

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРИ АКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ ИЗМЕНЯЮЩЕГОСЯ СОСТОЯНИЯ МНОГОВАЛЬНЫХ СИСТЕМ И ПРИВодОВ НА ОСНОВЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Анализ спектра, содержащего информацию о дефектах механических узлов, нарушающих нормальное функционирование при эксплуатации всего изделия [1,2], значительно увеличивает время на диагностику текущего состояния объекта, что требует использования методов автоматической обработки полученных данных либо применения сопутствующих показателей, которые бы явно либо косвенно отображали текущее состояние исследуемого механизма.

В качестве средства для проведения экспериментальных исследований оборудования использовался реализованный в настоящее время в БрГТУ аппаратно-программный комплекс, позволяющий с высокой степенью точности производить снятие информации об акустических процессах, возникающих в процессе эксплуатации многовальных зубчатых приводов [3].

Одним из объектов экспериментальных исследований, в ходе которых были предложены способы упрощения классических спектральных характеристик анализируемого сигнала, являлась коробка скоростей привода главного движения токарного станка SN-401, кинематическая схема которого предложены на рис. 1. При работе привода находятся в движении и другие его элементы, не влияющие на вращение шпинделя и не отраженные на его кинематической схеме (приводы гитары сменных колес, реверса, тормозного механизма и паразитные шестерни), но оказывающие значительное влияние на формирование итогового акустического сигнала работы привода. Это приводит к возникновению на спектре большого количества дополнительных составляющих, затрудняющих выявление и анализ гармоник на интересующих частотах.

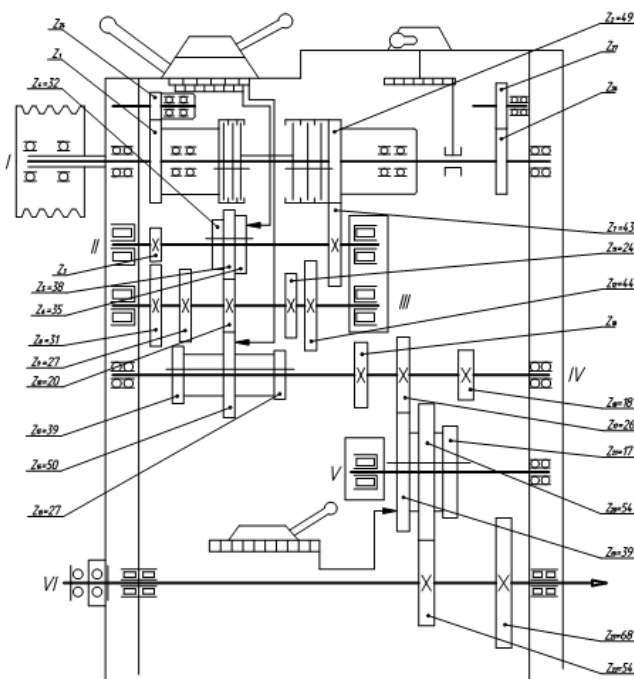


Рисунок 1 – Кинематическая схема коробки скоростей привода главного движения токарного станка SN-401

В качестве источника информации использовался акустический сигнал, сформированный с использованием микрофона с капсулем M101, отстоящим от корпуса коробки скоростей на 300 мм в горизонтальной плоскости.

При анализе информации, полученной после обработки спектра акустического сигнала, можно выделить составляющие акустической активности практических всех элементов привода:

- в области низких частот наблюдаются оборотные и кратные им составляющие всех валов кинематической цепи;
- в области пересопряжения зубьев наблюдаются зубцовые, кратные им составляющие целого ряда зубчатых колес.

Для упрощения процедуры анализа характеристик разработана программа обработки результатов измерений - выявления амплитуд характерных частотных составляющих при работе зубчатого привода. На основе имеющихся шагов к формализации процесса применения диагностических признаков [1,2], приведены оригинальные интегральные показатели:

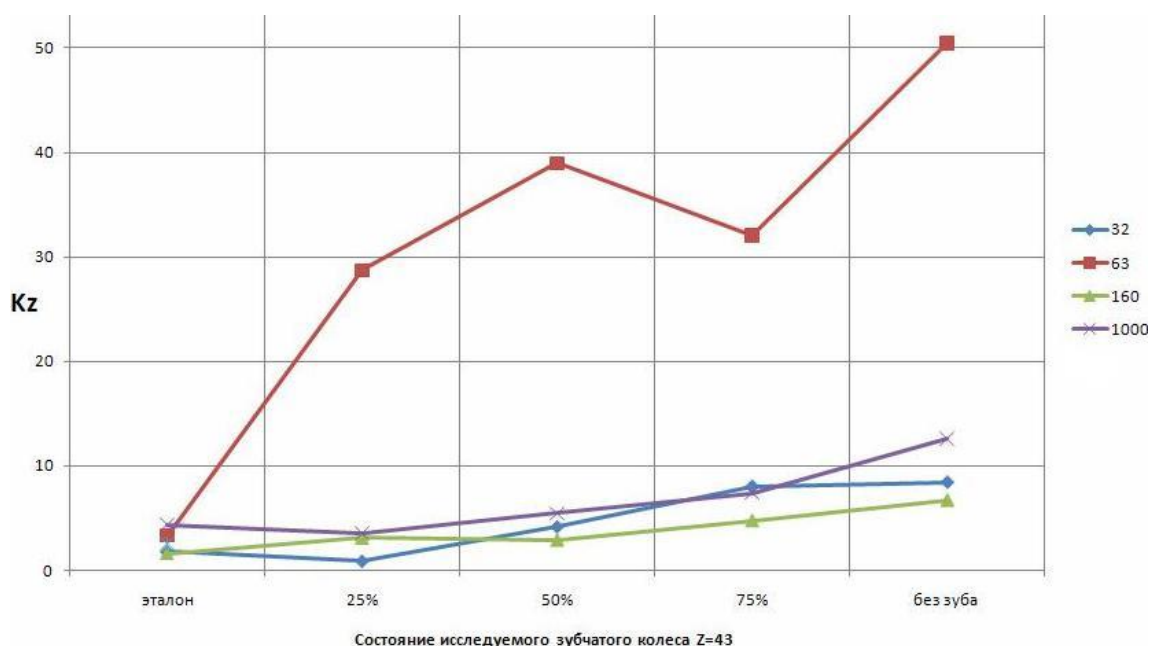
- соотношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к амплитуде кратных зубцовых гармоник эталонного колеса K_z :

$$K_z = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})}{A(f_{zi})_{\text{эт}}};$$

- соотношение сумм амплитуд комбинированных частот анализируемого колеса к сумме амплитуд оборотных частот эталонного колеса $K_{\text{оп}}$:

$$K_{\text{оп}} = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi} \pm nf_o)}{\sum_{i=1}^5 A(f_o)_{\text{эт}}}.$$

Результаты, полученные при использовании серийных колес, приняты в качестве эталонных. На экспериментальной шестерне $Z=43$, находящейся на валу II, моделировался скол зуба (25%, 50% и 75% части зуба, и без зуба) как наиболее распространенный дефект.



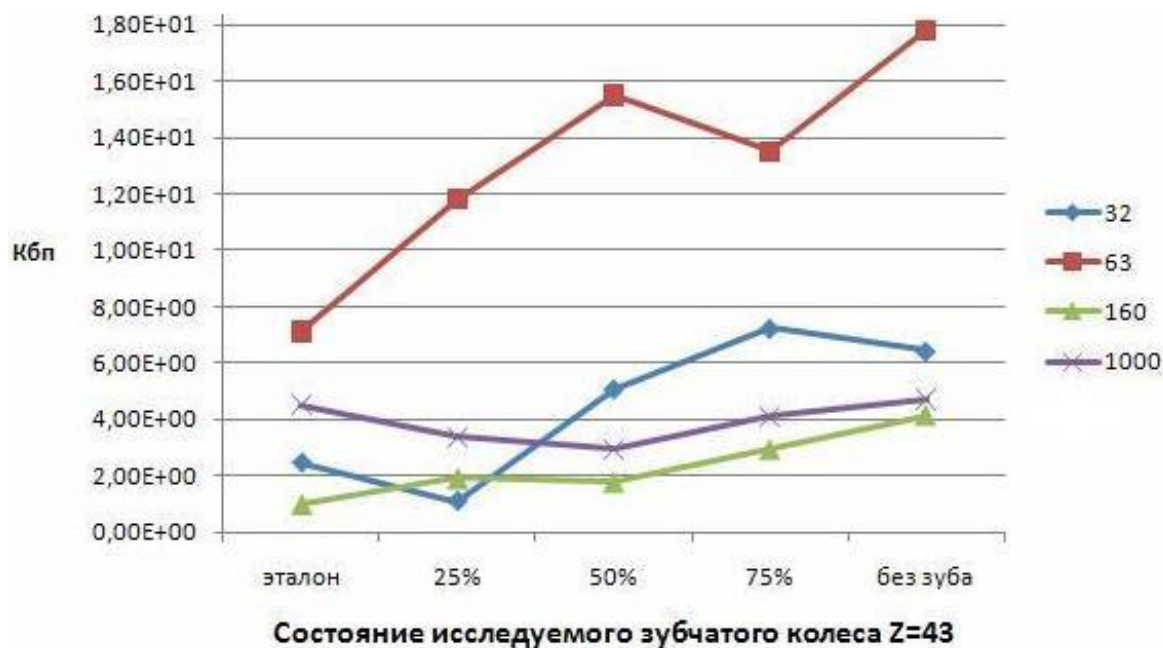


Рисунок 1 - Диаграммы изменения показателей K_z и $K_{бп1}$ для колеса $Z=43$ на различных передачах и при различной степени развитости дефекта

По результатам анализа величин предлагаемых показателей можно сделать следующие выводы:

- изменение величины относительного коэффициента K_z по сравнению с показателем эталонного колеса, свидетельствует о наличии в акустическом сигнале относительно высокоамплитудных гармоник на частотах кратных зубцовой частоте исследуемой шестерни. Причиной такого распределения амплитуд является возникновение локального дефекта, а с ростом его развитости происходит более интенсивный рост амплитуд на данных частотах [1,2];

- изменение величины относительного коэффициента $K_{бп1}$ по сравнению с показателями эталонного колеса, свидетельствует о более высоких амплитудах боковых комбинированных частот к амплитуде оборотной частоты эталонного колеса f_0 . Это возможно при отклонении от нормального состояния исследуемой шестерни из-за потери рабочих поверхностей зубьев своих первоначальных эксплуатационных характеристик, что приводит в дальнейшем к возникновению погрешности профиля [1,2].

Таким образом, рост величины интегральных показателей K_z и $K_{бп1}$ спектра акустического сигнала свидетельствует об изменении текущего состояния исследуемого объекта, а их обработка менее трудоёмка по сравнению с анализом непосредственно полученного спектра.

Список цитированных источников

1. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. -159 с.
2. Anil Jacob and Dr. Y. I. Sharaf-Eldeen. Диагностирование зубчатой передачи с помощью нового метода контроля состояния роторного оборудования: Перевод с англ. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.vibration.ru/d_zub_peredach.shtml.
3. 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. – С. 17 – 26.