

**НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ**

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ

Диссертационный совет Д 05.11.043

На правах рукописи
УДК 621.3.019.3

Шайдуллаев Расулбек Бегимкулович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА И СРЕДСТВА
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ МОБИЛЬНЫХ
МАШИН
(НА ПРИМЕРЕ ОДНОКОВШОВЫХ УНИВЕРСАЛЬНЫХ
ЭКСКАВАТОРОВ)**

05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек – 2013

Работа выполнена в Кыргызском государственном университете строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова

- Научный руководитель:** доктор технических наук
Асанов Арстанбек Авлезович
- Официальные оппоненты:** доктор технических наук, профессор
Нуржауов Амангельды
кандидат технических наук, доцент
Атабеков Калмагат Каримович
- Ведущая организация:** Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б.Н. Ельцина
(г. Бишкек, ул. Киевская, 44)

Защита состоится «25» января 2013 г. в 14-00 часов на заседании диссертационного совета Д 05.11.043 при Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики (НАН КР), по адресу: 720055, Бишкек, ул. Скрябина 23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института машиноведения НАН КР.

Отзыв на автореферат в 2-х экземплярах с подписью, заверенной гербовой печатью организации, просим направлять в адрес диссертационного совета 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет Д 05.11.043, а также по e-mail: imash_kg@mail.ru.

Телефон для справок (0312) 54 11 49, факс (0312) 56 27 85.

Автореферат разослан « 24» декабря 2012 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 05.11.043, к.т.н



Квитко С.И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. В настоящее время управление техническим состоянием гидравлических горных, дорожных и строительных машин, в том числе одноковшовых экскаваторов, осуществляется за счет применения системы планово-предупредительного технического обслуживания и ремонта.

Эксплуатация современных гидравлических экскаваторов, как правило, характеризуется рассредоточенностью и большой удаленностью от ремонтных баз. В этих условиях, для контроля состояния функционально важных и недостаточно надежных агрегатов экскаваторов, представляется целесообразным применение переносных или встроенных средств диагностирования. Это связано с общей спецификой конструкции гидравлического привода этих машин и ее постоянным усложнением в связи со стремлением к высоким параметрам, а также к охвату все большего количества механизмов машин, приводящихся в действие гидроприводом. На решение этих актуальных вопросов направлены научно-исследовательские работы, проводимые в Кыргызском государственном университете строительства, транспорта и архитектуры (КГУСТА) в рамках госбюджетных и хоздоговорных тем.

Широкое использование диагностики технического состояния парка гидрофицированных машин требует оснащения их соответствующими стендами и приборами, что сокращает простои из-за отказов машин и является экономически более выгодным, по сравнению с планово-предупредительным обслуживанием. При этом преимущество обслуживания, с точки зрения технического состояния особо проявляется для узлов и агрегатов, имеющих значительный разброс по наработке на отказ. Использование средств диагностики позволяет увеличить среднее время межремонтной наработки. Для решения таких проблем наиболее актуальным является применение технической диагностики рабочего состояния гидропривода машин.

Цель диссертационной работы - повышение работоспособности одноковшовых гидравлических экскаваторов путем разработки метода и средства диагностирования гидропривода, исключаящих операцию его изъятия из состава контролируемой машины.

Поставленная цель достигается путем решения следующих **задач**:
– изучение влияния технического состояния гидропривода на работоспособность одноковшового экскаватора;

- совершенствование стато-параметрического метода диагностики с использованием гидрокинематической связи секций насосного агрегата;
- проведение экспериментальных исследований с использованием разработанного диагностического стенда и переносного средства для проверки основных сборочных единиц привода экскаватора;
- разработка способа диагностики гидропривода, обеспечивающего формализованную постановку диагноза непосредственно на машине при оценке его технического состояния, с использованием предлагаемого диагностического устройства.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Метод диагностирования технического состояния основных сборочных единиц многопоточного гидропривода экскаватора, основанный на использовании гидрокинематической связи секций насосной установки и гидравлической связи напорных ветвей привода между собой и со сливом.

2. Зависимость между давлением и расходом в напорной гидролинии за насосом гидравлического привода, отражающая информативность технического состояния исследуемого объекта.

3. Методика диагностирования гидропривода мобильных машин и средство диагностирования, имеющие техническую новизну, подтвержденную тремя авторскими свидетельствами СССР и одним патентом КР.

Научная новизна работы заключается в том, что:

- доказана возможность использования гидрокинематической связи секций насосной установки для реализации процесса диагностирования, как самих насосов, так и других сборочных единиц и в целом гидропривода экскаватора;

- установлено, что по величине давления потока рабочей жидкости в ответвлении и напорной гидролинии за насосом, измеренной предлагаемым методом, можно оценить техническое состояние основных сборочных единиц гидравлического привода машины;

- обоснована структурная схема и осуществлен рациональный выбор элементов разработанного диагностического устройства;

- экспериментально подтверждена возможность предлагаемого способа диагностирования с использованием разработанного переносного средства.

Практическая значимость работы состоит в том, что разработанный метод, обеспечивающий косвенную оценку состояния

гидропривода машин (через давление в магистралях), позволяет проводить диагностику непосредственно на машине. Разработанная методика и созданное устройство диагностирования, встраиваемые в гидропривод, а также диагностический стенд для проверки состояния основных сборочных единиц привода в условиях ремонтного предприятия позволят сократить время простоев на техническое обслуживание за счет исключения затрат времени на монтаж и демонтаж исследуемого гидроагрегата и повысить эффективность использования машин.

Личный вклад соискателя состоит в: анализе методов и средств диагностирования; совершенствовании стато-параметрического метода диагностирования применительно к основным сборочным единицам гидропривода одноковшового экскаватора; создании диагностического стенда для определения технического состояния основных сборочных единиц гидропривода машин.

Автором разработан алгоритм и методика диагностирования гидропривода экскаватора и переносное средство диагностирования.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на I и II Всесоюзных семинарах "Проблемы разработки полезных ископаемых в условиях высокогорья" (г. Фрунзе, 1989); на научно-практической конференции Новосибирской государственной строительной академии (г. Новосибирск, 1995); на научно-практических конференциях Фрунзенского политехнического института, Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры (г. Бишкек, 1994, 1996, 2002, 2003, 2010); на научно-практической конференции «Опыт и перспективы развития технической диагностики строительных машин» (г. Ленинград, 1989); на Международной научно-технической конференции по проблемам геологии и горного дела к 5-летию образования Кыргызского горно-металлургического института (г. Бишкек, КГМИ, 1998); на Международной научно-практической конференции «Интерстроймех – 2009» (г. Бишкек, КГУСТА, 2009), на научно-технической конференции г. Жалалабат, 2012.

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. По материалам диссертации опубликовано 16 научных работ, в том числе три авторских свидетельства СССР и один патент КР на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав и общих выводов. Она изложена на 155 страницах машинописного текста, содержит 45 рисунков, 15 таблиц, 4 приложения и библиографический список из 115 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулирована цель и задачи работы, отражены основные положения, выносимые на защиту, показаны их научная новизна и практическая значимость.

В первой главе приведен аналитический обзор исследований, на основе разработанных квалификационных признаков дан анализ способов и средств технического диагностирования гидроприводов машин с точки зрения их применимости в полевых условиях, отражены роль и место технического диагностирования в системе эксплуатации гидрофицированной мобильной техники.

Результаты анализа показали, что диагностирование гидропривода строительных экскаваторов требует применения ряда специальных диагностических приборов и устройств. Применяемые в настоящее время средства диагностирования в значительной мере обеспечивают процесс оценки технического состояния машин. Однако сам процесс диагностирования многопоточного гидропривода усугубляет контроль привода. Поэтому система технического диагностирования гидропривода строительных экскаваторов нуждается в проведении дальнейших исследований и усовершенствований. В результате анализа состояния проблемы сформулированы основные задачи, подлежащие решению. Они ориентированы на повышение контролепригодности гидропривода экскаватора, выбор эффективного метода контроля и средств диагностирования элементов гидропривода непосредственно на машине. Эти работы связаны с обоснованием предельного значения выбранного диагностического параметра с учетом изменения основного эксплуатационного показателя – производительности, с установлением первоочередности проверки элементов гидропривода строительного экскаватора и разработкой метода технического диагностирования.

Вопросы оценки технического состояния объемного гидропривода рассматривались в работах Т.В. Алексеевой, Т.М. Башты, Т.А. Сырицина, А.Т. Лебедева, В.М. Воскобойника, А.А. Комарова, В.П. Прокофьева и др. Известны работы С.И. Зайченковского, Н.Ф. Гончарова, И.В. Загребельного, В. И. Кирсы, Р.А. Макарова, А.А. Асанова, И.О. Фролова, Р.А. Коржова, А.М. Межлуяна, В.М. Мелешко, А.М. Харазова и др. посвященные, в основном, исследованию методов и средств технического диагностирования отдельных агрегатов объемного гидропривода.

Для разработки методики диагностирования предложены возможные варианты совершенствования конструкций многопоточных приводов экскаваторов с целью повышения их контролепригодности и использования стато-параметрического метода для оценки технического состояния основных элементов гидропривода экскаватора.

Во второй главе приведены результаты анализа основных неисправностей гидропривода и выявлено их влияние на работоспособность экскаватора, изучен характер снижения производительности машины, связанной с техническим состоянием (степенью изношенности) элементов гидропривода, обосновано предельное значение диагностического параметра – объемного КПД.

Установлено, что наиболее часто отказы в гидроприводе экскаватора связаны с изношенностью его элементов. Это состояние принято оценивать по величине объемного КПД. Снижение производительности машины в процессе эксплуатации вследствие уменьшения объемного КПД влечет за собой удорожание объема выполняемой работы. Предельную производительность одноковшового экскаватора $P_{пр}$, при которой эксплуатация машины еще рентабельна, можно выразить через экономические показатели по формуле:

$$P_{пр} = K_p \frac{C_{мч}}{C_{ед.пр}} \quad , \quad (1)$$

где K_p - коэффициент рентабельности; $C_{мч}$ - стоимость машино-часа, сом/ч; $C_{ед.пр}$ - стоимость единицы продукции, сом/м³.

При этом граничные значения времени могут быть заданы следующим образом:

$$t_{пр} = \frac{P_{ном} - P_{пр}}{W_i V_i} \quad , \quad (2)$$

где $P_{ном}$ - номинальная производительность машины, м³/ч, $P_{пр}$ - предельное значение производительности; W_i - скорость изменения объемного КПД i -го элемента с течением времени; V_i - скорость изменения производительности от изменения объемного КПД i -го элемента привода.

Объемный КПД i -го элемента, соответствующий предельной производительности, зависит от времени $t_{пр}$, которое представляет собой тот срок эксплуатации, в течение которого объемный КПД элемента гидропривода понижается на столько, что дальнейшая

эксплуатация машины становится экономически неоправданной. При этом величину КПД можно определить по формуле:

$$\eta_{\text{пр}i} = t_{\text{пр}} W_i. \quad (3)$$

Так как во время эксплуатации элементы гидропривода выходят из строя, то приходится менять их ремонтные комплекты на новые, даже в том случае, когда объемный КПД еще не достигает предельного значения. Затраты на восстановление объемного КПД элемента складываются из затрат на простой по причине неисправности, на поиск и установление отказавшего элемента и стоимости ремонтного комплекта $C_{\text{р.к}}$:

$$C_2 = \frac{1}{t_i} (C_{\text{р.к}} + R \cdot h) - \frac{A}{t_i}, \quad (4)$$

где A – стоимость замены, сом, R – стоимость смены простоя, сом/смену; h – количество смен простоя, $C_{\text{р.к}}$ – стоимость ремонтного комплекта, сом, t_i – время простоя машины, час.

Рассмотрены основные особенности диагностики многопоточного привода экскаватора. Современные экскаваторы 3-й – 5-й размерных групп, обладающие переменной производительностью, в составе привода, как правило, имеют сдвоенные насосы, которые снабжены регуляторами мощности. Регуляторы мощности осуществляют автоматическое регулирование потока рабочей жидкости Q_n в функции давления p_n в гидросистеме при условии постоянной мощности. Принципиальная схема сдвоенного насоса с суммарным регулятором мощности приведена на рисунке 1. По типовой характеристике (рис. 2) регулируемого гидронасоса, отражающей зависимость расхода рабочей жидкости и давления задресселированного потока жидкости в напорных магистралях, можно определить состояние насосного агрегата.

Этот график содержит нерегулируемый участок 1-2 и участок 2-3-4 регулирования объема гидронасоса в функции давления.

На участке 1-2 диаграммы происходит некоторое уменьшение расхода Q_n вследствие увеличения внутренних утечек при повышении давления в системе. Мощность насоса на участке 1-2 увеличивается и в точке 2 приобретает номинальное значение, определяемое как

$$N_n = Q_n \cdot p_n \cdot \eta_n,$$

где N_n – мощность насоса; Q_n – расход насоса; p_n – давление в насосе, η_n – КПД насоса.

Расход насоса Q_n на линейном участке 1-2 определяют как функцию давления в гидросистеме по формуле:

$$Q_n = Q_{n2} - \frac{p_{n,2} - p_n}{P_{n,2}} (Q_{n,max} - Q_{n,2}). \quad (5)$$

При дальнейшем увеличении давления и сил сопротивления начинается процесс регулирования расхода насоса и стабилизация

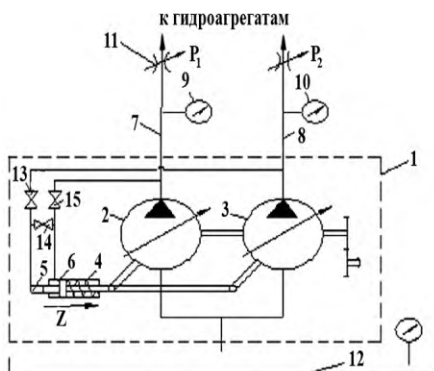


Рис. 1– Принципиальная схема сдвоенного насоса с суммарным регулятором мощности прямого действия: 1 - регулируемый насос; 2, 3 - секции насоса; 4 - пружинный блок; 5 - сдвоенный цилиндр; 6 - двухступенчатый поршень; 7, 8 - напорные гидролинии насосного агрегата; 9, 10 - манометры; 11 - дроссель; 12 - бак; 13, 14, 15 – вентили

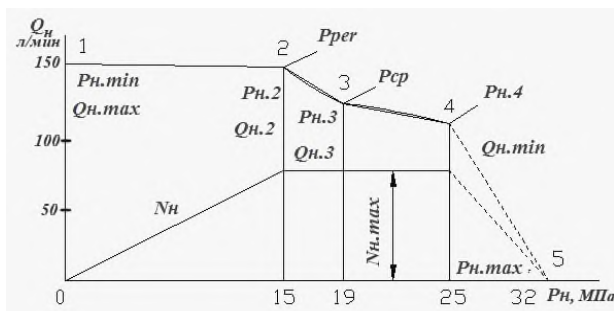


Рис. 2 – Диаграмма регулирования объема аксиально-поршневого гидронасоса типа 223 ... гидравлического экскаватора

мощности привода. В режиме стабилизации мощности на участке 2-3-4 (рис. 2) расход насоса определяется зависимостью:

$$\text{для участка 2-3: } Q_n = \frac{P_{n,3} - P_n}{P_{n,3} - P_{n,2}} (Q_{n,2} - Q_{n,3}) + Q_{n,3} \quad (6)$$

$$\text{для участка 3-4: } Q_n = Q_{n,\min} + \frac{P_{n,\max} - P_n}{P_{n,\max} - P_{n,3}} (Q_{n,3} - Q_{n,\min}). \quad (7)$$

Полученные формулы позволяют определить продолжительность операций, совершаемых рабочим органом экскаватора, с учетом работы регулятора мощности, который осуществляет автоматическое изменение функциональных параметров.

Взаимосвязь между параметрами секции насоса и регулятором мощности можно установить через подачу жидкости в секцию насоса, с учетом сжимаемости жидкости и податливости трубопровода по формуле:

$$Q_H = q_{\max} \frac{\omega}{i} f(\alpha) - (K_c + K_{ym}) \dot{p} - K_{ym} P, \quad (8)$$

где q_{\max} - максимальный рабочий объем секции насосного агрегата; ω - угловая скорость насоса; i - передаточное число редуктора; $f(\alpha) = (1 - Z/Z_{\max})$ - параметр регулирования каждой секции, Z, Z_{\max} - текущее и максимальное перемещения выходного звена регулятора мощности; K_{yt} - коэффициент, учитывающий объемные потери в секции из-за утечек и перетечек жидкости; K_c - коэффициент, характеризующий сжимаемость жидкости; P - текущее значение давления в напорной гидролинии насоса; $\dot{p} = (q_n - v \cdot S_n) \frac{E}{W}$ - изменение давления во времени; v -

скорость движения упругости жидкости; E - модуль упругости жидкости; W - объем сжимаемой жидкости; q_n - рабочий объем насоса.

Отличительная особенность рассматриваемой схемы (рис. 1) от традиционной состоит в том, что в нее введена гидрокинематическая связь секций насосного агрегата и гидролинии, снабженная вентилями 13, 14 и 15. Такие изменения, введенные в конструкцию насоса (гидравлическая и механическая связь между секциями через регулятор мощности), позволяют при срабатывании регулятора мощности синхронизировать отклонение качающихся узлов секций насоса.

Давление в напорной гидролинии каждой секции преобразуется в перемещение выходного звена регулятора мощности посредством двухступенчатого поршня и пружинного блока. Перемещение поршня суммарного регулятора мощности с цилиндрическим пружинным

блоком в насосе в зависимости от сил, действующих на качающий узел и жесткости пружин регулятора, определяется системой уравнений:

$$Z = \begin{cases} F_z(P - P_{упр})/C_{z1} - H/C_{z1}; & \text{при } P_{pec} \leq P \leq P_{cp}, \\ Z_{cp} + F_z(P - P_{pec})/C_{z2} - H/C_{z2}; & P_{cp} \leq P \leq P_{max} \end{cases}, \quad (9)$$

где F_z - суммарная площадь поршней регулятора; $P_{рег}$ - давление срабатывания регулятора мощности; P_{max} - максимальное давление в напорной гидрелинии насоса; C_{z1} и C_{z2} - ступенчато регулируемая жесткость пружины, H - сила, возникающая на регулирующем органе секции сдвоенного насоса, $P_{упр}$ - управляемое давление, P_{cp} - среднее давление.

Ранее было установлено, что при нагружении проверяемой секции сдвоенного насоса, величина $f(\alpha)$ параметра регулирования каждой секции из-за сообщения полостей регулятора мощности между собой и выходом проверяемой секции будет меняться пропорционально давлению нагружения, т. е. $f(\alpha) = f(P_1)$.

С учетом этого, при оценке технического состояния диагностируемой секции сдвоенного насоса в диапазоне регулирования, взамен характеристики $Q_2 = f(P_1)$, было предложено использовать зависимость $P_2 = f(P_1)$, где P_1 и P_2 - давления в напорных гидрелиниях. В этом случае уравнение (8) примет следующий вид

$$P_2 = EQ_2^2 = E \cdot [q_{max} \cdot \frac{\omega}{i} \cdot f(P_1)^2], \quad (10)$$

Для разработки способа диагностирования контролируемой ветви гидропривода машины в качестве контролируемых переменных выбраны давление во входной $P_{i \text{ вх}}$ и выходной $P_{i \text{ вых}}$ полостях гидродвигателей, потери давления на участке от $i-1$ до i -го элемента $\Delta P_{i-1,i}$ и расход $Q_{i \text{ вых}}$ за насосом. На рисунке 3 схематично показаны элементы привода по направлению потока рабочей жидкости.

Зная рабочий объем V_p гидродвигателей (по паспортным данным), можно определить следующие параметры: гидромеханический КПД $\eta_{гм}$, объемный КПД η_o , общий КПД η .

Объемный КПД гидромотора определяется как:

$$\eta_o = \frac{\eta}{\eta_{гм}} = \frac{Q_m}{Q_{ex}} = \frac{n \cdot V_p}{Q_{вых} + Q_{ум}}, \quad (11)$$

где $Q_{\text{т}}$ – величина теоретического расхода гидромотора; $Q_{\text{вх}} = Q_{\text{вых}} + Q_{\text{ут}}$ – расход на входе в гидромотор, $Q_{\text{вых}}$ – расход на выходе из гидромотора, $Q_{\text{ут}}$ – расход на покрытие утечек.

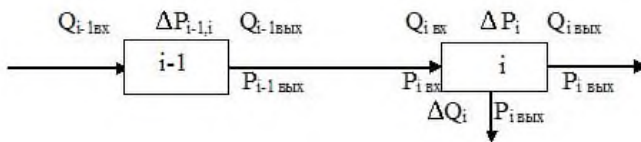


Рис. 3 – Фрагмент структуры привода

Диагностирование гидродвигателя во время его работы невозможно. Поэтому разработка методов косвенного определения КПД гидродвигателя является насущной задачей. В процессе эксплуатации гидродвигателя под нагрузкой происходит износ трущихся подвижных поверхностей, приводящих к увеличению зазоров, следовательно, увеличению утечек рабочей жидкости (РЖ) и снижению объемного и общего КПД, выражаемого зависимостью:

$$\eta(t; p; n) = \eta_{\text{нач}}(t; p; n) - F(t; p; n), \quad (12)$$

где η – КПД нового гидромотора (по паспортным данным); F – функция износа; t – продолжительность работы гидромотора; p – давление во входе в гидромотор; n – частота вращения гидромотора.

Функцию износа с учетом (10) и (11) можно представить как:

$$F(t; p; n) = \frac{2\pi \cdot M_{\text{нач}} \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p (Q_{\text{вых,нач}} + Q_{\text{ут,нач}})} - \frac{2\pi \cdot M(t) \cdot n}{10^3 \cdot \Delta p [Q_{\text{вых}}(t) + Q_{\text{ут}}(t)]}. \quad (13)$$

Для определения степени износа гидромотора по формуле (13) необходимо замерить начальное $M_{\text{нач}}$ и текущее значение крутящего момента $M(t)$, а также начальный и текущий расход на выходе из гидромотора $Q_{\text{вых,нач}}$ и $Q_{\text{вых}}(t)$ и соответствующие утечки $Q_{\text{ут,нач}}$ и $Q_{\text{ут}}(t)$.

Если определяется внутренняя негерметичность двигателя, достаточно установить утечки жидкости по величине объемного КПД. При этом замеры параметров задресселированного потока жидкости осуществляются в режиме контроля при заторможенном звене. В диапазоне работы регулятора мощности насосной установки, используя гидрокинематическую связь секций насоса, можно проводить измерение только величины изменения давления. При этом отпадает необходимость использования расходомерных устройств.

Используя аналогичные зависимости для других элементов были составлены математические модели основных гидроэлементов экскаватора в виде уравнений, позволяющих определить влияние зазора между отдельными элементами на изменение объемного КПД, а следовательно, на увеличение времени выполнения отдельных операций и цикла работы экскаватора в целом.

Коэффициент чувствительности диагностического признака X к конкретной первичной неисправности Y определяется из соотношения:

$$K = (A/B)/(Y/X), \quad (14)$$

где A и B – отношение расходов и давлений диагностируемых агрегатов.

В результате обработки данных на ПЭВМ было определено давление насоса P_n , расход насоса Q , давление в гидроцилиндре $P_{ц}$ и распределителе P_p . На рисунке 4 показано изменение относительной величины давления насоса, распределителя и гидроцилиндра изменения которых, с учетом возможных утечек в приводе учитываются зависимостью (14).

Из диаграммы видно, что с увеличением относительной величины утечек $Q_{ут}/Q_{ном}$ наиболее чувствительным к изменению давления является насосный агрегат (P_n), за ним следует гидроцилиндр ($P_{ц}$) и менее чувствительным оказался распределитель (P_p). Из этого следует, что наиболее информативным является насосный агрегат.

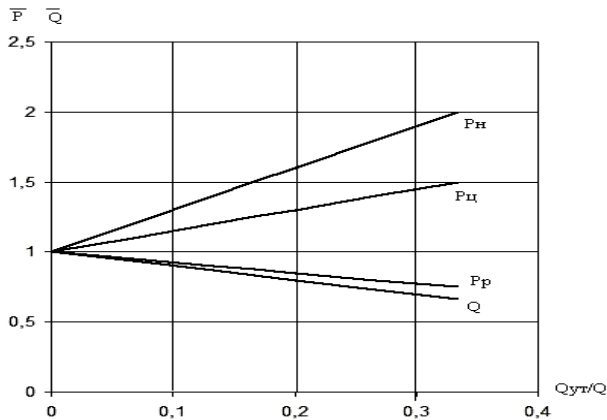


Рис. 4 – Изменение характеристики привода при утечках РЖ

Относительное давление \bar{D} и относительный расход \bar{Q} гидропривода определяется зависимостью:

$$\bar{D} = 1 - \frac{D_{\bar{m}}}{D_{i\bar{d}\bar{o}}}; \quad \bar{Q} = 1 - \frac{Q_{\bar{o}\bar{d}}}{Q_{\bar{m}}};$$

где $P_{\text{ном}}$ и $P_{\text{мах}}$ – соответственно номинальное и максимальное давления в гидроприводе, МПа; $Q_{\text{ут}}$ – утечки в основных сборочных единицах гидропривода, л/мин; $Q_{\text{ном}}$ – номинальный расход насоса, л/мин.

В третьей главе представлено описание и характеристика оборудования, используемого в экспериментальных исследованиях, методика проведения эксперимента и результаты диагностирования гидроагрегатов одноковшового экскаватора.

Для исследования процесса диагностирования был разработан и создан диагностический стенд (рис. 5), состоящий из гидромеханической и приборной частей. Стенд позволяет осуществлять нагружение диагностируемых элементов гидропривода экскаватора регулируемых дросселем, подключать и использовать для замера параметров потока жидкости разработанное переносное диагностическое устройство и осуществлять диагностирование основных сборочных единиц привода. В результате натурного испытания элементов гидропривода полученные экспериментальные данные могут быть непосредственно использованы для постановки диагноза или поиска отказавшего элемента.

На основании экспериментальных данных получена зависимость (рис. 6 а) скорости нарастания давления в гидролинии нагружаемой секции спаренного насоса в режиме постоянной и переменной подачи в зависимости от площади проходного сечения для двух значений подачи (Q_1 и Q_2). Значение необходимого объема подаваемой жидкости устанавливали регулированием положения качающегося узла насоса с помощью ограничителей.

Для определения влияния подачи насоса на скорость нарастания давления в гидроприводе в режиме работы регулятора мощности были сняты экспериментальные данные нарастания давления в гидроприводе стенда, зависящие от изменения подачи насоса при постоянной площади проходного сечения дросселя.

Из диаграммы 6 б) видно, что с увеличением площади сечения дросселя и уменьшения подачи происходит увеличение скорости нарастания давления как в диагностируемом, так не диагностируемом

а



б

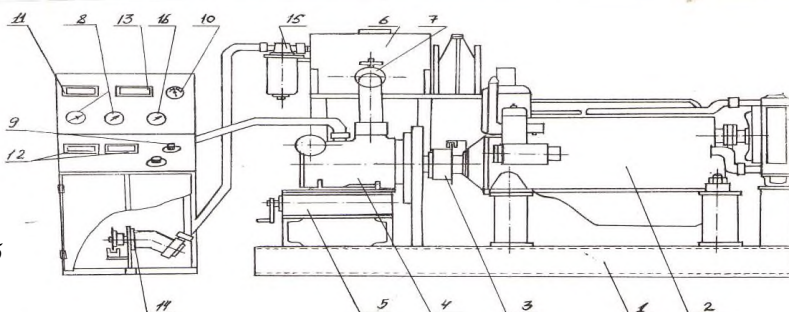


Рис. 5 – Общий вид (а) и конструктивная схема (б) диагностического стенда для оценки технического состояния основных гидроагрегатов экскаватора

гидроагрегате. Например, при площади сечения дросселя $F_i = 1,5 \cdot 10^2 \text{ мм}^2$ скорость нарастания давления P_d в диагностируемом гидроагрегате равна 7,8 МПа/с, а в $P_{нд}$ не диагностируемом гидроагрегате – 5,6 МПа/с, т.е. увеличение скорости нарастания давления равно, примерно $[(P_d - P_{нд}) / P_{нд}] \cdot 100\% = 3,9\%$. Таким образом, изменяя подачу или площадь сечения дросселя, можно получить требуемую скорость нарастания давления в гидросистеме.

Были построены регуляторные характеристики для одной из секций нового насоса с объемным КПД $\eta_o = 0,965$ и для предельно изношенного насоса с объемным КПД $\eta_{o,пр} = 0,7$, при номинальном значении давления $P_n = 16 \text{ МПа}$ (рис.7).

Для осуществления контроля рабочую жидкость гидросистемы прогревают путем дросселирования до 45...50 °С и проводят проверку измерительных средств расхода, давления и частоты вращения вала

насоса. При постоянной скорости вращения вала двигателя $n_{дв}=1400$ об/мин и различных площадях сечения дросселя (0,06; 0,12; 0,24 и 0,48 см^2) измерялись расход и давление жидкости в напорной магистрали насоса. Площадь сечения дросселя меняли путем установки его рукоятки в положения, соответствующие выбранным сечениям.

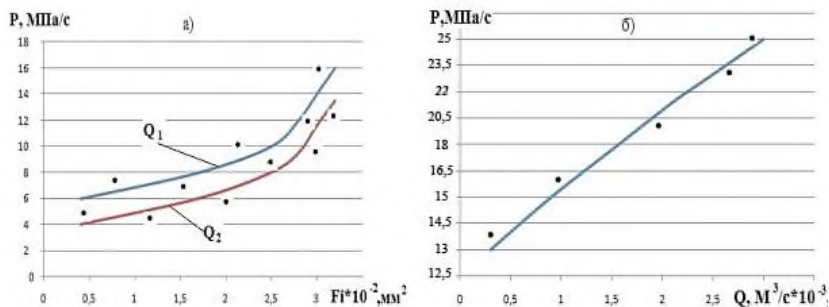


Рис. 6 – Зависимость скорости нарастания давления в приводе: а - от сечения дросселя; б - от подачи насоса

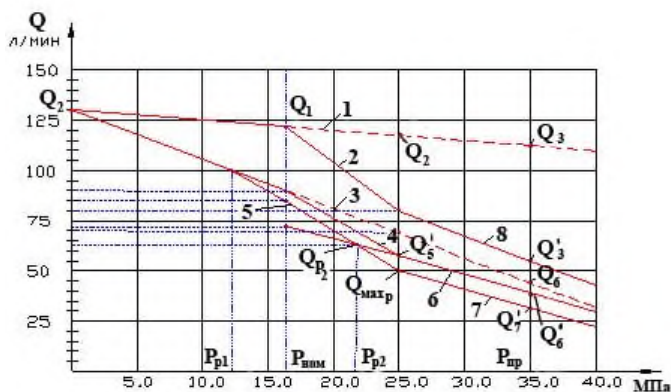


Рис. 7 – Регуляторные характеристики двоянного аксиально-поршневого насоса: 1 – для секции с отключенным регулятором мощности при $\eta_0 = 0,965$; 2, 8 – для секции с регулятором мощности при $\eta_0 = 0,965$; 3, 5, 6, 7 – для секции с отключенным регулятором мощности при $\eta_0 = 0,7$; 4 – для секции с регулятором мощности при $\eta_0 = 0,7$.

Перепад давления для второй секции определяем как:

$$\Delta P_{\max 2} = P_{\max} - P_{\max 2}, \text{ МПа} \quad (15)$$

Величина перепада давления $P_{\max 2}$ соответствует эталонному значению. Предельная величина диагностического параметра, с учетом снижения жесткости пружины регулятора мощности, экспериментально было установлено равным $\delta_p = 5,95$ МПа. Следовательно, диапазон изменения диагностического параметра составит

$$\delta = P_{\max 2} - \delta_p, \text{ МПа.} \quad (16)$$

В процессе испытаний были подвергнуты обследованию 19 распределителей и 15 гидроцилиндров (диаметром $d_{\text{ц}} = 80...140$ мм и длиной $L = 0,8...1,4$ м). В результате обработки экспериментальных данных статистическими методами для гидрораспределителей и гидроцилиндров установлена граница предельных значений измеряемых параметров и соответствующие им предельные значения объемного КПД. Для гидрораспределителя перепад давления составляет не ниже 7,8 МПа, объемный КПД $\eta = 0,79$, величина утечек через зазор между золотником и корпусом гидрораспределителя – $3,5 \cdot 10^{-5}$ м³/с (21,17 л/мин). Для гидроцилиндра перепад давления составляет не более 3,17 МПа, утечки между поршнем и гильзой гидроцилиндра – $3,22 \cdot 10^{-5}$ м³/с (19,3 л/мин).

Четвертая глава содержит результаты апробации разработанного метода с использованием переносных средств диагностирования и расчет экономической эффективности от внедрения результатов исследования.

Принципиальная схема двухпоточного гидропривода с подключенными устройствами и средствами диагностирования представлена на рисунке 8. Она, помимо насосного агрегата 1, состоящего из двух секций 2 и 3, регулятора мощности 4, связанного своими полостями 5 и 6 с напорными гидролиниями 7 и 8 с помощью запорных элементов 9, 10 и 11, распределителей 18 и гидродвигателя 24, содержит блок «Г» (гидротестер), включающий регулируемые дроссели 12, 13 и 16, датчики давления 14, 15 и 17, распределительные краны 19 и 20, установленные с возможностью сообщения каждой напорной линии 7 и 8 секций насоса с гидролинией 21, связанной со сливом 22 и предохранительный клапан 23.

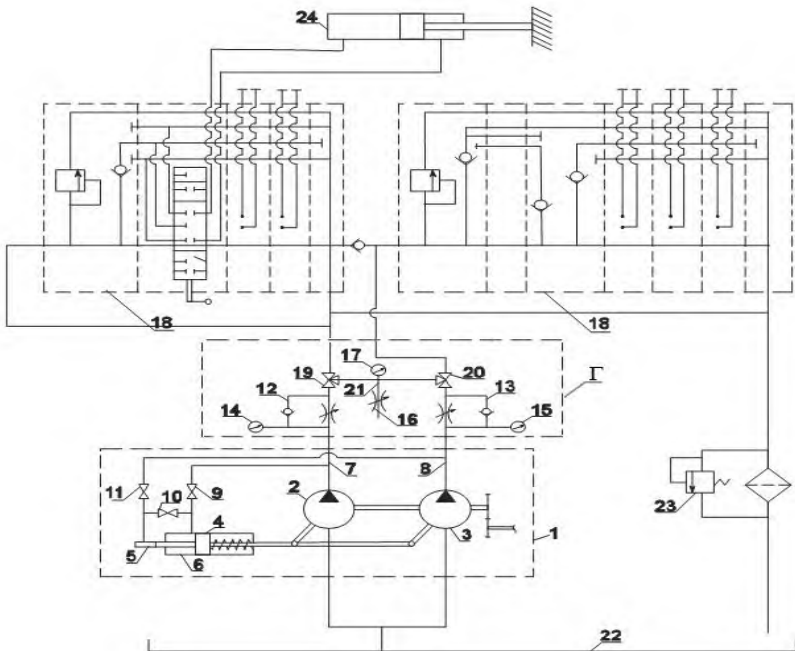


Рис. 8 – Схема двухпоточного гидропривода с переносным (встроенным) средством диагностирования (блок Г)

Распределительные краны 19 и 20 в режиме контроля позволяют сообщаться напорной линии проверяемой ветви гидропривода со сливным баком через соответствующий регулируемый дроссель.

В качестве диагностируемых параметров используются данные, применяемые при стато-параметрическом методе, а именно: величина развиваемого давления, температура рабочей жидкости, утечки рабочей жидкости в различных линиях системы, величины давления в ветвях привода, замеренные различными способами. Используемый нами способ позволяет обходиться без разборного устройства.

В этом случае объемный КПД гидropередачи, выраженный через измеренное давление, определяют по формуле

$$\eta_0 = \Delta P_{ст} / 0,2P_{ном} , \quad (17)$$

где $P_{ном}$ – номинальное давление в секции насосного агрегата; $\Delta P_{зн}$ – снижение начального давления в недиагностируемой секции; 0,2 – коэффициент, установленный опытным путем.

Для рассматриваемого участка гидропривода (для каждой гидропередачи) имеет место следующее уравнение утечек жидкости, выраженных через давление:

$$\Delta P_{Г.пл} = \Delta P_{Н1} + \Delta P_{Р1К} + \Delta P_{Р11} + \Delta P_{ГХЛ}, \quad (18)$$

где $\Delta P_{Г.пл}$ - снижение начального давления в недиагностируемой секции, соответствующее общей утечке в системе гидропередачи хода левой тележки при гидропитании от первого распределителя (P_1); $\Delta P_{Н1}$ - снижение начального давления в первой секции насоса; $\Delta P_{Р1К}$ - снижение начального давления в предохранительном клапане первого распределителя; $\Delta P_{Р11}$ - снижение давления в золотнике первого распределителя; $\Delta P_{ГХЛ}$ - снижение начального давления в гидромоторе левого хода.

Для других участков будем иметь аналогичные уравнения.

Для практического применения рассмотренной последовательности поиска неисправности и оперативного определения по результатам замера объемного КПД основных сборочных единиц гидропривода предложена номограмма, приведенная на рисунке 9. По полученной диаграмме по разнице давлений диагностируемой и недиагностируемой секции можно определить величину КПД насоса (гидроагрегатов), другими словами установить техническое состояние насоса (гидроагрегатов) и его (их) пригодность. Например, если разница $P_{д2} - P_{д1} > 8$ МПа, то КПД насоса составит $\eta > 0,77$, т.е. данный агрегат работоспособен.

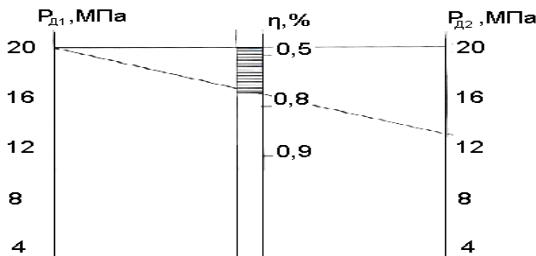


Рис. 9 – Номограмма для определения технического состояния гидропривода машин: $P_{д1}$ и $P_{д2}$ – давление нагружения недиагностируемой и диагностируемой секции насоса

На основании результатов исследований разработана конструкция переносного средства диагностирования и методика диагностирования, которая позволяет определить техническое состояние сборочных единиц гидропривода машин.

Методика диагностирования предполагает составление алгоритма поиска неисправного элемента системы гидропривода, путем последовательного определения их технического состояния, начиная с насосного агрегата, и разбивкой на отдельные участки исполнительный части привода. Проверку элементов осуществляют поочередно.

Результаты проведенных исследований показали, что при применении предлагаемого способа диагностирования, экономический эффект может составить около 119000 сомов в год с уменьшением трудоемкости ремонтных работ на 50% на одну машину.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

В результате выполненных исследований решена одна из актуальных задач в области разработки методов испытаний гидропривода колесных и гусеничных машин.

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Усовершенствован метод диагностирования гидропривода экскаваторов, связанный с повышением их контролепригодности и разработкой устройств, обеспечивающих применение статопараметрического метода проверки гидропривода непосредственно на машине, что повышает эффективность использования их в процессе эксплуатации.

2. Улучшение контролепригодности гидропривода экскаватора достигается путем введения гидравлической связи между секциями насосного агрегата и напорными ветвями привода, а также встраиванием присоединительных и нагружающих устройств между насосным агрегатом и гидрораспределителем.

3. Получена зависимость расхода рабочей жидкости в диагностируемой секции от давления в недиагностируемой секции, определяемому косвенным путем через измерение давления в диагностируемой секции гидропривода.

4. Установлено влияние технического состояния отдельных элементов гидросистемы (в частности, степень негерметичности из-за износа) на обобщенные параметры - производительность и продолжительность работы экскаватора. Показано, что чувствительность выбранных диагностических параметров к неисправности привода связана с потерей герметичности его элементов,

которая максимально проявляется в изменении давления и расхода жидкости на участке между насосом и гидрораспределителем.

5. Разработана методика оценки технического состояния узлов гидропривода, отличающаяся от известных тем, что оценка состояния производится через косвенное определение расхода рабочей жидкости в неконтролируемой секции гидропривода, путем замера давления в контролируемой секции.

6. Разработано средство диагностирования и экспериментально проверена методика диагностики основных узлов гидропривода на борту машины. Подтверждена правильность выбора диагностического параметра (давления жидкости) в многопоточном гидроприводе.

7. Предложен алгоритм поиска неисправного элемента системы гидропривода, основанный на использовании предлагаемого метода диагностирования.

8. Результаты измерения сопоставимы с результатами существующих методов, а эффект достигается сравнительно простым методом замера давления в гидроприводе. Результаты экспериментов свидетельствуют о сокращении трудоемкости контроля примерно на 50 % в сравнении с известными методами.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

1. Шайдуллаев Р.Б. Диагностирование гидроприводов экскаваторов с помощью встроенных бортовых систем [Текст] / А.А. Асанов, В.В. Костин, Р.Б. Шайдуллаев // Проблемы механизации строительства в условиях высокогорья: Сборник научных трудов ФПИ. – Фрунзе, 1989. – С. 41-51.
2. Шайдуллаев Р.Б. Разработка средств встроенной диагностики гидропривода одноковшовых экскаваторов [Текст] / А.А. Асанов, В.В. Костин, Р.Б. Шайдуллаев и др. // Опыт и перспективы развития технической диагностики строительных машин. – Л., 1989. – С. 57-60.
3. Шайдуллаев Р.Б. Метод диагностирования гидроприводов машин с использованием кинематической связи секционных насосов [Текст] / А.А. Асанов, А.Р. Бекбоев, Р.Б. Шайдуллаев. – Бишкек, КАСИ, 1992. – С. 42.
4. Шайдуллаев Р.Б. Логическая модель двухпоточного гидропривода [Текст] / А.А. Асанов, Р.Б. Шайдуллаев // Сборник научных трудов научно-технической конференции. Часть 2. – Новосибирск, 1995. – С. 80-81.

5. Шайдуллаев Р.Б. Теоретические исследования диагностических параметров сдвоенных аксиально-поршневых насосов [Текст] / И.О. Фролов, Р.Б. Шайдуллаев, Б.С. Юнусалиев // Сборник трудов. – Бишкек: КГУСТА, 2002. – С. 67-72.
6. Шайдуллаев Р.Б. Особенности оценки технического состояния гидроцилиндров гидропривода колесных машин [Текст] // Сборник научных трудов выпуск – № 12. – Бишкек: КГУСТА, 2002. – С. 74-79.
7. Шайдуллаев Р.Б. Определение оптимального времени для замены ремонтных комплектов гидропривода [Текст] // Наука и технологии. № 2. – Бишкек, 2003. – С. 78-83.
8. Шайдуллаев Р.Б. Особенности оценки технического состояния гидрораспределителей [Текст] / Р.Б. Шайдуллаев, А.А. Ызабеков, Н.А. Оморов // Сборник трудов. – Бишкек: КГУСТА, 2004. – С. 78-82.
9. Шайдуллаев Р.Б. Диагностирование многосекционных аксиально-поршневых насосов с регулятором мощности [Текст] / И.О. Фролов, А.А. Асанов, Р.Б. Шайдуллаев // Интерстроймех – 2009: Материалы международной научно-технической конференции. – Бишкек: КГУСТА 2009. – С. 289-293.
10. Шайдуллаев Р.Б. А.С. № 1423825 СССР. F15B19/00. Способ диагностирования гидроприводов [Текст] / А.А. Асанов, И.О. Фролов, Р.Б. Шайдуллаев. Бюлл. № 16. 1986.
11. Шайдуллаев Р.Б. А.С. № 1537893 СССР. F15B19/00. Стенд для диагностирования регулируемых двухсекционных насосов [Текст] / А.А. Асанов, Ш.Д. Жусенбаев, В.В. Костин, Р.Б. Шайдуллаев. Бюлл. № 8. 1989.
12. Шайдуллаев Р.Б. А.С. № 1163250 СССР. F15B19/00. Способ диагностирования спаренных насосов с суммарным регулятором мощности [Текст] / А.А. Асанов, А.Р. Бекбоев, Р.Б. Шайдуллаев и др. Бюлл. № 23. 1991.
13. Шайдуллаев Р.Б. Патент Кыргызской Республики. № 921. Способ диагностирования сдвоенных аксиально-поршневых насосов [Текст] // Р.Б. Шайдуллаев, И.О. Фролов, А.К. Акматов, К.Р. Турдукулов. 2006.
14. Шайдуллаев Р.Б. Модель диагностирования гидропривода машин [Текст] // Вестник КГУСТА. Вып. №4 (30). – Бишкек, 2010. – С. 210-213.
15. Шайдуллаев Р.Б. Диагностирования многопоточных насосных агрегатов [Текст] // Вестник КГУСТА. Вып. №1 (31). – Бишкек, 2010. – С. 210-213.
16. Шайдуллаев Р.Б. Способ диагностирования сборочных единиц гидропривода экскаваторов [Текст] / Вестник ЖАГУ (специальный выпуск). – Жалалабад, 2012. – С. 132-135.

КЫСКАЧА МАЗМУНУ

Шайдуллаев Расулбек Бегимкуловичтин техникалык илимдер кандидаты даражасына ээ болуу иштин, 05.05.03 – Дөнгөлөктүш жана каз-тамандуу машинелер кесипчилигине тиешелүү «Бир чөмүштүш универсалдуу экскаваторлордун мисалында каралган мобилдүү машинелердин гидроиштеткичтерин далтактоосунун ыкмасын жана жабдыгын иштеп чыгуу» темасында жазылган диссертациясынын

Ачык сөздөр: далтактоо, гидроиштеткич, гидротестер, басым, суюктуктун сарптыгы, мобилдүү машинелер, соркыскыч агрегаты, гидроцилиндр.

Изилдөө объектиси – мобилдүү машинелердин гидравликалык иштеткичи.

Иш максаты – мобилдүү машинелердин гидроиштеткичинин негизги курама бирдиктерин ажыратпай туруп техникалык далтактоосунун ыкмасын жана жабдыгын иштеп чыгаруу.

Изилдөө ыкмасы жана аппаратурасы. Изилдөө учурунда гидроиштеткичтеги жумуш суюктуктун сарпыгына караштуу басымды математикалык келем шилтеме ыкмасы колдонулган. Математикалык статистика ыкмалыгы менен ченөөлөр басым билгизгич, ичтен кийиштүү кыймылдаткычтын (ИКК) октолгоочунун жана сарп өлчөгүч НПА-64-нүн (гидрокиймылдаткыч) октолгоочунун айлануу жыштыгын өлчөөчү сарп өлчөгүч ТЭМП-4 жана жылуулук билгизгичтин жардамы менен өткөрүлгөн.

Алынган жыйынтыктар жана алардын жабылыгы – бул жумушта мобилдүү машинелердин гидроиштеткичтерин далтактоо жабы ыкмасы көрсөтүлгөн жана далтактоочу сынама жана ташуучу гидротестер сунушталган. Гидроцилиндрлердеги (гидрокиймылдаткычтардагы) басымдар аркылуу салыштырмалуу ченелген соркыскычтын киребериш жана чыгаберишиндеги суюктуктун сарптыктарынын көзкарандылыгынын колдонуусу сунуштаган ыкмасынын артыкчылыгы болуп эсептелет.

Колдонууга сунуштар: жумуштун жыйынтыктары машинелерди колдонуу учурунда гидроагрегаттардын тиешелүү абалын далтактоо учурунда, ошондой эле дөнгөлөктүш жана казтамандуу машинелердин адистерин даярдоо окууту жараянында колдонулушу мүмкүн.

Колдонуу тармагы: машинелердин гидрокелпиргичтерин далтактоосунда.

РЕЗЮМЕ

диссертации Шайдуллаева Расулбека Бегимкуловича на тему: «Разработка метода и средства диагностирования гидроприводов мобильных машин (на примере одноковшовых универсальных экскаваторов)» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины.

Ключевые слова: диагностика, гидропривод, гидротестер, давление, расход жидкости, мобильные машины, насосный агрегат, гидроцилиндр.

Объект исследования - гидравлический привод мобильных машин.

Цель работы - разработка метода и средства технического диагностирования основных сборочных единиц гидропривода мобильных машин (в том числе экскаваторов), исключаящих операцию изъятия их из состава гидропривода.

Методы исследования и аппаратура. При выполнении исследований применен метод математического моделирования давления в гидроприводе в зависимости от расхода рабочей жидкости. Методом математической статистики измерения проводились датчиком давления, расходомером ТЭМП-4 для измерения частоты вращения вала двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и вала расходомера НПА-64 (гидромотора) и датчиком температуры.

Полученные результаты и их новизна - разработана новая методика диагностирования гидравлического привода машин, диагностический стенд и переносной гидротестер. Преимуществом предлагаемого метода является использование зависимости расхода жидкости на входе и выходе из насоса, косвенно измеряемого через давление в гидроцилиндре (гидромотора).

Рекомендации по использованию: результаты работы могут быть использованы при диагностировании состояния узлов гидроагрегатов в процессе эксплуатации машин, а также в учебном процессе при подготовке специалистов по колесным и гусеничным машинам.

Область применения: диагностирование гидроприводов машин.

SUMMARY

Dissertation Shaydullaeva Rasulbek Begimkulovicha on "Development of a method and means of diagnosing hydraulic mobile machines (for example, single-bucket excavators universal)" for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.05.03 - wheeled and tracked vehicles.

Keywords: diagnosis, hydraulic drive, gidrotester, pressure, flow rate, mobile machinery, pump unit, hydraulic cylinder.

The object of study_- hydraulic mobile machines.

Purpose - to develop methods and technical diagnostic main assembly units hydraulic mobile machines (including excavators), excluding the operation of their withdrawal from the hydraulic drive.

Research methods and apparatus. When doing research, the method of mathematical modeling in hydraulic pressure depending on the flow of the working fluid. By mathematical statistics measurements were pressure sensor TEMP-4 meter to measure the frequency of rotation of the shaft and engine flow PPA-64 (motor) and a temperature sensor.

Results and novelty - in paper presents a new method of diagnosing hydraulic mobile machines and offers diagnostic and portable stand gidrotester. The advantage of this method is the use of fluid flow depending on the inlet and outlet of the pump, measured indirectly through the pressure in the hydraulic cylinders (motors).

Recommended use: results of the research can be used to diagnose the state of nodes generating units in service vehicles, as well as in the educational process in training of wheeled and tracked vehicles.

Scope: diagnosing hydraulic machines.



Шайдуллаев Расулбек Бегимкулович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА И СРЕДСТВА
ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ МОБИЛЬНЫХ
МАШИН
(НА ПРИМЕРЕ ОДНОКОВШОВЫХ УНИВЕРСАЛЬНЫХ
ЭКСКАВАТОРОВ)**

05.05.03 – «Колесные и гусеничные машины»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано к печати 22.12.2012 г.
Формат 60x84 1/16. Объем 1,5 уч. -изд. л.
Печать офсетная. Бумага офсетная.
Тираж 150 экз. заказ №

720020, г. Бишкек, ул. Малдыбаева, 34, б
Кыргызской государственной университет строительства,
транспорта и архитектуры им. Н. Исанова