

По полученным эпюрам можно определить смещение оси передней опоры шпинделя, которое составляет для первого варианта 0,06669 мм; для второго – 0,08673 мм. Смещением оси задней опоры шпинделя можно пренебречь.

Получив данные по перемещению оси передней опоры шпинделя, можно найти её общее перемещение с учётом изгиба шпинделя под нагрузками по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta}{a} \pm \Delta y,$$

где $\frac{\Delta}{a} = tg\alpha = \alpha$ – угловое перемещение (составляет 0,0006рад) [2];

Δ – перемещение переднего конца; a – вылет переднего конца.

Тогда общее перемещение корпуса шпиндельной бабки с первым вариантом нагружения составляет 0,0629 мм; со вторым вариантом нагружения – 0,0873 мм.

По результатам проведённых вычислений предпочтительнее применять первый вариант нагружения корпуса шпиндельной бабки, перемещение оси передней опорной поверхности шпинделя которого составляет 0,0629 мм.

Полученные в процессе моделирования теоретические исследования позволяют по значениям реакций в опорах шпинделя и эпюрам результирующего перемещения спрогнозировать смещение в радиальном направлении оси корпуса шпиндельной бабки и установленного в ней шпинделя; внести изменения в конструкцию шпиндельной бабки. Прогнозирование смещения оси шпиндельного узла позволяет внести коррекцию в систему управления для достижения требуемой точности обработки.

Список цитированных источников

1. Кочергин, А.И. Конструирование и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. – Минск: Высшая школа, 1991. – 384 с.
2. Костючик, Ю.И. Моделирование смещения шпинделя токарного станка под воздействием силовых факторов: сборник конкурсных работ студентов и магистрантов. – Брест: БрГТУ, 2012. – Ч.1. – С. 106-109.

УДК 621.833.1

Леванович А.В.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Драган А.В.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС МНГОВАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ ПО ВИБРОАКУСТИЧЕСКИМ СИГНАЛАМ

На современном этапе развития технологии производства отечественный и зарубежный опыт показывает, что одним из важнейших средств повышения качества, надёжности и экономической эффективности использования механического оборудования является применение технического обслуживания по мере необходимости, также называемого «прогнозируемым обслуживанием». Оно основано на том, что потенциальная поломка машины предсказывается на основе регулярного мониторинга состояния и технического обслуживания осуществляется в оптимальные сроки. Это имеет очевидные преимущества по сравнению с такими традиционными методами как «работа до поломки» или профилактическим обслуживанием, но требует надёжных методов контроля состояния, которые не только способны определить текущее состояние, но и дать разумные прогнозы оставшегося срока полезного использования. Данный метод применяется с некоторым успехом в течение 30-40 лет, и ещё в 1978 году было подсчитано, что расходы на техническое обслуживание в британской промышленности могут быть снижены примерно на 65% при надлежащем внедрении данного подхода [1]. Современные методы диагностики состояния основаны на способности контролировать текущее состояние и про-

гнозировать будущее состояние машины во время её работы. Это означает, что информация о неисправности внутренних механизмов машины выявляется путём анализа её характеристик при эксплуатации. К таким методам можно отнести анализ вибраций и шума, анализ масла, анализ рабочих характеристик, термографический анализ и др.

Даже в исправном состоянии машины генерируют колебания. Многие такие колебания напрямую связаны с периодическими событиями в эксплуатации машины, такими как вращение валов, зацепление зубчатых колёс и так далее. Частота, с которой такие события повторяются, часто даёт прямое указание на источник вибрации, и поэтому многие мощные диагностические методы основаны на анализе частоты. Основным физическим носителем информации о состоянии элементов работающего оборудования в вибродиагностике является виброакустический сигнал, который несёт информацию о колебательных процессах и акустическом шуме механизма в окружающей среде. Следовательно, вибродиагностированию может подвергаться любое оборудование, функционирование которого сопровождается возбуждением колебательных процессов [2].

Шум и вибрация зубчатой передачи возникают в результате воздействия переменных сил, обусловленных изменением во времени параметров зацепления зубьев. Это означает, что даже идеальная зубчатая передача не может работать бесшумно. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах, в том числе и нормально функционирующих, вызывается проявлением двух основных факторов – погрешностями изготовления и сборки (монтажа) зубчатых колес и периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления.

Погрешности изготовления складываются из постоянных и переменных погрешностей в шаге зубьев. Погрешности монтажа проявляются в виде нарушений соосности валов и перекосе их осей, нарушении боковых зазоров и др. Значительное влияние на виброхарактеристики передачи также оказывают эксплуатационные дефекты зубчатой передачи [3].

Исследования, направленные на изучения влияния дефектов зубчатых колес на виброакустические сигналы, уже несколько лет проводятся и имеют довольно значимые результаты в БрГТУ [4]. Последним направлением стало изучение влияния дефекта в виде скола на одном из зубьев зубчатого колеса коробки скоростей универсального токарного станка СН-401/501 на общую картину виброакустических характеристик станка. Было изготовлено опытное колесо (изначально без дефектов) и установлено вместо соответствующего колеса станка. С помощью измерительного комплекса [4] были зафиксированы все виброакустические характеристики. Далее последовательно имитировались сколы зуба опытного колеса в 25%, 50% и 75% от ширины зубчатого венца (рис. 1).

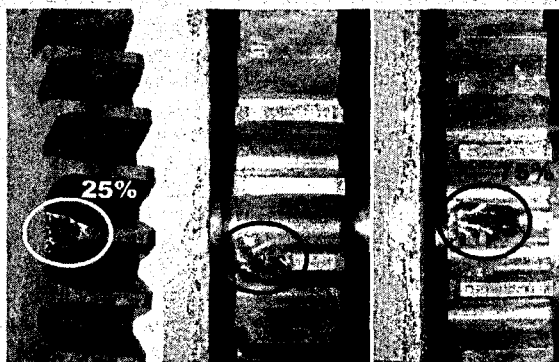


Рисунок 1 – Скол зуба опытного колеса в 25%, 50% и 75% от ширины зубчатого венца

Весь набор экспериментальных данных, а также данные о виброакустических характеристиках коробки скоростей, работающей с зубчатым колесом без зуба, были сопоставлены между собой. При этом упор делался на акустические параметры как более просто получаемые бесконтактно в ходе виброакустических измерений. Изначально все данные были подвергнуты математической обработке программными средствами комплекса Викма-2, где посредством преобразования Фурье значения акустических сигналов из временной области были переведены в спектральный вид [4].

Таким образом, исследовалась возможность связать все периодические процессы (такие как вращение всех колёс коробки скоростей) с акустическими спектрами. Благодаря использованию преобразователей угловых перемещений, которыми оснащен измерительный комплекс, были замерены с высокой точностью частоты вращения входного и выходного валов, что сделало возможным точное определение частот всех элементов привода и сопоставление со всеми интересующими составляющими спектра. Для упрощения процесса сравнения данных (необходимо выполнять большое количество однообразных расчетов зубцовых частот f_z , частот вращения валов f_0 и поиск их значения на спектре) был разработан и реализован алгоритм, позволяющий по значениям входной частоты рассчитать частоты вращения колес, а также 2-х кратные и 3-х кратные частоты и графически сравнить значения соответствующих гармоник (рис. 2).

По итогам проведенных расчетов при сравнении шума коробки скоростей, имеющей колесо без дефектов, с дефектом в виде скола 25%, 50%, 75% и колесо без зуба, можно сделать вывод, что имеется зависимость акустического сигнала от величины дефекта. С ростом дефекта уровень сигнала возрастает, это наиболее наглядно показывает вторая гармоника частоты вращения дефектного колеса (рис. 3). Однако значения, при общей тенденции увеличения уровня сигнала, для 25%, 50% и 75% дефекта не сильно различаются, что даёт основания говорить о том, что точное определение величины дефекта в реальных условиях будет затруднено, хотя общее отклонение от нормального состояния вполне диагностируемо.

Исходный корпус		Корпус с дефектом	
Мак. значение по X	0	Мак. значение по X	0
Мак. значение по Y	2536,12907	Мак. значение по Y	2536,12907
Мак. значение по Z	0,2800000000	Мак. значение по Z	0
Мак. значение по V	0,005032896	Мак. значение по V	0,005032899
Частота вращения I вала	767,8	Частота вращения I вала	777,788

Детальное описание системы	
Мак. значение по X	1149,3
Мак. значение по Y	1149,7

Имя параметра	Вал I						Вал II					
	Вал I	Вал I	Вал I	Вал I	Вал I	Вал I	Вал II	Вал II	Вал II	Вал II	Вал II	
Частота вращения в валу	767,8	874,7	1036,7	1206,6	1376,5	1546,4	1716,3	1886,2	2056,1	2226,0	2395,9	
Частота зубца	49	32	44	26	54	43	27	27	30	34	38	
Период вращения	Вал I	I - I	I - II	II - IV	V - VI	Вал II	II - II	IV - V	V - VI	Вал VI	VI - VI	
Ас. мкс	17812,0	27898,0	40934,3	47024,0	60019,7	74015,0	88010,3	102005,6	116000,9	130006,2	144001,5	
А. сек. I	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	
2% сек. I	1,254,7	933,0	1290,5	1446,3	2001,2	2556,1	3111,0	3665,9	4220,8	4775,7	5330,6	
3% сек. I	1883,6	1389,5	2280,7	2586,2	3581,3	4476,4	5371,5	6266,6	7161,7	8056,8	8951,9	
Валовое без зуба в валу	Вал I	Вал II	Вал II	Вал IV	Вал V	Вал VI	Вал VI	Вал VI	Вал VI	Вал VI	Вал VI	
Частота зубца	780,8	885,8	1023,4	1176,7	1344,5	1514,5	1684,5	1854,5	2024,5	2194,5	2364,5	
Частота вращения	Вал I	I - I	I - II	II - IV	V - V	V - VI	Вал VI	VI - VI	Вал VI	VI - VI	Вал VI	
Ас. мкс	38220,0	28442,0	46351,2	64260,4	82169,6	100078,8	117988,0	135897,2	153806,4	171715,6	189624,8	
А. сек. I	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	
2% сек. I	1124,0	843,0	1345,0	1846,0	2347,0	2848,0	3349,0	3850,0	4351,0	4852,0	5353,0	
3% сек. I	1611,0	1211,0	1811,0	2411,0	3011,0	3611,0	4211,0	4811,0	5411,0	6011,0	6611,0	

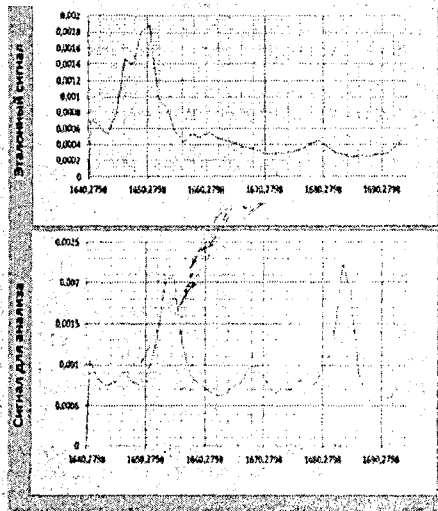


Рисунок 2 – Вид интерфейса программы расчета виброакустических параметров

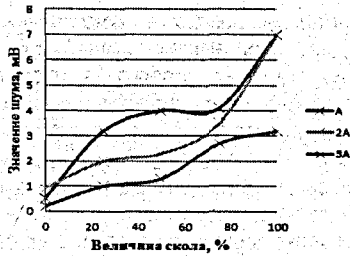
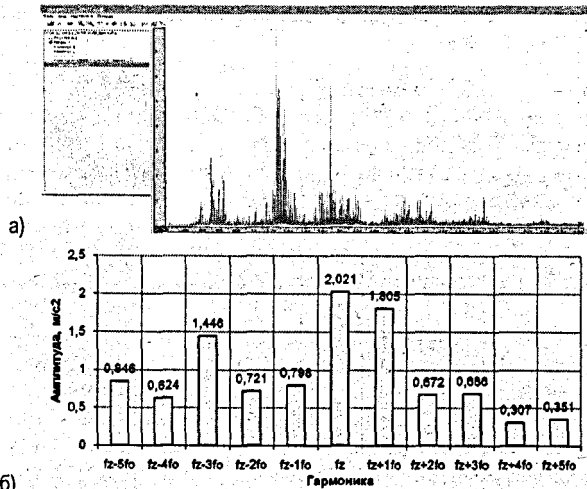


Рисунок 3 – Графики зависимости зубцовых гармоник шума от величины дефекта

Принимая во внимание то, что реальные объекты, как правило, имеют в своем составе не один, а целый ряд источников виброакустических явлений, для них всегда достаточно проблематично производить сопоставление частот проявления источников вибраций с проявлениями на спектрах. Поэтому предприняты попытки упростить обработку результатов измерений путем решения программными средствами следующих задач:

- формирование выборки нужных данных о важнейших гармониках спектра (амплитуда, частота) автоматически для каждого колеса привода;
- определение таких интегральных показателей, как сумма всех оборотных f_0 , зубцовых f_z и комбинированных гармоник $f_z \pm f_0$, что несет в себе важную диагностическую информацию;
- представление данных в свободном формате, что предусматривает возможности расчета и других, в том числе и статистических показателей. По данным форм возможно автоматическое построение графиков, наглядно отображающих распределение значащих амплитуд и другие преобразования.

Пример реализации данного подхода проиллюстрирован на рисунке 4.



- а – общий вид спектра акустического шума в области частот до 5 кГц с высоким разрешением;
 б – результат обработки исходного спектра в области частот $f_z - 5f_0$ до $f_z + 5f_0$ экспериментальной шестерни второго вала $z = 43$ со сколом зуба

Рисунок 4 – Результаты обработки спектров с высоким разрешением с использованием специальных программных средств

Приведенные экспериментальные данные являются лишь частью проводимой исследовательской работы, но уже сейчас можно говорить о том, что результаты исследований могут быть использованы в практической деятельности для производственных и лабораторных испытаний оборудования с механическими приводами, содержащими зубчатые передачи, и для дальнейшего развития методов диагностики. Перспективным направлением также может оказаться разработка программного обеспечения, способного сравнивать эталонные сигналы механизма, с текущими характеристиками, предоставляя при этом информацию о динамике изменения виброакустических сигналов определенных узлов механизма.

Список цитированных источников

1. Robert Bond Randall, Vibration-based Condition Monitoring. – School of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of New South Wales, Australia: Wiley, 2011. – 289 с.
2. C. Scheffer, Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. – Pondichery, India: Newnes, 2004. – 255 с.
3. Клюев, В.В. Неразрушающий контроль: справоч. в 7 т. Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий [и др.]. – М.: Машиностроение, 2005. – Т.7. – Кн.2.
4. Разработка макетного образца компьютерной системы для проведения оценки качества изготовления и технического состояния зубчатых приводов с использованием высокоэффективных компонентов и новейших информационных технологий: отчет о НИР (промежуточный) / БрГТУ; рук. НИР Драган А.В. – Брест, 2007. – 55 с. – № ГБ 06/615 / № госрегистрации 20062631.

УДК 621.81.001.63

Ниччук А.В.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Санюкевич Ф.М.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Передаточное отношение планетарной зубчатой передачи обозначают буквой i с индексами, например $i_{13}^{(H)}$. Нижние индексы при i показывают ведущее и ведомое звено, т.е. направление передачи движения. Верхний индекс, заключенный в скобках, указывает неподвижное звено, относительно которого рассматривается движение.

Для определения передаточного отношения рассмотрим дифференциальную планетарную передачу, у которой три основных звена имеют положительные угловые скорости $\omega_1, \omega_3, \omega_H$. Сообщим мысленно дифференциальной передаче вращение в обратном направлении с угловой скоростью водила ω_H . Тогда основные звенья будут иметь скорости $\omega_1 - \omega_H; \omega_3 - \omega_H; \omega_H - \omega_H = 0$. Водило H оказалось неподвижным. Такой метод мысленной остановки водила дифференциальной планетарной передачи называется методом Виллиса.

В результате мысленной остановки водила H вместо дифференциальной планетарной передачи получили обычную простую непланетарную передачу, в которой сателлиты 2 становятся паразитными зубчатыми колёсами, не влияющими на её передаточное отношение. Такую передачу называют обращённым механизмом. Для этого механизма при ведущем центральном зубчатом колесе 1, ведомом центральном колесе 3 и мысленно остановленном водиле H передаточное отношение в соответствии с формулой Виллиса имеет вид:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_3}{z_2} \right) = -\frac{z_3}{z_1} \quad (1)$$

где через z обозначены числа зубьев соответствующих зубчатых колёс.