

УДК 681.11.054
DOI: 10.12737/22079

С.И. Досько, А.А. Молчанов, А.Р. Бренгауз, П.А. Быков

МОДАЛЬНАЯ ВИБРОДИАГНОСТИКА КОНСТРУКЦИЙ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Ставится задача выяснения причин потери устойчивости токарного станка при поперечном точении канавок и растачивании. В качестве инструмента анализа состояния конструкции используются возможности модальной диагностики.

Ключевые слова: модальная вибродиагностика, токарный станок, шпиндельный узел, динамическая жесткость, собственная частота, коэффициент модального демпфирования, модальная податливость.

S.I. Dosko, A.A. Molchanov, A.R. Brenhaus, P.A. Bykov

MODAL VIBRATION DIAGNOSTICS OF LATHES DESIGNS

In the paper the problem of reasons elucidation in the matter of lathe instability at groove cross turning and boring is solved. As a tool for the analysis of a structure state there are used potentialities of modal monitoring, and in particular, a correlation of modal parameters, sets of proper characteristics of an elastic system (self-frequencies, modal coefficients damping and own forms of vibrations) of lathes designs with the state of bearings in spindle units. The application of a modal approach to the evaluation of a lathe design state or an elastic system is a new section in a dynamic analysis and may be called modal diagnostics. From the analysis of the modal parameter values of a lathe one traces their tie with the lathe design characteristics, and in particular, with the existence of sever rigidity anisot-

ropy of a spindle unit front bearing and also with its insufficient tightness. Reasoning from the information mentioned of the modal parameters connection with the rigidity of a spindle unit front bearing and a state of bearing design the authors draw a conclusion of the technological state of a spindle unit design. In such a way, by the example of the design of two lathes in the paper there is shown a possibility of transition from experimental frequency characteristics through a procedure of modal diagnostics to the evaluation of the technological state of a spindle unit.

Key words: modal vibration diagnostics, lathe, spindle unit, dynamic rigidity, own frequency, coefficient of modal damping, modal ductility.

Введение

В основу применения методов структурного анализа к исследованию динамики положена концепция взаимодействия источников первичных возмущений, порождающих вибрацию, с элементами механической конструкции, образующими тракт формирования виброколебания. Согласно такой концепции, измеренный датчиком в некоторой точке механической конструкции вибросигнал можно представить как результат воздействия первичных возмущений (к ним могут относиться различные соударения, колебания несбалансированных валов и т. д.) на область или участок конструкции со своими упруго-массо-жесткостными свойствами, по которому передается вибровозмущение, что соответствует представлению о динамической системе со своим входом и выходом [1].

Такой подход позволяет значительно расширить информационные возможности вибросигнала как источника диагностической информации о техническом состоянии конструкции и повысить достоверность диагноза. Это связано с тем, что являются два информационных аспекта:

- диагностирование функционального состояния, определяемого совокупностью свойств функционирования: эксплуатационными показателями, статистическими и динамическими характеристиками протекания рабочего процесса, процессов регулирования и т.д;

- диагностирование структурного состояния, характеризуемого совокупностью свойств конструкции: геометрией конструктивных элементов (размерами и формой), взаимосвязями деталей (посадками, зазорами, углами и т. д.), состоянием

материала (напряженностью, температурой и т.д.).

Первый аспект широко используется в том числе и при диагностике станков, однако второй аспект часто не принимается во внимание, что в случае существенного изменения свойств тракта сигнала может привести к неверному диагнозу.

Использование модального подхода к оценке состояния конструкции станка или упругой системы является новым разделом динамического анализа, и может быть названо модальной вибродиагностикой [2;3]. Таким образом, под модальной вибродиагностикой упругих систем станков понимается оценка их состояния по

изменению модальных параметров, т.е. комплекта собственных характеристик упругой системы (собственные частоты, коэффициенты модального демпфирования и собственные формы колебаний), а также по характеристикам, функционально связанным с ними, например модальным податливостям. Исходной информацией является набор экспериментальных временных или частотных характеристик, по которым происходит оценка модальных параметров при аппроксимации.

Ниже представлены результаты применения принципов модальной вибродиагностики к конструкции токарного станка модели TNL-100AL.

Анализ частотных характеристик токарных станков модели TNL-100AL

При запуске в эксплуатацию двух токарных станков модели TNL-100AL выяснилось, что один из них теряет устойчивость при поперечном точении канавок и

при растачивании, что сопровождается сильными вибрациями и «дробью» на обрабатываемой поверхности.



Рис. 1. Запись сигнала на корпусе шпинделя в процессе резания канавки с подачей 0,1 мм/об [4]

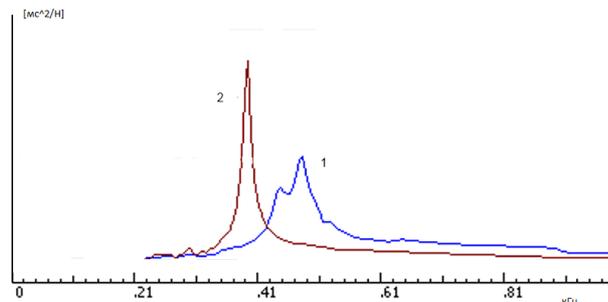


Рис. 2. Экспериментальные АЧХ

На рис. 2 представлены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), соответствующие восприимчивостям ($\text{мс}^2/\text{Н}$), которые были сняты на двух токарных станках модели TNL-100AL [4]. Вариант 1 соответствует станку с устойчивым процессом резания, а вариант 2 – неустойчивому процессу. Исходные экспериментальные данные были любезно предоставлены авторам статьи для прове-

дения альтернативной обработки на основе методики модальной диагностики. Экспериментальные данные были обработаны с помощью программы IMS-I, что позволило после перехода от экспериментальных восприимчивостей к динамическим податливостям ($\text{мкм}/\text{Н}$) получить комплекты оценок модальных параметров для АЧХ, соответствующих динамическим податливостям (рис. 3).

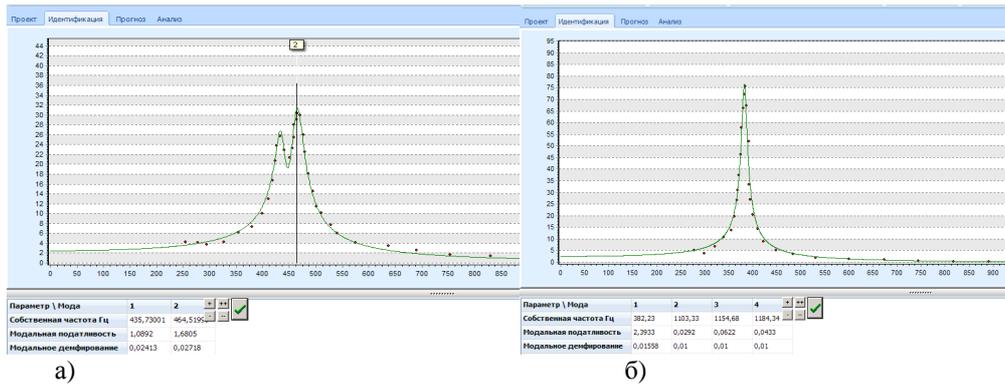


Рис. 3. Результаты идентификации АЧХ токарного станка: а – вариант 1; б – вариант 2 (- эксперимент; - расчет)

Сравнительный анализ частотных характеристик

Визуальный анализ АЧХ (рис. 3) показывает, что максимальная динамическая податливость у варианта 2 примерно в 2,4 раза выше, чем у варианта 1, а средняя динамическая податливость в частотном диапазоне от 350 до 450 Гц выше более чем в 3 раза. Это и обуславливает низкий уровень динамического качества варианта 2 станка по сравнению с вариантом 1. На АЧХ для варианта 1 наблюдается расщепление пика (бимодальный пик) в диапазоне от 420 до 470 Гц с близкими значениями коэффициентов модального демпфирования (2,4 и 2,7%) и с модальными податливостями 1,089к и 1,68к, поскольку экспериментальные данные представлены с точностью до постоянной к. Обычно такой частотный диапазон характерен для шпиндельных узлов, но наличие близких собственных частот - достаточно редкий случай. Возможно, это объяснимо серьезной анизотропией жесткости передней опоры.

Если рассмотреть значение коэффициента модального демпфирования для первой моды во 2-м варианте и среднее значение коэффициента модального демпфирования для первых двух мод в 1-м, то оно ниже на 63,7%, а модальная податливость на 47% выше, чем средняя в 1-м варианте, что в конечном итоге и определяет повышенный уровень динамической податливости во 2-м варианте. Модальное демпфирование, равное 1,56 %, несколько ниже среднего значения для этого частотного диапазона, которое для станков сред-

них размеров обычно находится в диапазоне от 2 до 3 %.

Проследим связь модальных параметров с характеристиками конструкции станка. Поскольку рассматриваемый диапазон связан обычно с повышенной виброактивностью шпиндельного узла (ШУ), то ниже будет идти речь о конструкции ШУ.

Известно, что собственные частоты упругих систем станков и модальные податливости практически не зависят от демпфирования [2]. Собственные частоты и модальные податливости обусловлены упруго-инерционными свойствами конструкции. Снижение собственной частоты и увеличение модальной податливости во 2-м варианте однозначно можно объяснить уменьшением жесткости конструкции ШУ, поскольку инерционные свойства не изменялись. Так как податливость ШУ определяется жесткостью передней опоры, то можно сделать вывод о пониженной жесткости в варианте 2 по сравнению с вариантом 1. Коэффициент модального демпфирования нелинейно зависит от жесткости, эта зависимость носит экстремальный характер.

Поскольку конструкции ШУ идентичны (рис. 4), то предварительный диагноз таков: повышенная виброактивность токарного станка (вариант 2) в частотном диапазоне от 300 до 500 Гц обусловлена пониженным натягом в передней опоре ШУ.

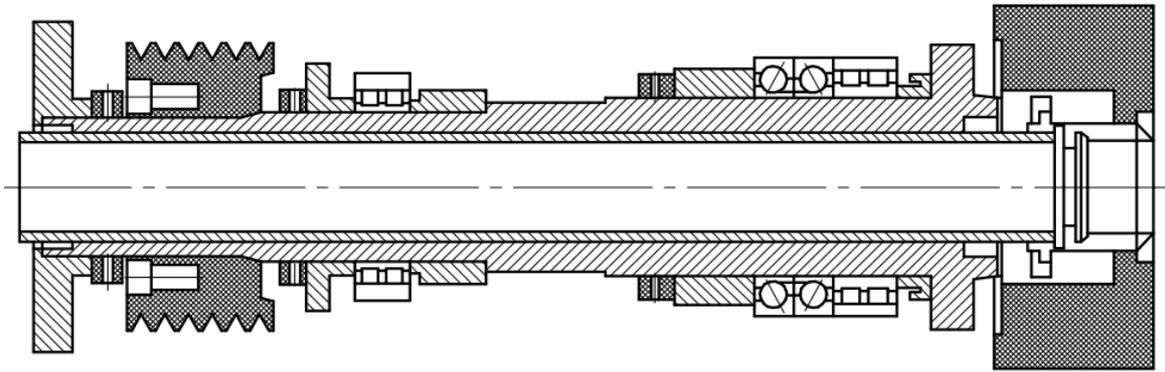


Рис. 4. Шпиндельный узел станка TNL-100AL

Влияние предварительного натяга в подшипниках на собственные характеристики шпиндельных узлов

В работе [5] исследовалось влияние натяга передней опоры шпинделя горизонтально-фрезерного станка на динамические характеристики для пяти различных регулировок:

- при зазоре в передней опоре 4 и 1,5 мкм;
- при нулевом зазоре;
- при натяге в передней опоре -1,5 и 2,5 мкм.

Эксперименты показали, что величина натяга подшипников оказывает заметное влияние на динамические характеристики ШУ только в диапазоне от 350 до 500 Гц. На рис. 5 показано влияние регулировки передней опоры на собственную частоту и максимальную динамическую податливость ШУ.

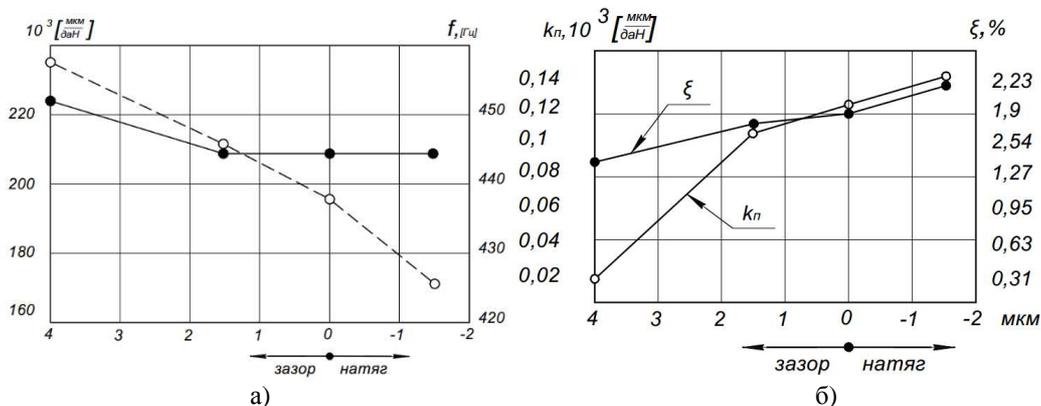


Рис. 5. Зависимость первой собственной частоты изгибных колебаний ШУ и максимальной динамической податливости (а) а также коэффициента модального демпфирования и жесткости передней опоры ШУ (б) от натяга

Показано также, что с увеличением натяга в подшипниках передней опоры до 1,5 мкм логарифмический декремент, а соответственно и коэффициент модального демпфирования, увеличивается в 1,5 раза, а приведенная жесткость увеличивается в 14 раз. При дальнейшей затяжке подшипников демпфирование и приведенная жесткость уменьшаются. Необходимо отметить, что логарифмический декремент связан с коэффициентом модального

демпфирования следующим образом: $\lambda=2\pi\xi$ [6]. Приведенная жесткость – величина, обратная модальной податливости.

Согласно [7], величина зазора-натяга оказывает существенное влияние на работоспособность ШУ: точность вращения шпинделя, жесткость ШУ, нагрев опор, долговечность подшипников. Выбор оптимального предварительного натяга и практическое его осуществление является одной из самых сложных проблем кон-

струирования и производства ШУ. Влияние предварительного натяга (ПН) на работоспособность ШУ сводится к следующему:

- С увеличением ПН жесткость ШУ увеличивается. Однако существует граничное значение ПН, при котором дальнейшее его увеличение не дает заметного увеличения жесткости. Более резко эта закономерность выражена у роликоподшипников, менее резко – у шарикоподшипников.

- Существуют оптимальные значения ПН, превышение которых влечет за собой увеличение вибраций, ухудшение точности обработки.

- Влияние величины зазора (натяга) на тепловыделение в опорах шпинделя не может быть охарактеризовано однозначно.

- Зависимость между величиной зазора-натяга и долговечностью подшипников не может быть оценена без учета воздействий внешней нагрузки. Чем больше величина нагрузки, тем при большем натяге достигается максимальная долговечность. Однако при натягах, превышающих

оптимальный по долговечности, долговечность резко снижается.

- С повышением точности подшипников ПН, допустимый по нагреву и долговечности, увеличивается. Вместе с тем для обеспечения заданной жесткости в более точных подшипниках нужен меньший натяг, чем в менее точных.

В [8] для невращающихся ШУ токарных станков 1А616, 1610, 16У04П получены средние значения логарифмического декремента по кривым переходного процесса, измеренного на шейке шпинделя. С учетом связи логарифмического декремента и коэффициента модального демпфирования, рассчитана зависимость коэффициента модального демпфирования от зазора-натяга. При регулировании зазора-натяга в пределах, указанных на рис. 6, радиальная жесткость передней опоры ШУ для всех трех станков изменялась в 2...2,5 раза. Анизотропия жесткости ШУ станка 16У04П, замеренная по восьми радиальным направлениям, изменялась от 16...20 Н/мкм при зазоре 10...12 мкм до 34...54 при натяге -4...-6 мкм (рис. 7).

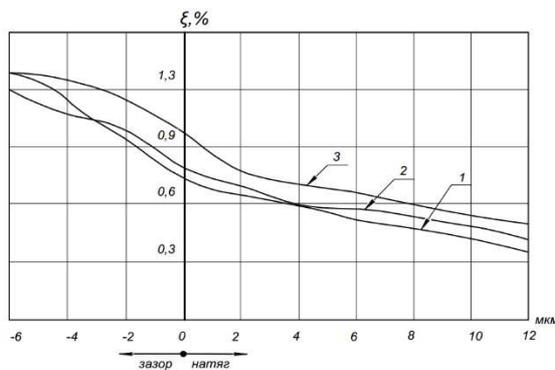


Рис. 6. Зависимость коэффициента модального демпфирования первой моды от зазора-натяга в подшипнике передней опоры токарных станков: 1- 1А616; 2 – 1610; 3- 16У04П

Анализ приведенных в [7] зависимостей показывает, что при зазорах-натягах в интервале от 2 до -2 мкм динамическая жесткость максимальна. Однако в связи с тем, что при переходе от малых зазоров к малым натягам наблюдается заметное увеличение жесткости, наиболее приемлемы

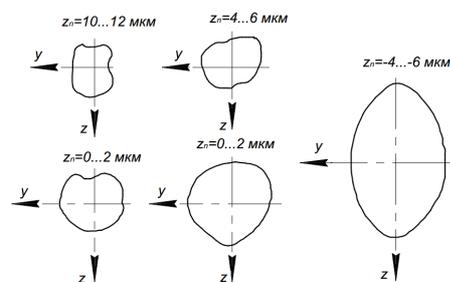


Рис. 7. Зависимость жесткости ШУ (Н/мкм) токарного станка 16У04П от зазора-натяга в передней опоре

ми для станков рассматриваемых моделей являются малые натяги, равные -1...-2 мкм. Натяги выше указанных величин, хотя они и повышают жесткость передней опоры ШУ, являются нежелательными из-за повышения нагрева подшипников опо-

ры, а также ускоренного износа тел качения и беговых дорожек.

Как известно, овальность отверстия под передний подшипник является одной из наиболее распространенных и существенных ошибок при изготовлении стан-

Заключение

Исходя из приведенной выше информации о связи модальных параметров с жесткостью передней опоры шпиндельного узла и состоянием конструкции опоры возможен следующий диагноз:

- Вариант исполнения 2. В подшипнике передней опоры (двухрядный роликовый типа 31821000) ослаблен предварительный натяг.

- Вариант исполнения 1. В корпусе шпиндельной бабки присутствует суще-

ков и приводит к анизотропии жесткости подшипника и в итоге шпиндельного узла. На эффект бимодальности АЧХ токарного станка в случае наличия овальности отверстия под передний подшипник однозначно указывается в [9].

ственное отклонение от круглости (овальность) отверстия под подшипник передней опоры шпинделя.

Таким образом, на примере конструкций двух токарных станков показана возможность перехода от экспериментальных частотных характеристик через процедуру модальной диагностики к оценке технологического состояния конструкции шпиндельного узла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. - М.: Машиностроение, 1987. - 288 с.
2. Досько, С.И. Параметрическая идентификация упругих систем станков (модальный анализ): дисс.... канд. техн. наук / С.И. Досько. - М., 1987.
3. Досько, С.И. Модальная диагностика машиностроительных конструкций. Принципы, технология, примеры использования / С.И. Досько // Сборник выступлений участников международной научно-технической конференции «Интеллектуальные системы измерений, контроля, управления и диспетчеризации в промышленности». - М., 2014
4. Сабиров, Ф.Н. Повышение эффективности станков на основе их диагностирования и определения виброустойчивости в рабочем пространстве: дисс.... канд. техн. наук / Ф.Н. Сабиров. - М., 2009.

1. Genkin, M.D. *Vibroacoustic Diagnostics of Machinery and Mechanisms* / M.D. Genkin, A.G. Sokolova. - M.: Mechanical Engineering, 1987. - pp. 288.
2. Dosko, S.I. Parametric identification of machines elastic systems (modal analysis): *Can.Eng. Thesis* / S.I. Dosko. - M., 1987.
3. Dosko, S.I. Modal diagnostics of engineering structures. Principles, technology, examples of use / S.I. Dosko // *Proceedings of the Inter. Scientific-Tech. Conf. "Intelligent Systems of Measuring, Control, Management and Production Control in Industry"*. - M., 2014
4. Sabirov, F.N. Machines efficiency increase based on their diagnostics and vibration resistance in op-

5. Гудименко, Н.Н. Исследование динамических характеристик и виброустойчивости горизонтально-фрезерных станков: дисс.... канд. техн. наук / Н.Н. Гудименко. - М., 1974.
6. Тлибеков, А.Х. Моделирование и оптимизация механических систем приводов технологических машин: учеб. пособие / А.Х. Тлибеков, С.И. Досько. - М.: Станкин, 2004.
7. Конструкция, расчет и методы проверки шпиндельных узлов с опорами качения: метод. Указания / А.М. Фигатнер, Е.А. Фискин, С.Е. Бондарь. - М.: ЭНИМС, 1970.
8. Павлов, А.Г. Управление динамической точностью при обработке на станках / А.Г. Павлов. - Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та, 1989.
9. Симов, В.С. Исследование влияния передней опоры шпинделя на виброустойчивость токарных станков: дисс....канд. техн. наук. - М., 1961.

eration space: *Can.Eng. Thesis* / F.N. Sabirov. - M., 2009.

5. Gudimenko, N.N. Investigation of dynamic characteristics and vibration resistance of horizontal milling machines: *Can.Eng. Thesis*/ N.N. Gudimenko. - M., 1974.
6. Tlibekov, A.Kh. *Modeling and Optimization of Engineering Systems of Technological Machine Drives: Manual* / A.Kh. Tlibekov, S.I. Dosko. - M.: Stankin, 2004.
7. *Design, Computation and Control Methods of Spindle Units with Frictionless Bearings: method, directions* / A.M. Figater, E.A. Fiskin, S.E. Bondar. - M.: ENIMS, 1970.

8. Pavlov, A.G. *Dynamic Accuracy Control at Machining* / A.G. Pavlov. - Krasnoyarsk: Publishing House of Krasnoyarsk Uni., 1989.

9. Simov, V.S. Analysis of spindle front bearing influence upon vibration resistance of lathes: *Can.Eng. Thesis.* – M., 1961.

Статья поступила в редколлегию 11.07.2016.

*Рецензент: д.т.н., профессор
Карлова Т.В.*

Сведения об авторах:

Доско Сергей Иванович, к.т.н., ст. научный сотрудник ИКТИ РАН, e-mail: dosko@mail.ru.

Молчанов Александр Александрович, аспирант Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, e-mail: Alexandrmolchanov@inbox.ru.

Бренгауз Александр Романович, технический директор ООО «Коломнаспецстанок», тел.: 8-916-984-72-76.

Быков Павел Анатольевич, ассистент Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, e-mail: pavel-bykov@yandex.ru.

Dosko Sergey Ivanovich, Can.Eng., Senior researcher of IKTI RAS, e-mail: dosko@mail.ru.

Molchanov Alexander Alexandrovich, Post graduate student of Bauman State Technical University of Moscow, e-mail: Alexandrmolchanov@inbox.ru.

Brenhaus Alexander Romanovich, Technical Director of “Kolomnaspetsstanok” Co., Phone: 8-916-984-72-76.

Bykov Pavel Anatolievich, Assistant of Bauman State Technical University of Moscow, e-mail: pavel-bykov@yandex.ru.