

УДК 62-82+681.523

В. С. ШЕВЧЕНКО, М. И. ЖИЛЕВИЧ, А. В. КОРОЛЬКЕВИЧ

ТЕХНИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

(Поступила в редакцию 18.04.2008)

Введение. Одной из основных функций системы технического диагностирования гидропривода является соответствие его технического состояния нормативным требованиям. Свойства гидравлических систем, определяющие их техническое состояние, подвержены изменениям в процессе эксплуатации машин.

Опыт подтверждает, что значительная часть техногенных аварий связана с ошибками, допущенными при проектировании и эксплуатации машин, и цена таких ошибок исключительно велика [1]. В связи с этим особенно актуальной представляется задача отработки алгоритмов технического диагностирования гидросистем, а также повышение их эффективности и достоверности.

Особенности технического диагностирования гидроприводов. Для сложных, энергоемких и потенциально опасных для человека и окружающей среды технических устройств первостепенным требованием является обеспечение их безаварийной работы. Допустимые значения параметров и признаков гидроприводов машин определяются с обязательным учетом присущих собственно им особенностей. Прежде всего это – централизация функций и массовое распределение воздействий, осуществляемое единым рабочим телом (жидкостью). Глубина поиска неисправности и достоверность результатов диагностирования определяют степень безопасной эксплуатации машины, а также достоверность прогноза ее технического состояния в будущие моменты времени.

В процессе эксплуатации гидравлических приводов машин могут применяться различные методы диагностирования (рис. 1).

При функциональном диагностировании состояние гидравлического привода определяют по результатам текущего контроля параметров (конструктивных, режимных, эксплуатационных и др.). В случае использования методов тестового диагностирования гидросистему подвергают специальным воздействиям. Затем с помощью средств диагностики полученную на выходе реакцию сравнивают с эталонной и делают заключение о состоянии системы.

Основными недостатками указанных методов являются повышенные требования к объему памяти системы контроля параметров и невысокая оперативность таких систем. Особенно это относится к случаям контроля реализации сигналов или их статистических характеристик для всех состояний функционирования диагностируемого гидропривода.

Требования к алгоритмам обнаружения неисправностей. Техническое обслуживание гидросистем машин требует участия высококвалифицированных специалистов, использующих современные высокоточные диагностические приборы, с помощью которых реализуются алгоритмы устранения неисправностей и обеспечения надежности диагностируемых устройств. Такой метод диагностики является современным, но он, к сожалению, не получил еще достаточно

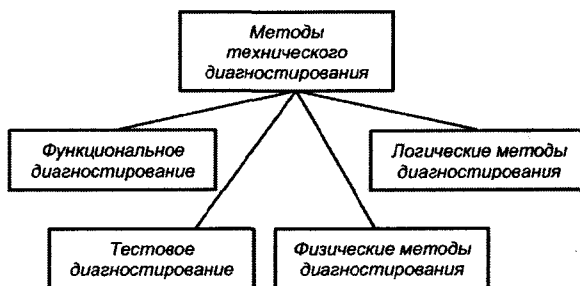


Рис. 1. Методы технического диагностирования

широкого распространения в основном по причине того, что в эксплуатации часто находятся машины не последних лет изготовления и не оснащенные современными диагностическими системами. Однако даже в этом случае при наличии опытного специалиста можно достаточно быстро и достоверно определить причины неисправности гидросистемы, используя так называемый логический метод [2].

Все неисправности гидравлических систем можно разделить на две группы:

неисправности, не влияющие в данный момент на функционирование машины (утечки, повышенный шум, повышенная температура и т. п.);

функциональные неполадки (заедания, снижение производительности, возгорания и т. п.).

Поиск неполадок осуществляется по разным алгоритмам. Опыт специалиста и его практические навыки при этом имеют решающее значение. Эксплуатационная документация, как правило, содержит массу ценной информации о предыстории возникшей проблемы (имелись ли ранее аналогичные неисправности, какие работы проводились по техническому обслуживанию и настройке тех или иных агрегатов и систем). Логический анализ такой информации позволяет обеспечить значительную экономию времени при диагностировании, а значит, и своевременно предотвратить аварии.

Выявление простейших неисправностей типа утечек, вспенивания или перегрева рабочей жидкости, недостаточной скорости исполнительных органов, повышенного шума в отдельных устройствах и т. п. с помощью органов чувств и на основании опыта позволяют избежать излишних усложнений систем технического диагностирования. Это способствует повышению их собственной надежности и определенной концентрации функциональных возможностей на поиске и анализе более сложных неисправностей.

Опыт диагностирования и хорошее знание устройства гидросистемы позволяют определить приоритетный порядок проверки агрегатов. Если сразу при предварительной проверке неисправный агрегат не найден, то проводят более тщательную проверку каждого агрегата с помощью специальных контрольных устройств и стендов. После нахождения неисправного агрегата определяются и устраняются причины и возможные последствия неисправности (очистка или замена рабочей жидкости, регулировка предохранительных и кондиционирующих устройств и т. п.).

Алгоритмы предварительного логического диагностирования гидросистем обычно включают ряд последовательных проверок соответствия марок и установок агрегатов, правильности их регулировок и сигналов управления [2].

С целью повышения эффективности встроенных систем диагностирования мобильных машин были разработаны базовые диагностические модели и схемы (базовые алгоритмы) автоматического поиска возможных неисправностей гидроприводов [4]. При этом в схемах распознавания учитываются переходные процессы в гидросистеме.

Работа алгоритмов поиска дефектов гидроприводов по существующим методикам основана на сравнении измеренных сигналов с их допустимыми значениями, характеризующими, как правило, статический режим работы. В автоматизированных системах, в частности во встроенных микропроцессорных системах диагностирования, измерение параметров осложняется динамическими процессами в гидроприводе, колебаниями контролируемых параметров и перерегулированием. Разовый импульс или рассогласованность входных и выходных сигналов на переходных режимах могут стать причиной ложного срабатывания сигнализирующей системы и неверного вывода о техническом состоянии гидропривода. Кроме того, адекватная работа системы диагностирования при увеличении потока информации (количества параметров) возможна лишь при условии согласования характера и параметров протекания переходного процесса в гидроприводе с параметрами измерительной аппаратуры (частотой квантования, которую можно выбрать по теореме Котельникова–Шеннона; производительностью микропроцессора; алгоритмом обработки информации).

Эффективным инструментом для решения широкого круга задач, связанных с оценкой технического состояния и определением параметров алгоритмов автоматического поиска неисправностей гидропривода, является его математическая модель. Такая модель позволяет:

рассчитать характеристики качества переходного процесса в контрольных точках для согласования с быстродействием системы диагностирования и частотой квантования, оценить перегрузки на датчиках;

рационально организовать процесс распознавания дефектов в автоматическом режиме;

получить эталонные зависимости для оценки технического состояния гидропривода по методу переходных характеристик;

рассчитать предельные значения диагностических параметров гидросистемы и ее узлов, обеспечивающих требуемую эффективность привода;

спрогнозировать на стадии проектирования возможные разрушения конструкции элементов гидропривода из-за перегрузок, обусловленных перерегулированием, а также дефекты, связанные с нарушением последовательности и равномерности выполнения операций.

В соответствии с методикой моделирования [3, 4] составляется расчетная схема, для этого гидропривод делится по характерным точкам принципиальной схемы на участки и рассматривается как система с сосредоточенными параметрами. Затем принимается ряд допущений, наиболее общими из которых являются предположения, что свойства жидкости не изменяются во время переходного процесса, рабочая жидкость является однородной, кавитация и утечки исключаются, нестационарность потока не влияет на величину потерь давления. Исходная система уравнений, описывающих физические процессы в гидроприводе, включает в себя три типа уравнений:

уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода (баланс давлений на входе и выходе i -го участка с учетом потерь давления по длине трубопровода, а также местных и инерционных потерь);

уравнения расходов (алгебраическая сумма входящих и выходящих из узла объемных расходов с учетом сжимаемости жидкости);

уравнения движения подвижных деталей, отражающие их равновесие под действием приложенных сил и моментов.

После преобразований модель приводится к замкнутой системе дифференциальных уравнений, решаемой численными методами.

Моделирование динамики гидропривода и результаты расчетов были использованы при проектировании встроенной системы диагностирования карьерных самосвалов, объединенная гидросистема которых включает в себя тормозной привод, привод подъема платформы и рулевое управление. Расчетная схема гидропривода подъема платформы представлена на рис. 2. Участок У1–У2 моделирует распределитель, У2–У3 – напорный трубопровод, сопротивление трубопровода низкого давления не учитывается, в узле У2 сосредоточен объем рабочей жидкости с коэффициентом податливости $\Psi(p_3)$ для учета ее сжимаемости. Предполагалось также, что масса груза и координаты центра масс относительно платформы не изменяются при угловом перемещении последней. Математическая модель, разработанная на основе указанной методики, имеет вид:

$$A_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = p_1 - p_3 - A_3 \frac{dx}{dt} - \left(A_2 + \frac{A_{10}}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{dt} \right);$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \left(f \frac{dx}{dt} - F_{\text{вз}} \frac{dz}{dt} \right) (E_a + a_p p_3) / (f l + V_{\text{вз}});$$

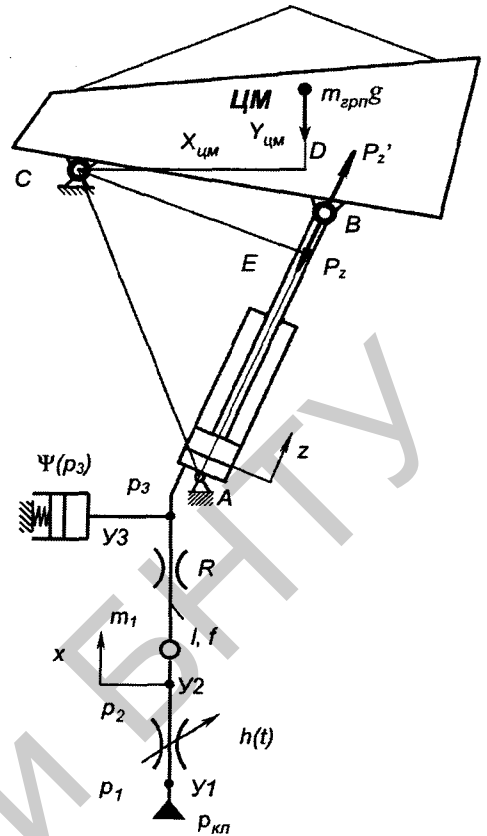


Рис. 2. Расчетная схема гидропривода механизма подъема платформы

$$A_{60} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = (p_3 F_{\text{пз}} - m_{\text{пп}} A_{50}) |AC| \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2} - m_{\text{гп}} g \sqrt{X_{\text{цм}}^2 + Y_{\text{цм}}^2} \cos \left(\varphi + \arctg \left(\frac{Y_{\text{цм}}}{X_{\text{цм}}} \right) \right);$$

$$A_1 = \rho l; \quad A_2 = 0,5 \xi \rho + 0,443 \frac{k_{\varepsilon} \rho l}{\sqrt{f}}; \quad A_3 = 27,5 \frac{\rho v l}{f}; \quad A_{10} = 0,5 \rho f^2 / (\mu_p \pi D_p)^2;$$

$$z = \sqrt{|BC|^2 + |AC|^2 - 2|BC||AC| \cos((ACB)_0 + \varphi)} - L_0;$$

$$A_{50} = \frac{|BC| \times |AC| \times \cos((ACB)_0 + \varphi) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - \frac{1}{L_0 + z} \left(\frac{dz}{dt} \right)^2}{L_0 + z};$$

$$A_{60} = J + m_{\text{пп}} \frac{|AC|^2 \sin((ACB)_0 + \varphi) |BC| \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2}}{L_0 + z},$$

где x – перемещение столба жидкости на участке; p_i – давление в узловых точках; $h(t)$ – величина рабочего окна распределителя; l, f – длина и площадь сечения участка трубопровода; E_a – динамический модуль объемной упругости жидкости; a_{pa} – коэффициент, учитывающий влияние давления; $F_{\text{пз}}$ – площадь поршня телескопического гидроцилиндра; $V_{\text{пз}}$ – объем жидкости, заполняющей гидроцилиндр, причем $V_{\text{пз}}$ и $F_{\text{пз}}$ зависят от выдвигаемой ступени цилиндра и являются функцией перемещения поршня (углового перемещения платформы); $m_{\text{пп}}$ – масса подвижных частей, приведенная к поршню; L_0 – расстояние между шарнирами цилиндра в начальном положении; $m_{\text{гп}}$ – масса платформы с грузом; $X_{\text{цм}}, Y_{\text{цм}}$ – начальные координаты центра масс платформы с грузом; ρ, ν – соответственно плотность и кинематическая вязкость жидкости; k_{ε}, ξ – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости внутренних стенок трубопровода, и коэффициент местного сопротивления; J, φ – соответственно момент инерции и угловое перемещение грузовой платформы; μ_p – коэффициент расхода распределителя; D_p – диаметр золотника распределителя; z – перемещение штока гидроцилиндра.

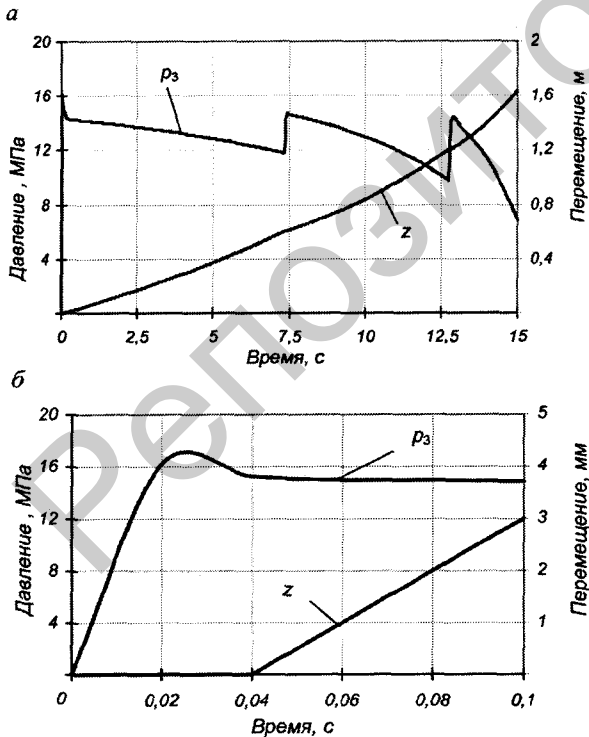


Рис. 3. Результаты расчета гидропривода подъема платформы: а – динамические характеристики; б – процесс страгивания платформы (p_3 – давление в цилиндре; z – перемещение поршня)

На рис. 3 представлены динамические характеристики, полученные по результатам расчета с исходными данными, соответствующими параметрам опрокидывающего механизма самосвала БелАЗ грузоподъемностью 130 т ($p_{\text{max}} = 16$ МПа). Из графиков видно, что при страгивании грузовой платформы срабатывание датчика ее начального положения начинается через 0,04 с после подачи сигнала управления. Срабатывание первой ступени телескопического гидроци-

линдр сопровождается незначительным перерегулированием (около 20%), причем мгновенное значение давления превышает давление настройки предохранительного клапана. Параметры переходных процессов используются при реализации алгоритма автоматического поиска неисправностей гидроприводов: при несоответствии входного и выходного сигналов предусмотрены временные задержки на завершение переходного процесса. Если не учитывать динамику внутренних процессов в гидроприводе, то это может привести к ложному заключению о его техническом состоянии.

Диагностирование и обеспечение надежности гидроприводов. Диагностирование функциональных параметров гидравлических приводов предполагает обязательную проверку соответствия давления и расхода рабочей жидкости требуемым значениям для определенных режимов. При этом контролируются регулировочные установки агрегатов системы, потоки рабочей жидкости через предохранительный клапан и дренажную систему, а также вакуумметрическое давление на входе насоса.

Общеизвестно, что результаты диагностирования, вся информация, полученная на этом этапе, должны в дальнейшем быть использованы для обеспечения работоспособности и надежности системы гидропривода. Опыт показал, что традиционное использование прогрессивных технологических процессов и высококачественных материалов при производстве гидравлических устройств, уже давшее новый толчок развитию в этой области, позволило выявить определенные ограничения, которые не могут быть преодолены одними только усовершенствованиями технологии и материальной базы. Перспективы преодоления трудностей и дальнейшего развития гидроприводов машин связаны с применением новых подходов структурного обеспечения их надежности.

Структурное обеспечение надежности гидравлических приводов машин осуществляется за счет целенаправленного развития или изменения структурной схемы гидравлического привода на стадии его проектирования [5]. Суть процесса заключается в том, что так называемые подсистемы обеспечения надежности, вводимые в структуру гидропривода, осуществляют активное воздействие на параметры, определяющие надежность.

Известны традиционные защитные устройства, предупреждающие возможные аварии. Чаще всего при срабатывании они выключают систему до устранения причин возможных отказов. Такой способ наиболее приемлем при эксплуатации относительно несложных систем.

Резервирование элементов и подсистем, а также запасы по параметрам можно использовать, когда это позволяют ограничения по массе, стоимости или когда любые другие варианты трудноосуществимы. Особенно проблемно реализовать данный способ в мобильных машинах и вообще в механических системах.

В общем случае управление процессами, определяющими надежность гидравлического привода машин и их элементов, может быть реализовано на принципах компенсации возмущений или отклонений параметров, определяющих надежность. Для такого управления необходимо иметь возможность регистрации отклонений, знать характеристики возмущений и компенсировать их (рис. 4).

Возмущения V , воздействующие на гидропривод, регистрируются чувствительным элементом D_1 и поступают в преобразующее устройство ПУ. Сюда же приходит сигнал рассогласования от элемента сравнения ЭС, формирующийся в результате сравнения отклонения регулируемой величины x (регистрируется чувствительным элементом D_2) и заданной координаты y . В ПУ вырабатывается управляющее воздействие u , попадающее в привод системы управления блока сервосистем БС. В соответствии с поступившими сигналами привод системы управления воздействует на определенный элемент гидропривода, обеспечивая его нормальное функционирование. Таким образом, в данной общей схеме комплекс устройств D_1 , D_2 , ЭС, ПУ, БС представляет собой обеспечивающую подсистему, которая изменяет в нужном направлении характер воздействия возмущений и оказывает влияние на ход процессов в гидроприводе в результате изменения цикличности нагрузок, режима смазки, кондиционирования, включения корректирующих звеньев и т. п.

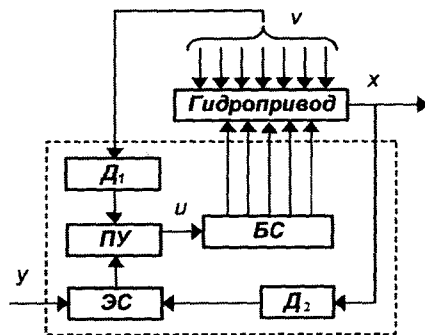


Рис. 4. Схема управления процессами, определяющими надежность гидропривода

Противоизносные функции подсистем обеспечения надежности характерны для всех типов гидроприводов. Основные из них – исключение попадания агрессивных примесей в систему гидропривода, создание смазывающего слоя между взаимодействующими элементами, компенсация износа и деформации, обеспечение требуемых свойств смазывающей жидкости, уменьшение удельных давлений и скоростей воздействия.

Для высоконагруженных гидроприводов наиболее характерными функциями подсистем обеспечения надежности являются разгрузочные (компенсация деформаций, снижение удельных давлений, уменьшение вибраций и т. п.), а также обеспечение герметичности систем.

Заключение. Методика и алгоритмы моделирования гидравлических приводов реализованы в виде программного продукта для инженерных расчетов на машиностроительных предприятиях.

Предложенные концептуальные положения и схемы структурного обеспечения надежности гидроприводов машин основываются на характерных свойствах гидросистем, результатах диагностирования их состояний и введении подсистем активного обеспечения надежности. Отличительным свойством указанных подсистем является их способность автоматически поддерживать и при необходимости восстанавливать рабочие функции гидроприводов в процессе их длительной эксплуатации.

Литература

1. Надежность технических систем и техногенный риск. Электронное учебное пособие <http://www.obzh.ru/nad/10-4.html>.
2. Корнюшенко С. И. // Строительная техника и технологии. 2006. № 1 (41). С. 32–37.
3. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М., 1980.
4. Богдан Н. В., Автушко В. П., Жилевич М. И. // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2003. № 3. С. 87–94.
5. Богдан Н. В., Кишкевич П. Н., Шевченко В. С. Гидропневоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: Учеб. пособие. Мн., 2001.

V. S. SHEVCHENKO, M. I. THILEVICH, A. V. KOROLKEVICH

TECHNICAL DIAGNOSIS AND MAINTENANCE OF RELIABILITY OF HYDRAULIC DRIVES

Summary

Possibilities of applying some algorithms of diagnosing and maintenance of reliability of hydrodrives of machines are discussed. Some typical algorithms of diagnosing are considered. The conceptual positions of structural maintenance of reliability hydrodrives have been proposed.