

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

УДК 621.833:681.518.5

УСС Иван Никодимович

**МЕТОДЫ МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ГИДРОПРИВОДОВ НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ ТРАКТОРОВ
«БЕЛАРУС» ПО ПАРАМЕТРАМ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02

«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Могилев 2009

Работа выполнена в Государственном научном учреждении «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси» (ОИМ НАН Беларуси)

Научный руководитель

Басинюк Владимир Леонидович, доктор технических наук, доцент, Государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения», директор научно-технического центра «Технологии машиностроения и технологическое оборудование», заведующий лабораторией приводных систем и технологического оборудования

Официальные оппоненты

Старжинский Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, старший научный сотрудник, Государственное научное учреждение «Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого», заведующий лабораторией «Расчеты и конструирование изделий из композиционных полимерных материалов»

Бартош Петр Романович, кандидат технических наук, доцент, Учреждение образования «Белорусский национальный технический университет», профессор кафедры гидропневмоавтоматики и гидропневмоприводов

Оппонирующая организация Учреждение образования «Белорусский аграрный технический университет»

Защита состоится 1 июля 2009 г. в 14⁰⁰ часов на заседании Совета по защите диссертаций К.02.18.02 при ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» по адресу: 212000, г. Могилев, пр. Мира, 43, корп. 1, ауд. 323, lustenkov@bru.mogilev.by, телефон ученого секретаря Совета: +375296875121.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусско-Российского университета.

Автореферат разослан «30» мая 2009 г.

Ученый секретарь Совета по защите диссертаций, кандидат технических наук, доцент

М.Е. Лустенков

ВВЕДЕНИЕ

Конкурентоспособность современных тракторов во многом определяется их функциональными возможностями, надежностью и экологической безопасностью, что в значительной мере обеспечивается входящими в их состав приводными системами навесных устройств. Поэтому повышение надежности и экологической безопасности гидроприводов тракторов можно отнести к одной из наиболее актуальных для тракторостроения задач. Важнейшим направлением решения этой задачи является создание и совершенствование эффективных методических и программно-аппаратных средств мониторинга качества изготовления и сборки гидроприводов навесных устройств, а также проверки их технического состояния при испытаниях и в эксплуатации, позволяющих осуществить оценку прогнозируемого и остаточного ресурса в рабочих диапазонах параметров их функционирования.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами, темами

Исследования проводились в рамках заданий АТ–05.02.08 и АТ–02.03.03.02 ГНТП «Белавтотракторостроение» (№ гос. рег. 19982572, 1999544, 1998–2000 гг.), задания 03.03 ГНТП «Приборы, средства измерений и техническая диагностика», раздел «Техническая диагностика» (№ гос. рег. 2001242, 1999–2002 гг.) и задания «Механика 3.09» ГКПНИ «Механика» (№ гос. рег. 20079, 2006–2010 гг.).

Цель и задачи исследования

Целью исследования являлась разработка методов и программно-аппаратных средств мониторинга технического состояния гидроприводов навесных устройств тракторов, основанных на анализе параметров давления рабочей жидкости и обеспечивающих повышение информативности в процессе их диагностирования при испытаниях, изготовлении и эксплуатации.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

– разработать для гидроприводов навесных систем тракторов «Беларус» с шестеренными нерегулируемыми и аксиально-поршневыми регулируемыми насосами математические модели колебаний давления рабочей жидкости, обусловленных собственными колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров массы при ее подъеме, в которой учитываются жесткостные, демпфирующие свойства и режимы функционирования гидропривода, а также его техническое состояние;

– на основе анализа результатов моделирования колебаний и экспериментальных исследований их параметров установить закономерности и особенности влияния инерционно-жесткостных и демпфирующих характеристик, а также режимов функционирования гидромеханической системы навесного устройства при использовании новых и изношенных нерегулируемых и регулируемых насосов на параметры колебаний давления рабочей жидкости;

– разработать методы мониторинга технического состояния гидроприводов навесных устройств по их КПД при испытаниях, изготовлении и в эксплуатации,

позволяющие сократить в 2-3 раза длительность и трудоемкость определения КПД при существенном повышении достоверности оценки прогнозируемого или остаточного ресурса и расширении возможностей использования в условиях эксплуатации тахометра и датчиков контроля давления в гидроприводе;

– разработать и внедрить программно-аппаратные средства мониторинга технического состояния гидроприводов навесных устройств при испытаниях, позволяющие значительно сократить длительность и трудоемкость их проведения при существенном повышении информативности.

Объектом исследований являлись гидроприводы навесных устройств тракторов «Беларус».

Предмет исследований – влияние КПД гидропривода навесного устройства трактора «Беларус» на колебания давления рабочей жидкости, обусловленные собственными колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров навесного устройства массы, а также методы и средства оценки КПД гидроприводов навесных устройств трактора «Беларус» по параметрам этих колебаний, закономерности влияния на них изменений КПД, скоростных и нагрузочных режимов функционирования гидропривода.

Положения диссертации, выносимые на защиту:

1) математическая модель колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводах навесных устройств тракторов «Беларус», отличающаяся учетом воздействия на штоки гидроцилиндров собственных колебаний связанной с ними массы, а также величины этой массы, скорости ее подъема, жесткости и демпфирующих свойств гидромеханической системы навесного устройства, использование которой позволяет оценить влияние изменений этих параметров на уровень колебаний давления и осуществить выбор рациональных критериев оценки технического состояния при мониторинге остаточного ресурса гидропривода в эксплуатации;

2) установленные на основе анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований закономерности влияния КПД гидроприводов навесных устройств тракторов «Беларус», имеющих нерегулируемые и регулируемые насосы, на параметры колебаний давления рабочей жидкости в гидросистеме при различных нагрузочных и скоростных режимах ее функционирования;

3) метод и средства оценки КПД гидроприводов с нерегулируемыми насосами при их стендовых испытаниях, изготовлении и техническом обслуживании в стационарных условиях, основанные соответственно на анализе параметров изменения давления рабочей жидкости в гидроприводе и применении в качестве нагружающих устройств гидроаккумуляторов или программно-управляемых дросселей, что позволяет определить КПД гидропривода в течение ограниченного числа циклов испытаний во всем диапазоне его рабочих давлений;

4) метод мониторинга КПД и остаточного ресурса гидроприводов навесных устройств тракторов «Беларус» в эксплуатации, реализуемый с использованием диагностических данных, регистрируемых посредством тахометра и датчика давления, и основанный на теоретически установленной и экспериментально подтвержденной зависимости параметров колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводе от его КПД, скоростных и нагрузочных режимов функционирования соответственно двигателя трактора и навесного устройства;

5) результаты создания и внедрения стендовых средств мониторинга и испытаний гидроприводов навесных устройств тракторов «Беларус», позволяющие за счет учета и анализа с использованием автоматизированных аппаратно-программных средств реальных параметров внешней нагруженности сократить длительность и трудоемкость их проведения при существенном повышении информативности.

Личный вклад соискателя

Соискатель, при проведении совместных научно-исследовательских работ с соавторами, принимал участие в постановке задач, экспериментальных исследованиях и натурных испытаниях, анализе полученных результатов и подготовке публикаций. Совместно с соавторами разработаны и исследованы математические модели колебаний рабочей жидкости в гидроприводах навесных устройств, предложены методы и средства экспресс-анализа КПД гидронасосов.

Апробация результатов диссертации

Основные положения диссертационной работы и результаты исследований докладывались и обсуждались на Международных научно-технических конференциях: «Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века», «Машиностроение и техносфера XXI века» (Севастополь, 1998, 1999, 2000, 2002, 2008 гг.); «Надежность машин и технических систем» (Минск, 1999, 2001 гг.); «Математические модели физических процессов и их свойства», «Математика в индустрии» (Таганрог, 1997, 1998 гг.); «Моделирование интеллектуальных процессов проектирования и производства» (Минск, 1998 г.); «Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин» (Новополоцк, 2007 г.); «Инновации в машиностроении» (Минск, 2008 г.).

Опубликованность результатов диссертации

Результаты диссертационной работы опубликованы в 30 печатных работах с общим объемом 23 печатных листа, включая 2 публикации без соавторов. По материалам диссертационной работы опубликовано: 1 монография, 8 статей в научных журналах, рекомендованных ВАК РБ, 10 докладов и тезисов докладов в сборниках материалов и трудов конференций, получено 11 патентов на изобретения и полезные модели.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, основной части, состоящей из 5 глав, выводов, библиографического списка и двух приложений. Она содержит 134 страницы машинописного текста, включая 58 рисунков, 10 таблиц и два приложения. Список использованных источников содержит 109 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении и общей характеристике работы обоснована актуальность темы диссертации, перспективность решения поставленных задач, приведены цель и задачи исследования, а также изложены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе произведен краткий анализ конструктивных особенностей и основных неисправностей гидравлических приводов навесных устройств тракторов, а также способов и средств мониторинга их технического состояния при разработке, испытаниях и эксплуатации.

Отмечено, что в развитие теории и практики создания, испытаний и мониторинга гидравлических систем, исследования динамических процессов, возникающих при эксплуатации тракторов, существенный вклад внесли Т.М. Башта, Н.В. Богдан, Ю.Л. Волошин, С.Д. Галюжин, Л.М. Грошев, В.В. Гуськов, А.Д. Дьяченко, Б.Ю. Желтовский, М.И. Жилевич, А.В. Жутов, Б.Л. Коробочкин, И.П. Ксеневич, Д.Н. Попов, В.П. Тарасик, Г.А. Таяновский, Д.Е. Флеер, К.В. Фролов, А.М. Харазов, В.С. Шевченко и многие другие ученые. Показано, что к одному из наиболее перспективных направлений совершенствования методов мониторинга гидравлических приводов тракторов с использованием параметров возникающих в них колебаний давления рабочей жидкости может быть отнесено применение современных методических и микропроцессорных аппаратно-программных средств. Их использование позволяет осуществить регистрацию и анализ с учетом реального масштаба времени динамически изменяющихся параметров функционирования гидроприводов. При этом могут быть эффективно использованы косвенные методы оценки их КПД, реализуемые посредством как стационарных, так и мобильных, в том числе бортовых, систем. К достоинствам последних можно отнести возможность создания системы оперативного реагирования на возникающие отклонения в параметрах функционирования гидравлических систем, связанные с экологическим загрязнением окружающей среды. Приведены методические подходы к моделированию и управлению параметрами колебаний, возникающих при функционировании навесного устройства трактора. Отмечено, что в основном они ориентированы на решение задач оценки и снижения динамической нагруженности элементов гидропривода. В этих методических подходах не учитываются особенности колебаний рабочей жидкости в гидроприводах навесных устройств, обусловленные собственными колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров навесного устройства массы. С учетом этого обоснованы основные цели и задачи исследования.

Во второй главе приведена математическая модель колебаний массы, связанной со штоками гидроцилиндров навесного устройства трактора при ее подъеме, и результаты исследований влияния этих колебаний на соответствующие колебания давления рабочей жидкости в гидроприводе.

Рассмотрены два наиболее широко используемых типа конструктивного исполнения современных гидроприводов тракторов с нерегулируемыми (типа шестеренных) и регулируемыми (типа аксиально-поршневых) насосами.

Условная схема подъема груза навесным устройством трактора с использованием в гидроприводе нерегулируемого насоса показана на рисунке 1.

На основе анализа результатов предварительных исследований было установлено, что частота колебаний связанной со штоками гидроцилиндров навесного устройства массы m , кг, ориентировочно на порядок выше частоты колебаний трактора. С учетом этого дифференциальное уравнение колебаний массы m может быть записано следующим образом:

$$\ddot{x}_m + u_m \cdot \omega_m \cdot \dot{x}_m + \omega_m^2 \cdot x_m = \omega_m^2 \cdot V \cdot t, \quad (1)$$

где $x_m, \dot{x}_m, \ddot{x}_m$ – соответственно смещение, скорость смещения и ускорение массы m ; u_m – коэффициент затухания колебаний связанной со штоками гидроцилиндров массы m ; V – скорость выдвижения штоков гидроцилиндров навесного устройства, м/с; t – текущее время, с; ω_m – угловая частота, рад/с, собственных затухающих колебаний массы m , определяемая из зависимости $\omega_m = \sqrt{C_m/m}$ (C_m – жесткость гидромеханической системы навесного устройства, приведенная к штокам гидроцилиндров, Н/м) и связанная с частотой собственных затухающих колебаний f_m поднимаемой навесным устройством массы m зависимостью $\omega_m = 2 \cdot \pi \cdot f_m$.

Приведенное к безразмерному виду решение дифференциального уравнения (1) для смещений \bar{x}_m массы m и ее ускорений $\bar{\ddot{x}}_m$ может быть представлено следующими зависимостями:

$$\bar{x}_m = x_m \frac{\omega_m}{V} = x_m \frac{\sqrt{C_m}}{V \cdot \sqrt{m}} = e^{-\pi u_m t / T_m} \cdot \sin \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T_m} - u_m \right) + 2 \cdot \pi \frac{t}{T_m} - u_m; \quad (2)$$

$$\bar{\ddot{x}}_m = \frac{\ddot{x}_m}{\omega_m \cdot V} = \frac{\ddot{x}_m \cdot \sqrt{m}}{V \cdot \sqrt{C_m}} = -e^{-\pi u_m t / T_m} \cdot \sin \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t}{T_m} + u_m \right), \quad (3)$$

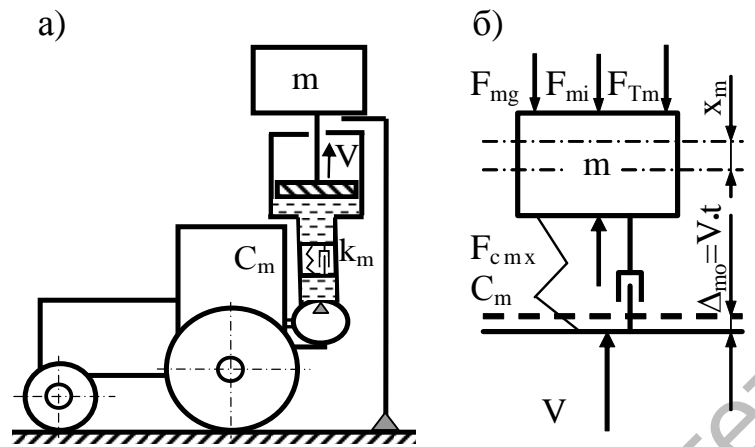
где T_m – период колебаний массы m , определяемый расчетными методами или с использованием осциллограмм колебаний давления ($T = 1/f_m$), с.

С учетом технических характеристик и конструктивных параметров гидроприводов, а также результатов экспериментальных исследований установлены диапазоны варьирования параметров, входящих в зависимости для оценки $\bar{x}_m, \bar{\ddot{x}}_m$:

– для тракторов «Беларус» собственные частоты колебаний f_m ($\omega_m = 2\pi f_m$) массы m при использовании переднего f_{mnn} (ω_{mnn}) и заднего f_{m33} (ω_{m33}) навесных устройств составляют соответственно $f_{mnn} = 4 \dots 21$ Гц ($\omega_{mnn} = 25 \dots 132$ рад/с) и $f_{m33} = 8 \dots 42$ Гц ($\omega_{m33} = 50 \dots 264$ рад/с);

– скорость V выдвижения штоков гидроцилиндров навесных устройств, как правило, не превышает 0,13 м/с;

– средняя величина коэффициента затухания u_m составляет 0,05;



m – масса поднимаемого груза; C_m – жесткость гидромеханической системы навесного устройства; k_m – коэффициент демпфирования; F_{mg} – вес поднимаемого навесным устройством груза; F_{mi} – сила инерции; F_{Tm} – сила трения; x_m – смещение массы m при колебаниях

Рисунок 1 – Условные схемы подъема груза навесным устройством трактора (а) и действующих на него сил (б)

– значения C_m для переднего и заднего элементов навесных устройств трактора «Беларус 2522» соответственно равны $C_{mнз} = 3,64 \cdot 10^6$ Н/м и $C_{mзз} = 13,6 \cdot 10^6$ Н/м.

Анализ зависимостей (2) и (3), проведенных с учетом приведенных диапазонов варьирования входящих в них параметров, показал следующее.

Максимальные значения амплитуд смещений x_m и ускорений \ddot{x}_m массы m при ее колебаниях, возникающих в начальный момент движения штоков гидроцилиндров навесного устройства, пропорциональны (рисунок 2, а) скорости подъема V или, соответственно, усредненному объему рабочей жидкости, поступающей в единицу времени в гидроцилиндры. При этом величина x_m пропорциональна, а величина \ddot{x}_m – обратно пропорциональна корню квадратному величине m (рисунок 2, б). Амплитуды этих колебаний при $u_m < 0,2$ практически линейно снижаются при увеличении значения u_m (рисунок 2, в), однако для реальных величин при $u_m \approx 0,04 \dots 0,6$ – зависят от них незначительно (менее 3 %).

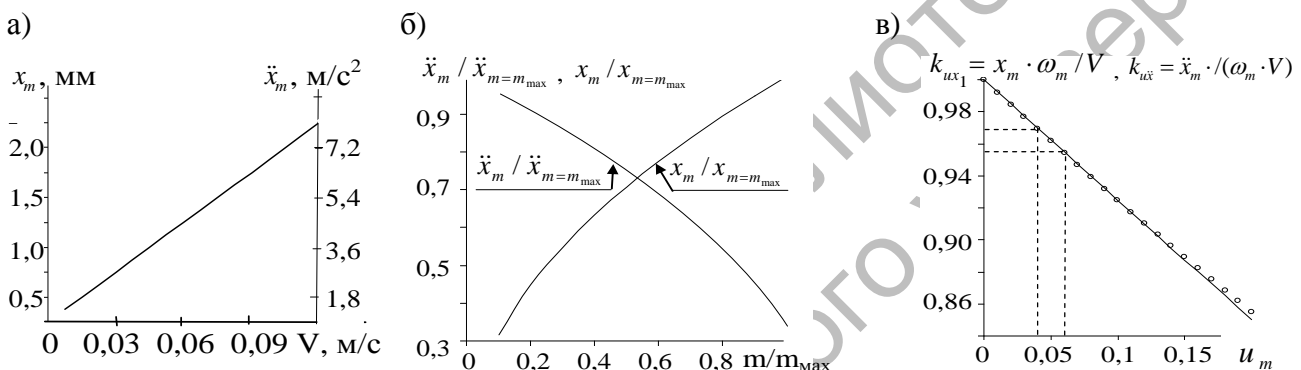


Рисунок 2 – Зависимость максимальных значений амплитуд колебаний x_m массы m и ее ускорения \ddot{x}_m от V (а) (при $\omega_m = 60$ рад/с), отношения массы m поднимаемого груза к максимальной грузоподъемности m_{max} навесного устройства (б) и коэффициента затухания u_m (в)

Коэффициент полезного действия гидросистемы навесного устройства может быть определен из зависимости

$$\eta = \frac{Q}{Q_R} = 2\pi \cdot \frac{V \cdot S_{\Sigma}}{k_Q \cdot q \cdot \omega}, \quad (4)$$

где Q, Q_R – соответственно действительная ($Q = V \cdot S_{\Sigma}$) и расчетная ($Q_R = 2\pi / (k_Q \cdot q \cdot \omega)$) подачи насосом рабочей жидкости, поступающей в напорные полости гидроцилиндров навесного устройства трактора и обеспечивающей перемещение их штоков; S_{Σ} – суммарная площадь поршней гидроцилиндров, см^2 ; k_Q – коэффициент, равный отношению объема рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндры навесного устройства, к общему объему рабочей жидкости, подаваемой насосом в гидропривод; q – объемная постоянная насоса, $\text{см}^3/\text{об}$; ω – угловая скорость вращения насоса гидропривода, рад/с.

С учетом выражения (3) максимальное значение ускорения $\ddot{x}_{m(\text{max})}$ массы m и скорость V ее подъема навесным устройством связаны зависимостью:

$$V = \left| \ddot{x}_{m(\max)} \cdot e^{0,25\pi \cdot u_m} / \omega_m \right|, \quad (5)$$

а максимальное значение амплитуды колебаний давления Δp_{a1} равно:

$$\Delta p_{a1} = \frac{m \cdot \ddot{x}_{m(\max)}}{S_{\Sigma}}. \quad (6)$$

Таким образом, регистрируемые при мониторинге технического состояния гидропривода навесного устройства трактора «Беларус» максимальные величины амплитуд или размахов колебаний давления могут быть использованы для косвенной оценки его КПД.

Для экспериментальной проверки полученных результатов были проведены исследования колебаний давления в гидроприводе навесного устройства 150-сильного трактора класса «Беларус 1523» с шестеренным насосом НШ 32 УКС-3. В гидроприводе навесного устройства были установлены новый и изношенный шестеренные насосы, имеющие КПД, соответственно равные 93 и 65 % (соотношение КПД нового η_H и изношенного η_{II} насосов было $\eta_H / \eta_{II} \approx 1,43$).

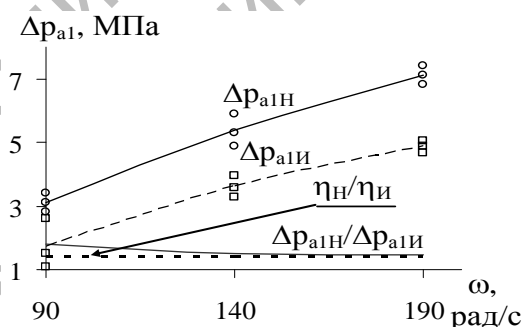
Угловая скорость вращения насоса составляла $\omega = 90, 140$ и 190 рад/с. При испытаниях с подвешенного состояния задним навесным устройством поднимался груз массой $m = 5$ т. При обработке полученных данных определялись максимальные размахи колебаний давления, возникающие при подъеме груза, а также время полного хода штоков гидроцилиндров. Результаты определения зависимости размахов колебаний давления Δp_{a1} и времени t_n полного хода штоков гидроцилиндров от угловой скорости вращения вала двигателя при использовании нового Δp_{a1H} и изношенного Δp_{a1II} шестеренных насосов приведены на рисунке 3.

Анализ полученных результатов показал следующее:

- максимальные значения размахов затухающих колебаний давления в гидроприводе пропорциональны угловым скоростям вращения двигателя, то есть скорости перемещения штоков гидроцилиндров и соответственно скорости V подъема груза;

- наиболее близкое к приведенному выше значению соотношение КПД нового и изношенного насосов $\eta_H / \eta_{II} \approx 1,43$ достигается при значении угловой скорости вращения вала двигателя трактора, превышающей 150 рад/с, при котором отклонение этих параметров было менее 4% .

Таким образом, результаты экспериментальных исследований в полной мере подтвердили корректность предложенной математической модели колебаний



$\Delta p_{a1H}, \Delta p_{a1II}$ – максимальные значения размахов колебаний давления в гидроприводе навесного устройства соответственно при новом (о, —) и изношенном (□, - - - - -) насосах;
 η_H/η_{II} – отношение КПД нового и изношенного насосов

Рисунок 3 - Максимальные значения и соотношения размахов колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводе навесного устройства

давления рабочей жидкости в гидроприводе навесного устройства с нерегулируемыми насосами, возникающих вследствие собственных затухающих колебаний связанной со штоками гидроцилиндров массы m .

Рассмотрены вопросы влияния на регистрируемые параметры крутильных колебаний, генерируемых связывающими двигатель с шестеренным насосом зубчатыми передачами. Эти колебания возникают вследствие кинематических погрешностей изготовления зубчатых передач. Показаны условия, при которых этим влиянием можно пренебречь.

Результаты исследований и полученные на их основе зависимости были использованы при разработке методических и аппаратно-программных средств мониторинга технического состояния гидроприводов навесных устройств тракторов с нерегулируемыми насосами. С использованием полученных результатов показаны наиболее эффективные пути снижения амплитуды колебаний давления в гидроприводах навесных устройств тракторов «Беларус», основанные на управлении их демпфирующими и жесткостными характеристиками.

При использовании в навесном устройстве трактора регулируемых насосов с системой обратной связи по разности давлений в гидроприводе подача рабочей жидкости в напорные полости гидроцилиндров возрастает или снижается пропорционально изменению разности давлений. В этом случае скорость перемещения массы m , определяемая подачей, является функцией этого воздействия, то есть $\dot{x} = f(\ddot{x})$, поскольку колебания давления в гидроцилиндрах пропорциональны ускорению массы m . Так как устройства, обеспечивающие регулирование подачи, имеют определенные инерционные свойства и передаточную функцию, взаимосвязь между приведенными выше параметрами определяется комплексом факторов, оказывающих влияние друг на друга.

Как показал анализ результатов исследований и моделирования, в этом случае колебания потока рабочей жидкости, поступающей в напорные полости гидроцилиндров, и давления могут быть представлены в виде следующих зависимостей, приведенных условно к безразмерному виду:

$$\bar{x}_m = \left(1 + k_r \cdot \frac{t_i}{T_m}\right) e^{-\pi \cdot u_m \cdot t_i / T} \cdot \sin \left[2 \cdot \pi \cdot \frac{t_i}{T_m} - u_m\right]; \quad (7)$$

$$\ddot{\bar{x}}_m = -k_p \cdot \ddot{\bar{x}}_{m t=t_{i-1}} e^{-\pi \cdot u_m \cdot t_i / T_m} \cdot \sin \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{t_i}{T_m} + u_m\right), \quad (8)$$

где k_r и k_p – коэффициенты, учитывающие зависимость амплитуды колебаний потока и давления рабочей жидкости в гидросистеме от параметров системы управления подачей.

Наиболее характерные расчетные и полученные при экспериментальных исследованиях осциллограммы колебаний соответственно \bar{x}_m и подачи Q рабочей жидкости аксиально-поршневым насосом с обратной связью по разности давлений показаны на рисунке 4.

Анализ полученных результатов показал следующее.

Введение обратной связи приводит к существенному изменению характера затухания колебаний в сравнении с рассмотренным выше случаем. Амплитуды смещений массы m и характеризуемый ею уровень колебаний потока рабочей жидкости

в гидроприводах этого типа в начальный момент времени существенно возрастают, а затем снижаются с интенсивностью, определяемой в основном параметрами демпфирования. Для колебаний давления характерно более интенсивное затухание и появление дополнительных гармоник.

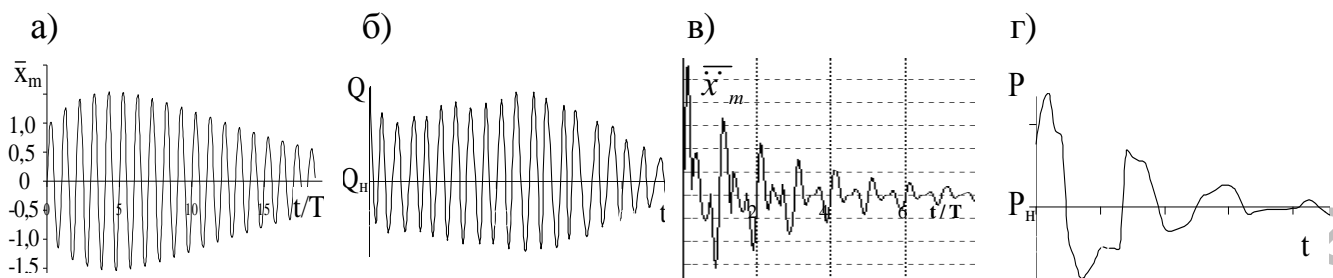


Рисунок 4 – Расчетные (а, в) и полученные при экспериментальных исследованиях гидроприводов навесных устройств с аксиально-поршневым насосом, имеющим систему обратной связи по разности давлений (б, г), осциллограммы колебаний \bar{x}_m и потока Q (Q_n – номинальный поток) (а, б), \bar{x}_m и давления p (p_n – номинальное давление) (в, г) в гидроприводе трактора «Беларус -2522»

Оценка дополнительной динамической составляющей нагруженности несущих систем трактора, обусловленной использованием гидравлических навесных устройств для подъема груза, показала, что она, в основном, зависит от массы поднимаемого груза m и демпфирующих свойств системы. В ряде случаев ее величина может достигать 15–33 % от массы трактора. При этом с увеличением m дополнительная динамическая составляющая нагруженности трактора возрастает практически в линейной зависимости.

В совокупности было установлено, что при мониторинге технического состояния и остаточного ресурса по КПД гидроприводов навесных устройств тракторов «Беларус» к наиболее рациональному диагностическому параметру можно отнести максимальную величину амплитуды или размаха колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводе, возникающих вследствие появления при подъеме груза собственных затухающих колебаний массы m . Ее значения пропорциональны текущему значению КПД гидропривода, характеризующего его техническое состояние и остаточный ресурс. При этом амплитуда колебаний давления может регистрироваться с использованием предусмотренных конструкцией трактора соответствующих датчиков, а оценка КПД гидропривода осуществляться с учетом частоты вращения вала двигателя, также регистрируемой тахометром трактора.

Вместе с тем было установлено, что в отличие от гидроприводов с нерегулируемыми насосами при использовании аксиально-поршневых насосов, несмотря на качественное совпадение результатов моделирования и предварительных экспериментальных исследований, необходимо проведение дополнительных исследований, позволяющих уточнить условия реализации корреляционной связи параметров колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводе с его КПД.

В третьей главе приведены результаты исследований параметров колебаний давления в гидравлических приводах навесных устройств с новыми и изношенными аксиально-поршневыми насосами А10СN045, имеющими автоматически регулируемую по разности давлений подачу. Исследования проводились на

примере трактора «Беларус-2522». Типовые осциллограммы изменений давления при перемещении штоков гидроцилиндров навесного устройства с размещением поднимаемой массы $m = 5$ т в воздухе показаны на рисунке 5.

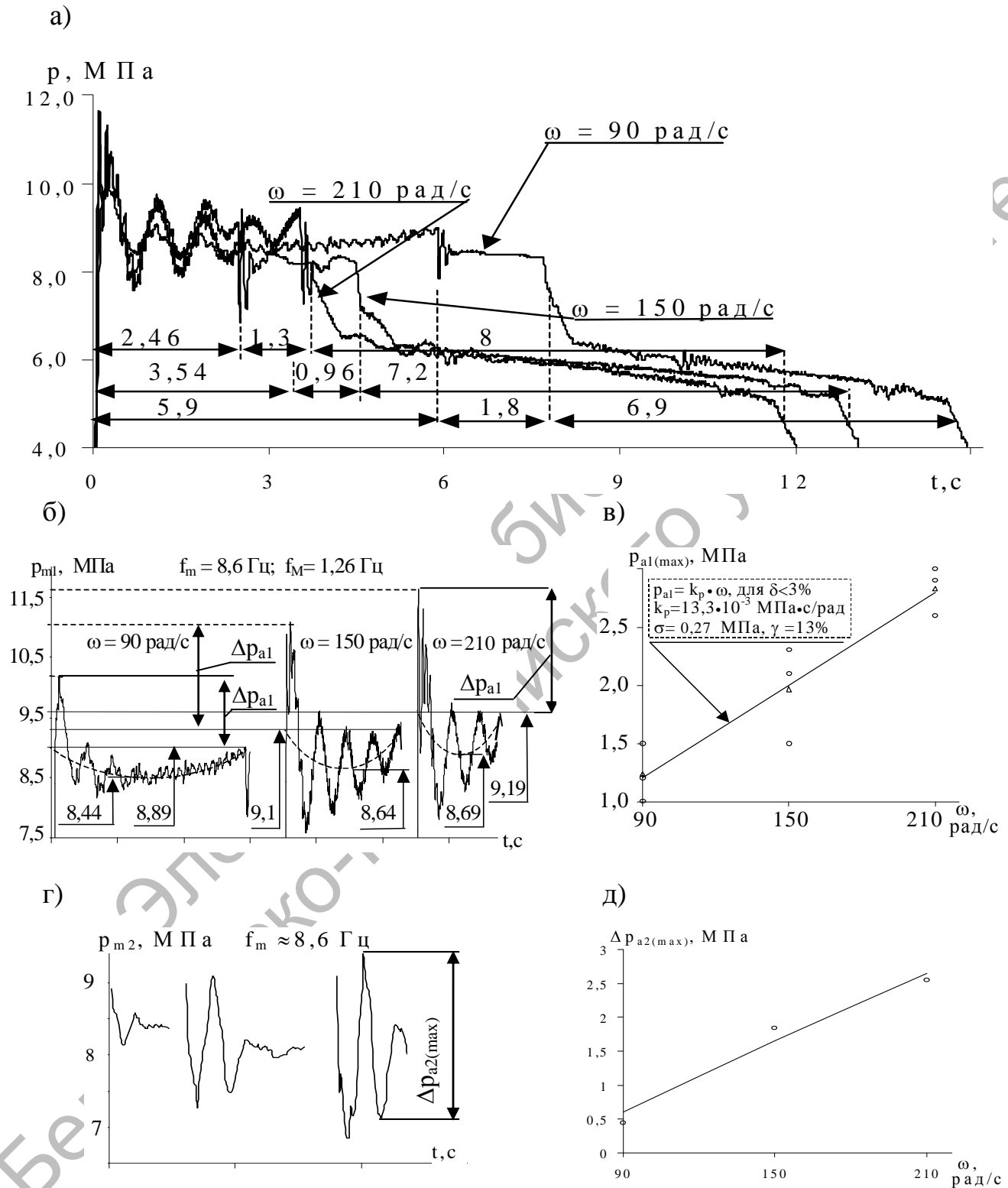


Рисунок 5 – Осциллограммы (а, б, г) колебаний давления в гидроприводе в процессе цикла подъема и опускания груза (а), в момент начала (б) и завершения (г) подъема груза массой $m = 5$ т и соответствующие зависимости значений разности максимальных давлений Δp_{a1} (в) и размахов $\Delta p_{a2(\text{max})}$ (д) колебаний давления от угловой скорости вращения двигателя трактора

Анализ полученных результатов показал следующее.

Основные закономерности влияния скоростных и нагрузочных режимов функционирования гидроприводов с аксиально-поршневыми и шестеренными насосами совпадают. Это позволяет использовать разработанные математические модели колебаний на стадии проектирования гидроприводов навесных устройств для оценки влияния изменения жесткостных, демпфирующих и скоростных параметров гидромеханической системы навесного устройства на уровень колебаний давления в гидроприводе.

Дополнительным диагностическим параметром при использовании аксиально-поршневых насосов типа А10СN045 может быть время t_p полного хода штоков гидроцилиндров, выделяемое из осциллограммы колебаний давления рабочей жидкости. Взаимосвязь t_p и КПД η_R диагностируемого гидропривода может быть описана зависимостями:

$$t_p = a_p / \omega ; \quad (9)$$

$$\eta_R = 2\pi \cdot \frac{k_{pr}}{a_p \cdot k_Q}, \quad (10)$$

где a_p – безразмерный коэффициент, связывающий технические характеристики гидропривода и его КПД с угловой скоростью вращения двигателя; k_{pr} – расчетное количество оборотов вала насоса, необходимых для заполнения всего объема $V_g = L \cdot S_\Sigma$ (L – полный ход гидроцилиндров) напорных полостей гидроцилиндров при значениях $\eta_R = 1$ и $k_Q = 1$, определяемое из зависимости $k_{pr} = L \cdot S_\Sigma / q$.

Объемы Q подаваемой в напорные полости гидроцилиндров рабочей жидкости у гидроприводов с новыми насосами с регулируемой подачей во всем рабочем диапазоне угловых скоростей при увеличении поднимаемой массы снижаются незначительно и этим снижением можно пренебречь, в то время как по мере износа насоса величина Q становится все в большей мере зависимой от ω и m .

Амплитуды колебаний давления в гидроприводе, обусловленные колебаниями размещенной на навесном устройстве массы m , при использовании аксиально-поршневых насосов типа А10СN045 могут достигать 45–50 % от величины среднего давления. Связанная с этим динамическая добавка нагруженности гидропривода (рисунок 6) практически линейно пропорциональна (погрешность не превышает 8 %) угловой скорости вращения вала двигателя трактора.

Средняя температура рабочей жидкости при использовании изношенного насоса при подъеме массы до 2 т была выше, а при подъеме массы более 4,5 т – ниже, чем при использовании нового аксиально-поршневого насоса, причем характер ее изменения с увеличением m существенно различен: у нового насоса температура рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр нелинейно возрастает с увеличением m , у изношенного – снижается (рисунок 7).

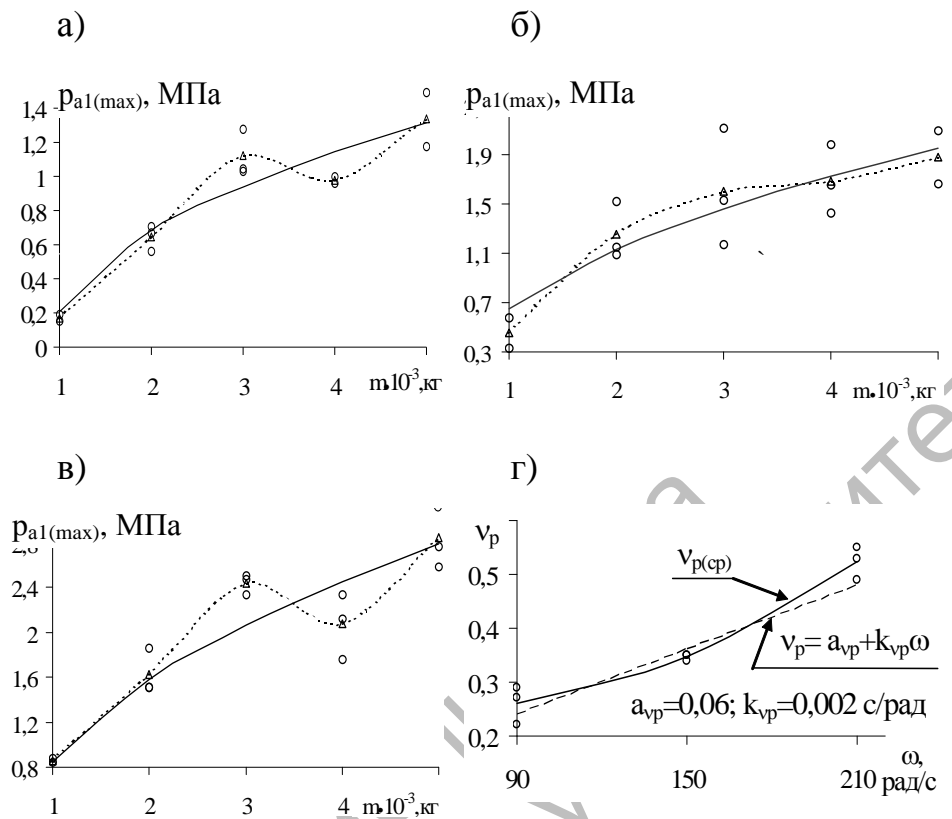
Амплитуда колебаний давления в гидроприводе, обусловленная возникновением колебаний массы m , размещенной на навесном устройстве в начальный момент подъема груза, при использовании как новых, так и изношенных насосов пропорциональна скорости выдвижения штоков гидроцилиндров. Амплитудные значения приведенных собственных затухающих колебаний могут иметь

практически один порядок.

В совокупности это приводит к существенному возрастанию максимального значения давления. При этом с увеличением массы поднимаемого груза жесткость самой гидромеханической системы возрастает в степенной функции. Однако характер зависимости изменения максимальной амплитуды колебаний давления от поднимаемой массы на всех скоростных режимах остается степенным, что также хорошо коррелирует с результатами теоретических исследований, приведенными в главе 2.

Температура рабочей жидкости оказывает влияние на КПД гидропривода, однако при мониторинге технического состояния гидропривода в наиболее широко используемом диапазоне рабочих температур $T_{рж} = 25...55\text{ }^{\circ}\text{C}$ этим влиянием с достаточной для инженерной практики точностью в ряде случаев можно пренебречь.

С учетом результатов теоретических и экспериментальных исследований были разработаны методические подходы к мониторингу технического состояния гидроприводов навесных устройств тракторов «Беларус» с аксиально-поршневыми насосами по параметрам колебаний давления.



○, △ – соответственно экспериментальные и средние значения; усредненная (---) и аппроксимирующая (—) кривые;

$v_{p(ср)}$ – динамическая добавка ($v_p = p_{a1(max)}/p_H$);
 a_{vp}, k_{vp} – коэффициенты линейной регрессии

Рисунок 6 – Зависимость максимальных значений колебаний давления от массы поднимаемого груза при значениях ω , равных 90 рад/с (а), 150 рад/с (б), 210 рад/с (в); динамическая добавка давления (г)

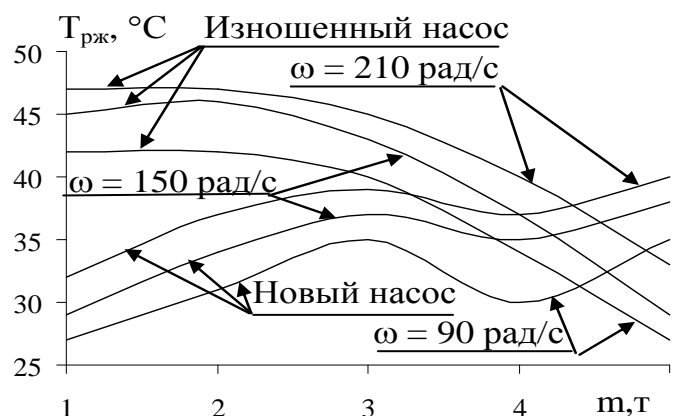


Рисунок 7 – Зависимость средней температуры $T_{рж}$ рабочей жидкости гидропривода от массы поднимаемого груза

В четвертой главе приведены две группы методов и аппаратно-программных средств мониторинга технического состояния гидроприводов навесных устройств тракторов «Беларус» по значениям КПД гидросистемы.

Одна из них ориентирована на использование при контроле качества изготовления и сборки, а также испытаниях в стационарных условиях и техническом обслуживании в эксплуатации гидроприводов с шестеренными нерегулируемыми насосами. При реализации использованного при этом методического подхода в качестве нагружающих устройств применяются гидроаккумулятор или программно-управляемый дроссель. Это позволяет создать в процессе одного цикла испытаний монотонно увеличивающуюся во всем диапазоне рабочих давлений нагрузку и определить КПД гидропривода в этом диапазоне.

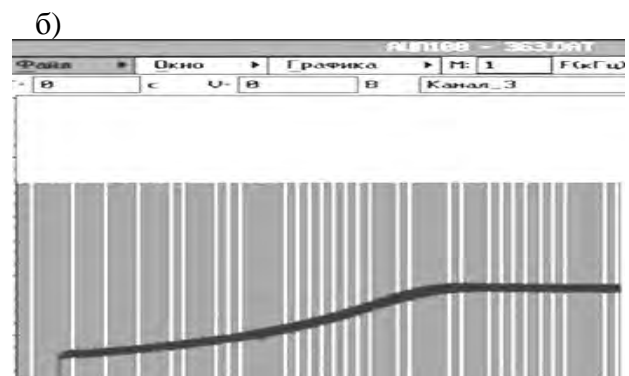
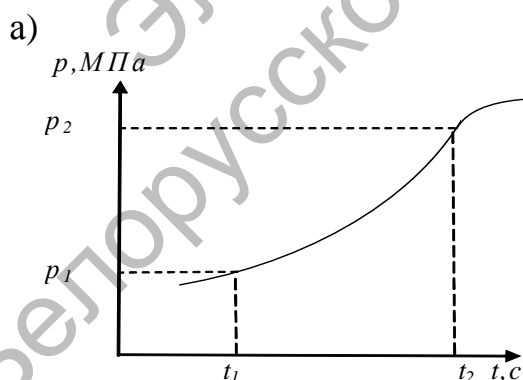
Вторая группа технических решений ориентирована на применение в эксплуатационных условиях при мониторинге технического состояния гидроприводов как с шестеренными, так и аксиально-поршневыми, имеющими автоматически регулирующую подачу насосами. Параметры колебаний давления, используемые для определения КПД гидропривода, регистрируются с использованием датчиков, предусмотренных конструктивным исполнением трактора. Это позволяет без применения дополнительных средств осуществить оценку остаточного ресурса, оперативное выявление внезапных отказов и предотвращение экологического загрязнения окружающей среды при резкой потере герметичности элементов гидропривода.

Обработка результатов диагностирования, проводимого с использованием гидроаккумуляторов, осуществляется следующим образом.

С учетом схемы изменения давления в испытываемой гидросистеме (рисунок 8) определяют объем поступившей в гидроаккумулятор рабочей жидкости за период времени $\Delta t = t_2 - t_1$, при котором давление изменилось от p_1 до p_2 . Среднее значение КПД гидросистемы в этом интервале давлений рассчитывается с использованием зависимости

$$\eta = Q / Q_R = 2 \cdot \pi \cdot (V_{p_2} - V_{p_1}) / (q \cdot \omega \cdot \Delta t), \quad (11)$$

где V_{p_1} , V_{p_2} – объем рабочей жидкости в гидроаккумуляторе при давлениях p_1 и p_2 .



p – давление в гидроприводе; p_1 , p_2 – соответственно минимальное и максимальное значения давления, при которых регистрируется КПД насоса; t – время; t_1 , t_2 – время достижения соответственно минимального p_1 и максимального p_2 давлений

Рисунок 8 – Схема определения КПД насоса в заданном интервале рабочих давлений (а) и типичная осциллограмма изменения давления при оценке КПД гидропривода (б)

Использование зависимости (11) позволяет определить не только средние, но и «мгновенные» значения КПД гидропривода во всем диапазоне рабочих давлений, а анализ изменения времени реализации заданных градиентов давления за рассматриваемый промежуток эксплуатации – прогнозируемый ресурс.

В случае необходимости оценки КПД гидроприводов в определенном диапазоне частот вращения вала насоса и температур рабочей жидкости предусмотрено использование методики планирования эксперимента.

При использовании в качестве нагружающей системы программно-управляемого дросселя могут быть заданы различные законы изменения давления, однако в этом случае необходим контроль подачи рабочей жидкости с использованием расходомера.

При мобильном мониторинге технического состояния гидроприводов навесных устройств тракторов в процессе эксплуатации при заданных скоростных и нагрузочных режимах подъема груза на бортовом или переносном компьютере в виде осциллограммы, показанной на рисунке 5, а, регистрируются изменения давления в гидроприводе. Из полученных данных с помощью специализированного программного обеспечения выделяются значения максимальной амплитуды колебаний давлений p_{max} (для гидроприводов с шестеренными нерегулируемыми насосами) или максимальная разность давлений за цикл подъема груза $p_{al(max)}$ (для гидроприводов с аксиально-поршневыми регулируемыми насосами), определяются собственная частота затухающих колебаний f_m давления рабочей жидкости и ориентировочное значение коэффициента затухания колебаний давления u_m . Затем рассчитывается значение КПД η в каждом цикле нагружения с использованием для гидроприводов с шестеренными нерегулируемыми насосами зависимости

$$\eta_i = 4 \cdot \pi^2 \cdot k_\eta \cdot p_{max i} \cdot \frac{f_{mi} \cdot (S_\Sigma)^2}{\omega_i \cdot (1 - 0,68 \cdot u_{mi}) \cdot C_m \cdot q}, \quad (12)$$

где $p_{max i}$ – максимальная амплитуда колебаний давления в гидроприводе в i -м цикле нагружения, МПа; k_η – определенный экспериментально поправочный коэффициент, учитывающий влияние конструктивных, кинематических и инерционно-жесткостных особенностей рассматриваемого гидропривода на зависимость $p_{max i}$ от η_i ; f_{mi} – частота колебаний давления в гидроприводе, обусловленных собственными колебаниями поднимаемой навесным устройством массы m , зафиксированными в i -м цикле нагружения, Гц; ω_i – угловая скорость вращения насоса, рад/с; u_{mi} – коэффициент затухания колебаний давления, зафиксированный в i -м цикле нагружения.

При мониторинге гидроприводов с регулируемыми аксиально-поршневыми насосами в зависимость (12) вводится значение $p_{a_1, max i}$ (см. рисунок 5, а). В остальной части методика определения КПД этих гидроприводов соответствует приведенной выше.

Ориентировочное значение остаточного ресурса T_{PO} гидропривода определяется с учетом величины зафиксированного значения η_R , градиента изменения $\Delta\eta$ за рассматриваемый период ΔT_P эксплуатации и минимально допустимого значения КПД η_{min} из зависимости:

$$T_{PO} = \Delta T_P \frac{\eta_R - \eta_{\min}}{\Delta \eta} \quad (13)$$

В пятой главе приведены результаты исследований в области создания и внедрения средств испытаний и мониторинга технического состояния гидравлических приводов навесных устройств тракторов «Беларус».

На рисунке 9 показано стендовое оборудование для мониторинга технического состояния новых и модернизированных технических решений шестеренных насосов и гидроприводов тракторов «Беларус» в процессе их испытаний в испытательном центре ПО «МТЗ».

Анализ результатов применения этих средств показал, что их использование позволяет на порядок и более сократить длительность и трудоемкость оценки КПД насосов при значительном повышении информативности.

На рисунке 10 показан автоматизированный круговой полигон, позволяющий с использованием аппаратно-программного комплекса осуществить ускоренные ресурсные испытания гидравлических и механических приводных систем в составе трактора в экстремальных условиях эксплуатации.

Использование при полигонных испытаниях средств мобильного мониторинга технического состояния гидравлических приводов навесных устройств тракторов «Беларус» позволяет осуществить в полевых условиях оперативную оценку влияния внешней динамической нагруженности на их техническое состояние и КПД с использованием приведенных в главе 4 методических и программно-аппаратных средств.



Рисунок 9 – Стендовое оборудование ПО «МТЗ» для испытаний и мониторинга КПД и технического состояния гидроприводов при их проектировании, модернизации и доводке



Рисунок 10 – Общий вид кругового полигона для испытания тракторов в испытательном центре ПО «МТЗ»

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Разработана математическая модель, описывающая колебания давления рабочей жидкости в гидроприводах навесных устройств тракторов с нерегулируемыми и регулируемыми насосами, которые обусловлены возникающими при функционировании навесных устройств собственными затухающими колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров массы. В разработанной модели

учитываются КПД гидропривода, скоростные и нагрузочные режимы его функционирования, что позволяет оценить влияние изменений этих параметров на уровень колебаний давления рабочей жидкости и осуществить выбор рациональных критериев оценки технического состояния гидропривода при мониторинге его остаточного ресурса в эксплуатации.

Определены ориентировочные диапазоны входящих в разработанную модель частот собственных затухающих колебаний трактора и размещенной на навесном устройстве массы, составляющие соответственно 1,1...2 Гц и 4...42 Гц, что позволяет осуществить технически обоснованный выбор частот дискретизации регистрируемых параметров при мониторинге. На основе анализа результатов моделирования установлено, что при мониторинге технического состояния гидропривода величина его КПД может быть определена с использованием максимального значения амплитуды или размаха колебаний давления рабочей жидкости, оцениваемых с учетом скоростных и нагрузочных режимов работы гидросистемы. При этом варьированием скоростных параметров, обусловленным кинематическими погрешностями изготовления шестеренных насосов, можно пренебречь.

Использование разработанной модели позволяет существенно повысить эффективность выбора рациональных, с позиций снижения колебаний давления и динамической составляющей нагруженности, жесткостных и демпфирующих параметров, а также скоростных режимов функционирования гидромеханической системы навесных устройств, а при их испытаниях и мониторинге – определить с учетом нагрузочных и скоростных режимов функционирования техническое состояние гидропривода по его КПД [1, 3–12, 14–18, 25–27].

2. На основе анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований установлены закономерности и показаны особенности влияния нагрузочных и скоростных режимов функционирования гидропривода на амплитуду колебаний давления и изменение температуры рабочей жидкости в гидроприводах навесных устройств тракторов «Беларус». Показано, что нелинейность этого влияния обусловлена соответствующим изменением жесткости гидромеханической системы навесного устройства при нагружении. Полученные результаты подтвердили возможность эффективной оценки технического состояния гидропривода по параметрам колебаний давления рабочей жидкости, обусловленным собственными колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров навесного устройства поднимаемой массы [1, 15, 29, 30].

3. Разработаны новые метод и программно-аппаратные средства экспресс-анализа КПД гидроприводов с шестеренными насосами на стадии их испытаний, изготовления и технического обслуживания в стационарных условиях. При их реализации в качестве нагружающего устройства используются гидроаккумуляторы или программно-управляемые дроссели, создающие в течение одного цикла испытаний давление в гидроприводе во всем рабочем диапазоне его функционирования. Определение КПД осуществляется с учетом скорости вращения насоса и времени изменения давления в заданном диапазоне его значений. Это позволяет в течение ограниченного числа циклов испытаний определить КПД и прогнозируемый или остаточный ресурс гидропривода, сократив на порядок и более

длительность и трудоемкость их проведения при существенном повышении информативности [1, 3–6, 8, 13, 20–24, 28–30].

4. Разработан метод мониторинга КПД гидроприводов с нерегулируемыми и регулируемыми насосами в эксплуатации, основанный на анализе амплитуд или размахов колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводе с учетом его нагруженности и технического состояния, а также угловой скорости вращения вала двигателя трактора. Использование разработанного метода позволяет без применения дополнительных специализированных средств осуществить мобильную диагностику технического состояния и остаточного ресурса гидроприводов в условиях эксплуатации по данным, регистрируемым посредством тахометра и предусмотренных конструкцией трактора датчиков давления [1, 3–8, 16, 17].

5. Созданы и внедрены на ПО «МТЗ» стендовые и аппаратно-программные средства стендового и мобильного мониторинга гидроприводов тракторов «Беларус», позволяющие на порядок и более сократить длительность и трудоемкость его проведения при существенном повышении информативности [1, 2, 13, 14].

Рекомендации по практическому использованию результатов

Разработанные методы и средства ускоренных испытаний приводов и экспресс-анализа объемного КПД, и остаточного ресурса гидросистем, узлы и системы сервисных устройств внедрены на ПО «МТЗ». Они могут быть использованы при создании гидроприводов навесных устройств мобильной техники повышенной надежности, эффективных средств их испытаний и мониторинга.

Список опубликованных работ

Монография

1. Усс, И.Н. Мониторинг технического состояния приводных систем тракторов «Беларус» / И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич. – Гомель: ИММС НАН Беларуси, 2008. – 278 с.

Статьи

2. Усс, И.Н. Микропроцессорная телеметрическая система для контроля и управления автоматизированными полигонными испытаниями тракторов МТЗ / И.Н. Усс // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2002. – №4 (16). – С. 43–45.

3. Диагностика технического состояния гидроприводов машин / В.Л. Басинюк, И.Н. Усс, Я.В. Басинюк, Е.И. Мардосевич // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2002. – №4 (16). – С. 38–40.

4. Вынужденные колебания прямозубых цилиндрических зубчатых колес / В.Л. Басинюк, А.В. Драган, Я.В. Басинюк, Е.И. Мардосевич, И.Н. Усс // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2004. – № 4 (28). – С. 2–6.

5. Влияние кинематической погрешности прямозубых зубчатых передач на динамическую нагруженность зубьев / В.Л. Басинюк, А.В. Драган, Я.В. Басинюк, Е.И. Мардосевич, И.Н. Усс // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2004. – № 4 (28). – С. 6–11.

6. Оценка возможности определения кинематической погрешности по параметрам вибраций / В.Л. Басинюк, А.В. Драган, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, И.Н. Усс // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2005. – № 4 (34). – С. 28–30.

7. Амплитудные спектры кинематической погрешности, шума и вибраций / В.Л. Басинюк, А.В. Драган, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, И.Н. Усс // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2005. – № 4 (34). – С. 26–28.

8. Дискретизация аналоговых сигналов с первичных преобразователей при диагностике зубчатых передач на основе анализа процессов колебаний в реальном масштабе времени / В.Л. Басинюк, А.В. Драган, Я.В. Басинюк, Е.И. Мардосевич, И.Н. Усс // Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2004. – № 4 (28). – С. 11–16.

9. Применение методов унификации и типизации при создании семейства колесных тракторов «Беларус» / И.Н. Усс, А.Г. Стасилевич, А.В. Гуськов, В.В. Гуськов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 5. – С. 5 – 7.

Материалы и тезисы докладов конференций

10. Система диагностики технического состояния динамически нагруженных приводов / Я.В. Басинюк, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич // Обработка дисперсных материалов и сред. Теория, исследования, технологии, оборудование: междунар. период. сб. науч. тр. – Одесса, 2001. – Вып. 11. – С. 74–77.

11. Sistem of technical diagnostic of hidravlic drives / V.L. Basinyuk, E.I. Mardosevich, I.N. Uss, Ya.V. Basinyuk, V.S. Shevchenko // Машиностроение и техносфера XXI века: сб. тр. Междунар. науч.-техн. конф., Севастополь, 10–16 сент. 2001 г.: в 3 т. – Донецк, 2001. – Т. 3. – С. 62–66.

12. Микропроцессорные средства диагностики технического состояния гидравлических приводов / В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, И.Н. Усс, В.С. Шевченко // Надежность машин и технических систем: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Минск, 2001. – Т. 1. – С. 151–152.

13. Мониторинг мобильных машин при полигонных испытаниях / В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, Я.В. Басинюк, И.Н. Усс // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: сб. науч. тр. – Минск, 2001. – С. 508–510.

14. Моделирование эксплуатационных характеристик тракторов МТЗ при стендовых и полигонных автоматизированных испытаниях / И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк // Математические модели физических процессов и их свойства: сб. науч. тр. – Таганрог, 2003. – С. 144–147.

15. Моделирование собственных колебаний, возникающих при переходных процессах в системах с упругими связями элементов / В.Л. Басинюк, И.К. Бармина, Е.И. Мардосевич, И.Н. Усс // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: сб. науч. тр. VI Междунар. науч.-техн. конф., 24–26 апр. 2007 г.: в 3 т. / НАН Беларуси и др.; под ред. П.А. Витязя, С.А. Астапчика. – Новополоцк, 2007. – Т. 2. – С. 30–34.

16. Басинюк, В.Л. Мобильный мониторинг технического состояния гидроприводов тракторов МТЗ / В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, И.Н. Усс // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: сб. науч. тр. VI Междунар. науч.-техн. конф., 24–26 апр. 2007 г.: в 3 т. / НАН Беларуси и др.; под ред. П.А. Витязя, С.А. Астапчика. – Новополоцк, 2007. – Т. 2. – С. 34–37.

17. Активное гашение колебаний на транспорте с использованием электро-реологических жидкостей / В.Л. Басинюк, Е.В. Коробко, Е.И. Мардосевич, А.А. Глазунова, И.Н. Усс // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: сб. науч. тр. VI Междунар. науч.-техн. конф., 24–26 апр. 2007 г.: в 3 т. / НАН Беларуси и др.; под ред. П.А. Витязя, С.А. Астапчика. – Новополоцк, 2007. – Т. 2. – С. 38–41.

18. Усс, И.Н. Динамическая нагруженность тракторов МТЗ при использовании навесных устройств / И.Н. Усс // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: сб. науч. тр. VI Междунар. науч.-техн. конф., 24–26 апр. 2007 г.: в 3 т. / НАН Беларуси и др.; под ред. П.А. Витязя, С.А. Астапчика. – Новополоцк, 2007. – Т. 2. – С. 3–6.

19. Мобильный мониторинг технического состояния гидроприводов тракторов / И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, А.А. Глазунова // Инновации в машиностроении: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. ОИМ НАН Беларуси, Минск, 30–31 окт. 2008 г. / ОИМ НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. – Минск, 2008. – С. 280–287.

Авторские свидетельства, патенты, полезные модели

20. Устройство для диагностики приводных систем: свид. на пол. мод. RU 20960 U1, МПК 7 G 01 H 17/00. / В.Л. Басинюк, М.Г. Мелешко, И.Н. Усс, В.С. Шевченко, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, В.Е. Борейшо. – № 2001112935/20; заявл. 11.05.2001; опубл. 10.12.2001 // Бюл. № 34.

21. Устройство для диагностики приводных систем: свид. на пол. мод. RU 20961 U1, МПК 7 G 01 H 17/00. / В.Л. Басинюк, М.М. Мелешко, И.Н. Усс, В.С. Шевченко, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, В.Е. Борейшо. – № 2001112936/20; заявл. 11.05.2001; опубл. 10.12.2001 // Бюл. № 34.

22. Устройство для диагностики динамически нагруженных приводов: свид. на пол. мод. RU 20964 U1, МКИ G 01 H 17/00 / В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, М.Г. Мелешко, И.Н. Усс, Я.В. Басинюк, Е.И. Мардосевич. – № 2001112941; заявл. 11.05.2001; опубл. 10.12.2001 // Бюл. – № 34.

23. Устройство для диагностики приводных систем: пат. ВУ 628 U, МПК 7 G 01 H 17/00 / В.Л. Басинюк, М.Г. Мелешко, И.Н. Усс, В.С. Шевченко, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, В.Е. Борейшо. – № u 20010114; заявл. 17.05.2001; опубл. 30.09.2002 // Бюл. № 3.

24. Устройство для диагностики приводных систем: пат. ВУ 629 U, МПК 7 G 01 H 17/00 / В.Л. Басинюк, М.Г. Мелешко, И.Н. Усс, В.С. Шевченко, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, В.Е. Борейшо. – № u 20010115; заявл. 17.05.2001; Опубл. 30.09.2002 // Бюл. № 3.

25. Устройство циклического изменения нагрузки стенда испытаний гидроузлов: пат. ВУ 1492 У, МПК7 F04B 51/00, F15B 19/00 / В.И. Пилипенко, А.М. Матюшкин, О.В. Мартынков, И.Н. Усс. – № u 20030530; заявл. 12.12.2003; опубл. 30.09.2004 // Бюл. № 3.

26. Секционный золотниковый распределитель: пат. RU 2235923 С2, МПК7 F15B 13/08 / С.А. Канаев, Н.А. Клышко, Л.Н. Крупец, А.П. Куневич, П.Л. Кухорев, А.М. Матюшкин, М.Г. Мелешко, В.И. Пилипенко, И.Н. Усс. – № u 2002128101/06; заявл. 18.10.2002; опубл. 10.09.2004 // Бюл. № 25.

27. Гидравлическая система навесного устройства трактора: пат. RU 2233572 С2, МПК7 A01B 63/10 / С.А. Канаев, Н.А. Клышко, В.И. Макаренко, А.М. Матюшкин, М.Г. Мелешко, В.И. Пилипенко, И.Н. Усс. – № a 2002129207/12 С2; заявл. 31.10.2002; опубл. 10.08.2004 // Бюл. № 22.

28. Способ испытаний гидронасосов и устройство для его осуществления: пат. ВУ 8242, МПК 7 F04 В51/00 / В.И. Адашкевич, В.Л. Басинюк, В.Е. Борейшо, И.Н. Усс. – № a 200330782; заявл. 31.07.2003; опубл. 30.03.2005 // Бюл. № 3.

29. Устройство для диагностики гидроприводов машин: пат. ВУ 7240, МПК 7 G 01 F 1/00 / В.Л. Басинюк, М.Г. Мелешко, И.Н. Усс, В.С. Шевченко, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, В.Е. Борейшо. – № a 20030544 / u20010114; заявл. 17.05.2001; опубл. 30.09.2005 // Афіцыйны бюл. / Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысл. узоры. Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2005. – № 3. – С. 194–195.

30. Устройство для диагностики гидроприводов машин: пат. ВУ 7241, МПК 7 G 01 F 1/00 / В.Л. Басинюк, М.Г. Мелешко, И.Н. Усс, В.С. Шевченко, Е.И. Мардосевич, Я.В. Басинюк, В.Е. Борейшо. – № a 20030545 / u20010115; заявл. 17.05.2001; опубл. 30.09.2005; Афіцыйны бюл. / Вынаходства. Карысныя мадэлі. Прамысл. узоры. Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2005. – № 3. – С. 195–196.

РЕЗЮМЕ

Усс Иван Никодимович

МЕТОДЫ МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» ПО ПАРАМЕТРАМ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ

Ключевые слова: гидропривод, давление, колебания, мониторинг, навесное устройство.

Объектом исследований являлись гидроприводы навесных устройств тракторов «Беларус».

Предмет исследований – влияние КПД гидропривода навесного устройства трактора «Беларус» на колебания давления рабочей жидкости, обусловленные собственными колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров навесного устройства массы, а также методы и средства оценки КПД гидроприводов навесных устройств трактора «Беларус» по параметрам этих колебаний, закономерности влияния на них изменений КПД, скоростных и нагрузочных режимов функционирования гидропривода.

Целью исследования являлась разработка методов и программно-аппаратных средств мониторинга технического состояния гидроприводов навесных устройств тракторов, основанных на анализе параметров давления рабочей жидкости и обеспечивающих повышение информативности в процессе их диагностирования при испытаниях, изготовлении и эксплуатации.

Методы исследования. При исследованиях использованы методы компьютерного моделирования и проведения натурных испытаний, результаты которых обрабатывались с использованием методов математической статистики.

В результате теоретических и экспериментальных исследований разработана математическая модель колебаний давления рабочей жидкости в гидроприводах навесных устройств тракторов, обусловленных собственными колебаниями связанной со штоками гидроцилиндров массы и трактора в целом, установлены закономерности влияния жесткостных, демпфирующих и скоростных параметров на параметры этих колебаний, предложены аналитические зависимости для определения КПД гидропривода на основе анализа параметров колебаний давления. С использованием результатов исследований разработаны и внедрены на ПО «МТЗ» методики и аппаратно-программные средства мониторинга гидроприводов навесных устройств тракторов.

Использование результатов исследований позволяет обеспечить рациональный выбор конструктивных параметров гидроприводов навесных устройств тракторов с позиций их динамической нагруженности и создать средства мониторинга их технического состояния, позволяющие в 2-3 раза сократить длительность и трудоемкость проведения испытаний при значительном увеличении их информативности, повысить эффективность диагностики технического состояния гидроприводов в эксплуатации и на основе этого существенно увеличить их ресурс.

РЭЗІЮМЭ

Усс Іван Нікадзімавіч

МЕТАДЫ МАНІТОРЫНГУ ТЭХНІЧНАГА СТАНУ ГІДРАПРЫВОДАЎ НАВЯСНОГА АБСТАЛЯВАННЯ ТРАКТАРОЎ «БЕЛАРУС» ПА ПАРАМЕТРАМ ВАГАННЯ ЦІСКУ

Ключавыя словы: гідрапрывод, ціск, ваганні, маніторынг, навясное абсталаванне.

Аб'ектам даследавання з'яўляліся гідрапрыводы навяснога абсталявання трактароў «Беларус».

Прадмет даследавання – уплыў ККД гідрапрывода навяснога абсталявання трактара «Беларус» на ваганні ціску рабочай вадкасці, абумоўленыя ваганнямі звязанай са штокамі гідрацыліндраў навяснога абсталявання масы, а таксама метады і сродкі ацэнкі ККД гідрапрыводаў навяснога абсталявання трактароў «Беларус» па параметрах гэтых ваганняў, заканамернасці ўплыву на іх змяненні ККД, хуткасных і нагрузачных рэжымаў функцыянавання гідрапрыводаў.

Мэтай даследавання з'яўлялася распрацоўка метадаў і праграмна-апаратных сродкаў маніторынгу тэхнічнага стану гідрапрыводаў навяснога абсталявання трактароў, якія заснаваны на аналізе параметраў ціску рабочай вадкасці і забяспечваюць павышэнне інфарматыўнасці ў працэсе іх дыягностыкі пры выпрабаваннях, вырабе і эксплуатацыі.

Метады даследавання. Падчас даследаванняў выкарыстоўваліся метады камп'ютэрнага мадэліравання і правядзення натуральных выпрабаванняў, вынікі якіх апрацоўваліся з выкарыстаннем метадаў матэматычнай статыстыкі.

У выніку тэарэтычных і эксперыментальных даследаванняў распрацавана матэматычная мадэль ваганняў ціску рабочай вадкасці ў гідрапрыводах навяснога абсталявання трактароў, якія абумоўлены ўласнымі ваганнямі звязанай са штокамі гідрацыліндраў масы і трактара ўвогуле, вызначаны заканамернасці ўплыву жорсткасных, дэмпфіруючых і хуткасных параметраў на параметры гэтых ваганняў, прапанаваны аналітычныя залежнасці для вызначэння ККД гідрапрывода на аснове аналізу параметраў вагання ціску. З выкарыстаннем вынікаў даследавання былі распрацаваныя і ўкаранёныя на ПА «МТЗ» метадыкі і апаратна-праграмныя сродкі маніторынгу гідрапрыводаў навяснога абсталявання трактароў.

Выкарыстанне вынікаў даследаванняў дазваляе забяспечыць рацыянальны выбар канструкцыйных параметраў гідрапрыводаў навяснога абсталявання трактароў з пазіцыі іх дынамічнай нагружанасці і стварыць сродкі маніторынгу іх тэхнічнага стану, якія дазваляюць у 2–3 разы скараціць працягласць і працаёмкасць правядзення выпрабаванняў пры значным павелічэнні іх інфарматыўнасці, павысіць эфектыўнасць дыягностыкі тэхнічнага стану гідрапрыводаў у эксплуатацыі і на аснове гэтага істотна павялічыць іх рэсурс.

SUMMARY

Uss Ivan Nikodimovich

METHODS OF MONITORING THE TECHNICAL STATE OF HYDRAULIC DRIVES OF TRACTOR "BELARUS" MOUNTED MECHANISMS ON THE VALUES OF THE PRESSURE OSCILLATIONS

Key words: hydraulic transmission, pressure, oscillations, monitoring, mounted mechanism

Object of research: hydraulic transmissions of tractor mounted mechanisms

Subject of research: effect of the efficiency of hydraulic drives of tractor «Belarus» mounted mechanism on the working fluid pressure oscillations caused by proper oscillations of the mass connected with the rods of the hydraulic cylinders; methods for assessing the efficiency of hydraulic drives of tractor «Belarus» mounted mechanisms according to the parameters of these oscillations, regularities of influence that efficiency changes as well as speed and load operating conditions exert on them.

Purpose of work: developing procedures as well as hardware and software for monitoring the technical condition of hydraulic transmissions of tractor mounted mechanisms that are based on the analysis of working fluid pressure oscillations and provide an increase of informativity in the process of their diagnostics during tests, manufacturing and operation.

Methods of research: methods of computer simulation and full-scale tests, which results have been treated using the methods of mathematical statistics, have been used during the research.

As a result of theoretical and experimental investigations, a mathematical model of working fluid pressure oscillations at the hydraulic transmissions of tractor mounted mechanisms caused by proper oscillations of the tractor and mass connected with the rods of the hydraulic cylinders has been developed. The regularities of the influence of inertia-stiffness, damping, loading and high-speed parameters on the indexes of these oscillations have been set up. Based on the analysis of oscillation parameters the analytical relations for determining the efficiency of hydraulic transmissions have been established. Using the results of the investigations, the procedures as well as control hardware and software for the monitoring of hydraulic transmissions of tractor mounted mechanisms have been developed and implemented at the Production Association of Minsk Tractor Plant.

The usage of the investigation results allows to provide the rational choice of the structural values of the hydraulic transmissions of tractor mounted mechanisms from the positions of their dynamic loading and to develop the procedures for the monitoring of their technical state which permit to lower the duration and labour input for test carrying out by a factor of 2-3 upon the considerable increasing of their informativity, as well as to increase the efficiency of diagnostics of hydraulic transmissions in operation, and to increase their service life considerably.

УСС Иван Никодимович

**МЕТОДЫ МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ГИДРОПРИВОДОВ НАВЕСНЫХ УСТРОЙСТВ ТРАКТОРОВ
«БЕЛАРУС» ПО ПАРАМЕТРАМ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ**

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени кандидата технических наук

по специальности 05.02.02
«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Подписано в печать 26.05.2009 г. Формат 60x84/16/ Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ.л. 1,63. Уч.-изд.л. 1,6. Тираж 100 экз. Заказ №394

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ №02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43.