлорежущих станков / А. Ф. Денисенко, М. В. Якимов // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. - 2012. - №3(35). - С.126-132.
 15. **Денисенко, А. Ф.** Экспериментальная оценка анизотропии жесткости передней опоры шпиндельного узла токарного станка / А. Ф. Денисенко, М. В. Якимов // Инженерный вестник Дона: электронный журнал. - 2015. - №1. - URL: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2015/2854>.
 16. **Денисенко, А. Ф.** Определение собственных изгибных частот шпинделя металлорежущего станка с учетом анизотропной упругости опор / А. Ф. Денисенко, М. В. Якимов // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. - 2015. - №1(45). - С.159-166.
 17. **Denisenko, A. F.** Dynamics of Spindle Assembly Metal-Cutting Machine Tool with Anisotropic Elastic Support. / A. F. Denisenko, M. V. Yakimov // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. - 2018. - P. 1647-1655. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_176.
 1. **Marinescu, I.** Handbook of Machine Tool Analysis / I. Marinescu, C. Ispas, D. Boboc. - New York: CRC Press, 2002. - pp. 322. - ISBN 9780824707040.
 2. **Gupta, K. N.** Vibration – A tool for machine diagnostics and condition Monitoring / K. N. Gupta // Sadhana. -1997. - vol.22. Part 3. - P. 393-410. - DOI: 10.1007/BF02744480.
 3. **Mazid, A. M.** Evaluation of dynamic quality of lathe machines to categorize them for better productivity and accuracy reducing defects / A. M. Mazid // In: Abstracts of 5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007 (Brisbane, Australia, 10-12 December 2007). - Brisbane, 2007. - P. 102-106.
 4. **Kelzon, A. S.** Computation and Design of Rotor Machines / A. S. Kelzon, Yu. N. Zhuravlyov, N. V. Yanvaryov. - L.: Mechanical Engineering, 1977. - pp. 288.
 5. **Filipkovsky, S. V.** Rotor oscillation on non-linear bearings / S. V. Filipkovsky, K. V. Avramov // Bulletin of Engine Manufacturing. - 2009. - No.3. - pp. 127-132.
 6. **Perepyolkin, N. V.** Analysis of forced oscillation of single-disk rotor on non-linear elastic bearings / N. V. Perepyolkin, Yu. V. Mikhlin // Solid Mechanics. - 2010. - Issue 40. - pp. 221-232.
 7. **Gorbenko, A. N.** On impact of rotor bearing non-linearity upon dynamics of auto-balancing device / A. N. Gorbenko // Production Process Automation in Mechanical Engineering and Instrument Engineering. - Lvov: NU "Lvov Polytechnic". - 2006. - Issue 40. - pp. 63-69.
 8. **Push, A. V.** Spindle Units: Quality and Reliability / A. V. Push. - M.: Mechanical Engineering, 1992. - pp. 288. - ISBN 5-217-01254-4.
 9. **Kikot, N. V.** Dynamic characteristics analysis of frictionless bearings in rotor bearings / N. V. Kikot,

- E.I. Snetkova, M. K. Leontiev, S. A. Degtyaryov // *Bulletin of Soloviyov State Aircraft Technological Academy of Rybinsk.* – 2012. – No.2(23). – pp. 94-102.
10. **Kozochkin, M. P.** Vibroacoustic diagnostics of spindle bearings in machines for high-speed working / M. P. Kozochkin, F. S. Sabirov, D.N. Suslov, A.P. Abramov // *Machines and Tools.* – 2010. – No.6. – pp. 17-21.
11. **Kozochkin, M. P.** Monitoring of spindle unit bearings / M. P. Kozochkin, F. S. Sabirov, V. M. Davydov, V. V. Zaev, A. V. Nikitenko, D. D. Yakuba // *Bulletin of Pacific State University.* – 2013. – No.1(28). – pp. 125-132.
12. **Meshcheryakov, V. B.** To estimation of output parameters of high-speed working accuracy on NC machines / V. B. Meshcheryakov, K. A. Avdoshin // *College Proceedings. Mechanical Engineering.* – 2013. – No.2. – pp. 60-68.
13. **Denisenko, A. F.** Elastic property anisotropy of frictionless bearing / A. F. Denisenko, M. V. Yakimov // *Fundamental Problems and Modern Technologies in Mechanical Engineering: Proceedings of the Inter. Scientif.-Pract. Conf., 1-3 June 2010 / Moscow.* – M.: Mechanical Engineering. – 2010. pp. 223-227.
14. **Denisenko, A. F.** Frictionless bearing modeling at finite element analysis of spindle units in machine-tools / A. F. Denisenko, M. V. Yakimov // *Bulletin of Samara State Technical University. Engineering Sciences Series.* – 2012. – No.3(35). – pp. 126-132.
15. **Denisenko, A. F.** Experimental estimate of front bearing stiffness anisotropy in lathe spindle unit / A. F. De3nisenko, M. V. Yakimov // *Don Engineering Bulletin: electronic journal.* – 2015. – No.1. – URL: <http://ivdon.ru/magazine/archive/n1y2015/2854>.
16. **Denisenko, A. F.** Definition of own bending frequencies of machine-tool spindle taking into account anisotropic elasticity of bearings / A. F. Denisenko, M. V. Yakimov // *Bulletin of Samara State Technical University. Engineering Sciences Series.* – 2015. – No.1(45). – pp. 159-166.
17. **Denisenko, A. F.** Dynamics of Spindle Assembly Metal-Cutting Machine Tool with Anisotropic Elastic Support. / A. F. Denisenko, M. V. Yakimov // *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering.* Springer, Cham. – 2018. – P. 1647-1655. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_176.

Ссылка для цитирования:

Денисенко, А.Ф. Анизотропия радиальной жесткости расточки корпуса под опоры шпинделя токарного станка / А.Ф. Денисенко, М.В. Якимов, К.Р. Борисова // *Вестник Брянского государственного технического университета.* – 2021. - № 5. – С. 23 - 31. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-5-23-31.

Статья поступила в редакцию 11.02.21.

Рецензент: д.т.н., профессор Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета,

Мокрицкий Б.Я.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 26.04.21.

Сведения об авторах:

Денисенко Александр Федорович, д.т.н., профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» Самарского государственного технического университета, e-mail: sammortor@yandex.ru.

Якимов Михаил Владимирович, ст. преподаватель кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» Самарского государственного

Denisenko Alexander Fyodorovich, Dr. Sc. Tech., Prof of the Dep. “Engineering Technique, Machine-Tools and Tools”, Samara State Technical University, e-mail: sammortor@yandex.ru.

Yakimov Michael Vladimirovich, Senior lecturer of the Dep. “Engineering Technique, Machine-Tools

технического университета, e-mail: mikyа@yandex.ru.

Борисова Ксения Романовна, магистрант кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты» Самарского государственного технического университета, e-mail: ksushkaborisova@yandex.ru.

and Tools”, Samara State Technical University, e-mail: mikyа@yandex.ru.

Borisova Ksenia Romanovna, Master degree student of the Dep. “Engineering Technique, Machine-Tools and Tools”, Samara State Technical University, e-mail: ksushkaborisova@yandex.ru.