



ЗЕМСКОВ АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ

**ТЕХНОЛОГИЯ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА
(НА ПРИМЕРЕ ГСТ-112)**

**Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве**

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Саранск 2014

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования Национальный исследовательский «Мордовский государственный университет имени Н. П. Огарева»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент
Ионов Павел Александрович

Официальные оппоненты: **Загородских Борис Павлович,**
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Технология
машиностроения и конструкционных
материалов» ФГБОУ ВПО «Саратовский
государственный аграрный университет имени
Н.И. Вавилова»

Кзаков Константин Геннадьевич,
кандидат технических наук, доцент,
директор учебно-научно-производственного
центра «Лотос» ФГБОУ ВПО «Калмыцкий
государственный университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Ульяновская государственная
сельскохозяйственная академия»

Защита состоится 24 декабря 2014г. в 10⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.117.06 при ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева» по адресу: 430904, г. Саранск, п. Ялга, ул. Российская, д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке им. М. М. Бахтина ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева» и на сайте [http:// www.mrsu.ru/ru/diss/diss.php?ELEMENT_ID=31463](http://www.mrsu.ru/ru/diss/diss.php?ELEMENT_ID=31463)

Автореферат разослан «__» октября 2014 г. и размещен на официальном сайте ВАК Минобрнауки РФ <http://vak2.ed.gov.ru> и ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева» www.mrsu.ru « 24 » октября 2014 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Величко С. А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Анализ конструкций современных отечественных и зарубежных сельскохозяйственных машин показал, что одной из наиболее ответственных систем, влияющих на надежность техники, является объемный гидропривод. Примером такого гидропривода является гидростатическая трансмиссия (ГСТ) ГСТ-112, состоящая из сложных дорогостоящих аксиально-поршневых агрегатов (гидронасоса НПА-112 и гидромотора МПА-112).

По данным научно-технической литературы доля объемных гидроприводов в трансмиссиях современной техники для АПК не менее 35 %, а на отказы ГСТ в доремонтный период эксплуатации приходится до 20 % от общего числа отказов машин.

Заводом-изготовителем ОАО «Гидромаш» гарантирована наработка до отказа новых ГСТ-112 не менее 1500 часов работы при номинальных режимах и средний доремонтный ресурс не менее 3000 мото-ч. Однако в условиях реальной эксплуатации эти показатели значительно ниже нормативных значений. Нарботка до отказа составляет не более 1000 часов работы, а средний доремонтный ресурс не превышает 60 % от заявленного.

Данные о техническом уровне, наработке до отказа, причинах отказов и межремонтном ресурсе отремонтированных ГСТ противоречивы, но эти показатели значительно ниже, чем у нового изделия. В связи с этим исследование причин потери работоспособности и поиск путей повышения долговечности объемного гидропривода ГСТ-112 является актуальной задачей.

Степень разработанности темы.

Анализ и систематизация целого ряда работ таких исследователей, как Т. М. Башта, Н. М. Балыков, С. А. Воронов, Д. А. Галин, Н. В. Камчугов, Ю. И. Кириллов, А. В. Столяров, посвященных исследованию объемных гидроприводов, Ф. Х. Бурумкулов, В. П. Лялякин, П. В. Сенин, С. А. Величко, В. Н. Водяков, И. Г. Голубев, Б. П. Загородских, А. В. Котин, А. П. Савельев, П. А. Ионов, К. Г. Казаков, инженеров и конструкторов заводов-изготовителей, посвященных повышению долговечности агрегатов машин, позволили определить научную проблему и направления дальнейших исследований.

В настоящее время повышением надежности техники активно занимаются конструкторские отделы заводов-изготовителей, отраслевые НИИ (ГНУ ГОСНИТИ), научные подразделения вузов. Проведенный анализ показал, что нет единого мнения о механизме и причинах отказов объемных гидроприводов, применяются различные подходы к повышению их долговечности.

В мировой практике данная задача решается улучшением конструкций рабочих элементов машин; для их изготовления создаются новые материалы, обладающие высокими прочностными свойствами, применяются композитные материалы, на рабочие поверхности деталей наносятся покрытия с новыми функциональными свойствами. Установлено, что для обеспечения 90-100 % межремонтного ресурса агрегатов необходимо снизить интенсивность изнашивания рабочих поверхностей не менее, чем в 1,5-2 раза. Для создания таких покрытий предлагается использовать источники концентрированной энергии. Например, при изготовлении распределителей гидротрансмиссий применяют двухслойные материалы с мягкой и твердой сторонами. Однако, предложенные подходы, в силу экономических соображений, не реализуемы в сервисных предприятиях и не позволяют кардинально решить проблему повышения долговечности объемных гидроприводов.

Основные рекомендации изготовителя сервисным предприятиям сводятся к

замене изношенных деталей на новые, однако средний межремонтный ресурс отремонтированных ГСТ-112 остается низким, не более 80 % от доремонтного. Существует острая необходимость в разработке новых, экономически целесообразных технологий ремонта объемных гидроприводов, обеспечивающих техническое состояние и повышение межремонтного ресурса агрегатов до уровня нового.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках Федеральной целевой программы, проект 7.5566.2011 «Исследование структуры и свойств, новых нанокompозитных материалов, полученных с использованием источников концентрированной энергии», и программы У.М.Н.И.К. ФГБУ «Фонд содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере» по теме «Разработка технологии повышения долговечности гидростатических трансмиссий».

Цель исследований – повышение межремонтного ресурса объемного гидропривода ГСТ-112 до уровня нового путем упрочнения и восстановления рабочих поверхностей деталей ресурсолимитирующих соединений электроискровой обработкой.

Объект исследований – технологический процесс ремонта ГСТ-112, обеспечивающий техническое состояние и средний межремонтный ресурс объемного гидропривода на уровне нового.

Предмет исследований – механизм потери работоспособности объемного гидропривода ГСТ-112 и пути повышения его долговечности.

Научная проблема заключается в повышении долговечности объемного гидропривода ГСТ-112 за счет повышения межремонтного ресурса агрегатов.

Научные положения и результаты, выносимые на защиту:

1. Статистическая оценка функциональных параметров работоспособности объемного гидропривода ГСТ-112, дефектов, износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях.

2. Механизм потери работоспособности объемного гидропривода ГСТ-112.

3. Технология повышения межремонтного ресурса объемного гидропривода ГСТ-112 до уровня нового.

Научную новизну работы представляют:

1. Результаты стендовых испытаний по оценке технического состояния бывших в эксплуатации и отремонтированных объемных гидроприводов ГСТ-112 и их отдельных элементов.

2. Закономерности распределения износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях объемного гидропривода ГСТ-112.

3. Математические модели связи объемного КПД и давления в линии управления объемного гидропривода ГСТ-112 со значениями износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях. Установлены ресурсолимитирующие соединения гидропривода: «латунный – стальной распределители», «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки».

4. Расчетные значения контактных напряжений на рабочих поверхностях новых, упрочненных и восстановленных электроискровой обработкой деталей ресурсолимитирующих соединений ГСТ-112, соответствующих действующей эксплуатационной нагрузке при номинальных режимах работы.

5. Математические модели связи микротвердости и толщины покрытий, формируемых на рабочих поверхностях деталей, с энергетическими и кинематическими параметрами электроискровой обработки; технологические режимы электроискровой обработки, обеспечивающие максимальную микротвердость и толщину покрытий для различных сочетаний материалов детали и электрода.

6. Физико-механические и триботехнические свойства электроискровых покрытий, обеспечивающие повышение несущей способности и снижение

интенсивности изнашивания ресурсолимитирующих соединений ГСТ-112.

7. Механизм потери работоспособности и технология повышения долговечности ГСТ-112, обеспечивающая техническое состояние и средний межремонтный ресурс объемного гидропривода на уровне нового.

Практическую значимость работы представляют:

1. Предельные и допустимые значения износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях ГСТ-112. Необходимое количество деталей ресурсолимитирующих соединений подлежащих восстановлению.

2. Рациональные технологические режимы формирования электроискрового покрытия электродами из молибдена Мо, латуни ЛМцСКА58-2-2-1-1 и сталей У10, 30Г, Св-08 на рабочих поверхностях деталей ГСТ-112.

3. Устройство оценки технического состояния объемных гидроприводов (патент на полезную модель № 135744, дата приоритета 17.06.2013 г.).

4. Новый технологический процесс ремонта объемного гидропривода ГСТ-112.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены с использованием положений теорий надежности, механизмов машин, трения, математического моделирования.

Экспериментальные исследования выполнены по общим и частным методикам с использованием современного научно-исследовательского оборудования и средств измерений лаборатории «Технологии и средства создания покрытий с заданными служебными свойствами» ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарёва».

Обработка результатов исследований проведена с использованием методов теории вероятности и математической статистики с помощью современных вычислительных средств и пакета прикладных программ «*NI LabVIEW 2014*», «*ANSYS*», «*Statistica 8.0*» и «*Excel 2010*».

Реализация результатов исследования. Разработанный технологический процесс ремонта объемного гидропривода ГСТ-112 внедрен в малом инновационном предприятии ООО «Агросервис» (г. Саранск, Республика Мордовия) и ОАО «Грачевский завод Гидроагрегат» (п. Грачевка, Ставропольский край).

Личный вклад соискателя состоит в непосредственном участии во всех этапах проведения теоретических и экспериментальных исследований: разработке и реализации плана теоретических и экспериментальных исследований, обработке и интерпретации полученных результатов, подготовке и написании научных статей, оформлении заявок на патенты. При участии соискателя разработан новый технологический процесс ремонта объемного гидропривода ГСТ-112, который внедрен на предприятиях АПК.

Апробация результатов.

Основные положения и результаты работы отражены в научных статьях, в изданиях, рекомендованных ВАК для публикации результатов диссертационных исследований на соискание ученой степени кандидата и доктора наук: «Сельский механизатор», «Тракторы и сельхозмашины», «Труды ГОСНИТИ», и доложены на международных научно-технических конференциях: «Энергоэффективность технологий и средств механизации в АПК» (г. Саранск, ИМЭ, 2011 г.); «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы» (г. Саранск, ИМЭ, 2012 – 2013 гг.) и на расширенном заседании кафедры технического сервиса машин ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарёва».

Технология ремонта объемного гидропривода ГСТ-112 в составе других электроискровых технологий удостоена дипломов и медалей 13-ой и 14-ой Российских агропромышленных выставок «Золотая Осень» (г. Москва, 2011г., 2012г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 работ, из них 6 статей в изданиях, рекомендованных ВАК для публикации результатов диссертационных

исследований на соискание ученой степени кандидата и доктора наук. Получен 1 патент РФ на полезную модель № 135744. Общий объем публикаций составил 2,8 п. л., из них лично соискателю принадлежит 1,7 п. л.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы и приложений. Работа изложена на 295 страницах машинописного текста, включает 93 рисунка, 53 таблицы и 4 приложения, список литературы содержит 127 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, поставлена цель, выбраны объект и предмет исследований, представлены научные положения и результаты, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость работы.

В первой главе проведен анализ состояния вопроса и определены задачи исследования. Рассмотрены вопросы работоспособности объемных гидроприводов, причины их ресурсных отказов; проведен анализ методов и средств оценки технического состояния гидроагрегатов; рассмотрены технологии повышения долговечности техники.

Широкое применение объемного гидропривода ГСТ-112 на сельскохозяйственной технике обусловлено рядом преимуществ, к которым относится бесступенчатое регулирование скорости вращения и реверс гидромотора, компактность, высокий КПД до 0,97, пригоден для работы при частотах вращения до 3000 об/мин и давлении до 42 МПа, обладает малой инерционностью.

Исследования эксплуатационной надежности и причин потери работоспособности объемных гидроприводов, проведенные Н. В. Камчуговым, Н. М. Балыковым, Д. А. Галиным показали, что наработка до отказа и доремонтный ресурс новых ГСТ значительно ниже заявленного заводами-изготовителями норматива, а причинами отказа являются гидроабразивный износ деталей и увеличение зазоров в прецизионных соединениях узлов и агрегатов гидропривода.

Существуют различные мнения о механизме потери работоспособности и влиянии соединений ГСТ на его работоспособность. Часть исследователей считает, что основное влияние на потерю работоспособности оказывает абразивный износ и утечка рабочей жидкости в распределительной паре. При достижении зазора в соединении «латунный – стальной распределители» некоторого значения происходит резкая разгерметизация качающего узла и потеря работоспособности гидропривода. Однако исследования Д. А. Галина и собственные расчеты показали, что для ГСТ данная гипотеза не нашла подтверждения.

Наиболее распространенная гипотеза механизма потери работоспособности объемного гидропривода заключается в том, что рост суммарной внутренней утечки жидкости в соединениях напрямую снижает фактическую подачу и объемный КПД. Данная гипотеза, несомненно, справедлива для отдельных агрегатов и открытых гидросистем. Для закрытых гидросистем с подпиткой гипотеза требует подтверждения.

По нашему мнению, рост внутренней утечки жидкости в объемном гидроприводе при увеличении зазоров оказывает более сложное влияние на снижение объемного КПД.

Достоверные данные о причинах и механизме потери работоспособности ГСТ позволяют предложить новые пути повышения долговечности объемных гидроприводов, что, несомненно, является актуальной задачей.

Анализ существующих способов и средств оценки работоспособности объемных гидроприводов показал, что требуется разработка устройства для оценки технического состояния ГСТ-112, способного реализовать динамическую методику испытаний завода-

изготовителя и определить критерий предельного состояния – объемный КПД в условиях сервисных центров и предприятий технического сервиса.

Применяемые методы ремонта объемных гидроприводов в сервисных центрах и на предприятиях технического сервиса не позволяют повысить наработку и межремонтный ресурс ГСТ. Средний ресурс отремонтированных агрегатов составляет не более 60-80 % от уровня новых, при себестоимости до 70 % стоимости нового изделия.

Перспективным направлением в повышении межремонтного ресурса агрегатов является нанесение на рабочие поверхности деталей покрытий с необходимыми функциональными свойствами. Одним из способов формирования таких покрытий, отвечающих требованиям универсальности, локальности обработки, небольших затрат на эксплуатацию оборудования и возможности использования большой гаммы электродных материалов, является электроискровая обработка (ЭИО). Однако для восстановления ответственных деталей ГСТ-112 данная технология не применялась.

Таким образом, для выполнения поставленной цели необходимо решить следующие **задачи научного исследования**:

1. Исследовать техническое состояние бывших в эксплуатации объемных гидроприводов ГСТ-112, дефекты и износы рабочих поверхностей деталей.

2. Установить механизм потери работоспособности ГСТ-112 и определить факторы, влияющие на снижение объемного КПД. Найти предельные и допустимые значения износа деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях.

3. Обосновать пути повышения долговечности объемного гидропривода ГСТ-112.

4. Исследовать способ технологического воздействия на ресурсолимитирующие соединения объемного гидропривода ГСТ-112. Определить рациональные технологические режимы электроискровой обработки.

5. Смоделировать напряженно-деформированное состояние в ресурсолимитирующих соединениях нового и отремонтированного ГСТ-112.

6. Исследовать физико-механические и триботехнические свойства рабочих поверхностей деталей, восстановленных и упроченных методом ЭИО.

7. Разработать новый технологический процесс ремонта ГСТ-112, обеспечивающий техническое состояние и средний межремонтный ресурс объемного гидропривода на уровне нового. Провести производственную проверку и определить технико-экономическую эффективность разработанной технологии.

Во второй главе рассмотрены теоретические предпосылки к повышению долговечности объемного гидропривода ГСТ-112.

По данным разработчиков (Sauer-Danfoss, Германия) и производителей ГСТ-112 (ОАО «Гидромаш», Россия, ОАО «Гидросила», Украина) основным параметром, определяющим техническое состояние агрегатов ГСТ, является объемный КПД:

$$\eta_{об}^H = \frac{1000 \cdot Q^H}{V_g \cdot n} = \frac{Q^H}{Q_m^H}; \quad \eta_{об}^M = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot Q^M} = \frac{Q_m^M}{Q^M}, \quad (1)$$

где $\eta_{об}^H$, $\eta_{об}^M$ – объемные КПД гидронасоса и гидромотора, Q^H , Q^M – фактическая подача гидронасоса и расход гидромотора, л/мин; n – частота вращения, мин⁻¹; V_g – рабочий объем, см³/об; Q_m^H , Q_m^M – теоретические подача гидронасоса и расход гидромотора, л/мин.

Критерием предельного состояния ГСТ-112 установлено снижение объемного КПД гидронасоса (гидромотора) на номинальных режимах не более, чем на 20 %. Данных о допустимом снижении объемного КПД в нормативной документации не имеется.

Анализ выражения (1) показывает, что объемный КПД зависит от отношений теоретической и фактической подач гидронасоса и расхода гидромотора.

Значения фактической подачи гидронасоса можно определить из выражения:

$$Q^H = Q_m^H - \sum q_{ym}^H \quad \text{тогда} \quad \eta_{об}^H = \frac{Q_m^H - \sum q_{ym}^H}{Q_m^H}, \quad (2)$$

где $\sum q_{ym}^H$ – суммарная объемная внутренняя утечка жидкости в гидронасосе при номинальной частоте вращения и номинальном давлении, л/мин.

Уравнение баланса основных источников суммарной объемной внутренней утечки жидкости для гидронасоса и гидромотора можно записать в виде:

$$\sum q_{ym}^H = K(q_{пор} + q_{но}) + q_p + q_{зс} + q_{нц} + q_{з.к} + q_{нк} + q_{нн} + \dots, \text{ л/мин} \quad (3)$$

Согласно закону Пуазейля, суммарная утечка жидкости через зазоры в соединениях примет вид:

$$\sum q_{ym}^H = \frac{\Delta p}{\mu} (4 \cdot (k_1 z_{пор}^3 + k_2 z_{но}^3) + k_3 z_p^3 + k_4 z_{зс}^3 + k_5 z_{нц}^3 + k_6 z_{з.к}^3 + k_7 z_{нк}^3 + k_8 z_{нн}^3 + \dots), \quad (4)$$

где k_1-k_8 постоянные коэффициенты, определяющие характеристики истечения жидкости, зависящие от формы зазора; $z_{пор}$ – кольцевой зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», мм; $z_{но}$ – торцовый зазор в соединении «пята – опора люльки», мм; z_p – торцевой зазор в соединении «латунный – стальной распределители», мм; $z_{зс}$ – кольцевой зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса сервоклапана», мм; $z_{нц}$ – кольцевой зазор в соединении «поршень – сервоцилиндр», мм; $z_{з.к}$ – кольцевой зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки», мм; $z_{нк}$ – кольцевой зазор в предохранительном клапане, мм; $z_{нн}$ – зазоры в соединениях насоса подпитки, мм.

На рисунке 1 представлены возможные пути утечек рабочей жидкости в ГСТ-112.

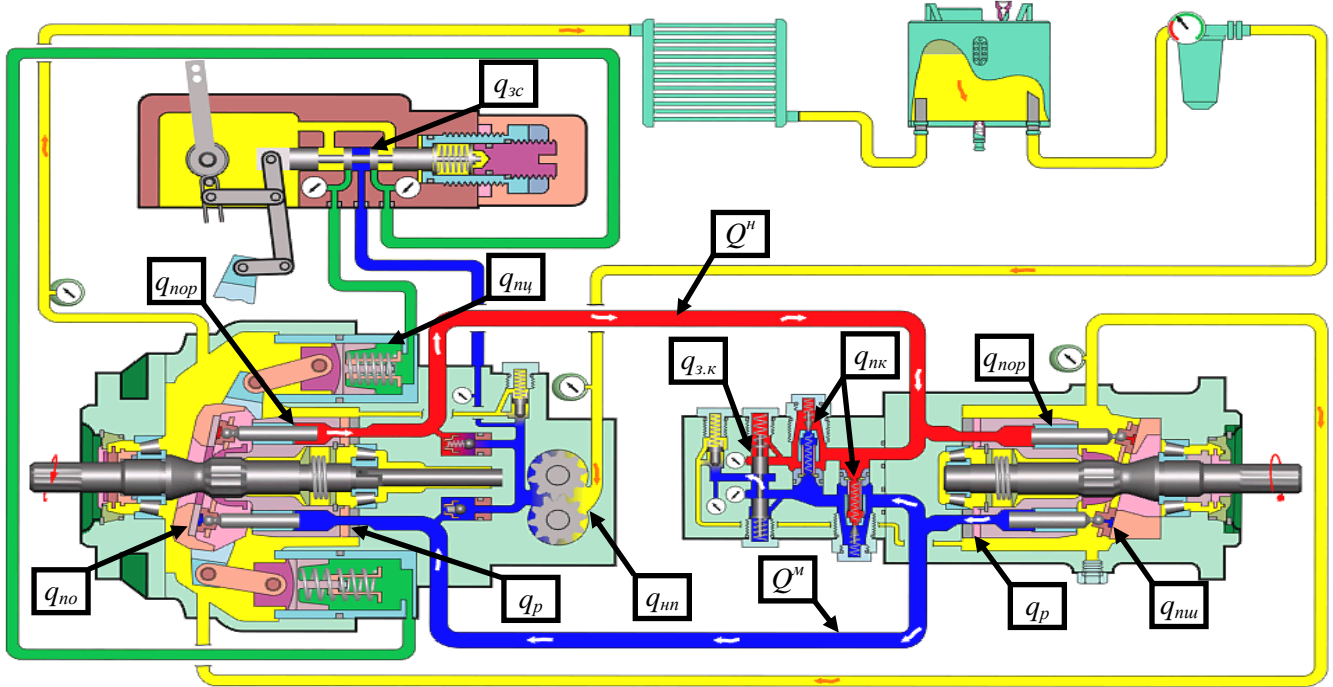


Рисунок 1 – Пути утечек жидкости в ГСТ-112: Q^H – фактическая подача гидронасоса; Q^M – фактический расход гидромотора; q_p – утечки в соединении «латунный – стальной распределители» гидронасоса и гидромотора; $q_{пор}$ – утечка в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» гидронасоса и гидромотора; $q_{но}$ – утечка в соединении «пята – опора люльки»; $q_{пн}$ – утечка в соединении «пята – наклонная шайба»; $q_{з.к}$ – утечка в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки»; $q_{зс}$ – утечка в соединении «золотник – отверстие корпуса сервораспределителя»; $q_{нц}$ – утечка в соединении «поршень – сервоцилиндр»; $q_{нк}$ – утечка в предохранительном клапане; $q_{нн}$ – утечки в соединениях насоса подпитки

Анализ работы агрегатов ГСТ-112 показал, что в зоне высокого давления, когда происходит утечка, находятся 4 поршня из 9. Остальные 5 поршней в этот момент засасывают рабочую жидкость в качающий узел, поэтому коэффициент K равен 4.

Суммарная объемная внутренняя утечка рабочей жидкости, при прочих равных условиях, пропорциональна величине зазоров в третьей степени, разности давлений в полости нагнетания и полости всасывания Δp и обратно пропорциональна вязкости рабочей жидкости μ , которая зависит от температуры масла.

Средняя расчетная (теоретическая) подача качающего узла гидронасоса определяется выражением:

$$Q_m^H = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot k \cdot D_\delta \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (5)$$

где d_n^2 – диаметр поршня, мм; k – число поршней, шт.; D_δ – диаметр окружности на блоке цилиндров, на которой расположены оси поршней, мм; n – частота вращения, мин^{-1} ; γ – угол наклона качающего узла, град.

При постоянных значениях d_n^2 , k , D_δ , n наибольшее влияние на расчетную подачу гидронасоса оказывает угол наклона качающего узла.

Анализ принципа работы объемного гидропривода и теоретических зависимостей (2), (4), (5) позволил предложить следующий механизм потери работоспособности ГСТ-112: с одной стороны, износ деталей ресурсолимитирующих соединений приводит к увеличению зазоров и внутренней утечки рабочей жидкости, снижая фактическую подачу на величину утечки. С другой стороны, повышенная утечка приводит к падению давления в линии управления, уменьшению угла наклона качающего узла и снижению расчетной подачи и объемного КПД ГСТ-112.

Тогда справедлива следующая зависимость:

$$p_n = f(\Sigma q_{ym}^H) = f\left(\frac{\Delta p}{\mu} \left(4 \cdot (k_1 z_{nop}^3 + k_2 z_{no}^3) + k_3 z_p^3 + k_4 z_{zc}^3 + k_5 z_{nc}^3 + k_6 z_{z.k}^3 + k_7 z_{nk}^3 + k_8 z_{nm}^3 + \dots\right)\right), \quad (6)$$

где p_n – давление в линии управления, МПа.

Для подтверждения предложенного механизма проведен силовой расчет качающего узла и моделирование процесса потери работоспособности ГСТ-112.

Схема качающего узла гидронасоса и сил, действующих на люльку 3, представлена на рисунке 2.

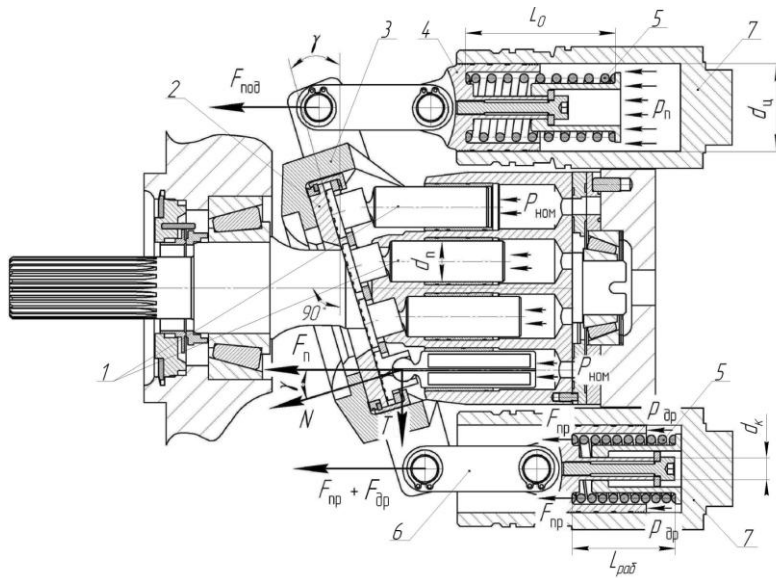
Анализ схемы показывает, что усилия N поршней 1 от действия давления в линии нагнетания на люльку 3 качающего узла взаимно уравновешены относительно опор. Поэтому уравнение равновесия действующих сил на люльку качающего узла примет вид выражения (7), а значения давления в линии управления, необходимого для отклонения качающего узла на угол γ , определяется по выражению (8).

Расчетным путем установлено, что величина давления в линии управления, которое способно отклонить качающий узел на максимальный угол (18°) и удерживать его в данном положении, равно 0,59 МПа, давление начала регулирования – 0,33 МПа.

Экспериментальные исследования показали, что при давлении в линии управления ниже 0,56 МПа качающий узел не способен отклониться на максимальный угол, соответствующий номинальной подаче 212,8_{-7,6} л/мин, а при давлении 0,52 МПа происходит снижение подачи в линии нагнетания до предельного значения 170,2 л/мин (соответствует падению объемного КПД на 20 %) и потеря работоспособности ГСТ-112.

Таким образом, угол наклона качающего узла γ напрямую зависит от значения давления в линии управления, развиваемого насосом подпитки. Расхождение расчетных и экспериментальных значений – не более 5 %, что подтверждает наши предположения о механизме потери работоспособности ГСТ-112.

Для поиска закономерностей снижения объемного КПД и давления в линии управления, а также определения предельных и допустимых износов деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях ГСТ-112 проведены многофакторные эксперименты по плану 2³.



$$F_{под} = F_{нр} + F_{др} \quad (7)$$

$$p_n = \frac{F_{нр} + p_{др} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ц}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{к}^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_{ц}^2} \quad (8)$$

Рисунок 2 – Схема качающего узла гидронасоса: $P_{ном}$ – номинальное давление в линии нагнетания, МПа; p_n – давление в линии управления, МПа; $p_{др}$ – давление в дренажной полости, МПа; $d_{ц}$ – диаметр поршня сервоцилиндра, мм; d_n – диаметр поршня, мм; d_k – диаметр прилива поршня сервоцилиндра, мм; γ – угол наклона качающего узла, град.; F_n – усилие на поршень от действия давления в линии нагнетания, Н; $F_{под}$ – усилие на поршень сервоцилиндра от действия давления в линии управления, Н; $F_{нр}$ – усилие пружины сервоцилиндра, Н; N – усилие на опору от действия давления в линии нагнетания и угла наклона качающего узла, Н; T – усилие на поршень от действия сил инерции, Н; l_0 и $l_{раб}$ – величины сжатия пружины, соответствующие нейтральному и максимальному углу наклона качающего узла, мм; 1 – поршень; 2 – опора; 3 – люлька; 4 – поршень сервоцилиндра; 5 – пружина сервоцилиндра; 6 – серьга; 7 – сервоцилиндр

Предварительный эксперимент, показал, что наибольшее влияние на объемный КПД ГСТ-112 и давление в линии управления оказывают соединения «латунный – стальной распределители», «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки». Влияние остальных соединений не более 5 %, из дальнейших исследований они исключены.

Получены математические модели связи объемного КПД $\eta_{об}$ и давления в линии управления p_n с факторами, влияющими на утечку рабочей жидкости:

$$\eta_{об} = \frac{1,5732 \cdot z_{з.к}^{0,043-0,0043 \ln S_{сум} - 0,019 \ln z_{пор}}}{S_{сум}^{0,066+0,015 \ln z_{пор}} \cdot z_{пор}^{0,25}} \quad (9); \quad p_n = \frac{z_{з.к}^{0,3205+0,052 \ln S_{сум} - 0,06 \ln z_{пор}} \cdot S_{сум}^{0,082 \ln z_{пор} - 1,1143}}{5,2147 \cdot z_{пор}^{0,28}}, \quad (10)$$

где $z_{з.к}$ – зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки», мкм; $S_{сум}$ – суммарная площадь износа в соединении «латунный – стальной распределители», мм²; $z_{пор}$ – зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», мкм.

Анализ полученных зависимостей показал одинаковое влияние факторов на выходные параметры, что подтверждает их взаимосвязь. По степени влияния факторы расположены в следующей последовательности: площадь износа соединения «латунный – стальной распределители», зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки». Эти соединения признаны ресурсолимитирующими.

Проверка адекватности математических моделей показала, что относительное отклонение расчетных и экспериментальных значений: модели (9) для верхнего уровня – $\Delta = 1,4$ %, для нижнего уровня – $\Delta = 0,63$ %; модели (10) для верхнего уровня $\Delta = 2,06$ %, для нижнего уровня – $\Delta = 2,08$ %.

Полученные результаты позволили доказать механизм потери работоспособности ГСТ-112 и предложить пути повышения его долговечности.

Полный средний ресурс агрегата за весь срок службы определяется выражением:

$$\bar{T}_{\text{мк}} = \bar{t}_{\text{ор}} + \bar{\omega}_{\text{рн}} \cdot \bar{t}_{\text{мр}} - 0,5 \cdot \bar{t}_{\text{мр}} \left[1 + V^2(\bar{t}_{\text{мр}}) \right] - \varepsilon \bar{t}_{\text{мр}}, \quad (11)$$

где $\bar{t}_{\text{ор}}, \bar{t}_{\text{мр}}$ – соответственно, средние значения доремонтного и межремонтных ресурсов, мото-ч.; $\bar{\omega}_{\text{рн}}$ – среднее число ремонтов за весь срок службы, шт.; $V(t_{\text{мр}})$ – коэффициент вариации межремонтных ресурсов; ε – погрешность оценки, равная 0,05.

Из формулы (11) следует, что полный ресурс агрегата растёт с увеличением доремонтного и межремонтных ресурсов, среднего числа ремонтов за весь срок службы и уменьшается с ростом коэффициента вариации межремонтных ресурсов.

В процессе исследований установлено, что для повышения доремонтного ресурса ГСТ-112 необходимо повысить производительность в линии управления путем применения насоса подпитки бóльшего рабочего объема. Испытания бывшего в эксплуатации ГСТ-112 с насосом подпитки НШ-32 (вместо штатного НШ-18) позволило повысить подачу в линии нагнетания на 9,4%, и объемный КПД с 0,76 до 0,83.

Технологический подход к повышению межремонтного ресурса заключается в нанесении на изношенные рабочие поверхности деталей ресурсолимитирующих соединений ГСТ-112 покрытий с заданными функциональными свойствами.

Согласно ГОСТ 23.224-86 основными триботехническими характеристиками, оценивающими пару трения, являются несущая способность и интенсивность изнашивания.

Несущая способность пары трения определяется выражением:

$$P_{\text{мп}} = \frac{H_{\mu} r}{R_z^2} \left(1 - \frac{2\tau}{\sigma_0} \right) \geq \sigma_{z \text{ max}}, \quad (12)$$

где $P_{\text{мп}}$ – максимальная удельная нагрузка в паре трения по ГОСТ 23.224-86, МПа; H_{μ} – микротвёрдость более мягкой поверхности, МПа; r – радиус закругления неровностей более твердой поверхности, мкм; R_z – средняя высота неровностей более твердой поверхности, мкм; τ – прочность на срез адгезионной связи, образующихся мостиков сварки, МПа; σ_0 – предел текучести деформируемой поверхности, МПа; $\sigma_{z \text{ max}}$ – эксплуатационная нагрузка на пару трения, МПа.

Максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка в соединениях определена с помощью системы инженерного анализа ANSYS (лицензия № 624967). Для математического моделирования выбраны ресурсолимитирующие соединения: «латунный – стальной распределители» и «поршень – отверстие втулки блока цилиндров». Геометрические модели соединений и схемы их нагружения представлены на рисунке 3.

В результате расчетов установлены значения действительных контактных напряжений в ресурсолимитирующих соединениях нового ГСТ-112, соответствующих действующей эксплуатационной нагрузке при номинальных режимах работы (табл. 1).

Интенсивность изнашивания рабочей поверхности детали определяется выражением:

$$I = 3,82 \cdot E_{\text{пр}}^{3,93} \cdot \Delta_{\text{пр}}^{1,63} \cdot \left(\frac{H_{\omega}}{R_{\omega}} \right)^{0,326} \cdot \left(\frac{3f}{\sigma_0} \right)^{t_y} \leq I_{\text{min}}, \quad (13)$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведённый модуль упругости контактирующих материалов, МПа; $\Delta_{\text{пр}}$ – приведённый параметр шероховатости материалов; b, ν – параметры кривой опорной поверхности, мкм; H_{ω}, R_{ω} – соответственно максимальная высота и радиус закругления волны, мкм; f – коэффициент трения; σ_0 – предел текучести более мягкого материала, МПа; t_y – параметр фрикционной усталости; I_{min} – интенсивность изнашивания наиболее «сильной» пары трения.

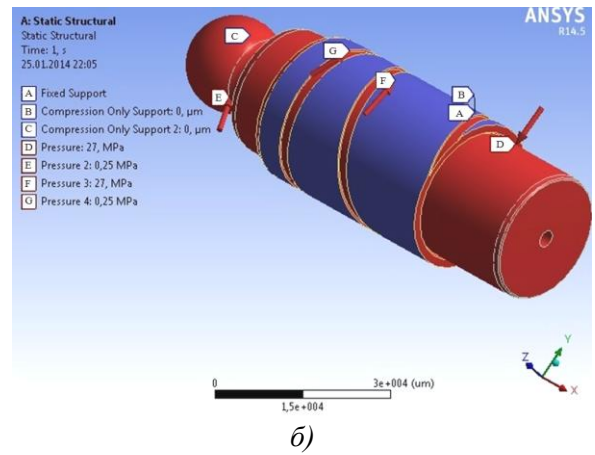
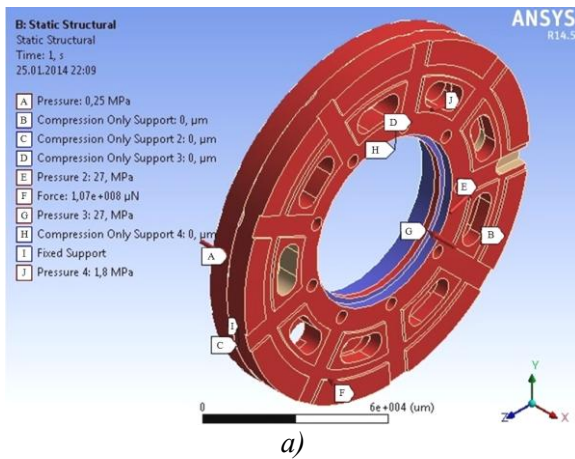


Рисунок 3 – Геометрические модели и схемы нагружения соединений:

а) соединение «латунный – стальной распределители»: А – давление дренажа в 0,25 МПа; В – контакт с блоком цилиндров; С – контакт с задней крышкой гидронасоса; D – контакт с коническим подшипником; E, G – давление в линии нагнетания в 27 МПа; F – усилие прижатия распределителей пружиной блока цилиндров, соответствующее 1726 Н; H – контакт с кольцом; I – жесткая фиксация стального распределителя; J – давление в линии нагнетания в 1,8 МПа;

б) соединение «поршень – отверстие втулки блока цилиндров»: А – жесткая фиксация; В – контакт с блоком цилиндров; С – контакт с пятой поршня; D, F – давление в 27 МПа на днище поршня, на цилиндрическую поверхность поршня и втулки блока цилиндров; E, G – давление дренажа в 0,25 МПа.

Таблица 1 – Значения контактных напряжений и нагрузок в соединениях нового ГСТ-112

Соединение	Исследуемая поверхность	Среднее значение контактных напряжений, МПа	Максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка, МПа
«латунный – стальной распределители»	Поверхность латунного распределителя	14,80	22,10
	Поверхность стального распределителя	10,81	16,16
«поршень – отверстие втулки блока цилиндров»	Наружная поверхность поршня	18,94	28,31
	Внутренняя поверхность втулки блока цилиндров	12,27	18,34

Для обеспечения условий (12) и (13) необходимо изменять физико-механические свойства рабочих поверхностей: повышать микротвердость, модуль упругости, комплексный параметр шероховатости и снижать коэффициент трения.

Следовательно, для повышения межремонтного ресурса ГСТ-112 необходимо:

– обеспечить в ресурсолимитирующих соединениях несущую способность бóльшую, чем максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка в данных соединениях:

$P_{\text{мп}} \geq 22,10$ МПа – для соединения «латунный – стальной распределители»,

$P_{\text{мп}} \geq 28,31$ МПа – для соединения «поршень–отверстие втулки блока цилиндров»;

– обеспечить интенсивность изнашивания рабочих поверхностей ресурсолимитирующих соединений в зависимости от условия:

$$A_1 > A_2 > A_3 > \dots > A_{\text{min}}, \quad I_1 < I_2 < I_3 < \dots < I_{\text{min}} \quad (14)$$

Чем выше степень влияния (А) соединения на работоспособность объемного гидропривода, тем меньше должна быть интенсивность его изнашивания.

Как показал опыт, накопленный в ИМЭ МГУ им. Н. П. Огарёва и ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии, наиболее перспективным методом повышения межремонтного ресурса является электроискровая обработка. Функциональные свойства покрытия при ЭИО зависят от многих переменных, которые носят как качественный, так и

количественный характер. При обработке единичной поверхности условно функции толщины h и микротвердости H_μ можно представить в виде:

$$h, H_\mu = f(W_u, f_u, t_{об}, d_{эл}, S, m, M_d, M_{эл}, V_{эл}, V_d, V_S, t_{раз} \dots), \quad (15)$$

где W_u – энергия импульса тока, Дж; f_u – частота подачи импульса тока, Гц; $t_{об}$ – время обработки, мин; $d_{эл}$ – диаметр электрода, мм; S – площадь обрабатываемой поверхности, см²; m – число проходов электрода, шт.; M_d и $M_{эл}$ – соответственно, материал детали и электрода; $V_d, V_{эл}, V_S$ – соответственно, скорости вращения детали, электрода и продольного перемещения электрода, мм/мин; $t_{раз}$ – длительность единичного импульса тока, мкс.

Для поиска технологических режимов ЭИО, обеспечивающих необходимые функциональные свойства, требуется проведение многофакторных экспериментов, в которых выражение (15) выступает исходной математической моделью.

В третьей главе представлены программа, оборудование и методики экспериментальных исследований.

Техническое состояние и работоспособность бывших в эксплуатации и отремонтированных ГСТ-112 в целом и отдельных его элементов оценивали по методике завода-изготовителя ОАО «Гидромаш» в соответствии с ГОСТ 14658 и ГОСТ 13823.

Дефектация и микрометражные исследования проводились по разработанным методикам согласно техническим требованиям на текущий ремонт РТ 70.0001.031-83. Детальным микрометражным исследованиям подвергались ресурсолимитирующие соединения ГСТ-112: «латунный – стальной распределители», «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки».

Оценку параметров топографии и величин износов рабочих поверхностей деталей проводили с использованием измерительной системы «*Form Talysurf I 120*».

Металлографические исследования покрытий проводили на микрошлифах, изготовленных при помощи комплекса «*Tegra Force*». Микротвердость покрытий образцов оценивалась на приборе «*Durascan 20*».

Исследование способа технологического воздействия на изношенные рабочие поверхности деталей осуществляли с помощью электроискровой установки «*ALIER-31*» в ручном и механизированном режимах обработки.

Триботехнические параметры образцов определяли согласно ГОСТ 23.224-86 и РД 10.003-2009 на модернизированной машине для испытания материалов на трение и износ *СМТ-1* с выводом результатов на ПК.

Эксплуатационные испытания 40 комплектов отремонтированных ГСТ-112 проводились на предприятиях АПК Республики Мордовия на технике сельскохозяйственного назначения по плану [*NUT*].

Инженерные расчеты и обработку экспериментальных данных осуществляли на ПК с помощью пакетов прикладных программ «*ANSYS*», «*NI LabVIEW 2014*», «*Statistica 8.0*» и «*Excel 2010*».

В четвертой главе представлены результаты экспериментальных исследований.

Динамическая оценка технического состояния 43 комплектов ГСТ-112, бывших в эксплуатации и поступивших на ремонт в ИМЭ, показала: что 86 % (37 шт.) не развивали номинального давления в линии нагнетания $P_{ном} = 27$ МПа. Остальные 14 % (6 шт.) развивали подачу в линии нагнетания, ниже предельной $Q_{пр} = 170,2$ л/мин. Таким образом, все 100 % ГСТ-112, бывшие в эксплуатации, являлись неработоспособными.

Оценка технического состояния отдельных элементов ГСТ-112 показала, что:

– из 45 насосов подпиток 21 % (9 шт.) не развивали номинального давления $P_{ном} = 1,45$ МПа (требовали регулировки предохранительного клапана); из остальных 36 насосов подпиток 5 % (2 шт.) не развивали предельную подачу в линии управления (15,3 л/мин) и являлись неработоспособными;

– из 45 сервораспределителей 10 % (5 шт.) требовали регулировки нейтрального

положения золотника, 2 % (1 шт.) являлись неработоспособными по причине снижения давления ниже требований изготовителя – $0,69 \pm 0,034$ МПа;

– из 84 клапанов высокого давления 7 % (6 шт.) не развивали номинального давления в линии нагнетания $P_{\text{ном}} = 27$ МПа.

По результатам дефектации и детальных микрометражных исследований установлено, что наиболее часто встречающимися дефектами в ГСТ-112 являются износ деталей соединений «латунный – стальной распределители» (97 % случаев), «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» (86 %), «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки» (68 %).

Микрометражными исследованиями определены значения износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях объемного гидропривода, а также установлены законы их распределения (табл. 2).

Таблица 2 – Основные статистические характеристики и параметры распределения износов и зазоров в соединениях

№ п/п	Наименование параметра	Интервал значений	Математическое ожидание, m_x	Среднеквадратическое отклонение, σ_x	Коэффициент вариации, ν	Параметры закона Вейбулла	
						a	b
1	Суммарная площадь износа распределителей, мм ² гидромотора	0,011-0,214	0,07	0,045	0,68	0,07	1,5
		0,014-0,311	0,12	0,08	0,66	0,14	1,55
2	Фактический зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров», мкм гидромотора	42-131	77,6	58,3	0,54	47,5	1,93
		49-164	92,1	68,7	0,59	63,9	1,83
3	Фактический зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки», мкм	26-250	99,5	58,71	0,59	100,8	1,77

Установлено, что детали ресурсолимитирующих соединений имеют различную интенсивность изнашивания и малые линейные износы. Величины износов деталей в гидронасосе превышают износы в гидромоторе в среднем в 1,7 раза. Латунный распределитель изнашивается в 2,7 раза интенсивнее, чем стальной, внутреннее отверстие втулки блока цилиндров изнашивается в 2,3 раза интенсивнее, чем наружная поверхность поршня, отверстие корпуса клапанной коробки изнашивается в 4,2 раза интенсивнее, чем наружная поверхность золотника.

Толщина слоя металлопокрытия h_n , который необходимо нанести для восстановления изношенных рабочих поверхностей деталей поршневых и золотниковых пар, с учетом припуска на механическую обработку, составляет для поршней не более 146,5 мкм, для золотников не более 250 мкм на диаметр.

Определение предельных и допустимых значений износов деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях проводили оптимизацией моделей (9) и (10) методом крутого восхождения.

Предельному значению объемного КПД, равному 0,76, соответствуют: площадь износа соединения «латунный – стальной распределители» $S_{\text{сум}} = 0,026$ мм²; зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» $z_{\text{пор}} = 86,3$ мкм и зазор в соединении «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки» $z_{3,к} = 47,14$ мкм. Допустимому значению объемного КПД, равному 0,85, соответствуют: $S_{\text{сум}} = 0,016$ мм², $z_{\text{пор}} = 77,8$ мкм, $z_{3,к} = 27,8$ мкм.

Давление в линии управления $p_n = 0,52$ МПа, которое соответствует предельному КПД, достигается при $S_{\text{сум}} = 0,025$ мм², $z_{\text{пор}} = 85,5$ мкм, $z_{3,к} = 46$ мкм. Расхождение

значений предельных и допустимых износов деталей и зазоров в ресурсолимитирующих соединениях полученных по моделям (9) и (10) не более 3,8%, что доказывает наши предположения о механизме потери работоспособности ГСТ-112.

Установлено, что 95 % соединений «латунный – стальной распределители», 52 % соединений «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» и 29 % соединений «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки» имеют износы и зазоры выше предельных значений и подлежат восстановлению.

Для определения связи микротвердости и толщины покрытий, формируемых на рабочих поверхностях деталей, с энергетическими и кинематическими параметрами ЭИО, а также поиска рациональных технологических режимов обработки проведены многофакторные эксперименты по плану 2³. Факторы и диапазоны их варьирования определялись по результатам однофакторных пассивных экспериментов.

При электроискровом упрочнении (ЭИУ) факторами являлись: время упрочнения $t_{об}$, мин, частота подачи импульса f_u , Гц и энергия импульса W_u , Дж. При электроискровой наплавке (ЭИН): скорость перемещения электрода V_S , мм/мин; энергия импульса W_u , Дж и частота подачи импульса f_u , Гц.

В качестве материала образцов использовались материалы латунных распределителей и поршней ГСТ-112: латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1 и сталь 50ХФА, соответственно. Для электроискрового упрочнения использовались электроды из латуни ЛМцСКА-58-2-2-1-1 и молибдена Мо, для электроискровой наплавки – стали У10, 30Г, Св-08.

Результаты многофакторных экспериментов позволили получить математические модели, адекватно описывающие связь микротвердости и толщины покрытия с энергетическими и кинематическими параметрами ЭИО для различных материалов электродов:

$$H_{\mu}^{латунь} = 181,07 \cdot W_u^{0,0107 \ln f_u - 0,0658 - 0,0118 \ln t_{об}} \cdot t_{об}^{0,0257 \ln f_u - 0,1868} \cdot f_u^{0,015}; \quad (16)$$

$$H_{\mu}^{Mo} = 186,51 \cdot W_u^{0,03 - 0,006 \ln f_u} \cdot t_{об}^{0,1212 - 0,0185 \ln f_u} \cdot f_u^{0,0093}; \quad (17)$$

$$h^{У10} = 42,1 \cdot V_S^{0,075 \ln f_u - 0,394} \cdot W_u^{0,372 - 0,075 \ln f_u} \cdot f_u^{0,376}; \quad (18)$$

$$h^{30Г} = 56,12 \cdot V_S^{0,093 \ln f_u - 0,462} \cdot W_u^{0,398 - 0,0779 \ln f_u} \cdot f_u^{0,3202}; \quad (19)$$

$$h^{Св-08} = 170,9 \cdot V_S^{0,114 - 0,06 \ln W_u - 0,04 \ln f_u} \cdot W_u^{0,474 - 0,089 \ln f_u} \cdot f_u^{0,063}. \quad (20)$$

По степени влияния на параметр оптимизации факторы расположились:

– при упрочнении: время упрочнения, частота подачи импульса, энергия импульса;

– при наплавке: частота подачи импульса, скорость перемещения электрода, скорость перемещения электрода и частота подачи импульса, энергия импульса.

Оптимизация математических моделей (16)–(20) позволила определить энергетические и кинематические параметры ЭИО, при которых достигаются максимальная микротвердость и необходимая толщина покрытия не менее 250 мкм на диаметр при площади опорной поверхности 80 %:

– при упрочнении латунного распределителя электродами из ЛМцСКА-58-2-2-1-1 и Мо максимальная микротвердость покрытия составляет $H_{\mu}^{латунь} = 204 HV$ и $H_{\mu}^{Mo} = 207 HV$ (на глубине 20 мкм от поверхности), для технологических режимов: энергия импульса $W_u = 0,036$ Дж, время упрочнения $t_{об} = 4$ мин/см², частота подачи импульса $f_u = 1280$ Гц и энергия импульса $W_u = 0,036$ Дж, время упрочнения $t_{об} = 2$ мин/см², частота подачи импульса $f_u = 1600$ Гц, соответственно;

– при наплавке поршней и золотников: для электрода из стали У10 – скорость перемещения электрода $V_S = 0,319$ мм/мин, энергия импульса $W_u = 1,9744$ Дж, частота

подачи импульса $f_u = 90,8$ Гц; для стали 30Г – скорость перемещения электрода $V_S = 0,3635$ мм/мин, энергия импульса $W_u = 1,5505$ Дж, частота подачи импульса $f_u = 84,7$ Гц; для стали Св-08 – скорость перемещения электрода $V_S = 0,3706$ мм/мин, энергия импульса $W_u = 1,322$ Дж, частота подачи импульса $f_u = 79,9$ Гц.

Моделирование напряженно-деформированного состояния новых, упрочненных и восстановленных ЭИО деталей ресурсолимитирующих соединений ГСТ-112 при эксплуатационной нагрузке, соответствующей номинальным режимам работы ($P_{ном} = 27$ МПа, $n_{ном} = 2000$ об/мин, $M_{кр} = 404$ Нм), проводилось с помощью инженерных расчетов в ANSYS согласно геометрическим моделям и схемам нагружения на рисунке 3.

В результате расчетов получены значения действительных контактных напряжений, соответствующие действующей эксплуатационной нагрузке, возникающей в ресурсолимитирующих соединениях (табл. 3), перемещения и деформации в элементах. Диаграммы напряжений в соединениях представлены на рисунке 4.

Таблица 3 – Значения контактных напряжений и нагрузок в соединениях, подвергнутых ЭИО

Соединение	Метод воздействия	Исследуемая поверхность	Среднее значение контактных напряжений, МПа	Максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка, МПа
«латунный – стальной распределители»	ЭИУ молибденом Мо	Поверхность латунного распределителя	13,51	20,20
	Не обрабатывалась	Поверхность стального распределителя	11,28	16,87
	ЭИУ латунью ЛМцСКА-58-2-2-1-1	Поверхность латунного распределителя	14,31	21,40
	Не обрабатывалась	Поверхность стального распределителя	11,21	16,76
«поршень – отверстие втулки блока цилиндров»	ЭИН сталью У10	Наружная поверхность поршня	17,73	26,50
	Не обрабатывалась	Внутренняя поверхность втулки блока цилиндров	11,67	17,44
	ЭИН сталью 30Г	Наружная поверхность поршня	18,67	27,91
	Не обрабатывалась	Внутренняя поверхность втулки блока цилиндров	12,84	19,20
	ЭИН сталью Св-08	Наружная поверхность поршня	19,06	28,50
	Не обрабатывалась	Внутренняя поверхность втулки блока цилиндров	12,64	18,90

Момент исчерпания несущей способности контактной пары определяется сравнением величины эквивалентного напряжения по Мизесу с условным пределом текучести σ_0 , при котором появляются первые остаточные деформации.

В соединении «латунный – стальной распределители» наибольшим нагрузкам подвержена область со стороны нагнетания, что является причиной часто встречающегося одностороннего для стального и кольцевого для латунного износов распределителей (рис. 4 а, б). У поршня напряжения возникают на наружной поверхности в основании (рис. 4 в). Наибольшие напряжения в отверстии втулки блока цилиндров возникают в полости нагнетания и имеют волнообразный характер.

Установлено, что средние значения контактных напряжений в упрочненных и восстановленных методом ЭИО соединениях на 1,4-9,4 % ниже, чем в эталонных. Данные значения подтверждают предположение о том, что в процессе электроискровой

обработки происходит перераспределение напряжений по поверхности контактной пары, т. е. площади зон с большими значениями контактных напряжений становятся меньше (рис. 4 в, г), что приводит в результате к снижению значений средних контактных напряжений в соединениях.

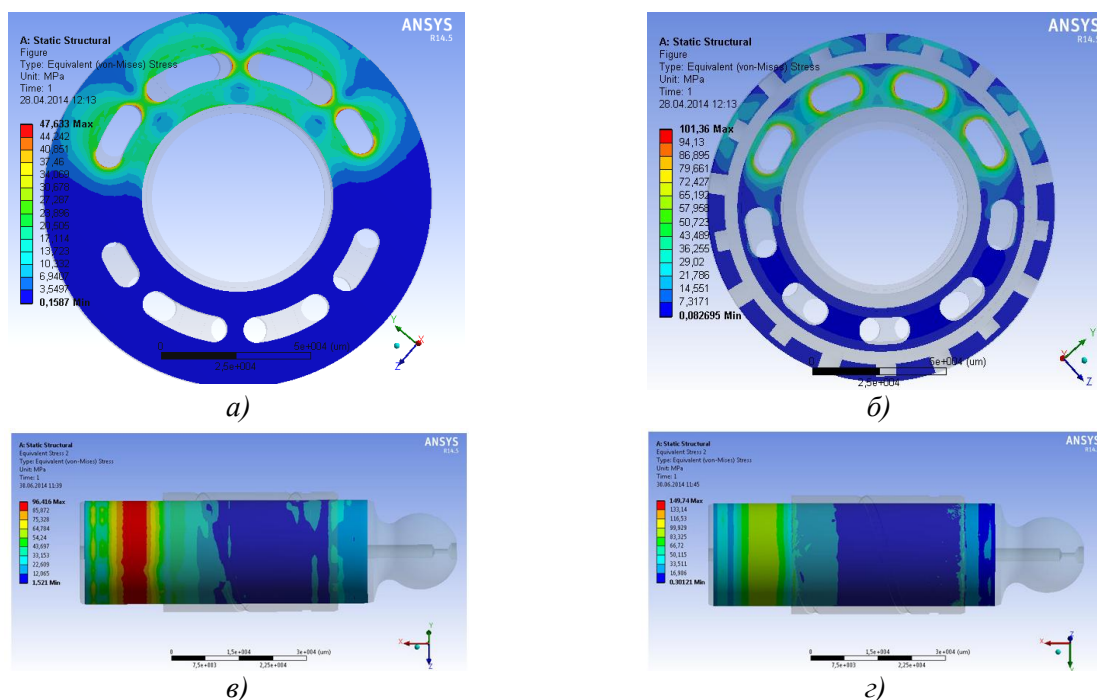


Рисунок 4 – Диаграммы напряжений в соединениях «латунный – стальной распределители» и «поршень-отверстие втулки блока цилиндров»: а) стальной распределитель; б) латунный распределитель, упрочненный латунью ЛМцСКА-58-2-2-1-1; в) новый поршень; г) поршень после наплавки сталью У10

Сравнивая результаты моделирования с результатами микрометражных исследований, установили, что места наибольших значений контактных напряжений соответствуют местам наибольшего износа рабочих поверхностей деталей, что позволяет сделать заключение об адекватности полученных инженерных расчетов.

Металлографические исследования упрочненных латунных распределителей электродами из латуни ЛМцСКА-58-2-2-1-1 и молибдена Мо показали, что максимальная микротвердость достигается на глубине 20 мкм и составляет 202...204 HV (электрод из латуни) и 205...207 HV (электрод из молибдена), что на 12...13 % и на 14...15 % выше, соответственно, микротвердости основного материала. На глубине от 20 до 110...120 мкм микротвердость плавно снижается и достигает микротвердости основного материала.

Металлографические исследования покрытий электродами из стали У10, 30Г и Св-08 показали, что микротвердость по глубине сформированного покрытия распределяется неравномерно. Имеется зона термического влияния, где возникает «разупрочнение» сформированного покрытия. Максимальная микротвердость достигается на глубине 50...70 мкм от поверхности наплавленного покрытия, однако площадь опорной поверхности покрытия при этом составляет не более 50 %.

Для покрытия электродом из стали Св-08 с толщиной $h_{\text{пор}}$ 146,5 мкм и $h_{\text{з.к}} = 250$ мкм на диаметр (необходимой для восстановления нормативных технологических зазоров в соединениях), микротвердость составляет 425 HV и 443 HV, что на 54 % и 46 %, соответственно, ниже микротвердости основного материала. Для покрытия электродом из стали 30Г микротвердость составляет 515 HV и 560 HV, что на 27 % и 18 %, соответственно, ниже микротвердости основного материала. Для покрытия электродом из стали У10 микротвердость составляет 635 HV и 740 HV, что на 3 % ниже и на 12 % выше микротвердости основного материала, соответственно.

Триботехническими испытаниями установлено:

– для соединений «латунный – стальной распределители» максимальная несущая способность «эталонной» пары – 23 МПа в 1,13 и 1,09 раза меньше по сравнению с парами, упрочненными латунью – 26 МПа и молибденом – 25 МПа, соответственно. Минимальный коэффициент трения для пары, упрочненной латунью – 0,012 в 1,08 раза меньше по сравнению с «эталонной» – 0,013, для пары, упрочненной молибденом – 0,015 в 1,15 раза больше по сравнению с «эталонной»;

– для соединений «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» максимальная несущая способность «эталонной» пары – 31 МПа в 1,03 раза больше по сравнению с парой и восстановленной сталью Св-08 – 30,1 МПа, и в 1,1, 1,03 раза меньше по сравнению с парами и восстановленными сталями: У10 – 34,2 МПа и 30Г – 32 МПа, соответственно. Минимальный коэффициент трения для «эталонной» пары – 0,016 в 1,13 раза меньше коэффициента трения пары, восстановленной сталью У10 – 0,018 и в 1,07 и 1,23 раза больше коэффициентов трения для пар трения, восстановленных сталями 30Г – 0,015 и Св-08 – 0,013, соответственно.

Для всех сочетаний материалов детали и электрода максимальная несущая способность упрочненных и восстановленных соединений по ГОСТ 23.224-86 в 1,1 – 1,3 раза выше максимальной длительно действующей эксплуатационной нагрузки, полученной расчетным путем (условие выражения (12)).

Сравнительная оценка интенсивности изнашивания по фактору износа для каждого исследуемого соединения при оптимальных и расчетных значениях нагрузок представлена на рисунке 5.

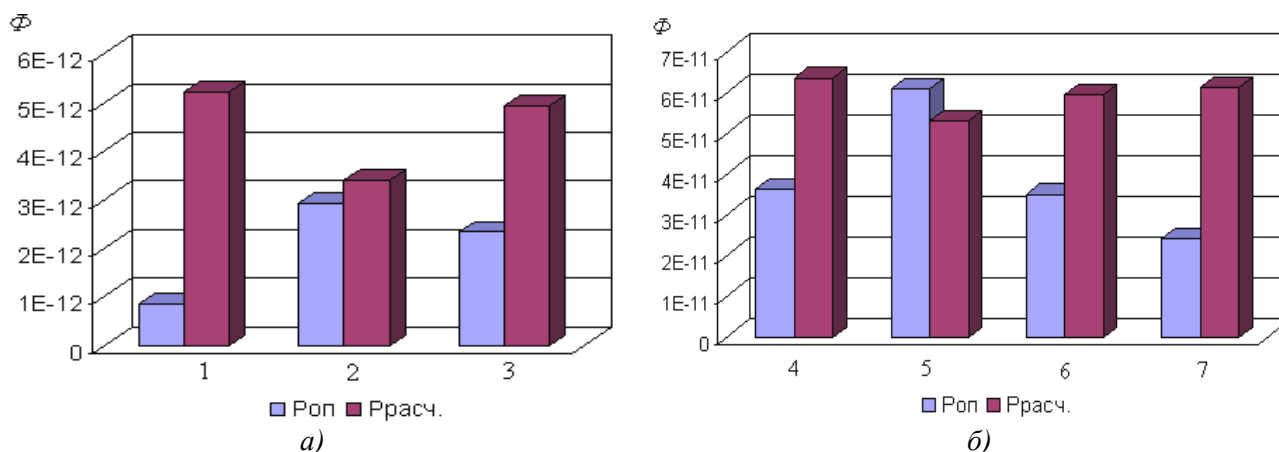


Рисунок 5 – Значение интенсивности изнашивания по фактору износа для «эталонных», упрочненных и восстановленных методом ЭИО пар трения: а) «латунный – стальной распределители»; б) «поршень – отверстие втулки блока цилиндров»; 1 – «эталонная» пара сталь Х12Ф1 – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1; 2 – сталь Х12Ф1 – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1 + ЭИУ (ЛМцСКА-58-2-2-1-1); 3 – сталь Х12Ф1 – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1 + ЭИУ (Мо); 4 – «эталонная» пара сталь 50ХФА – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1; 5 – сталь 50ХФА + ЭИН (У10) – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1; 6 – сталь 50ХФА + ЭИН (30Г) – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1; 7 – сталь 50ХФА + ЭИН (Св-08) – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1

Установлено, что при расчетной нагрузке для всех ресурсолимитирующих соединений суммарная интенсивность изнашивания упрочненных и восстановленных пар меньше, чем у эталонных. Для соединения «латунный – стальной распределители», оказывающего наибольшее влияние на работоспособность ГСТ-112, фактор износа упрочненной пары в 1,52 раза меньше, чем у эталонной, и в 16,6 раз меньше второго по значимости восстановленного соединения «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» (условие выражения (14)).

Результаты триботехнических испытаний позволили выбрать материалы электродов и технологические режимы ЭИО деталей ресурсолимитирующих соединений ГСТ-112.

Пятая глава посвящена разработке технологии ремонта объемного гидропривода ГСТ-112 и оценке ее технико-экономической эффективности.

Новая технология ремонта объемного гидропривода ГСТ-112 включает следующие операции: стендовый контроль бывших в эксплуатации и отремонтированных ГСТ в соответствии с требованиями завода-изготовителя и ГОСТ 14658-86; разборку, сборку, дефектацию и микрометраж деталей согласно ТУ РТ 70.0001.031-83; электроискровое упрочнение рабочей поверхности латунного распределителя и шлифование рабочей поверхности стального распределителя с последующей доводкой; выведение следов износа в отверстиях втулок блока цилиндров и отверстия корпуса клапанной коробки; нанесение покрытия на рабочие поверхности поршней и золотника клапанной коробки методом электроискровой наплавки с последующей механической обработкой восстановленных деталей.

Для проверки работоспособности отремонтированных ГСТ-112 разработано устройство оценки технического состояния объемных гидроприводов (патент на полезную модель № 135744, дата приоритета 17.06.2013 г.).

Эксплуатационные испытания 40 отремонтированных ГСТ-112 показали, что зафиксирован один отказ по третьей группе сложности при наработке 1880 мото-ч. Нижняя доверительная граница гамма-процентного (80 %) ресурса отремонтированных по новой технологии ГСТ-112 составляет 4080 часов, что в 1,34 раза выше среднего доремонтного ресурса новых серийных агрегатов.

Технология внедрена на МИП ООО «Агросервис» (г. Саранск, Республика Мордовия) и ОАО «Грачевский завод Гидроагрегат» (п. Грачевка, Ставропольский край).

Экономический эффект от реализации разработанной технологии на предприятиях АПК составляет 2 778 903 рубля при программе ремонта 100 ГСТ-112 в год. Срок окупаемости инвестиционных вложений 1,6 года.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Оценка технического состояния бывших в эксплуатации объемных гидроприводов ГСТ-112 показала, что 86 % исследованных объектов не развивают номинального давления (27 МПа) и 100 % предельной подачи (170,2 л/мин). Установлено, что отказ происходит по вине качающего узла, а не отдельных элементов объемного гидропривода. Только 5 % насосов подпиток, 2 % сервораспределителей и 7 % клапанных коробок являлись неработоспособными. Наибольшему износу подвержены детали, образующие соединения: «латунный – стальной распределители» (97 % случаев), «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» (86 %), «золотник – отверстие корпуса клапанной коробки» (68 %).

2. Установлен механизм потери работоспособности объемного гидропривода ГСТ-112: износ деталей ресурсолимитирующих соединений приводит к увеличению зазоров и внутренней утечки рабочей жидкости, падению давления в линии управления, уменьшению угла наклона качающего узла и снижению объемного КПД. При давлении в линии управления ниже 0,56 МПа качающий узел не способен отклониться на максимальный угол, а при давлении 0,52 МПа происходит снижение подачи в линии нагнетания до предельного значения и потеря работоспособности ГСТ-112.

3. Получены математические модели связи объемного КПД и давления в линии управления ГСТ-112 со значениями износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях. При снижении объемного КПД отдельных гидроагрегатов до предельного значения, равного 0,76, величины износов и зазоров равны: площадь износа соединения «латунный – стальной распределители» $S_{\text{сум}} = 0,026 \text{ мм}^2$, зазор в соединении «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» $z_{\text{пор}} = 86,3 \text{ мкм}$, зазор в соединении «золотник –

отверстие корпуса клапанной коробки» $z_{3,к} = 47,14$ мкм, при допустимом значении объемного КПД гидронасоса, равном 0,85, соответственно $S_{сум} = 0,016$ мм², $z_{пор} = 77,8$ мкм, $z_{3,к} = 27,8$ мкм.

4. Доказано, что для повышения доремонтного ресурса объемного гидропривода ГСТ-112 необходимо повысить производительность в линии управления путем применения насоса подпитки бóльшего рабочего объема. Повышение межремонтного ресурса обеспечит создание на рабочих поверхностях деталей ресурсолимитирующих соединений покрытий с низкой интенсивностью изнашивания и несущей способностью бóльшей, чем максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка при номинальных режимах работы. Для соединения «латунный – стальной распределители» больше 22,10 МПа, для соединения «поршень – отверстие втулки блока цилиндров» больше 28,31 МПа.

5. Получены математические модели связи микротвердости и толщины покрытий, формируемых на рабочих поверхностях деталей, с энергетическими и кинематическими параметрами электроискровой обработки. Установлены технологические режимы электроискровой обработки для различных сочетаний материалов детали и электрода, при которых обеспечивается максимальная микротвердость упрочненной поверхности и необходимая толщина покрытия не менее 250 мкм на диаметр при площади опорной поверхности 80 %.

6. Моделированием напряженно-деформированного состояния установлены значения контактных напряжений в ресурсолимитирующих соединениях нового и отремонтированного объемного гидропривода ГСТ-112, соответствующие действующей эксплуатационной нагрузке при номинальных режимах работы. Установлено, что средние значения контактных напряжений в упрочненных и восстановленных соединениях на 1,4-9,4 % ниже, чем в эталонных. Наблюдается перераспределение контактных напряжений в соединениях, подвергнутых ЭИО.

7. Металлографические исследования показали, что при упрочнении электродом из латуни ЛМцСКА-58-2-2-1-1 максимальная микротвердость составляет 204 HV, электродом из молибдена Мо – 207 HV, что на 13...15 % выше микротвердости основы. При электроискровой наплавке поршней и золотников микротвердость покрытия равномерно возрастает от 450 до 740 HV. Микротвердость покрытий при необходимой толщине 250 мкм на диаметр составляет: для электродов из стали Св-08 – 450 HV, стали 30Г – 560 HV, что на 46 % и 18 % ниже, стали У10 – 740 HV, что на 12 % выше микротвердости основного материала, соответственно.

Триботехнические испытания ресурсолимитирующих соединений показали, что минимальные коэффициенты трения и максимальную несущую способность имеют образцы с электроискровым покрытием. Фактор износа при действующей эксплуатационной нагрузке на номинальных режимах работы для упрочненной пары электродом из латуни ЛМцСКА-58-2-2-1-1 в 1,52 раза, а для восстановленной электродом У10 в 1,2 раза меньше, чем у эталонных.

8. Доказана возможность повышения межремонтного ресурса ГСТ-112 упрочнением и восстановлением рабочих поверхностей деталей ресурсолимитирующих соединений электроискровой обработкой как технологическим инструментом.

Установлены материалы электродов и рациональные технологические режимы ЭИО, обеспечивающие повышение несущей способности и снижение интенсивности изнашивания ресурсолимитирующих соединений ГСТ-112:

– для упрочнения латунного распределителя: электрод из латуни ЛМцСКА-58-2-2-1-1, энергия импульса $W_u = 0,036$ Дж, время упрочнения $t_{об} = 4$ мин/см², частота подачи импульса $f_u = 1280$ Гц;

– для восстановления поршней и золотников: электрод из стали У10, скорость

перемещения электрода $V_S = 0,319$ мм/мин, скорость вращения детали $V_D = 4$ об/мин, энергия импульса $W_u = 1,9744$ Дж, частота подачи импульса $f_u = 90,8$ Гц.

Эксплуатационные испытания отремонтированных ГСТ-112 показали, что нижняя доверительная граница гамма-процентного (80 %) ресурса составляет 4080 часов, что в 1,34 раза выше среднего доремонтного ресурса новых серийных агрегатов.

9. Разработан новый технологический процесс ремонта ГСТ-112, обеспечивающий техническое состояние и средний межремонтный ресурс объемного гидропривода на уровне нового.

Экономический эффект от реализации разработанной технологии на предприятиях АПК составляет 2 778 903 рубля при программе ремонта 100 ГСТ-112 в год. Срок окупаемости инвестиционных вложений 1,6 года.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

Статьи в рецензируемых журналах из списка ВАК Минобрнауки РФ

1. Земсков, А. М. Исследование работоспособности и разработка технологических рекомендаций по ремонту объемного гидропривода ГСТ-90 / П. А. Ионов, Ф. Х. Бурумкулов, Д. А. Галин, А. М. Земсков // Труды ГОСНИТИ. – 2011. – Т. 107, часть 1. – С. 78–85.

2. Земсков, А. М. Пути повышения долговечности объемного гидропривода ГСТ-90 / Ф. Х. Бурумкулов, П. А. Ионов, Д. А. Галин, А. М. Земсков // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 10. – С. 39–42.

3. Земсков, А. М. Оценка технического состояния гидропривода ГСТ-112 / П. А. Ионов, А. В. Столяров, А. М. Земсков // Сельский механизатор. – 2013. – № 12. – С. 36–38.

4. Земсков, А. М. Моделирование нагрузок в соединениях объемного гидропривода / П. В. Сенин, А. М. Земсков, А. В. Столяров, П. А. Ионов // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 8. – С. 43–45.

5. Земсков, А. М. Исследование механизма потери работоспособности объемного гидропривода ГСТ-112 / П. А. Ионов, П. В. Сенин, А. В. Столяров, А. М. Земсков // Труды ГОСНИТИ. – 2014. – Т. 116. – С. 16–23.

6. Земсков, А. М. Поиск рациональных технологических режимов электроискровой обработки поршней и золотников объемного гидропривода ГСТ-112 / П. А. Ионов, А. В. Столяров, А. М. Земсков // Труды ГОСНИТИ. – 2014. – Т. 116. – С. 66–70.

Статьи в других изданиях, включая труды всероссийских и международных НТК

7. Земсков, А. М. Оценка работоспособности объемных гидроприводов ГСТ-112 / П. А. Ионов, Д. А. Галин, А. П. Сенин, А. М. Земсков // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. – С. 102–107.

8. Земсков, А. М. Влияние загрязненности рабочей жидкости на работоспособность объемных гидроприводов / А. М. Земсков, Д. А. Галин, П. А. Ионов // Энергоэффективность технологий и средств механизации в АПК: материалы междунар. науч.-практ. конф. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2011. – С. 277–282.

9. Земсков, А. М. Оптимизация технологических режимов электроискрового упрочнения рабочих поверхностей деталей машин / Ф. Х. Бурумкулов, П. А. Ионов, А. В. Столяров, А. П. Сенин, А. М. Земсков // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: материалы междунар. науч.-практ. конф. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2012. – С. 384–390.

10. Земсков, А. М. Моделирование нагрузок в качающемся узле объемного гидропривода ГСТ-112 / П. А. Ионов, А. В. Столяров, А. М. Земсков // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2013. – С. 380–386.

Авторские свидетельства на изобретения, полезные модели

11. Пат. 135744 Российская Федерация, МПК F15B19/00. Устройство для оценки технического состояния объемных гидроприводов / П. В. Сенин, П. А. Ионов, А. В. Столяров, А. М. Земсков, патентообладатель ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева»; ООО «Агросервис». – 2013127461; заявл. 17.06.2013; опубл. 20.12.2013.

Подписано в печать 24.10.14. Объем 1,3 п. л.
Тираж 100 экз. Заказ № 1595.
Типография Издательства Мордовского университета
430005, Саранск, ул. Советская, 24