

Рис. 10. Результаты измерения бочкообразности после зубофрезерования зубчатого колеса модулем 5 мм на станке OFA 75 CNC6

Заключение. Разработана методика и программное обеспечение для выполнения расчетов по определению величины продольной модификации - бочкообразности зубчатых колес в планетарных редукторах схемы 2К-Н, где применяются «плавающие» зубчатые колеса, и перекосы «плавающего» зубчатого колеса должны компенсироваться введением продольной модификации. Изготовление зубчатых колес с бочкообразной формой зуба позволяет обеспечить выполнение требования ГОСТ 1643-81 по обеспечению суммарного пятна контакта под нагрузкой при отсутствии кромочного контакта.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кудрявцев, В.Н. Конструкция и расчет зубчатых редукторов: справочное пособие / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев – Машиностроение: М.Л., 1971.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев – М.Л.: Машиностроение, 1968.

Материал поступил в редакцию 15.07.09

ANTONIUK V.E., NIKOLAENKOVA I.N., TRUCHNOV L.I. Account of longitudinal updating of gear wheels planetary transfers such as 2K-N

In clause the decision of the given task is offered by realization of longitudinal updating tooth as barrellfigurativeness, compensating some error of gear wheels and ensuring an arrangement of a stain of contact in the field of middle of a lateral surface tooth, excluding undesirable inclusion in work face edge of a tooth and increase of contact pressure.

For practical realization of the given idea the authors offer a technique of accounts of size of longitudinal updating as barrellfigurativeness for gear wheels of planetary reducers 2K-N and results of its application for concrete gear wheels.

УДК 620.004.5

Драган А.В., Саливончик Ю.Н., Сокол В.А.

ОБРАБОТКА СПЕКТРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ И МОНИТОРИНГЕ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

Введение. Реализованные к настоящему времени в БрГТУ аппаратно-программные средства позволяют с высокой степенью точности производить снятие информации о виброакустических процессах, возникающих при работе многовальных зубчатых приводов [1, 2 и др.]. Имея в наличии, наряду с подобными средствами, достаточно большое число диагностических признаков различных отклонений технического состояния зубчатых колес и передач от нормы, существует возможность производить экспертную оценку и диагностику привода. Однако для доведения системы до прикладного инженерного уровня представляется актуальным решение задачи по упрощению и автоматизации поиска составляющих колебаний, создаваемых отдельными элементами привода для их анализа и применения диагностических признаков. Это позволит, наряду с предлагаемыми функциями синхронного анализа, реализованными в программной системе аппаратно-программного комплекса для данных целей [1, 2], повысить информативность и достоверность диагностики.

Постановка задачи. Известно, что при работе любого зубчатого привода в спектре колебаний возникает целый ряд следующих характерных частотных составляющих, обусловленных спецификой функционирования данных механизмов [3–7]:

- низкочастотные составляющие, кратные частоте вращения элементов привода f_0 ;
- высокочастотные составляющие с частотами пересопряжения зубьев всех зубчатых пар f_z , а также на кратных им частотах;
- составляющие колебаний с комбинированными частотами $lf_z \pm nf_0$, возникающими вследствие различного рода модуляций сигнала ($l, n = 0,5; 1; 1,5; 2$ и т.д.) при отклонении состояния зуб-

чатой передачи от нормального.

Как следует из целого ряда источников [2–7 и др.], не только абсолютные величины этих компонентов, но и соотношение их амплитуд отражают фактическое состояние зубчатых передач, что проявляется в спектральных характеристиках.

Также установлено и доказано, что эффективность диагностики и мониторинга зависит от количества компонент сигналов, доступных для измерения и анализа при использовании спектральной формы представления данных [3]. Учитывая данное положение, возможности разработанного образца компьютерной системы предусматривают получение спектральных характеристик с количеством линий до 524000. Это позволяет достичь разрешения частотной оси не более 0,1 Гц в частотном диапазоне до 20 кГц. Благодаря высокому динамическому диапазону, составляющему более 90 дБ, инструментальная часть системы позволяет зафиксировать мельчайшие по амплитуде частотные составляющие во всем частотном диапазоне. Наиболее часто используемое разрешение спектров в практикуемых анализаторах в пределах 4000-8000 линий приводит к потере некоторых составляющих, которые могут нести важную информацию для оценки состояния привода, что иллюстрирует рис. 1.

В то же время следует отметить, что экспертный анализ спектра при повышении разрешения спектра значительно усложняется, что требует применения способов автоматизированной обработки и применения новых критериев, которые были разработаны и применены в ходе экспериментальных работ.

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Саливончик Юрий Николаевич, ст. преподаватель кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Сокол Виктор Александрович, ассистент кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

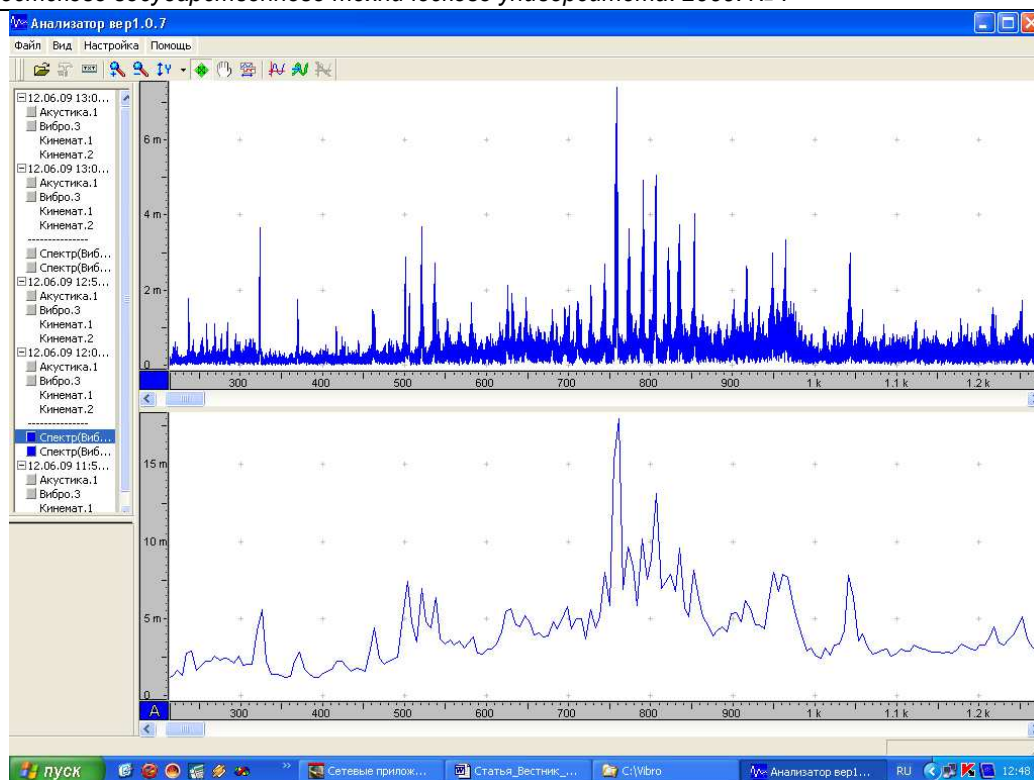


Рис. 1. Фрагменты спектров виброускорений на корпусе многовального зубчатого привода при использовании окна Ханна и числа линий спектра 524000 (сверху) и 8000 (снизу)

Объект и предмет экспериментальных исследований. Одним из объектов экспериментальных исследований, в ходе которых были предложены способы обработки спектральных характеристик, являлась коробка скоростей главного движения токарного станка СН-401, общий вид и кинематическая схема которой приведены на рис. 2 и 3. Входным валом участка кинематической цепи выбран вал I, на котором расположен шкив ременной передачи, передающей вращение с электродвигателя. На данном валу предусмотрена установка преобразователя угла поворота ЛИР-158Б.000ПС1 для фиксации закономерности вращения. Дальнейшая передача вращения осуществляется посредством муфты и эвольвентными цилиндрическими зубчатыми передачами с модулем 2 мм, которые представляют собой объект исследований в ходе экспериментальных работ. В передаче вращения принимают участие шесть валов, выходным является вал шпинделя VI, снятие данных о равномерности вращения с которого осуществляется с использованием аналогичного преобразователя угла поворота с применением специально разработанной оснастки для его крепления. Однако следует отметить, что при работе привода в движении также находятся и другие элементы, не влияющие на передачу вращения на шпиндель, но оказывающие влияние на виброакустические параметры привода. Это приводы гитары сменных колес, реверса, тормозного механизма и паразитные шестерни, не отмеченные на кинематической схеме.

В качестве информационной базы использовались сигналы вибрации с корпуса коробки скоростей, формируемые с использованием пьезоэлектрического акселерометра со встроенной электроникой AP-98, акустического шума в горизонтальной плоскости на расстоянии 300 мм от корпуса коробки передач с использованием микрофона с капсулом M101, а также кинематической погрешности и угловых скоростей на основе данных, формируемых преобразователями угла поворота ЛИР-158Б.000ПС1.

Результаты измерений и обработки данных. В качестве примера на рис. 4 и 5 представлены фрагменты спектра виброускорений на корпусе коробки скоростей универсального токарного станка СН-401, полученные с использованием указанных средств. Благодаря использованию преобразователей угловых перемещений, ком-

плекс позволяет с высокой точностью определять частоты вращения входного и выходного валов, что открывает возможности уточненно-го определения частот всех интересующих составляющих спектра.



Рис. 2. Универсальный токарный станок СН-401

Анализ полученных с высоким разрешением спектров показал, что в сигнале присутствуют составляющие колебаний практически всех элементов привода:

- в области низких частот отмечены оборотные и кратные им составляющие всех валов рассматриваемой кинематической цепи, что представлено на рис. 4.
- в области частот пересопряжения зубьев отмечены как зубцовые, кратные им, так и составляющие на комбинированных частотах целого ряда зубчатых колес, что отражено на рис. 5.

Как видно из рис. 4 и 5, экспертная обработка спектров при максимальном разрешении вызывает определенные трудности ввиду чрезвычайно высокой насыщенности различными составляющими от всех элементов, находящихся в работе. В то же время снижение числа линий спектра неизбежно приведет к ухудшению разрешения, что не позволит идентифицировать отдельные составляющие, которые могут нести в себе важную диагностическую информацию.

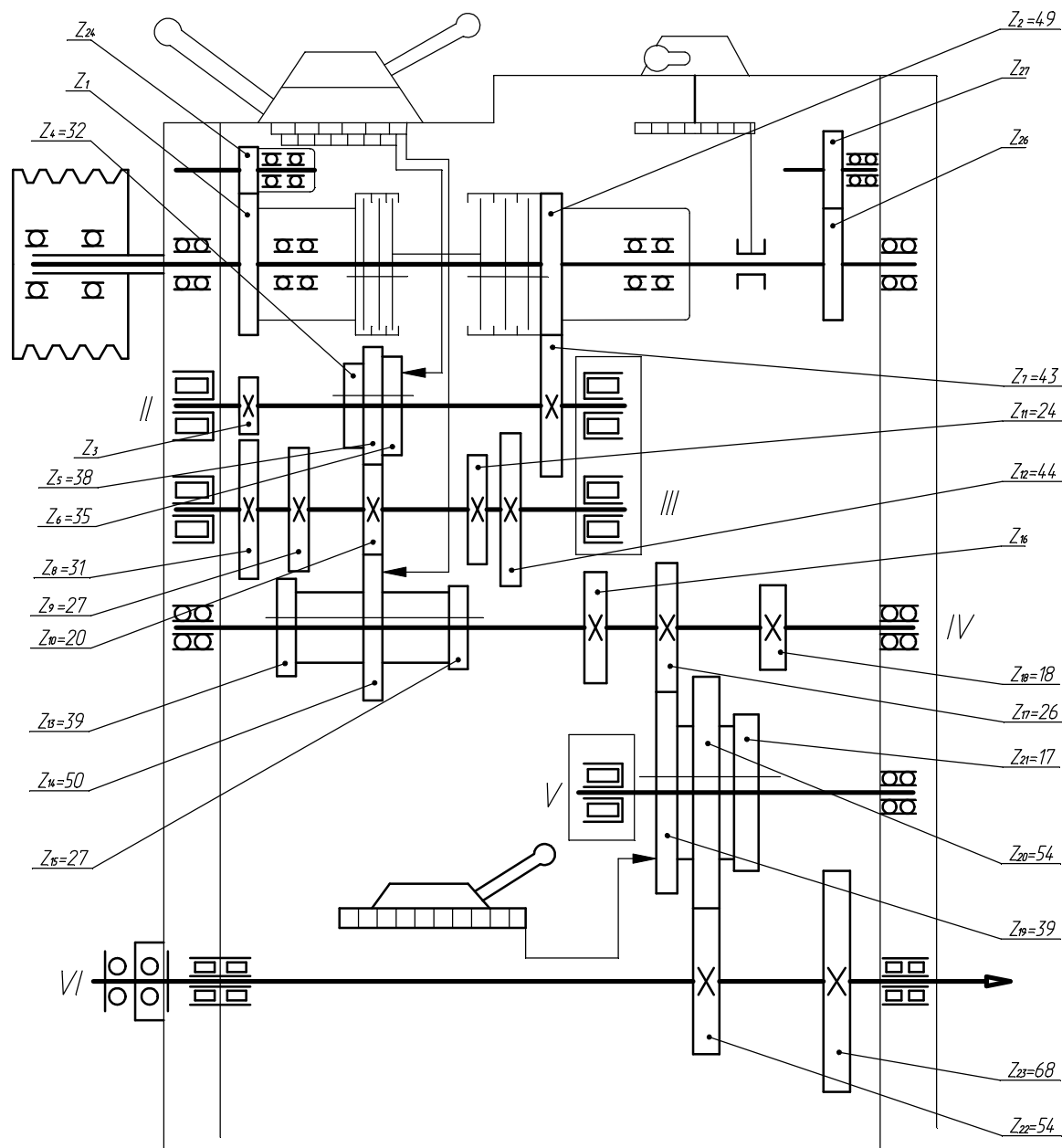


Рис. 3. Кинематическая схема коробки скоростей главного движения универсального токарного станка CH-401

Для упрощения процедуры анализа характеристик разработана программа обработки результатов измерений для выявления амплитуд характерных частотных составляющих при работе зубчатого привода, которая была применена в ходе экспериментальных работ.

Ниже приведен подробный анализ данных измерений применительно к двум первым ступеням коробки скоростей главного движения, которые участвуют в работе привода на различных передачах (частоты вращения шпинделя 40, 80, 160 и 630 мин⁻¹), что следует из кинематической схемы привода (рис. 3). Так, при включении данных передач вращение с первого вала на второй осуществляется посредством зубчатой пары $Z=49/Z=43$, а со второго на третий – $Z=35/Z=24$. Были произведены замеры и получены спектральные характеристики всех ранее отмеченных сигналов.

В результате автоматического расчетного определения амплитуд колебаний на характерных частотах реализованы некоторые шаги в направлении формализации процесса применения диагностических признаков, например приведенных в [3, 5, 7]. Так, числовое представление частот и амплитуд всех имеющих диагностическую ценность составляющих позволило предложить и апробировать

следующие интегральные показатели для оценки состояния элементов зубчатых приводов:

- соотношение суммы кратных зубцовых гармоник и гармоники на частоте пересопрежения зубьев K_z анализируемой зубчатой пары:

$$K_z = \frac{\sum_{i=2}^5 A(f_{zi})}{A(f_{z1})}; \quad (1)$$

- соотношение суммы амплитуд боковых полос и i -й гармоники зубцовой частоты K_{6n} :

$$K_{6n} = \frac{\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} + nf_0)}{A(f_{zi})}, \quad (2)$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f ;
 f_0 – оборотная частота i -го зубчатого колеса;
 f_{zi} и $f_{zi} + nf_0$ – i -я зубцовая и комбинированные частоты анализируемого зубчатого колеса.

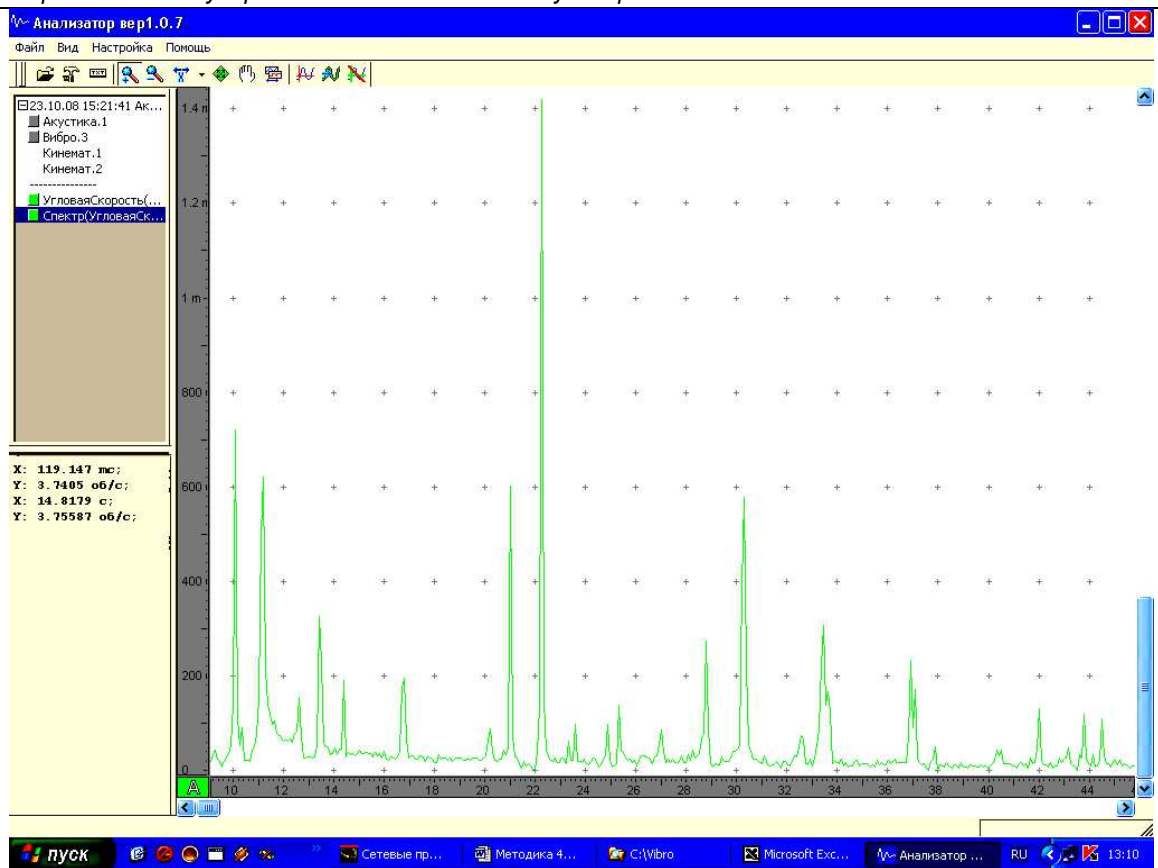


Рис. 4. Фрагмент спектра виброускорений при 630 мин⁻¹ на шпинделе и 758,62 мин⁻¹ на входном валу и зафиксированные в нем характерные составляющие в области оборотных частот

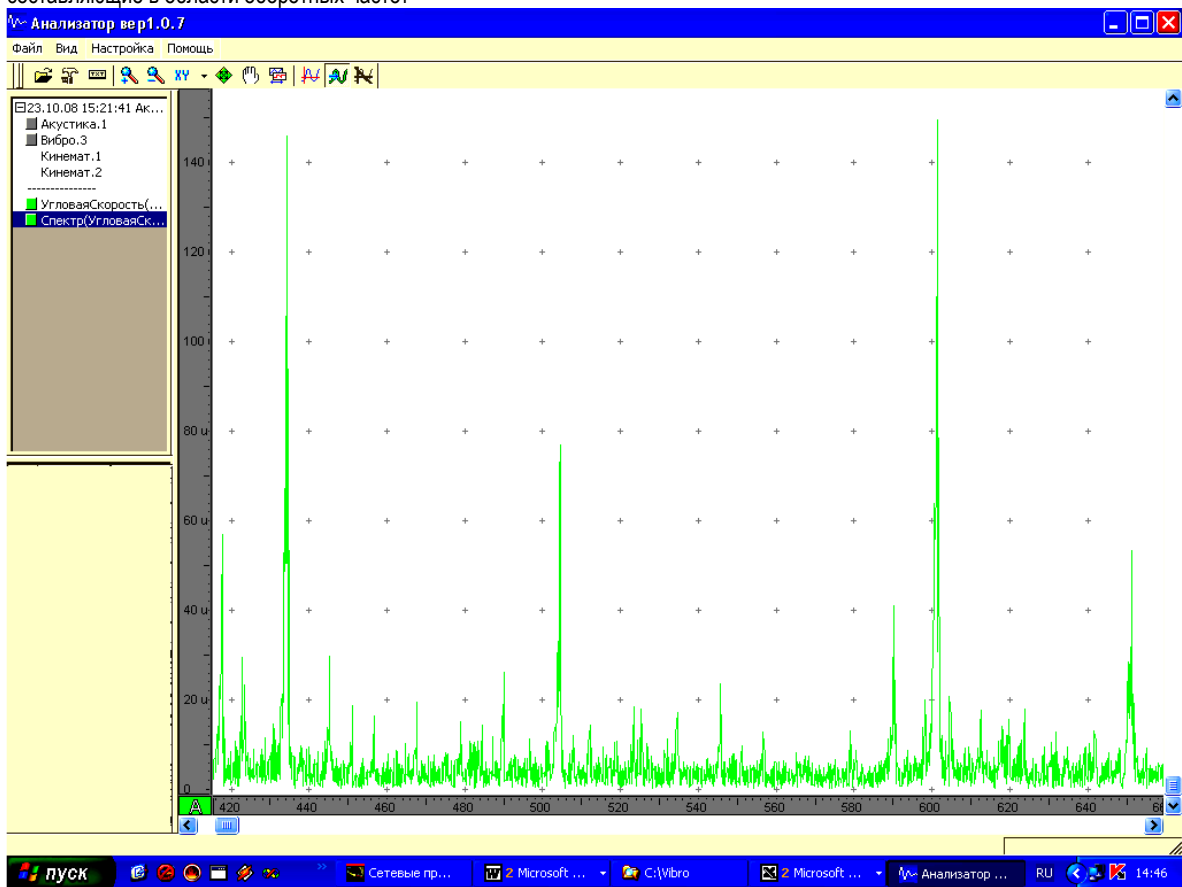


Рис. 5. Фрагмент спектра виброускорений при 630 мин⁻¹ на шпинделе и 758,62 мин⁻¹ на входном валу и зафиксированные в нем характерные составляющие в области частот пересопряжения зубьев

Таблица 1. Величины K_z сигнала виброускорений для первых двух степеней привода коробки скоростей токарного станка СН-401 на различных передачах

Вал	$n_{\text{шп}} = 80 \text{ мин}^{-1}$		$n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$		$n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$		$n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$	
	$\sum_{i=2}^5 A(f_{zi})$	K_z	$\sum_{i=2}^5 A(f_{zi})$	K_z	$\sum_{i=2}^5 A(f_{zi})$	K_z	$\sum_{i=2}^5 A(f_{zi})$	K_z
вал 1								
вал 2	0,69	0,793	0,926	1,929	0,59	0,614	0,69	0,884
вал 2								
вал 3	0,797	0,137	0,740	0,172	0,500	0,113	0,400	0,151

Таблица 2. Величины $K_{\text{бп}}$ первой зубцовой гармоники для зубчатых колес первых двух ступеней коробки скоростей токарного станка СН-401 на различных передачах

	$n_{\text{шп}} = 80 \text{ мин}^{-1}$		$n_{\text{шп}} = 630 \text{ мин}^{-1}$		$n_{\text{шп}} = 160 \text{ мин}^{-1}$		$n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$	
	$\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} + nf_o)$	$K_{\text{бп}}$	$\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} + nf_o)$	$K_{\text{бп}}$	$\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} + nf_o)$	$K_{\text{бп}}$	$\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} + nf_o)$	$K_{\text{бп}}$
ВАЛ 1 ведущее колесо	0,23	0,27	0,5	0,521	0,48	1,000	0,301	0,386
ВАЛ 2 ведомое колесо	1,075	1,25	0,99	1,031	0,56	1,167	0,675	0,865
ВАЛ 2 ведущее колесо	1,318	0,23	0,82	0,186	1,62	0,377	0,595	0,225
ВАЛ 3 ведомое колесо	1,163	0,20	0,96	0,218	1,39	0,323	0,845	0,320

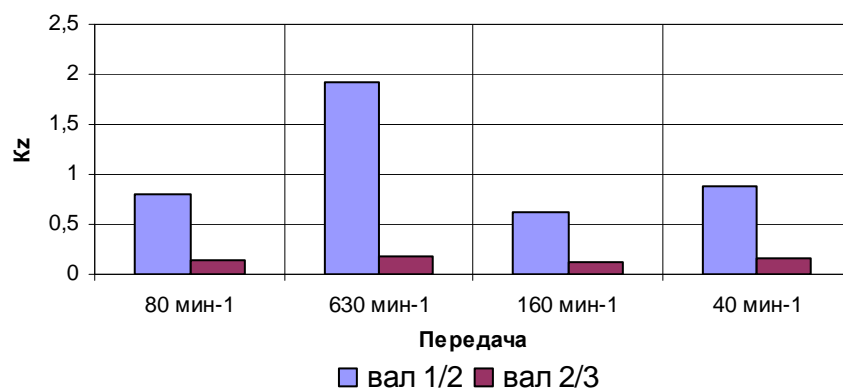


Рис. 6. Значения показателя K_z для двух первых ступеней на различных передачах

В качестве примера ниже приведены результаты анализа вибраций на корпусе коробки скоростей на отмеченных передачах, источником которой являлась работа первых двух ступеней привода. По результатам расчетов получены следующие данные, сведенные в таблицы 1 и 2.

По результатам анализа величин предлагаемых показателей, приведенных в таблицах и на графиках (рис. 6 и 7), можно сделать следующие выводы:

- величина K_z для первой ступени передачи значительно превосходит аналогичный показатель для второй ступени на всех передачах, что свидетельствует о наличии в вибрационном сигнале относительно высокоамплитудных гармоник на частотах, кратных зубцовой частоте первой ступени. Причиной такого распределения амплитуд являются погрешности зубчатых колес, чаще всего проявляющиеся в отклонении профиля и приводящие к ухудшению плавности работы [3, 6, 7]. Наличие данных дефектов более вероятно для зубчатых колес первой ступени, однако вывод о допустимой величине погрешностей зубьев можно дать лишь после элементарного контроля зубчатых колес и проведения дополнительных виброакустических исследований.
- показатель $K_{\text{бп}}$ позволяет произвести сравнительную оценку отдельных зубчатых колес (рис. 7). Как следует из графика, величина $K_{\text{бп}}$ на всех передачах имеет большее значение для ве-

домого колеса первой ступени, располагающегося на втором валу. Это свидетельствует о более высоких амплитудах боковых комбинационных частот по отношению к амплитуде зубцовой гармоники, генерируемых при работе данного колеса. Данная особенность характерна для нарушения технического состояния колеса вследствие износа рабочих поверхностей зубьев и возникновения погрешности профиля [3, 6, 7].

Изменение величин относительных показателей K_z и $K_{\text{бп}}$ и абсолютных величин зубцовых и оборотных частотных составляющих спектра чувствительно к изменению технического состояния зубчатых передач, их непрерывная оценка в ходе мониторинга значительно менее трудоемка по сравнению с анализом спектров и более предпочтительна для применения в производственных условиях на натуральных объектах.

Заключение. Разработанная методика автоматизированной обработки спектральных характеристик колебательных процессов многовальных приводов позволяет производить расчет частот наиболее важных для диагностики составляющих и определение их амплитуд для всех элементов исследуемого привода и, тем самым, упростить процедуру применения диагностических признаков различных видов дефектов зубчатых колес и элементов многовальных приводов в процессе их эксплуатации без проведения разборки.

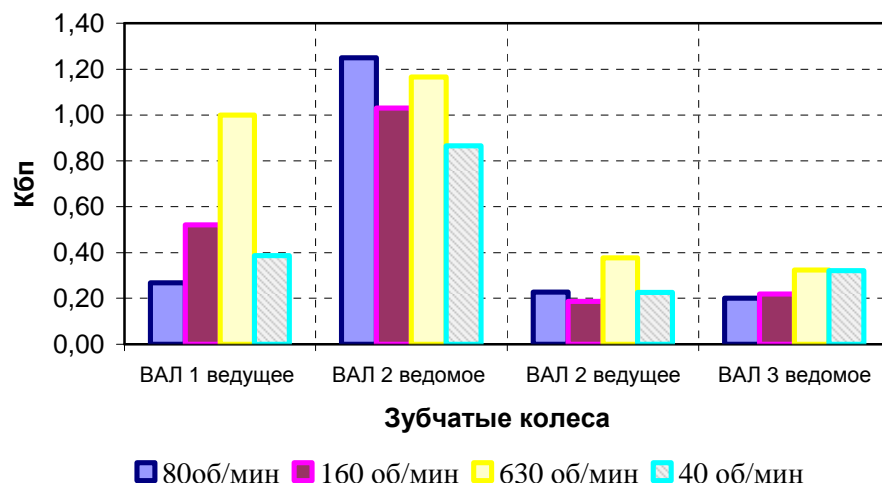


Рис. 7. Значения показателя K_{Bn} для зубчатых колес двух первых ступеней на различных передачах коробки скоростей токарного станка СН-401

В результате использования данной методики предложен ряд показателей, величины которых отражают техническое состояние отдельных зубчатых пар и колес. Предварительный анализ результатов исследований показал информативность этих показателей в условиях производства. Оценка эффективности их использования будет дана в ходе дальнейших углубленных исследований.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- Alexander V. :Dragan, Andrew S. Scorohodov, Vera S. Alexandrova Kinematic Criteria of Smoothness of Work of Cylindrical Gear Wheels // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin university, 1-4 april 2004 / Edited by Tian Huang. – Tianjin (China), 2004. – Vol. 2. – P. 773-776.
- Драган, А.В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем / А.В. Драган, И.П. Стецко, Д.А. Ромашко, Н.В. Левкович // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2006. – №4: Машиностроение – С. 17-26.
- Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Электронный ресурс] / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев: <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm>
- Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Под ред. М.Д. Генкина. – М.: Наука, 1984. – 119 с.
- Anil Jacob, Y. I. Sharaf-Eldeen Диагностирование зубчатой передачи с помощью нового метода контроля состояния роторного оборудования: Перевод с англ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cnt-moscow.ru/ru/bible/vdpksp>
- Берестнев, О.В. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем: оперативно-информационные материалы в 2ч. / О.В. Берестнев, И.В. Жук, А.С. Скороходов [и др.]. – Мн.: ИНДМАШ, 1996. – Т. 2. – 64 с.
- Phong Dien Nguyen, Beitrag zur Diagnostik dsr Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frquenz-Analyse / Dissertation. – TU Chemnitz, 2002.

Материал поступил в редакцию 14.10.09

DRAGAN A.V., SALIVONCHIK Y.N., SOKOL V.A. Processing of the spectral-response characteristics of oscillatory processes at diagnostics and monitoring multishafted gear-drives

The procedure of the automated processing of the spectral-response characteristics of oscillatory processes multishafted gear-drives with the usage of the developed modern hardware-software complex directed to the simplification of application procedure of a range of diagnostic character of various kinds of gear wheels' defects during the operation without disassembly realization is offered. The approbation of a procedure is carried out on the example of speed gear box of the main motion of the turning lathe CH-401.

УДК 621.9

Пашкевич В.М., Миронова М.Н.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ОБРАБОТКЕ КОНЦЕВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Введение. Тепловые явления при резании оказывают существенное влияние как на работоспособность режущего инструмента, так и на качество поверхностей обработанных деталей. Экспериментальные методы определения температур при резании весьма трудоемки, в связи с чем в настоящее время все большее значение приобретают теоретические методы исследования, позволяющие рассчитывать уровень температур в любых точках тел, участвующих в теплообмене. Одним из таких методов является метод конечных элементов.

С математической точки зрения, метод конечных элементов яв-

ляется одним из численных методов решения систем дифференциальных уравнений. Исследуемая область изменения функций (температур, деформаций) разбивается на большое число малых, но конечных по размерам подобластей, называемых конечными элементами, которые в зависимости от решаемой задачи могут быть линейными, плоскими или объемными и иметь различную форму.

При использовании метода конечных элементов непрерывную систему заменяют дискретной путем представления конструкции в виде совокупности отдельных элементов, связанных не бесконеч-

Пашкевич Виктор Михайлович, д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Технология машиностроения» Белорусско-Российского университета.
Миронова Марина Николаевна, аспирант кафедры «Технология машиностроения» Белорусско-Российского университета.
Беларусь, БРУ, 212000, г. Могилев, пр. Мира, 43.