

температурой масла t , нагружающим моментом T и частотами вращения n

$$h=0, 00702 \cdot n^{0,79} \cdot t^{2,4} \cdot T^{-0,24} \quad (2)$$

Необходимо отметить, что при частотах вращения $\omega = 110 \div 50$ рад/с толщины средние значения толщин смазочных слоев стабилизируются на одном уровне, а затем вновь начинают увеличиваться с возрастанием скоростей вращения от 160 рад/с (рис.4). При одинаковой частоте вращения входного вала диагностируемой передачи и увеличении нагружающего момента на его выходном валу виброускорения подшипниковых опор и звуковое давление, генерируемой зубчатых зацеплением, параболически возрастали, причем кривые изменения этих параметров были практически эквидистантны друг другу (рис.3). Одновременно с этим уменьшались средние значения толщин смазочных слоев.

При исследованиях между нагруженностью отдельных пар зубьев и параметрами генерируемых ими виброускорений также наблюдалась удовлетворительная корреляционная связь.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов проведенных исследований показал высокую эффективность использования разработанных методических подходов и схем контроля (рис. 1) с использованием современных микропроцессорных средств определения реальных параметров взаимодействия отдельных пар зубьев диагностируемого объекта при проведения ускоренных испытаний зубчатых передач, позволяющих технически обоснованно рассматриваемых как объект исследований, и на основе этого значительно повысить информативность полученных результатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. А.с. СССР №1626101. Способ испытаний прямозубых зубчатых колес на контактную усталость зубьев/ О.В.Берестнев, В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.П. Гардовский // Опубл. в Бюл. изобр., 1991.- № 5.

УДК 629.114.2.001.4

**Басинюк В.Л., Усс И.Н.,
Басинюк Я.В., Мардосевич Е.И.**

ДИАГНОСТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

ВВЕДЕНИЕ

Техническое состояние гидроприводов отечественных мобильных машин и оборудования во многом лимитирует их работоспособность и является одним из важнейших аспектов надежности и безопасности эксплуатации. Ниже приведены результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в области создания микропроцессорных средств для контроля и оценки технического состояния гидроприводов мобильных машин и оборудования, созданных ИНДМАШ НАН Беларуси совместно с ГСКБ ПО МТЗ в рамках ГНТП «Приборы, средства измерений и техническая диагностика» (раздел «Техническая диагностика»).

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основной целью исследований являлось повышение мобильности, информативности и достоверности результатов диагностирования.

При создании микропроцессорных средств для контроля и оценки технического состояния гидроприводов мобильных

2. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем; ч.1. / О.В.Берестнев, Н.Н.Ишин, В.Л.Басинюк и др.-Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси,- 1997.- 60с.
3. Патент РБ № 4261. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях // О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин Н.Н., В.Л. Басинюк В.Л. и др.;
4. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей.- Мн.: Беларуская навука, 1999 - 175с.
5. Басинюк Я.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением // Вестник Брестского государственного технического университета. – Сер. Машиностроение, автоматизация, ЭВМ. 2001. - №4. - С. 48-53.
6. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник - М.: Машиностроение, 1984. –280 с.
7. Крагельский И.В., А.В. Блюмен, Г.М. Харач. Развитие расчетных методов оценки износа трущихся сопряжений: Сб. ст. -М.: Наука, 1983.- С.3-10.
8. Райко М.В. Смазка зубчатых передач.- Киев: Техніка, 1970. - 196с.
9. Трение, изнашивание и смазка. Справочник: в 2-х кн.Кн.2./Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина.- М.: Машиностроение, 1979. - 358с.
10. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки.- М.: Изд-во АН СССР, ОТН, 1951, № 2, с. 209-223.
11. Дроздов Ю.Н., Рещиков В.Ф., О коэффициенте трения и толщине масляной пленки в тяжелом нагруженном контакте // Вестник машиностроения. - 1968, №12. – С. 9-12.
12. Методика ускоренных сравнительных испытаний цилиндрических зубчатых колес // В.П. Гордовский, О.В. Берестнев, В.Л. Басинюк, В.К. Дубовский – М.: ГОСНИТИ, 1988. - 65 с.

машин и оборудования были поставлены следующие основные задачи исследований:

- микропроцессорная система должна обеспечить съем диагностических данных при нестационарных, динамически изменяющихся давлениях в диагностируемой системе;
- съем, обработка, анализ и представление контролируемых параметров должны осуществляться в автоматизированном режиме с использованием микропроцессорных программируемых вычислителей (ПЭВМ), позволяющих в результате проведенного комплекса работ прогнозировать остаточный ресурс работоспособности гидропривода в целом и его узлов;
- созданная система должна быть ориентирована на оценку технического состояния и остаточного ресурса гидропривода в целом и его элементов при изготовлении, испытаниях и в эксплуатации.

2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для реализации цели и основных задач исследований бы-

ли разработаны алгоритмы и методики диагностирования, созданы образцы программно-аппаратных средств для их реализации, включающий микропроцессорный блок для съема и обработки диагностических данных.

Микропроцессорный блок состоит (рис.1) из двух каналов (1,2) выделения измерительной информации, программируемого вычислителя 3 (ПЭВМ), регистрирующего устройства 4 (принтера), индикатора 5 (может быть использован монитор ПЭВМ), двухлинейного двухпозиционного распределителя 6 с электромагнитным управлением, регулируемого предохранительного клапана 7, гидроаккумулятора 8, контроллера 9 и блока команд 10.

Первый канал выделения измерительной информации о давлении 8 включает последовательно соединенные первичный преобразователь (датчик давления) 11, гидроаккумулятор 8, регулируемый усилитель 12, аналого-цифровой преобразователь (АЦП) 13. Второй канал выделения измерительной информации о числе оборотов привода 13 гидронасоса 14 включает последовательно соединенные первичный преобразователь (импульсный датчик частоты вращения) 15 с аналоговым выходом, связанный с приводом 20 гидронасоса 14 гидросистемы 16, регулируемый усилитель 17 и АЦП 18. Гидросистема 16 включает в себя элементы гидравлического привода мобильной машины, расположенные между гидронасосом 14 и исполнительным органом на выходе гидропривода. Входы распределителя 6, предохранительного клапана 7 и гидроаккумулятора 8 соединяются с выходом гидросистемы 16. Слив рабочей среды осуществляется в емкость 19, в качестве которой используется бак диагностируемой гидросистемы.



Рисунок 1 – Схема микропроцессорной части аппаратно-программных средств.

У контроллера 9 соответствующие входы и выходы связаны с АЦП 13,18, программируемым вычислителем 3, регулируемые усилителями 12, 17 и блоком команд 10, выход которого связан с распределителем 6. Гидронасос 14, распределитель 6 и предохранительный клапана 7 соединены с емкостью 19. Устройство снабжено средством контроля температуры рабочей среды.

Перед диагностированием предохранительный клапан 7 устанавливается на требуемое максимально допустимое для

гидросистемы 16 давление. Входы распределителя 6, предохранительного клапана 7 и гидроаккумулятора 8 соединяются с выходом гидросистемы 16. Распределитель 6 устанавливается в положение, при котором в процессе работы гидронасоса 14 рабочая среда будет поступать в емкость 19.

Включается привод 20 гидронасоса 14 и после его выхода на номинальные режимы работы переключением распределителя 6, управляемого программируемым вычислителем 3 через контроллер 9 и блок команд 10, рабочая среда направляется в гидроаккумулятор 8.

При заполнении гидроаккумулятора 8 давление в гидросистеме 16 монотонно возрастает до срабатывания предохранительного клапана 7 на настроенном уровне давления и рабочая среда начинает сливаться в емкость 19. В процессе заполнения гидроаккумулятора 8 в канале 1 выделения измерительной информации от датчика давления 11, связанного с гидроаккумулятором 8, аналоговый электрический сигнал поступает в регулируемый усилитель 12, где под управлением контроллера 9 усиливается до требуемого уровня, после чего передается в АЦП 13, где преобразуется в цифровой вид. Управление дискретизацией процесса преобразования сигнала в АЦП 13 осуществляется контроллером 9. Затем преобразованный в цифровой вид сигнал передается в контроллер 9 и оттуда в программируемый вычислитель 3, где запоминается. Одновременно с этим по аналоговой схеме в канале 2 выделения измерительной информации от импульсного датчика частоты вращения 15, связанного с приводом 13 гидронасоса 14, аналоговый электрический сигнал поступает в регулируемый усилитель 17, управляемый контроллером 9, усиливается и передается в АЦП 18, где преобразуется в цифровой вид. Управление дискретизацией процесса преобразования сигнала в АЦП 18 осуществляется контроллером 9. Преобразованный в цифровой вид сигнал передается в контроллер 9, откуда в программируемый вычислитель 3 и запоминается.

При срабатывании предохранительного клапана 7 привод 13 гидронасоса 14 выключается, распределитель 6 по команде программируемого вычислителя 3 через контроллер 9 устанавливается в положение на слив гидроаккумулятора 8, который разряжается в емкость 19. Для статистической обработки данных приведенная выше последовательность операций повторяется необходимое число раз.

После завершения набора диагностических данных программируемым вычислителем 3, с учетом температуры рабочей среды, осуществляется их комплексная обработка, включающая анализ градиентов изменения давлений в гидроприводе и объемов рабочей среды, поступающей в гидроаккумулятор 8 при возрастании давления (по тарировочным данным гидроаккумулятора 8), их сравнение с расчетными (по паспортным) объемами подачи рабочей среды гидронасосом при исправном состоянии диагностируемого гидропривода.

Обработка диагностических данных осуществляется в автоматизированном режиме с использованием методов математической статистики посредством специального программного обеспечения «ГИДРОТЕСТ».

Остаточный ресурс работоспособности диагностируемого гидропривода с учетом среднего времени зарядки гидроаккумулятора определяется из зависимости

$$N_o = k \cdot [1 - (t_R - t_N) / (t_P - t_N)] \cdot N_H \quad (1)$$

где k – поправочный коэффициент, связывающий результаты диагностирования конкретного типа гидроприводов с номинальным (N_H) и остаточным (N_o) ресурсами их работоспособности.

Схема реализации методики диагностирования диагностических данных приведена на рис.2.

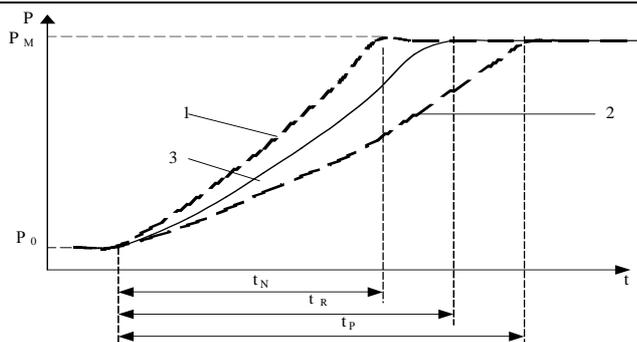


Рисунок 2 – Изменение давления в гидроаккумуляторе.

1,2 – расчетная (по паспортным данным) или эмпирическая кривая увеличения давления в гидроаккумуляторе соответственно при максимально возможной производительности насоса и отсутствии утечек в гидроприводе и при минимально допустимой производительности насоса и максимально допустимых утечках в гидроприводе, 3 – усредненная кривая увеличения давления в гидроаккумуляторе при контроле технического состояния диагностируемого гидропривода, P_0 , P_M – соответственно начальное и максимально возможное противодавление в гидроаккумуляторе, настраиваемое в соответ-

УДК 621.833

**Драган А.В., Скороходов А.С.,
Александрова В.С., Саливончик Ю.Н.**

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ ПРИ РАБОТЕ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

Основные повреждения и выходы из строя зубчатых передач, лимитирующие надежность, долговечность и, соответственно, конкурентоспособность всей машины, имеют чаще всего усталостную природу и вызываются практически неизбежными для данного вида приводов динамическими нагрузками. Важными причинами возникновения последних являются особенности процесса зацепления в зубчатых передачах, массо-жесткостные параметры привода и другие факторы, так или иначе вызывающие циклические изменения характера движения элементов и звеньев передачи, что является предпосылкой использования для оценки ряда динамических явлений на рабочих режимах методов и средств кинематического контроля. В данном случае можно говорить об определенном отступлении от «классических» задач кинематического контроля, поскольку результат предполагает получение не прямых сведений о точности элементов зубчатых передач, а результат влияния тех или иных режимных факторов на погрешность взаимного движения звеньев передачи.

Как известно, нагрузка и скорость существенно изменяют кинематическую погрешность, однако в литературе имеется немного сведений о характере их влияния на кинематику передачи. Это связано с тем, что экспериментальные исследования кинематической погрешности традиционно проводились

в соответствии с методикой диагностирования с учетом параметров контролируемого гидропривода, t_N , t_P – соответственно минимально возможное и максимально допустимое время зарядки гидроаккумулятора до срабатывания предохранительного клапана, t_R – среднего времени зарядки гидроаккумулятора при диагностировании.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная микропроцессорная система может быть использована для контроля и оценки технического состояния гидроприводов мобильных машин и оборудования при их техническом обслуживании в стационарных условиях и в условиях эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Св. на пол. мод. № 20960 РФ, МКИ⁶ G01H17/00. Устройство для диагностики приводных систем / Басинюк В.Л., Мелешко М.Г., Усс И.Н., Шевченко В.С., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Борейшо В.Е. (РФ). - №2001112935.
2. Патент РБ № 628, МКИ⁶ G01H17/00. Устройство для диагностики приводных систем / Басинюк В.Л., Мелешко М.Г., Усс И.Н., Шевченко В.С., Мардосевич Е.И., Басинюк Я.В., Борейшо В.Е. (РФ). - №20010628.

в измерительных условиях и ставили собой целью только определение параметров, определяющих показатели кинематической или геометрической точности зубчатых колес и передач. В значительной степени это определялось также функциональными возможностями используемых для проведения измерений средств.

Исследования взаимосвязи динамических явлений и кинематических характеристик передачи проводились на специальном стенде с разомкнутым силовым контуром в ИНД-МАШ НАН Беларуси. Привод осуществлялся от балансирной машины постоянного тока типа 1DS 1036, которая позволяет обеспечивать частоту вращения ведомого вала в диапазоне 0...3000 мин⁻¹. Зубчатые колеса исследуемого привода были изготовлены со строго регламентированными погрешностями определенной величины и устанавливались в специальной испытательной коробке, которая включает в себя все необходимые устройства для установки испытываемых зубчатых колес и обеспечения необходимых условий их сопряжения. Для создания нагрузки в составе стенда использовался порошковый тормоз ПТ-250М1, обеспечивающий тормозной момент до 2500Нм. Замеры кинематической погрешности производились с помощью контрольно-диагностического комплекса с использованием фотоэлектрических преобразо-

Драган Александр Вячеславович. К.т.н., ст. преподаватель кафедры «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.

Саливончик Юрий Николаевич. Ассистент каф. «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.

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

Скороходов Андрей Станиславович. К.т.н., старший научный сотрудник Института надежности машин НАН Беларуси.

Александрова Вера Сергеевна. Младший научный сотрудник Института надежности машин НАН Беларуси.