

рекуперативных теплообменных аппаратов, таких как пластинчатые или кожухотрубные. Горячая вода аккумулируется в специальную емкость и может быть использована для производственно-бытовых нужд.

Предлагаемое мобильное тормозное устройство имеет еще одно важное преимущество, которое заключается в том, что представляется возможным параллельное соединение двух и более регулируемых аксиально-плунжерных насосов в модульный блок для торможения двигателей высокой мощности.

С помощью регулируемого аксиально-плунжерного насоса НП-90 можно затормозить двигатель мощностью до 100 кВт. При модульном исполнении устройства три насоса НП-90 способны затормозить двигатель мощностью более 270 кВт, что более чем достаточно для горячей обкатки любого двигателя отечественного и зарубежного производства.

В настоящее время в тормозных устройствах возможно использование более мощных регулируемых аксиально-плунжерных насосов НП-112 гидростатической трансмиссии ГСТ-112, которые установлены на последних марках комбайнов ПО "Гомсельмаш".

Заключение

Мобильное тормозное устройство имеет меньшие габариты и дешевле электрических тормозных установок и может быть использовано в мастерских сельхозпредприятий для торможения двигателей тракторов после ремонта, а также диагностирования их общего технического состояния.

Литература

1. Погорелький И.П. Обкатка и испытания тракторных и автомобильных двигателей. - М., "Колос", 1973, с. 208.
2. Бабусенко С. М. Ремонт тракторов и автомобилей. - М.: Колос, 1987. – 345с.
3. Патент на полезную модель ВУ №3174 кл. G 01M 15/00, опубл. 01.09.2006.
4. Гидроэлектрооборудование комбайнов "Полесье": Учеб. пособие/В.А. Шуринов, А.В. Голопятин и др. – Мн.: Ураджай, 1997. – с.223.
5. Патент на полезную модель ВУ №3974 кл. G 01M 15/00, опубл. 02.04.2007.

УДК 620.004.5

ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДА СИНХРОННОГО НАКОПЛЕНИЯ ДЛЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

**Ишин Н.Н., Скороходов А.С., Александрова В.С., Антюшеня Л.М.
(ГНУ Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси),
Новик И.И. (РУП МЗКТ), Драган А.В. (БрГТУ)**

Рассмотрены вопросы применения метода синхронного накопления для вибродиагностики зубчатых передач трансмиссий. Применение данного метода позволяет улучшить соотношение сигнал - помеха и выделить частоты, характерные для каждой зубчатой передачи привода.

Введение

В связи с постоянным усложнением техники, ростом числа диагностируемых узлов и параметров, естественно, предъявляются высокие требования не только к уровню технических средств измерения, но и к информационно-измерительным системам в целом, включая алгоритмы формирования диагностических признаков и правила их распознавания, качество которых определяет адекватность поставленного диагноза реальному состоянию объекта.

Так как в основу системы оценки качества изготовления зубчатых приводов, как

правило, закладывается диагностика состояния зубчатых передач по виброакустическим параметрам, следует иметь ввиду, что виброакустические процессы очень чувствительны к изменению характера взаимодействия деталей механизма. Если механизм содержит ряд кинематических узлов, получить чистую информацию о диагностируемом узле не всегда просто, так как избыточная информация о состоянии других узлов является помехой.

Улучшить отношение сигнал/помеха можно с помощью ряда алгоритмов, выбор которых диктуется предварительной обработкой сигналов, физикой процесса, алгоритмом диагностирования и т.д. Для этой цели используют такие методы обработки сигналов [1 - 3], как фильтрация (частотная селекция) виброакустического сигнала, выделение огибающей (детектирование), стробирование (временная селекция) виброакустического сигнала и т.д. Одним из таких методов является метод синхронного накопления (или фазового усреднения).

Метод синхронного накопления

Данный метод применяется для выделения периодической компоненты исследуемого процесса на фоне аддитивной шумовой компоненты. Суть метода заключается в том, что при суммировании реализаций сигналов на n периодах детерминированной составляющей процесса [4]:

$$y(t) = \sum_{k=1}^n [A(t - kT) + z(t - kT)] \quad (1)$$

где $A(t)$ – периодическая компонента с амплитудой и периодом T ; $z(t)$ – случайная компонента с дисперсией z^2 . Амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально n , следовательно, энергия растет пропорционально n^2 , в то время как дисперсия суммы случайных компонент равна сумме дисперсий nz^2 , если время усреднения T больше интервала корреляции шума. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно $E_c/E_{ш} = n(A^2/z^2)$, что в n раз превышает то же отношение на входе устройства.

Иными словами [5], при наличии датчика оборотов и вибродатчиков на каждом обороте вала датчик оборотов дает метку оборота. Этот сигнал является запускающим стробом для развертки сигнала вибродатчика. Получаемые развертки сигналов суммируются. При этом все источники сигналов, связанных с частотой вращения вала, накапливаются и увеличиваются в сумматоре линейно пропорционально количеству оборотов N . Все остальные сигналы, некоррелированные с вальной частотой, накапливаются пропорционально N , и при большом количестве усреднений полезный сигнал превышает уровень помехи. Разложение в ряд Фурье сигнала, полученного за один оборот вала, позволяет получать уровни вибрации для каждой гармоники частоты вращения вала [6].

Описанный алгоритм на сегодняшний день закладывается не только в методики обработки данных, но и непосредственно в программное обеспечение виброанализаторов. Примером могут служить портативный виброанализатор/сборщик данных «Кварц» с пакетом «Диамант-эксперт» (фирма «Диамех», Россия), а также разрабатываемая в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси комплексная система оценки качества изготовления и технического состояния зубчатых приводов. Их использование обеспечивает получение оценки формы периодического сигнала в шуме и позволяет исключить влияние на результат измерения неравномерности вращения привода.

Диагностирование коробки передач автомобиля МАЗ [7]

Анализ кинематической схемы коробки передач показывает, что все ее зубчатые пары постоянно находятся в зацеплении, и на спектрах вибрации присутствуют характерные спектральные составляющие даже для тех из них, которые в данный момент не передают нагрузку. Кроме того, зубцовые частоты шестерен 5-ой передачи $z_9/z_{10}=35/26$ совпадают с зубцовыми частотами понижающей пары $z_1/z_2=33/35$, передающей вращение с входного вала

на промежуточный. В данных условиях достаточно проблематично разделить сигналы от зубчатых пар $z_1/z_2=33/35$ и $z_9/z_{10}=35/26$, что затрудняет их идентификацию по виброакустическим спектрам с точки зрения разбраковки.

Для примера рассмотрим замер виброускорений при включении 6-ой передачи в коробке передач, установленной на испытательном стенде. Расчет зубцовых частот для данной передачи приведен в таблице 1, однако на спектре (рисунок 1) хорошо видна только одна расчетная спектральная составляющая, совпадающая со второй зубцовой частотой передающей на нагрузку пары $z_5/z_6=20/33$, это частота $2f_z = 910$ Гц. Данная спектральная составляющая не является преобладающей в спектре, и имеется еще целый ряд неидентифицируемых спектральных составляющих. Более того, в спектре не найдено характерных частот от других зубчатых пар, хотя они также постоянно находятся в зацеплении.

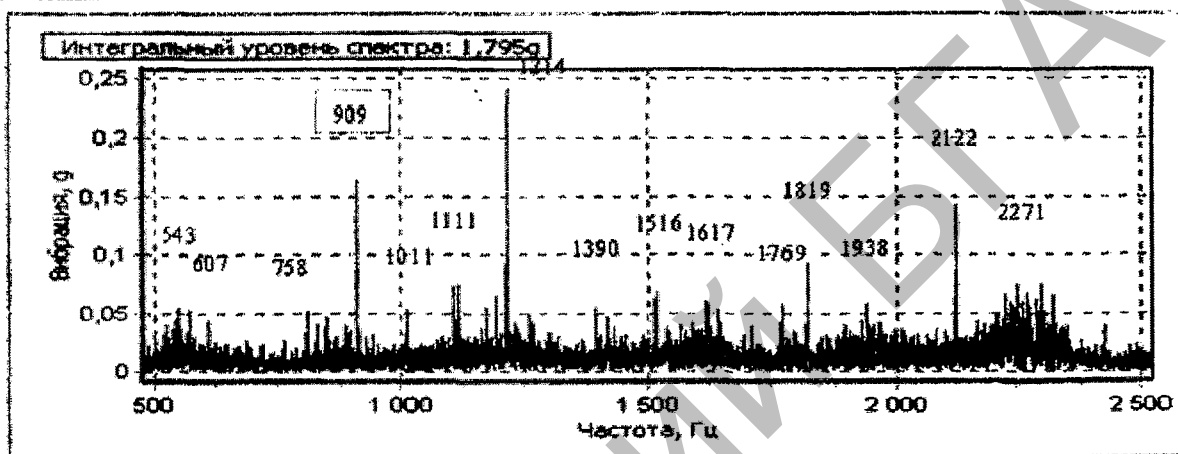


Рисунок 1 – Спектр виброускорений коробки передач МАЗ на 6-ой передаче

Полученный с применением метода синхронного накопления гармонический спектр, с привязкой к валам механизма, позволяет диагностировать и оценивать состояние отдельных зубчатых колес конкретного вала. В результате разложения общего спектра по валам на спектре промежуточного вала (рисунок 2) мы видим гармоники $z=14, 20, 28$ и 35 от всех расположенных на этом валу шестерен, а также ряд кратных им гармоник.

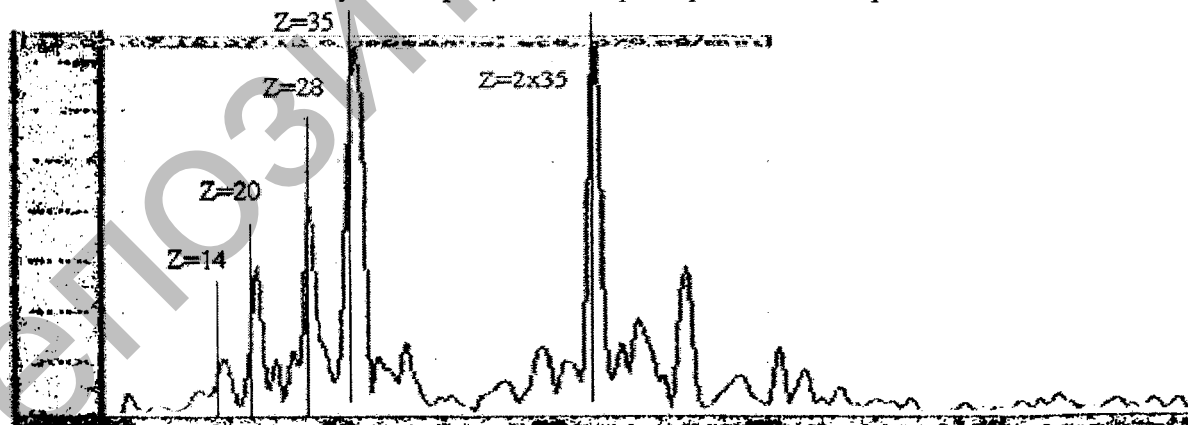


Рисунок 2 – Спектр виброускорений промежуточного вала коробки передач МАЗ на 6-ой передаче

Таблица 1 – Расчет зубцовых частот при работе коробки передач на 6-ой передаче

Частота вращения входного вала	Зубцовые частоты	Передача			
		1	2 (6)	3 (7)	5 (9)
		$z_3/z_4=14/38$	$z_5/z_6=20/33$	$z_7/z_8=28/34$	$z_9/z_{10}=35/26$
$n_1 = 1448 \text{ мин}^{-1}$	f_z	318	455	637	796
	$2 f_z$	637	910	1274	1592
	$3 f_z$	955	1365	1911	2388

Диагностирование коробки передач трактора МТЗ [8]

Оценка вибрации элементов, расположенных на валах понижающего редуктора и коробки передач трактора МТЗ 80/82, проводилась при замере виброускорений на верхней крышке коробки передач. Основными источниками вибрации, создаваемой элементами промежуточного вала на верхней крышке коробки передач, являются зубчатые сопряжения колес $z=43$, $z=40$ и $z=38$ (нагрузка передается парой 24/40), находящихся в зацеплении с соответствующими шестернями первичного вала. Спектр виброускорений, создаваемых элементами данного вала, представлен на рисунке 3.

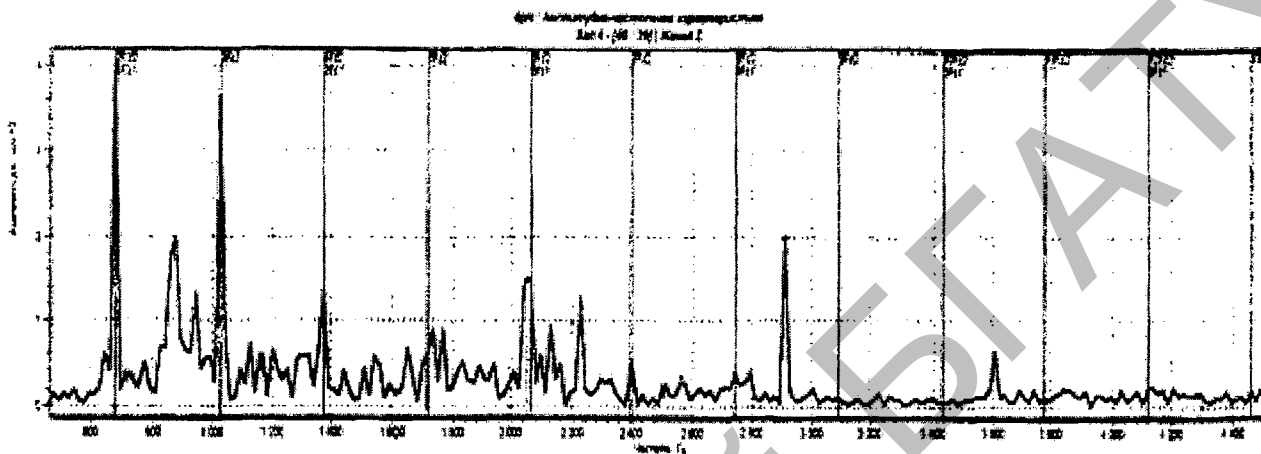


Рисунок 3 – Виброускорения промежуточного вала коробки передач трактора МТЗ 80/82 на 4-ой передаче

Заключение

Мониторинг уровней виброускорений гармоник зубцовых частот трансмиссионных систем автотракторной техники, полученных с использованием метода синхронного накопления, упрощает и позволяет автоматизировать процесс контроля качества их изготовления и технического состояния: степень приработки, начало процесса разрушения зубчатых колес и т.д. Облегчается также использование диагностических признаков в виде численных характеристик, называемых дискриминантами процессов, например,

безразмерного дискриминанта изнашивания зубьев [9] $\beta_u = \sum_{n=2}^N a_{f_{z_n}} / a_{f_{z_1}}$, где $a_{f_{zn}}$ – уровни виброускорений гармоник зубцовых частот.

Литература

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288с.
2. Szczepanik, J., "Time Synchronous Averaging of Ball Mill Vibration," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.3, Number 1, pg. 99. January 1989.
3. McNames, J., "Fourier Series Analysis of Epicyclic Gearbox Vibration," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 124, No 1, Jan. 2002, pp. 150-152.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981 – Т.5 Измерения и испытания. – Под.ред.М.Д.Генкина. 1981. 496с.
5. Диагностика зубчатых передач виброакустическими методами. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autex.spb.ru/pdf/vibro1.pdf> – Дата доступа 24.03.2008.
6. Смирнов В.А. Оценка качества зубчатых передач ОАО "ГАЗ". [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vibration.ru/gaz.shtml> – Дата доступа 24.03.2008.
7. Создание макета компьютеризированной системы оценки качества изготовления зубчатых приводов (на базе имеющихся инструментальных модулей): отчет о НИР (промежуточный) /

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темы Н.Н.Ишин. – Мн., 2007. – 74с. - №ГР20065571.

8. Провести анализ испытаний вибрационных характеристик зубчатых передач и трансмиссии в сборе, виброакустической активности корпусных деталей: отчет о НИР (промежуточный) / Институт надежности машин НАН Беларуси, рук. темы И.В.Жук. – Мн., 1999. – 69с.

9. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В. П. Максимов, И. В. Егоров, В. А. Карасев. — М.: Машиностроение, 1987.— 208 с.

УДК 629.12.05

ИНСТРУМЕНТАЛЬНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Ишин Н.Н., Скорыходов А.С.

(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси)

Рассмотрены возможности оценки технического состояния приводных механизмов с использованием современных вибродиагностических аппаратно-программных комплексов. Изложены методические подходы и приведены результаты прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач.

Введение

Переход от планово-предупредительной системы обслуживания техники и оборудования к обслуживанию по их фактическому состоянию в настоящее время становится приоритетным во многих отраслях промышленности [1,2]. В качестве примера, можно назвать предприятия нефтегазового комплекса России, которые в значительной степени перешли к обслуживанию и ремонту нефтегазоперекачивающего оборудования (редукторов, компрессоров, насосов и др.) по его фактическому состоянию [1]. Такое обслуживание техники имеет ряд преимуществ, например, резко снижается число аварийных выходов оборудования из строя, исключение необоснованных сборочно-разборочных работ позволяет сохранить 6-10% ресурса машины (за счет исключения нового цикла приработки после разборки), сокращаются трудозатраты на проведение таких работ. Вместе с тем, переход к обслуживанию по фактическому состоянию предполагает наличие инструментальной и методической базы, позволяющей в процессе эксплуатации технических систем, путем периодического безразборного контроля оценивать текущее техническое состояние объекта и с достаточно высокой степенью вероятности прогнозировать остаточный ресурс его критичных узлов и элементов, каковыми в большинстве случаев являются подшипниковые узлы и зубчатые передачи приводных механизмов.

Из существующих на сегодня безразборных методов диагностики редукторных систем (прогнозирование остаточного ресурса по величине массы частиц износа в масле, потере КПД, изменению рабочей температуры и др.), наиболее перспективными являются методы, основывающиеся на постоянном или периодическом мониторинге их вибрационных характеристик. Однако широкое применение указанных методов сдерживается сложностью выбора параметров вибраций, которые могли бы служить надежными критериями оценки технического состояния объекта диагностирования, и отсутствием изученной взаимосвязи изменения этих параметров с остаточным ресурсом наиболее нагруженных узлов приводных механизмов.

Поэтому разработка эффективных инструментально-методических средств оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса ответственных элементов машин и механизмов в рабочих условиях является важной и актуальной задачей машиностроителей и ученых в области технических наук.