

На правах рукописи



Кобзов Дмитрий Юрьевич

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ
И ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПОВЫШЕННОГО ТИПОРАЗМЕРА
ДОРОЖНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение,
системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Братск 2012

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Братский государственный университет».

Научный консультант **Ереско Сергей Павлович**
Заслуженный изобретатель РФ, доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин» ФГБОУ ВПО «Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М.Ф. Решетнева», г. Красноярск

Официальные оппоненты: **Елисеев Сергей Викторович**
Заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, директор института системного анализа и моделирования ФГБОУ ВПО «Иркутский государственный университет путей сообщения», г. Иркутск

Меновщиков Владимир Александрович
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Детали машин и технология металлов» ФГБОУ ВПО «Красноярский государственный аграрный университет», г. Красноярск

Репин Сергей Васильевич
доктор технических наук, профессор кафедры «Транспортно-технологические машины» ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», г. Санкт-Петербург

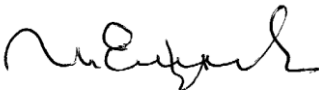
Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)», г. Омск.

Защита состоится 5 апреля 2013 года в 9.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.018.02 в ФГБОУ ВПО «Братский государственный университет», ауд. 2128а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Братский государственный университет».

Отзывы на автореферат в двух экземплярах и заверенные печатью учреждения просим направлять по адресу: 665709, г. Братск-9, ул. Макаренко 40, ФГБОУ ВПО «БрГУ», диссертационный совет Д 212.018.02, учёному секретарю, E-mail: efremov@brstu.ru, тел: (3953)-32-53-63, факс: (3953)-32-54-02

Автореферат разослан 5 марта 2013 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент  И.М. Ефремов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Экономическое развитие Российской Федерации и выход на мировые рынки промышленной продукции во многом определяют процессы, связанные с созданием высокоэффективных машин и оборудования. Из существующих ныне тенденций развития отечественного и зарубежного дорожного и строительного машиностроения особо можно выделить рост единичных мощностей машин и их полную либо частичную гидрофикацию наряду с повышением качества и надёжности.

Применительно к гидроцилиндрам привода рабочего оборудования машин увеличение их единичных мощностей неразрывно связано с повышением уровня давления рабочей жидкости гидросистем, увеличением скорости перемещения штока и его хода, а следовательно, размеров гидроцилиндров, и, зачастую, интенсивности использования во времени. Негативным проявлением этого является резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования и неизбежное снижение их надёжности. Не исключена вероятность создания заранее неработоспособного гидроцилиндра. Учитывая, что все физические величины объективны и имеют пределы, а борьба с их конструкционным, технологическим или эксплуатационным накоплением известными методами чрезвычайно сложна, а подчас неэффективна или экономически неоправданна, то вообще оказывается под вопросом целесообразность и сама возможность создания гидроцилиндров повышенного типоразмера.

Создавшееся положение понятно с позиции взаимосвязи количественных и качественных изменений, в соответствии с которой накопление незаметных, постепенных количественных изменений в определённый для каждого конкретного процесса момент приводит к существенным, коренным, качественным изменениям, к скачкообразному переходу от старого качества к новому. Стихийное, непредсказуемое накопление количественных изменений факторов, определяющих надёжность и работоспособность гидроцилиндра, обусловленное субъективным, нерегулируемым увеличением его основных параметров, достигнув ныне своих пределов, вызвало «надлом» старого качества и потребовало рождения нового со свойственными ему закономерностями и мерой, в которой уже заложена иная количественная определённость. Возникла необходимость осуществления на данном этапе скачка в создании перспективного гидроцилиндра повышенного типоразмера.

Под субъективным, нерегулируемым увеличением основных параметров гидроцилиндра подразумевается характерное проявление такого доминирующего ныне при его создании принципа подобия конструкции, во главу угла которого поставлена лишь необходимость в разработке такового или повышения его типоразмера. Возможность же реализации этой необходимости в любой момент эволюции типоразмера гидроцилиндра без ущерба для параметров его работоспособности и показателей надёжности полагается не вызывающей сомнения.

Научные основы такого подхода, в идеале отражающие его достаточность, а на практике призванные обеспечить работоспособность перспективного гидроцилиндра с требуемым уровнем надёжности, не столь убедительны и обладают целым рядом недостатков.

В силу вышесказанного, данная диссертационная работа посвящена созданию

научных основ и разработке методологии повышения надёжности и обеспечения работоспособности существующих типовых и перспективных конструктивных схем гидроцилиндров повышенного типоразмера для дорожных и строительных машин (ДСМ).

Работа проводилась в рамках выполнения госбюджетных НИР, реализуемых в ФГБОУ ВПО «Братский государственный университет» (ГР №01890045279, №01910054187, №01980003263, №01200210508, №01200210512, №01200210517, №01200706523) и хоздоговорной НИР (ГР №01900052221), ответственным исполнителем которой являлся соискатель.

Объект исследования – гидроцилиндры повышенного типоразмера гидрофицированных ДСМ.

Предмет исследования: методы анализа и синтеза конструктивных схем гидроцилиндров, учитывающие условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы, конструктивные параметры и параметры нагружения, а также описывающие их несущую и герметизирующую способности, в комплексе характеризующие надёжность и работоспособность гидроцилиндров повышенного типоразмера.

Цель работы: повышение надёжности и обеспечение работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера ДСМ путём аналитического описания и исследования их несущей и герметизирующей способностей с учётом характеристик, определяющих условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения гидроцилиндров.

Реализация поставленной цели предполагает поэтапное решение следующего круга задач:

- анализ и формализация описания условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров ДСМ;
- разработка математической модели несущей способности гидроцилиндра повышенного типоразмера;
- разработка математической модели герметизирующей способности уплотнительных узлов гидроцилиндра повышенного типоразмера;
- разработка методологии комплексной оценки надёжности и работоспособности гидроцилиндра повышенного типоразмера, описывающей условия, при которых данный технический объект гарантировано работоспособен для принятого уровня надёжности.

На защиту выносятся следующие результаты исследований, полученные лично автором и **обладающие научной новизной:**

1. Функциональный анализ основных параметров гидроцилиндра, условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров, в отличие от предыдущих работ описывающих эксплуатационное перемещение штока, угол наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения, интенсивность использования во времени, а также статические, динамические нагрузки, нагрузки, обусловленные кинематикой привода рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ, а также дополнительные нагрузки, обусловленные эксплуатационной деформацией гидроцилиндра.

2. Математическая модель несущей способности гидроцилиндра повышенного типоразмера, учитывающая текущие и предельные прочностные характеристики материалов штока, гильзы (корпуса), поршня и направляющей втулки, и разра-

ботанный критерий работоспособности гидроцилиндра по несущей способности, ограничивающий 6-тигранной критериальной поверхностью массив основных его параметров в трёхмерном пространстве, в границах которого он гарантировано работоспособен.

3. Математическая модель герметизирующей способности уплотнительных узлов гидроцилиндра повышенного типоразмера, учитывающая радиальное и/или угловое смещения элементов уплотняемых сопряжений, и разработанный критерий работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности, ограничивающий 2-хгранной критериальной поверхностью массив основных его параметров в трёхмерном пространстве, в границах которого он гарантировано работоспособен.

4. Критерий надёжности гидроцилиндра, ориентированный на реакции, возникающие в его подвижных герметизируемых сопряжениях и определяющий такие основные их триботехнические характеристики, как интенсивность изнашивания и возникающие при трении повышенные температуры, и ограничивающий 4-хгранной критериальной поверхностью массив основных параметров гидроцилиндра в трёхмерном пространстве, в границах которого гидроцилиндр обладает надёжностью по названным триботехническим характеристикам.

5. Комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра повышенного типоразмера, представляющий собой совокупность критериев работоспособности по несущей и герметизирующей способностям, а также критерия надёжности, ориентированного на безотказность и долговечность, образующий совокупность 3-х многогранных критериальных поверхностей, каждая грань которой является пределом эволюции данного технического объекта, создающих пространство, внутри которого он гарантировано работоспособен для принятого уровня надёжности.

6. Методология оценки целесообразности создания перспективного гидроцилиндра повышенного типоразмера или модернизации существующего, основанная на определении расположения вершины результирующего вектора основных параметров проектируемого гидроцилиндра к конкретной критериальной поверхности, что позволяет выбрать направление модернизации.

7. Методология оценки экономической целесообразности конкретного варианта модернизации конструкции гидроцилиндра повышенного типоразмера, основанная на анализе интенсивности накопления повреждений, снижении его ресурса и количеству необходимых для восстановления работоспособности гидроцилиндра технических обслуживаний и ремонтов.

Практическая ценность работы:

1. Разработана программа для оценки и исследования на ЭВМ конструктивно-технологических и эксплуатационных параметров существующих и перспективных конструктивных схем гидроцилиндра с учётом характеристик, определяющих условия его эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения, а также с учётом разработанных в работе критериев работоспособности и надёжности.

2. Разработаны и запатентованные теоретические основы метода безразборного измерения зазоров в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра, в том числе при наличии эксплуатационного искривления его длинномерных

элементов.

3. Разработаны и запатентованы теоретические основы метода испытания гидроцилиндра по параметрам герметизирующей способности с использованием традиционных и нетрадиционных рабочих сред (газов).

4. Предложены, запатентованы и апробированы новые конструкции гидроцилиндров повышенного типоразмера, обладающие повышенной надёжностью.

Реализация работы. Основные результаты работы внедрены:

- в ЗАО «НИИСтройдормаш» (г. Красноярск);
- в Научно-техническом центре «Гидротранс» (г. Санкт-Петербург);
- в Научно-исследовательском и производственном объединении электронной техники и машиноведения (г. Улан-Батор, Монголия);
- в государственной строительной компании «Сонстолен-Бармат» (г. Улан-Батор, Монголия),

а также используются в образовательном процессе в ФГБОУ ВПО «Братский государственный университет», и Монгольском университете науки и технологии (г. Улан-Батор, Монголия), о чём свидетельствуют имеющиеся акты внедрения.

Обоснованность и достоверность научных положений, рекомендаций и выводов подтверждается теоретическими и экспериментальными исследованиями, опирающимися на основные положения механики, теории механизмов и машин, общей теории надёжности и технической диагностики, гидравлики, теоретической и прикладной механики, сопротивления материалов, а также удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований, проведённых с использованием оригинальных моделей и технологий с обработкой результатов исследований методами математической статистики при использовании стандартных программ Microsoft Excel, MathCAD v. 11, STATISTICA 6 и экспериментальных данных, полученных другими авторами, а также успешной апробацией полученных результатов на практике.

Апробация работы. Основные результаты работы были представлены: на Konferencja naukowo-techniczna na temat «Nowe technologie w budowie maszyn i regeneracji» Wyższa szkoła inżynierska im. Kazimierza Pułaskiego (Radom, Polska, 1989), на 2nd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit (Los Angeles, CA, USA, 1990), на International conference on Advanced technology and Equipment of Materials Handling АТЕМН'94 (Shanghai, P.R.China, 1994), на 2nd International Conference on Material Handling & 15th International Conference on Automation in Warehousing ICMH/ICAW'97 (Beijing, P.R.China, 1997), на 3rd International Conference on Material Handling & International Conference on Freight Pipeline (Shanghai, P.R.China, 1999), на XII-XXII Научно-технических конференциях БРИИ-БрГТУ (Братск, 1991-2001), на Международной научно-практической конференции «Математическое моделирование в образовании, науке и производстве» Приднестровского ГУ (Тирасполь, 2001), на Межрегиональных научно-технических конференциях БрГТУ-БрГУ «Естественные и инженерные науки – развитию регионов» (Братск, 2002-2005), на Всероссийской научно-технической конференции СибАДИ «Роль механики в создании эффективных материалов, конструкций и машин XXI века» (Омск, 2006), на I международной научно-практической конференции МУНТ «Нынешнее состояние, проблемы и перспективы развития металлургии, машиностроения» (Улан-Батор, Монголия, 2006), Меж-

дународной выставке-ярмарке «Идеи, изобретения, инновации», «IENA» (Нюрнберг, ФРГ, 2007, 2012), на IX Окружной конференции молодых учёных СурГУ ХМАО «Наука и инновации XXI века» (Сургут, 2009), на International conference: Mechanics Development Issues. (Ulaanbaatar, Mongolia, 2009), на Международных конференциях «Проблемы механики современных машин» ВСГТУ (Улан-Удэ, 2000, 2009), на Всероссийских научно-технических конференциях БрГУ «Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири» (Братск, 2008-2010), на Межрегиональных научно-технических конференциях БрГТУ-БрГУ с международным участием «Механики XXI века» (Братск, 2002-2011), на Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы науки» (Тамбов, 2011), на Международных научно-технических конференциях Белорусско-Российского университета «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (Республика Беларусь, Могилёв, 2006, 2011), на 16-й Международной конференции «Решетневские чтения» (Красноярск, 2012).

Публикации. По теме диссертации в РФ и за рубежом опубликовано 256 научных работы, в том числе монографий – 7, в изданиях из перечня ВАК – 26, депонированных отчётов и разделов в депонированных отчётах по НИР – 43, авторских свидетельств СССР – 8, патентов РФ – 18.

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, основных выводов и результатов исследования, списка использованной литературы из 451 наименования. Объём работы составляет 371 страницу, 107 рисунков, 5 таблиц и 196 страниц приложений.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность и раскрыта суть рассматриваемой проблемы, приведены общие положения и сформулирована цель исследований.

В первой главе на основе достижений отечественных и зарубежных учёных Абрамова Е.И., Алексеевой Т.В., Башты Т.М., Бедрина С.Ф., Биргера И.А., Буренина В.В., Васильченко В.А., Вильнера Я.М., Голубева А.И., Ереско С.П., Лозовского В.Н., Каверзина С.В., Ковалёва Я.Т., Колесниченко К.А., Комарова А.А., Кондакова Л.А., Макарова Р.А., Марутова В.А., Маслова В.Т., Наземцева А.С., Неймана В.Г., Никитина Г.А., Осипова П.Е., Павловского С.А., Прокофьева В.Н., Рыбальченко А.Л., Свешникова В.К., Сырицына Т.А., Харазова А.М., Goldoftas T., Hunt R.E., Sullivan J.A. и многих других, внёсших вклад в развитие гидравлического привода и повышении его надёжности, проведён анализ конструкции гидрофицированного рабочего оборудования современных ДСМ, рассмотрены варианты конструктивно-технологического исполнения и параметры применяемых на них гидроцилиндров, представлена статистика отказов и исследованы основные повреждения элементов гидроцилиндров ДСМ, предложены модель структурно- и причинно-следственных связей гидроцилиндра, граф причинно-следственных связей эволюции параметров гидроцилиндров в свете известной тенденции их развития, а также схема формирования показателей надёжности гидроцилиндра, проведён анализ существующих научных основ повышения его надёжности и обеспечения работоспособности, применительно к гидроцилиндру, рассмотрены некоторые закономерности диалектического описания эволюции действительных и перспективных технических объектов, окончательно сформулирована цель и определены

задачи исследования.

Выше перечисленное позволило заключить:

- из 239 установленных схем привода исполнительных органов реальных гидрофицированных технических объектов, содержащих более 500 гидроцилиндров и работающих в поле тяготения, большинство либо уже применяются, либо могут быть использованы в качестве привода рабочего оборудования современных ДСМ; при этом 39,7% из них содержат один гидроцилиндр, 27,6% – два, 18,4% – три, 11,7% – четыре и 2,6% – пять, то есть, более 60% схем являются многозвенными, в большинстве которых функционирование как минимум одного гидроцилиндра прямо или косвенно влияет на рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения остальных; в них всего 9,2% гидроцилиндров в процессе работы привода не изменяют своего пространственного расположения, из них 7% приходится на долю схем с одним гидроцилиндром, а оставшиеся 2,2% – с двумя; в большинстве из схем при функционировании гидроцилиндра в опорах его корпуса (85,6%) и штока (88,6%) наблюдается силовой поворот либо силовое вращение опорных элементов; в 75,4% случаев гидроцилиндр с другими элементами привода образует треугольник, а в 22,2% – многоугольник; наконец, наибольшее распространение из всего многообразия типов гидроцилиндров имеют гидроцилиндры одно- и двустороннего действия с односторонним штоком, доля которых составляет 85%, одностороннего действия с односторонним штоком - 1%, двустороннего действия с двусторонним штоком – 0,5%, плунжерных – 10%, телескопических – 1% и моментных гидроцилиндров – 2,5%;

- в качестве предмета дальнейших исследований работоспособности и надёжности гидроцилиндров ДСМ целесообразно принять гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком, как самый распространённый; рассматривать конкретный гидроцилиндр следует в совокупности с другими элементами привода; исследуя отдельно каждый гидроцилиндр многозвенного рабочего оборудования ДСМ, необходимо учитывать влияние на его рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения остальных; следует принимать во внимание изменение его пространственного расположения, что позволяет описать статическое и динамическое нагружение гидроцилиндра; необходимо учитывать возникновение в опорах гидроцилиндра крутящего момента, вызванного силовым поворотом или вращением элементов сопряжений;

- основными документами, регламентирующими параметры гидроцилиндра, в разные периоды времени были ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, в соответствии с которыми предполагалась возможность создания гидроцилиндров по основному и дополнительному рядам с номинальным давлением $p=(0,63 \dots 63)$ МПа, с ходом поршня (штока) $z=(4 \dots 10000)$ мм, с диаметрами поршня $D_1=(4 \dots 900)$ мм и штока $D_2=(4 \dots 900)$ мм, с соотношением площадей давления $\varphi=(1,06 \dots 5,26)$; применительно к гидроцилиндрам ДСМ эти параметры лежат в диапазонах: $p=(2,5 \dots 40)$ МПа; $z=(50 \dots 2000)$ мм; $D_2=(32 \dots 250)$ мм; $\varphi=(1,33 \text{ и } 1,6)$; скорость перемещения штока не оговаривается, но находится в диапазоне $dz/dt=(0,1 \dots 1,0)$ м/с, а, применительно к ДСМ не превышает 0,5 м/с (Рис. 1, 2);

- количественный анализ парка одноковшовых гидрофицированных машин свидетельствует о росте их размерных групп и увеличении номинального давле-

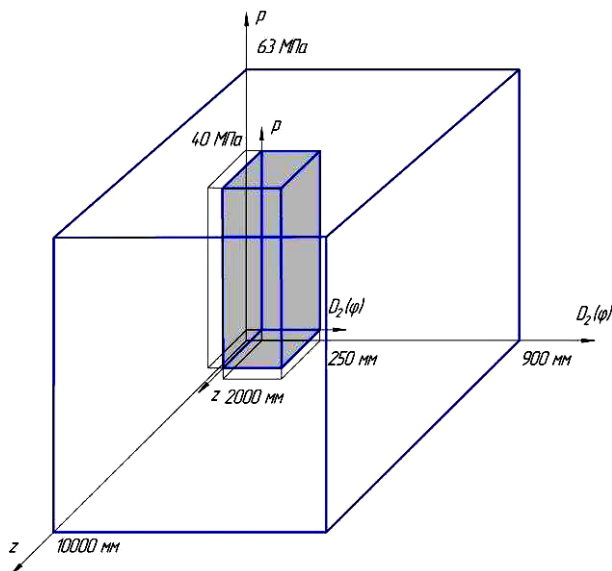


Рис. 1. Массив параметров гидроцилиндра по стандартам и область параметров гидроцилиндров ДСМ.

ложительного эффекта в итоге;

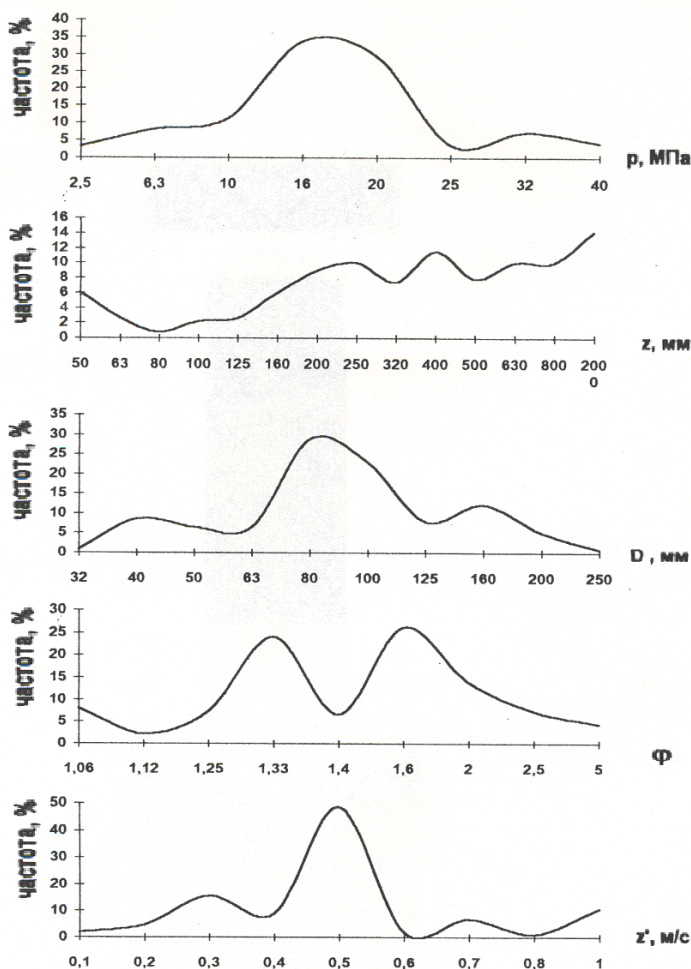


Рис. 2. Распределение выпускаемых гидроцилиндров по основным параметрам.

ния рабочей жидкости в гидросистеме, приводящему к росту действующих на гидроцилиндр нагрузок (Рис. 3);

- основным недостатком названных стандартов является отсутствие каких-либо рекомендаций для выбора комплекса основных конструктивных параметров гидроцилиндра из всего массива представленной в нём информации при создании конкретного гидроцилиндра, что не гарантирует достижение ожидаемого по-

- анализ эксплуатационной надёжности гидроцилиндров ДСМ выявил их низкую надёжность (60 ... 80% отказов от общего их числа по гидроагрегатам) из-за следующих повреждений: у штока: износ поверхностей штока, образование на ней очагов коррозии, риск, царапин, задиров и вмятин, искривление штока, срыв резьбы; у корпуса (гильзы): появление эллипсности и конусности, образование на уплотняемой поверхности риск, царапин и задиров, трещины и разрыв корпуса; у направляющих втулок и поршней: неравномерный по периметру и ширине износ трущихся поверхностей, образование на них царапин и задиров; у уплотнителей всех назначений: старение материала, неравномерный по периметру и ширине уп-

ширине уплотнителя износ герметизирующих поверхностей, появление на них ризок и царапин, разрыв уплотнителя; у подшипников проушин: износ поверхностей скольжения, частичное или полное разрушение составляющих; у головки (гайки гильзы) - срыв резьбы; у проушины штока - срыв резьбы и обрыв проушин, что в комплексе свидетельствует о том, что работоспособность гидроцилиндра следует рассматривать как совокупность его несущей способности и герметизирующей способности уплотнительных узлов;

- ухудшающиеся с ростом типоразмера гидроцилиндра условия его функционирования в силу их неразрывной взаимосвязи с режимом работы и параметрами нагружения гидроцилиндра вызывают в процессе эксплуатации их совместную прогрессирующую деградацию, которая может достигать катастрофических масштабов в условиях роста интенсивности использования гидроцилиндра;

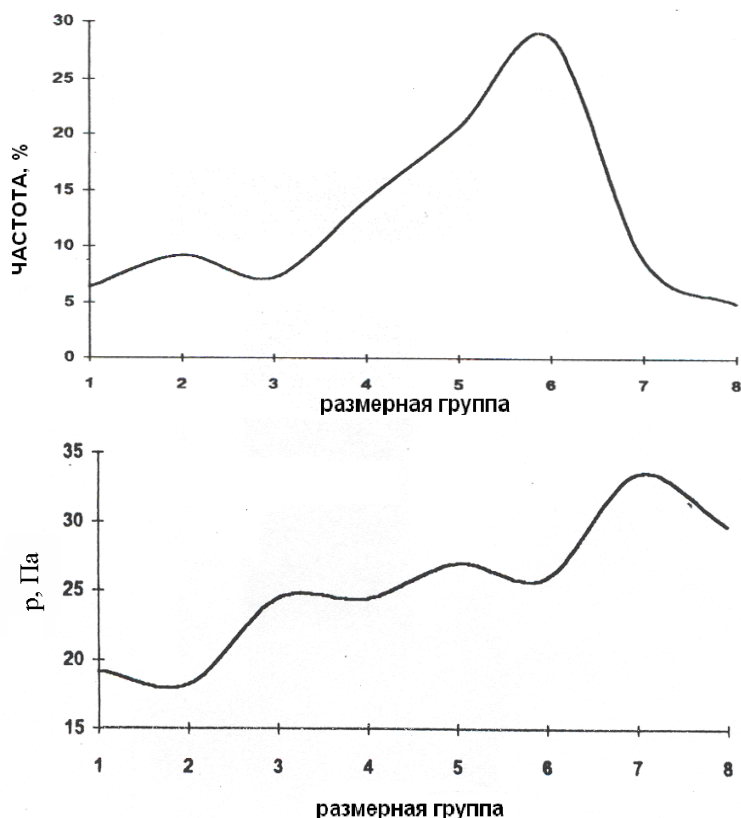


Рис. 3. Распределение выпускаемых моделей гидравлических экскаваторов и номинального давления в их гидросистемах по размерным группам.

ные методы представляются более необходимыми, но недостаточными, так как даже при устранении всех имеющихся недостатков можно обеспечить работоспособность гидроцилиндра с требуемым уровнем надёжности лишь в пределах старого качества, уравновесив факторы, достигшие ныне своих пределов, с теми, которые ещё не полностью реализованы, и, тем самым, целиком исчерпать старую количественно-качественную определённость, свойственную существующим гидроцилиндрам.

- при разнообразии технических объектов, их рабочих процессов, режимов работы и условий эксплуатации формирование параметров работоспособности и

- существующие методы повышения надёжности и обеспечения работоспособности гидроцилиндра количественно весьма ограничены, а качественно явно не полны и не совершенны, так как их базу составляет субъективный выбор из основного и дополнительного рядов предпочтительности названных стандартов стохастической комбинации основных конструктивных параметров гидроцилиндра: D_1 , D_2 , p и z без учёта ряда характеристик, определяющих условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения гидроцилиндра, его несущую и герметизирующую способность, а также надёжность и работоспособность гидроцилиндра в целом. В связи с этим извест-

показателей надёжности на любом этапе их эволюции в направлении некоторой генеральной тенденции развития обязательно подчиняется объективным законам, пренебрежение коими на начальных стадиях создания конкретного объекта не гарантирует достижения ожидаемого положительного эффекта в итоге.

Достижение поставленной в диссертационной работе цели основано на следующих положениях, описывающих изменение технического состояния объекта:

- функционирование любого технического объекта неизбежно сопровождается изменением его структурных, функциональных, технико-экономических параметров и параметров сопутствующих процессов, определённым образом взаимосвязанных между собой;

- весь спектр этих непрерывных микрособытий целесообразно представлять моделью структурно- и причинно-следственных связей объекта;

- необратимые изменения всех вышеперечисленных параметров вызывают такое же необратимое негативное изменение технического состояния объекта, неизбежно сопровождающееся дискретными макрособытиями смены видов его технического состояния;

- названный комплекс микро- и макрособытий целесообразно отображать графом причинно-следственных связей эволюции всех вышеназванных параметров в свете известной тенденции развития технического объекта;

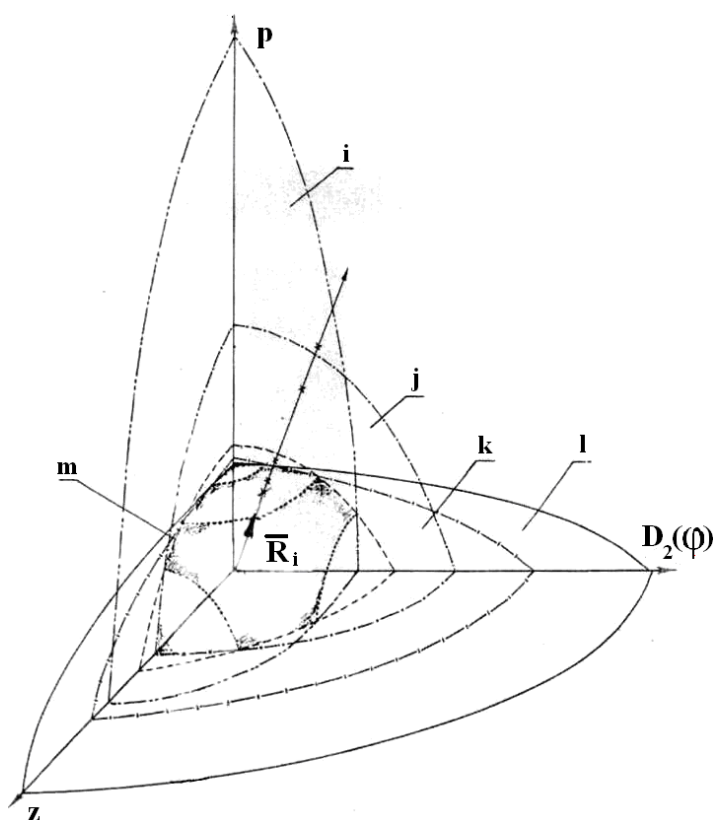


Рис. 4. Пространство гарантированной работоспособности гидроцилиндра с заданным уровнем его надёжности в i - k -мерной системе координат.

- полученная в итоге логическая сетка событий позволяет выявить максимальное число критериев технического состояния объекта, предельные количественные оценки которых непременно соответствуют наступлению интересующего вида его состояния для принятого уровня надёжности, при этом следует стремиться к минимизации их количества и степени взаимного перекрытия при одновременном повышении значимости каждого и обеспечении охвата всей сетки событий комплексом m критериев;

- выявленный комплекс критериев следует отобразить в i - k -мерной системе координат с результирующим вектором возможного варьирования основными конструктивными параметрами технического объекта для конкретного рабочего процесса, режи-

ма работы и условий эксплуатации (Рис. 4);

- установленная в результате совокупность m -критериальных поверхностей технического состояния, каждая из которых является собственно его мерой, обра-

зует замкнутое m -гранное пространство количественно-качественной определённости объекта со свойственными закономерностями количественных изменений, в рамках которого объект гарантировано работоспособен с заданным уровнем надёжности и может совершенствоваться в соответствии с изначально заложенными принципами и согласно свойственным ему объективным законам в направлении некоторой генеральной тенденции своего развития;

- сканируя из начала i_{i-k} -мерной системы координат соответственно вектором исходной информации множество точек критериальных поверхностей, образующих m -гранное пространство, можно описать весь массив комбинаций конструктивных параметров технического объекта для конкретных эксплуатационных факторов, при которых он не соответствует требованиям работоспособности для ранее принятого уровня надёжности, при этом весь массив можно разделить на группы параметров, каждая из которых описывает конкретную криволинейную поверхность этого пространства;

- расположение вершины результирующего вектора вблизи какой-либо грани указывает на мероприятия по дальнейшему совершенствованию объекта, направленные на преодоление этого конкретного предела надёжности и/или работоспособности, при этом данные мероприятия могут быть экстенсивного либо интенсивного характера с той или иной степенью целесообразности осуществления, в независимости от порядка приближённости к этому пределу;

- если же, прогнозируя надёжность и работоспособность гидроцилиндра в будущем, умозрительно продолжать известный вектор исходной информации с поочередным пересечением всех m критериальных поверхностей в точках «х», то можно оценить перспективность и целесообразность конкретной генеральной тенденции развития данного технического объекта в будущем.

Вторая глава посвящена исследованиям условий эксплуатации гидроцилиндров рабочего оборудования ДСМ, установлению характеристик их рабочего процесса и режима работы, выявлению и исследованию параметров статического и динамического нагружения, нагружения, обусловленного кинематикой привода рабочего оборудования ДСМ, а также нагрузок, действующих на гидроцилиндр вследствие его поперечной деформации в вертикальной плоскости с определением параметров их предельного нагружения в зависимости от действия комплекса нагрузок и отдельно по каждой.

Условия эксплуатации гидроцилиндров ДСМ подразделяются на две группы: внешние факторы окружающей среды и внутренние факторы состояния рабочей среды. Применительно к ДСМ, в первую группу факторов входят давление, температура, влажность и запылённость окружающего воздуха, а во вторую - чистота рабочей жидкости в гидросистеме ДСМ, её давление, температура, вязкость, плотность и газонасыщенность.

В зависимости от назначения и исполнения гидропривода температура окружающей среды может находиться в диапазонах: для полевого гидропривода традиционного исполнения $-35 \dots +35$ °С с длительными периодами температур $-15 \dots +15$ °С; для северного исполнения – не ниже -55 °С; для тропического исполнения $-10 \dots +55$ °С и для тропического исполнения во влажном климате $+3 \dots +45$ °С. Являясь одним из наиболее активных факторов окружающей среды, температура существенно влияет на надёжность и работоспособность гидропривода. Так, её по-

вышение ухудшает механические свойства большинства материалов, вследствие чего падает значение модуля упругости, снижается предел прочности, интенсифицируется процесс старения многих пластмасс и резиновых материалов, теряется вязкость пропиточных и смазочных материалов, окисляется масло. Низкая температура снижает прочность материалов, уменьшает их пластичность, повышает хрупкость, вызывает загустение смазки.

Влажность окружающего воздуха при эксплуатации ДСМ в условиях длительных осенних и весенних периодов с температурой $-15 \dots +15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ или во влажном климате нередко находится вблизи 100% и также оказывает значительное влияние на работоспособность привода.

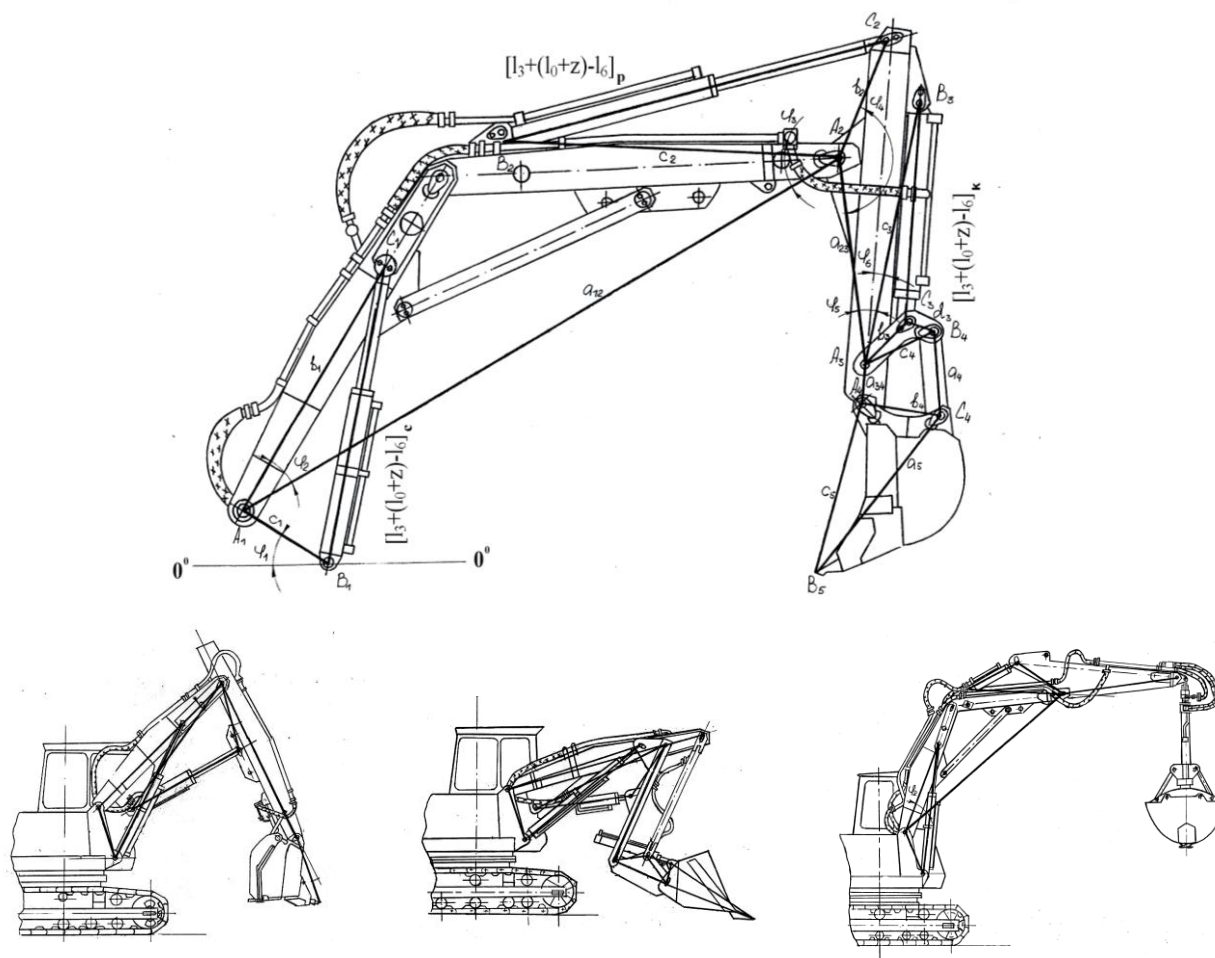


Рис. 5. Расчётные схемы для определения характеристик пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования некоторых одноковшовых гидрофицированных машин.

Запылённость воздуха при работе ДСМ, в зависимости от расстояния над поверхностью земли, колеблется в пределах $0,5 \dots 2,1 \text{ г/м}^3$. Большая доля частиц соизмерима с зазором в подвижных узлах гидроагрегатов, в результате чего забиваются дроссели и каналы, а твёрдость некоторых компонентов пыли значительно превосходит твёрдость материалов сопряжённых деталей, вызывая их быстрый абразивный износ, способствуя появлению на движущихся уплотняемых поверхностях рисок, царапин и задиров.

Температура рабочей жидкости для гидроприводов большинства ДСМ лежит в диапазоне $30 \dots 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а её вязкость, применительно к ДСМ, составляет (10 ...

45) · 10⁻⁶ м²/с при плотности, находящейся в пределах 850 ... 896 кг/м³.

Газонасыщенность рабочей жидкости оказывает негативное влияние на динамические характеристики гидропривода и его элементов из-за уменьшения модуля объёмной упругости жидкости, что снижает жёсткость и устойчивости всего привода при отсутствии активных сопротивлений на его исполнительном гидроцилиндре.

Применительно к гидроцилиндру вышеперечисленные внешние и внутренние факторы в полной мере описывают условия его эксплуатации, являются объективными, случайными для конкретной ДСМ, а их неблагоприятное сочетание ускоряет возникновение отказа гидроцилиндра, в связи с чем, учитываются при исследовании его надёжности и работоспособности.

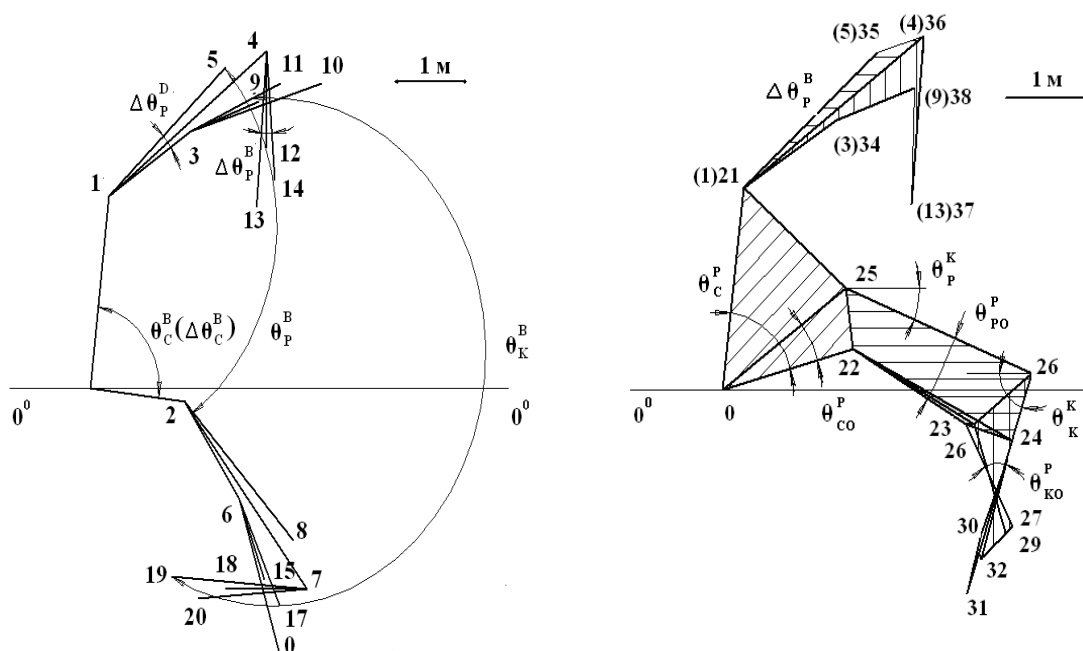


Рис. 6. Возможные и рабочие диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров ДСМ.

К характеристикам рабочего процесса гидроцилиндра, шток которого осуществляет силовое возвратно-поступательное перемещение, а сам он в комплексе с рабочим оборудованием ДСМ совершает в пространстве плоскопараллельное перемещение в гравитационном поле, отнесены угол его наклона к поверхности тяготения (горизонту) и рабочее перемещение штока гидроцилиндра с учётом нагружения последнего эксплуатационным продольным сжимающим усилием.

Пространственное расположение гидроцилиндра, определяющее его статическое нагружение в поле тяготения, характеризуется, согласно разработанным расчётным схемам рабочего оборудования ДСМ (Рис. 5), возможным диапазоном Θ_i^B изменения его пространственного расположения (Рис. 6), который определяется кинематикой, размерами элементов рабочего оборудования и максимальной величиной хода z штоков рассматриваемого гидроцилиндра и всех, задействованных перед ним в комплексе, и описывается углами для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша, а также рабочим диапазоном Θ_i^P его пространственного расположения (Рис. 6), который лежит внутри возможного диапазона и определяется такими характеристиками рабочего процесса, как: рабочий ход z_w штока, его связь с мак-

симальным ходом z гидроцилиндра и давление p в его полостях и описывается углами $\Theta_{C,P,Ki}^P$ для конкретных значений z_{wi} при p_i .

Рабочий процесс гидроцилиндра с учётом его параметров D_1, D_2, p, z и φ отображён функцией

$$P_{РАБ} = f_1[p, z, dz/dt, \Theta]. \quad (1)$$

Режим работы гидросистем ДСМ, а также силовых гидроцилиндров привода их рабочего оборудования определяется специфическими условиями выполнения конкретной машиной технологического процесса и характеризуется представленными в работе: коэффициентом использования ДСМ по времени, например в течение суток; коэффициентом интенсивности использования гидропривода в течение рассматриваемого промежутка времени; коэффициентом, учитывающим неустановившийся характер работы гидропривода; числом включений гидропривода за час эксплуатации ДСМ; коэффициентами интенсивности использования гидроцилиндра в статическом и динамическом режимах под нагрузкой и без таковой; коэффициентом, учитывающим продолжительность моторного и насосного ходов

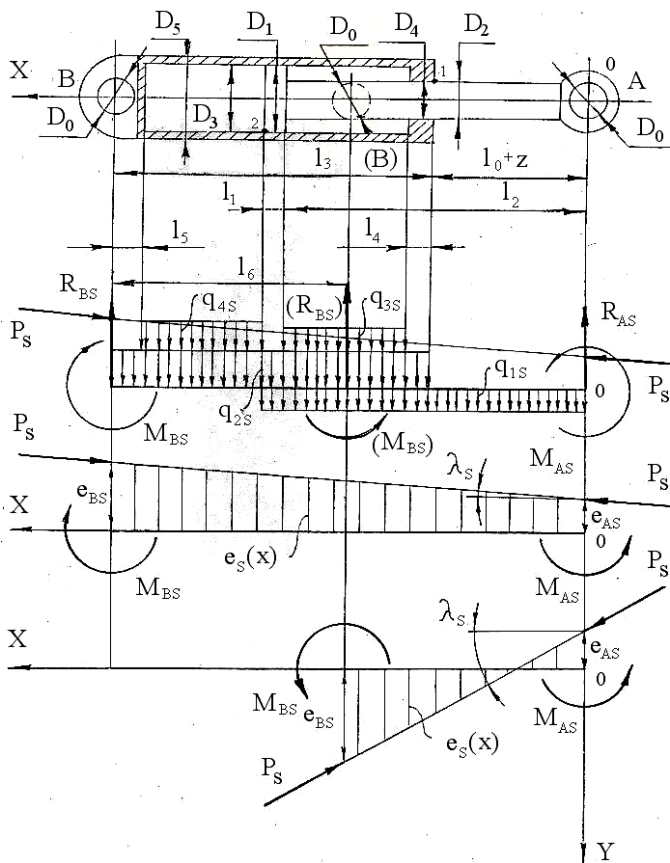


Рис. 7. Расчётная схема нагружения гидроцилиндра статической нагрузкой.

гидроцилиндра; суммарными продолжительностями времени соответственно выдвигания и вдвигания штока гидроцилиндра за один цикл работы гидропривода; коэффициентами продолжительности работы гидроцилиндра под нагрузкой соответственно в режиме моторного и насосного хода; суммарными продолжительностями времени работы гидроцилиндра под нагрузкой соответственно при выдвигании и вдвигании штока в течение одного цикла функционирования гидропривода конкретной ДСМ; коэффициентами интенсивности и концентрации нагрузки; коэффициентом долговечности, учитывающим переменность нагрузки по времени и срок службы гидроцилиндра и, наконец, собственно, нагрузкой, под которой подразумевается весь комплекс составляющих статической,

динамической нагрузки, а также нагрузки, обусловленной деформацией гидроцилиндра в процессе эксплуатации и кинематикой гидрофицированного привода рабочего оборудования ДСМ.

К статической нагрузке отнесены веса длинномерных элементов гидроцилиндра в сборе, а также нагрузка от продольного сжимающего усилия, создаваемого давлением p рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра и эксцен-

трично приложенного в опорах, создающего дополнительный изгибающий момент. Расчётная схема (Рис. 7) описывает оба стандартных варианта крепления гидроцилиндра на рабочем оборудовании ДСМ: на обеих проушинах и на цапфе корпуса и проушине штока. Результатом действия названного комплекса нагрузок является возникновение реакций в опорах гидроцилиндра.

Для описания нагружения штока и корпуса по отдельности, а также для оценки функциональной деформации штока внутри корпуса гидроцилиндра используются оригинальные расчётные схемы, позволяющие дополнительно оценить триботехнические характеристики контакта подвижных элементов гидроцилиндра в уплотняемых узлах трения «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка».

С учётом параметров D_1, D_2, p, z и φ статическая нагрузка, действующая на гидроцилиндр, представлена функцией

$$L_{СТАТ} = f_2[D_1, D_2, p, z, \Theta]. \quad (2)$$

К нагрузке, действующей на гидроцилиндр и обусловленной кинематикой привода рабочего оборудования конкретной ДСМ, относится действующий в опорах гидроцилиндра момент трения из-за значительного углового перемещения эле-

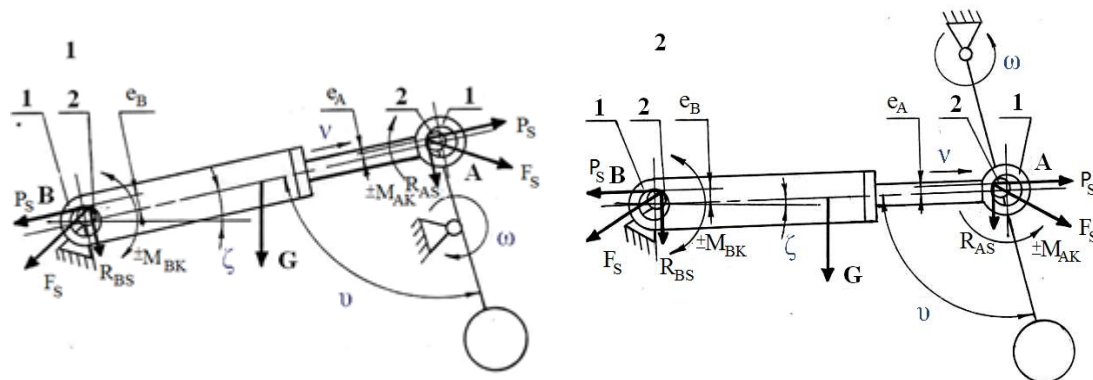


Рис. 8. Расчётная схема эксцентричного нагружения гидроцилиндра привода рукояти одноковшовой гидрофицированной ДСМ:

1 – обратная лопасть; 2 – прямая лопасть.

ментов опорных подшипников друг относительно друга, особенно в треугольных схемах привода рабочего оборудования (Рис. 8), а также момент от эксцентрично-

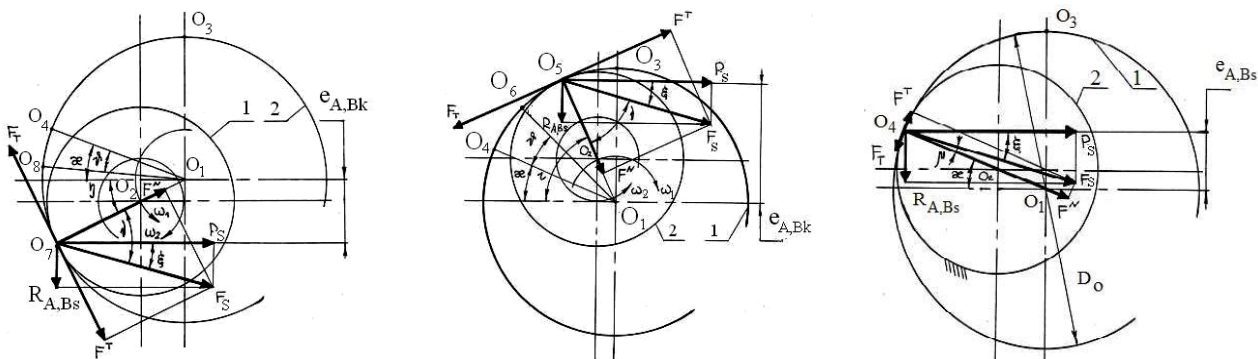


Рис. 9. Расчётные схемы для определения статического и кинематического эксцентриситетов в проушине гидроцилиндра при различных направлениях поворота элементов опорных подшипников.

го приложения в опорах продольного сжимающего усилия, полный эксцентриситет которого является результатом суммы статического и кинематического экс-

центриситетов (Рис. 9). Негативным проявлением действия этой нагрузки является возможный дополнительный рост реакций в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра. Анализ выражений для аналитического представления полного, статического и кинематического эксцентриситетов, а также нагрузки, обусловленной кинематикой привода рабочего оборудования ДСМ с учётом параметров D_1, D_2, p, z и φ гидроцилиндра, оговариваемых ГОСТ 6540-68, позволяет эту нагрузку отобразить функцией

$$L_{КИН} = f_3[D_1, D_2, p, z, \Theta]. \quad (3)$$

Динамическая нагрузка, действующая на гидроцилиндр в гравитационном поле и возникающая в результате внезапного торможения многозвенного рабочего оборудования ДСМ при встрече с непреодолимым препятствием, удара им по трансформируемой среде либо резкого начала движения, представлена дополнительной распределённой по длине элементов гидроцилиндра поперечной инерционной нагрузкой и изгибающим моментом (Рис. 10). Характеристики движения рабочего оборудования ДСМ определены с учётом предложенных выражений для описания пространственного расположения гидроцилиндров конкретного рабочего процесса ДСМ из разработанных расчётных схем (Рис. 11-13).

На практике экспериментальному исследованию параметров движения подвергались гидроцилиндры рабочего оборудования наиболее динамичных ДСМ – одноковшовых строительных экскаваторов II–V размерных групп при разработке

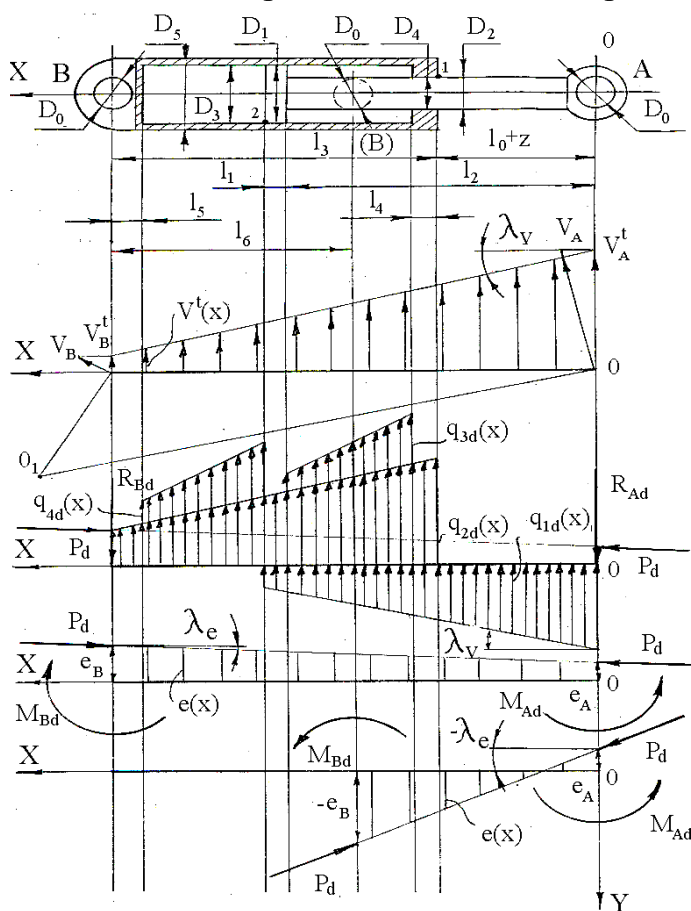


Рис. 10. Расчётная схема нагружения гидроцилиндра динамической нагрузкой.

ими грунтов 3-4 категорий на строительных объектах Северо-запада России и Восточной Сибири. Кроме того, лабораторные исследования проводились в Санкт-Петербургском Государственном архитектурно-строительном университете, в университетах Jiao Tong и Tong Ji (Шанхай, КНР), а также в Братском государственном университете. Во всех случаях использовались высокочувствительные датчики, закреплённые на трапециевидальной рамке (Рис. 14) в трёх направлениях: вдоль гидроцилиндра (ось x), в вертикальной (ось y) и в горизонтальной (ось z) плоскостях. Последняя поочерёдно жёстко крепилась на корпуса гидроцилиндров рабочего оборудования (Рис. 15) ДСМ. Оператор машины с квалификацией не ниже 5 – 6 разряда в процессе эксперимента моделировал штатные и близкие к нештатным рабочие ситуации.

В процессе экспериментальных исследований динамики рабочего оборудова-

ния ДСМ установлено, что наибольшие ускорения по всем направлениям (оси x , y и z) возникают в гидроцилиндре рукояти, несколько меньшие значения ускорений имеют место у гидроцилиндра ковша и незначительные – в гидроцилиндре стрелы.

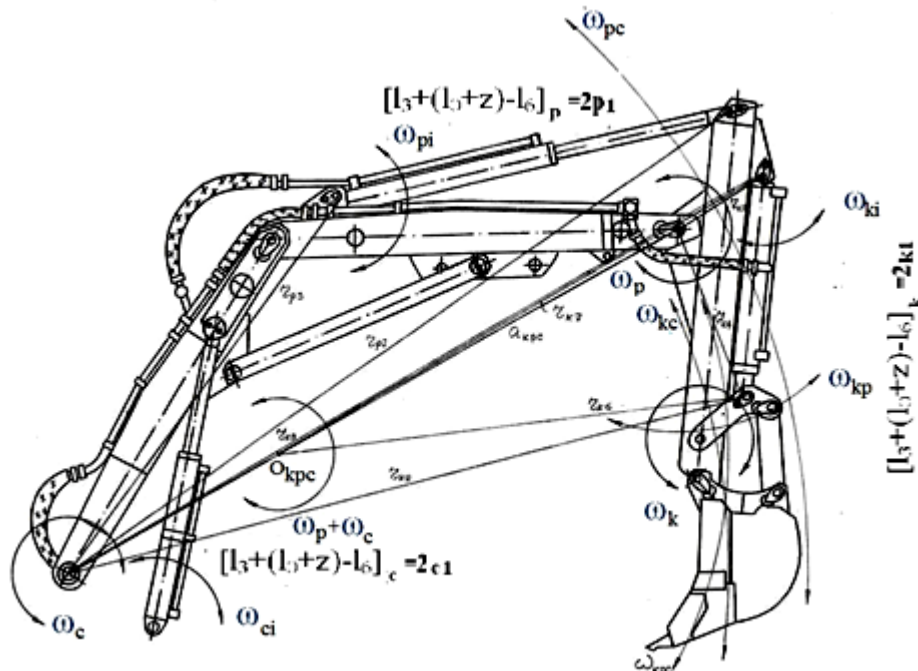


Рис. 11. Расчётная схема для определения параметров движения рабочего оборудования многозвенной одноковшовой гидрофицированной ДСМ при оценке собственных скоростей всех элементов.

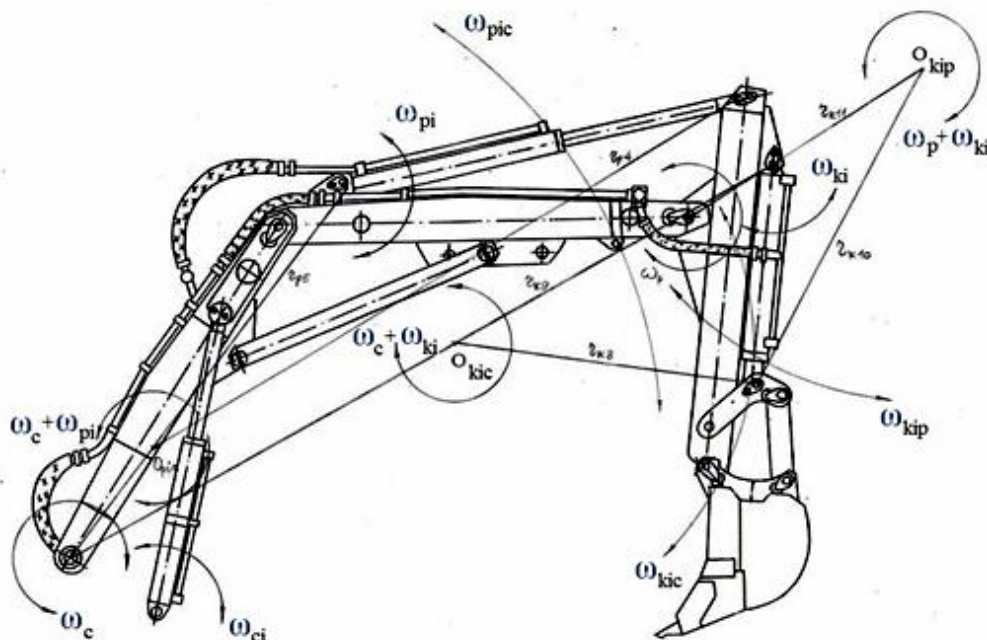


Рис. 12. Расчётная схема для определения параметров движения работающих гидроцилиндра рукояти и гидроцилиндра ковша при движущейся стреле, а также работающего гидроцилиндра ковша при одновременно движущейся рукояти многозвенной одноковшовой гидрофицированной ДСМ.

Анализ выражений для аналитического описания характеристик динамического нагружения гидроцилиндра рабочего оборудования ДСМ с учётом параметров D_1 , D_2 , p , z и φ позволил динамическую нагрузку представить функцией

$$L_{ДИН} = f_4[D_1, D_2, p, dz/dt, z, \Theta]. \quad (4)$$

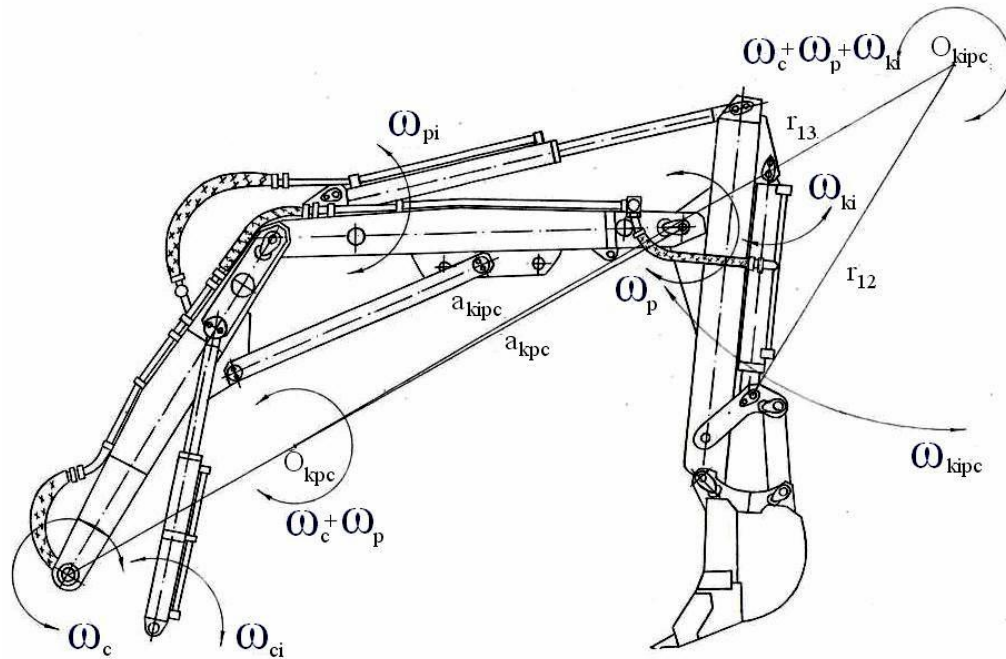


Рис. 13. Расчётная схема для определения параметров движения работающего гидроцилиндра ковша при одновременно движущихся стреле и рукояти многозвенной одноковшовой гидрофицированной ДСМ.

В процессе функционального продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра конкретной комбинацией нагрузок его длинномерные элементы деформируются в вертикальной плоскости до достижения устойчивого равновесия «деформация – нагрузка» с образованием у гидроцилиндра комплексного (полного) прогиба и, как следствие, возникновение дополнительного изгибающего момента, а также вызываемых им реакций в сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра.

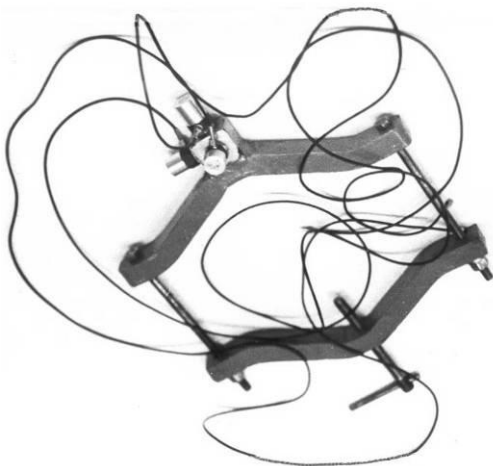


Рис. 14. Трапецидальная рамка с датчиками.



Рис. 15. Расположение рамки на гидроцилиндре ковша.

Анализ выражений для аналитического представления дополнительной нагрузки, обусловленной деформацией гидроцилиндра, с учётом его параметров D_1 , D_2 , p , z и φ позволил использовать функцию

$$L_{ДОП} = f_5[D_1, D_2, p, z, \Theta]. \quad (5)$$

В результате эксплуатационного воздействия на гидроцилиндр всего комплекса рассмотренных выше нагрузок параметры его нагружения в итоге определяются суммой всех её соответствующих составляющих. Примечательно, что статические реакции являются не только результатом действия распределённой нагрузки, но и реакций, вызванных действием эксцентрично приложенного продольного сжимающего усилия. Кинематические реакции создаются не только моментом трения, но и моментом от продольного усилия и возникшего кинематического эксцентриситета. Динамические реакции вызваны дополнительной распределённой динамической нагрузкой и реакциями от дополнительного изгибающего момента при торможении. Реакции, появляющиеся в результате функциональной деформации длинномерных элементов гидроцилиндра, вызваны действием момента от продольного усилия и собственно прогиба.

Параметры наибольшего нагружения гидроцилиндра с учётом распределения по длине гидроцилиндра всех эксцентриситетов найдены из трансцендентного вида условия максимума полного изгибающего момента, действующего на гидроцилиндр в результате его комплексного нагружения, применительно к координате опасного сечения, которое находится вблизи головки гидроцилиндра. Так как параметры динамического нагружения являются нежелательными, случайными и редко проявляющимися факторами, а величины изгибающих моментов, возникающих в опорах гидроцилиндра, практически не зависят от характеристик z и Θ , определение параметров наибольшего нагружения гидроцилиндра базируется на анализе суммы изгибающих моментов от продольной и поперечной нагрузки с учётом эксплуатационной деформации гидроцилиндра.

В третьей главе в рамках исследования несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндра конкретного конструктивного исполнения представлено аналитическое описание и проведено исследование напряжённо-деформированного состояния его элементов в результате эксплуатационного поперечного, продольного и продольно-поперечного нагружения отдельно каждой и всем комплексом выше установленных нагрузок.

Гидроцилиндр вследствие своих конструктивно-технологических особенностей, а также в результате эксплуатационного продольно-поперечного нагружения в поле тяготения деформируется в вертикальной плоскости (Рис. 16) с возникновением у него полного прогиба $y_T(x)$, равного

$$\begin{aligned} y_T(x) &= y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x) = \\ &= y_{T0}(x) + y_P(x), \end{aligned} \quad (6)$$

где: $y_\alpha(x)$ – прогиб гидроцилиндра вследствие выборки технологических зазоров в его подвижных сопряжениях; $y_\beta(x)$ – то же в результате возможного начального (технологического) искривления его длинномерных элементов при изготовлении; $y_\gamma(x)$ – то же вследствие эксплуатационного (кумулятивного) искривления его штока; $y_\delta(x)$ – то же из-за выборки дополнительных зазоров в результате радиальной деформации под давлением его корпуса; $y_Q(x)$ – то же вследствие поперечного нагружения гидроцилиндра от действия весов его длинномерных элементов; $y_R(x)$ – то же в результате наличия силового поворота в его опорных элемен-

тах, обусловленного кинематикой привода рабочего оборудования конкретной ДСМ; $y_p(x)$ – то же вследствие его продольного нагружения при наличии вышеперечисленных напряжённых и ненапряжённых деформаций; $y_{TO}(x)$ – то же до приложения продольного сжимающего усилия.

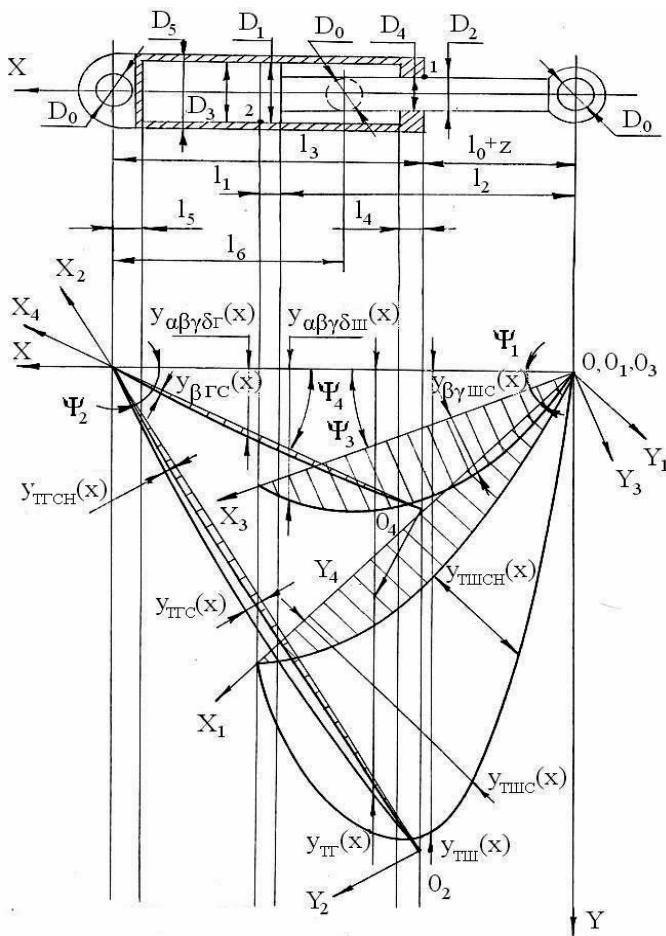


Рис. 16. Расчётные схемы для определения прогиба гидроцилиндра до и после его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения, а также для оценки собственной деформации штока и корпуса.

Расчётные схемы и вид аналитических записей для оценки полного и всех составляющих прогиба гидроцилиндра, а также собственной деформации его длинномерных несущих элементов с учётом параметров D_1, D_2, p, z и φ позволили представлять деформацию гидроцилиндра функцией

$$DEF = f_6[D_1, D_2, p, z, \Theta]. \quad (7)$$

В процессе работы гидроцилиндра его шток, совершая функциональные возвратно-поступательные перемещения, поочерёдно подвергается сжатию и растяжению. При этом наибольшие отрицательные напряжения $\sigma_{\min}(x)$ сжатия и аналогичные положительные $\sigma_{\max}(x)$ растяжения являются результатом действия на гидроцилиндр всего комплекса нагрузок, связанных с его основными параметрами D_1, D_2, p, z и φ , а также кинематикой привода рабочего оборудования и пространственным расположением Θ гидроцилиндра. Для гидроцилиндров двустороннего действия с односторонним штоком справедливо неравенство $|\sigma_{\min}(x)| > |\sigma_{\max}(x)|$, то есть

цикл нагружения штока является явно знакопеременным и асимметричным с отрицательными средними напряжениями $\sigma_m(x)$ и амплитудой $\sigma_a(x)$. Согласно модели усталостного разрушения, устанавливающей связь эквивалентных нормальных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}(x)$ с знакопеременными $\sigma_a^*(x)$ и постоянными $\sigma_m^*(x)$ напряжениями в момент разрушения, в k_S раз превышающими текущие напряжения $\sigma_a(x)$ и $\sigma_m(x)$, условие прочности штока определяется переменными напряжениями $\sigma_{\min}(x) = \text{var}$ сжатия из-за постоянно возрастающего в процессе изнашивания поршня и направляющей втулки прогиба $y_\alpha(x)$ гидроцилиндра, постоянными $\sigma_{\max}(x) = \text{const}$ растяжения и пределом выносливости его материала σ_{-1} , уменьшенного в учёт статистического коэффициента k_S запаса прочности до

допускаемых напряжений $[\sigma_{-1}]_{III}$. То есть, в результате воздействия на гидроцилиндр внешних факторов и вследствие внутреннего функционального взаимодействия его элементов текущие функциональные напряжения $\sigma_i(x) = |\sigma_{\min}(x)|$ непостоянны во времени и непрерывно возрастают, достигая, по мере накопления эксплуатационных повреждений, своих предельных значений.

В процессе функционирования продольно и поперечно нагруженного гидроцилиндра его гильза (корпус) подобно штоку подвержена воздействию повторяющихся переменных положительных напряжений. Напряжённо-деформированное состояние гильзы гидроцилиндра отображается напряжениями $\sigma_{\max}(x)$ растяжения, описываемыми четвёртой теорией прочности с учётом напряжений $\sigma_x(x)$, σ_y и σ_z , соответственно характеризующих переменные по оси X гидроцилиндра осевые напряжения и независимые от расположения рассматриваемого сечения гильзы окружные и радиальные. Первые представлены суммой постоянных и переменных во времени кумулятивных напряжений. При этом на практике следует стремиться к тому, чтобы напряжения $\sigma_{\max}(x)$ уменьшались по мере роста напряжений $\sigma_x(x)$, а последние находились вблизи значения $(\sigma_y + \sigma_z)/2$ и не превышали величины $(\sigma_y + \sigma_z)$. Если же имеет место $\sigma_x(x) > (\sigma_y + \sigma_z)$, то наиболее опасным случаем надо полагать состояние, при котором $\sigma_x(x) = 0$. Присутствие дискриминанта указывает на наличие предела распространения исследуемой функции $\sigma_{\max}(x)$. С учётом модели разрушения условие безотказного состояния гильзы гидроцилиндра определяется кумулятивными напряжениями $\sigma_{\Gamma}(x) = \sigma_x(x) = var$ и коэффициентом запаса прочности. То есть, в результате воздействия на гидроцилиндр вышеопределённых внешних факторов и внутреннего функционального взаимодействия его элементов, текущие эксплуатационные напряжения $\sigma_i(x) = \sigma_x(x)$ непостоянны во времени и непрерывно возрастают, неизбежно достигая по мере накопления эксплуатационных повреждений своих предельных значений.

Напряжённое состояние элементов поршневого и штокового герметизируемых сопряжений гидроцилиндра, а именно: поршня в сопряжении «поршень – гильза» и втулки в сопряжении «шток – направляющая втулка» характеризуется парами напряжений $\sigma_{\max ПЭ}$ и $[\sigma_{CM}]_{П}$ для поршня, а также $\sigma_{\max НВН}$ и $[\sigma_{CM}]_{НВ}$ для направляющей втулки. В первом случае учитывается эксцентричное смещение элементов сопряжения, а во втором – угловое, так как из-за эксплуатационной деформации гидроцилиндра в сопряжении «поршень – гильза» угол между поршнем и гильзой уменьшается до нуля, а в сопряжении «шток – направляющая втулка» – значительно увеличивается, что значительно ухудшает условия функционирования этого сопряжения.

Вид аналитических записей для оценки напряжений несущих элементов гидроцилиндра и подвижных элементов его уплотняемых сопряжений с учётом параметров D_1, D_2, p, z и ϕ позволил представить их функциями для гильзы, штока, направляющей втулки и поршня, соответственно:

$$S_{\Gamma} = f_7[D_1, D_2, p, z, \Theta]; \quad (8)$$

$$S_{III} = f_8[D_1, D_2, p, z, \Theta]; \quad (9)$$

$$S_{HB} = f_9[D_1, D_2, dy/dx, p, z, \Theta]; \quad (10)$$

$$S_{II} = f_{10}[D_1, D_2, p, z, \Theta]. \quad (11)$$

Проведённые экспериментальные исследования имели своей целью проверку положений вышеописанного аналитического исследования напряжённо-деформированного состояния гидроцилиндра и его конструктивных элементов и проводились как в условиях эксплуатации при исследовании характера повреждений, так и в лабораторных условиях с использованием существующих стендов, а также специально разработанных оригинальных приспособлений (Рис. 17, 18) и моделей.



Рис. 17. Устройство для контроля угловой несоосности несущих длинномерных элементов гидроцилиндра.

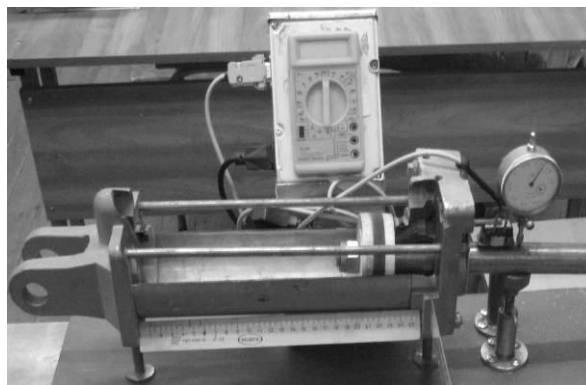


Рис. 18. Лабораторная установка для исследования угловой несоосности штока и гильзы гидроцилиндра.

Проверка положений третьей главы относительно взаимосвязи зазоров в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра и угловой несоосности его штока и корпуса (гильзы) проводилась с использованием контактного диагностического устройства (Рис. 17), а также лабораторной установки, в основу которой положен контроль величины магнитного сопротивления воздушного зазора между датчиком и поверхностью штока по запатентованной технологии (Рис. 18). Проверка положений третьей главы с использованием оригинальной модели гидроцилиндра из оптически прозрачного материала проводилась: относительно радиальной деформации под давлением его гильзы (Рис. 19), относительно поперечной деформации гидроцилиндра в результате силового поворота элементов опорных подшипников (Рис. 19), относительно поперечной деформации гидроцилиндра в результате его продольного и продольно-поперечного нагружения (Рис. 20), относительно деформации штока внутри гидроцилиндра при его продольном нагружении (Рис. 20).

Положения аналитического исследования нашли своё подтверждение в процессе экспериментальных исследований в условиях эксплуатации при изучении распределения стрелы остаточной деформации (прогиба) штока по его длине (Рис. 21). Экспериментальное исследование механизма образования эксцентриситета в опорах гидроцилиндра проводились методом поляризации света с использованием модели, выполненной из оптикопрозрачного материала на лабораторной установке (Рис. 22, 23).

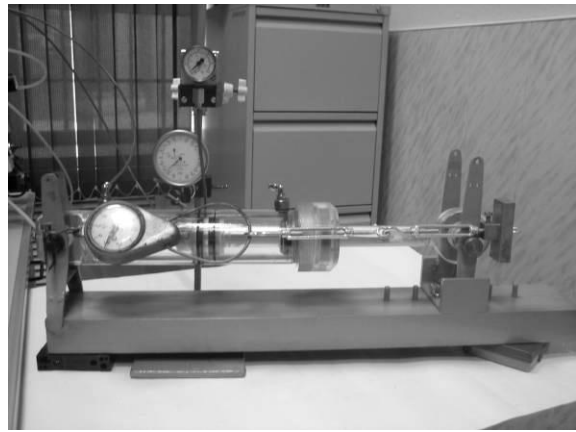
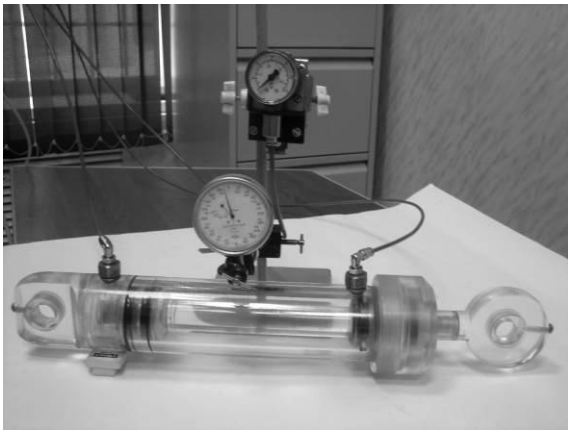


Рис. 19. Принципиальная схема и фрагмент экспериментального исследования радиальной деформации корпуса гидроцилиндра под давлением и при приложении крутящего момента в опоре.

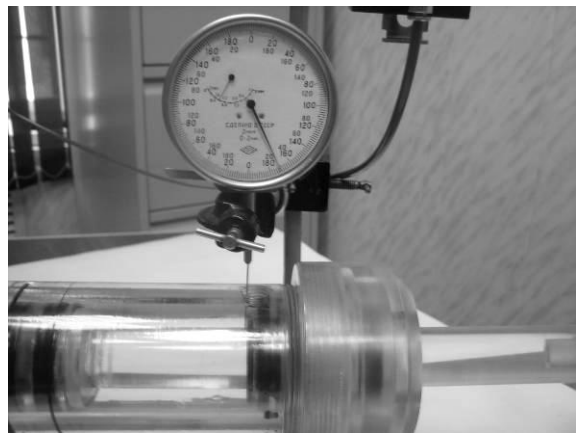
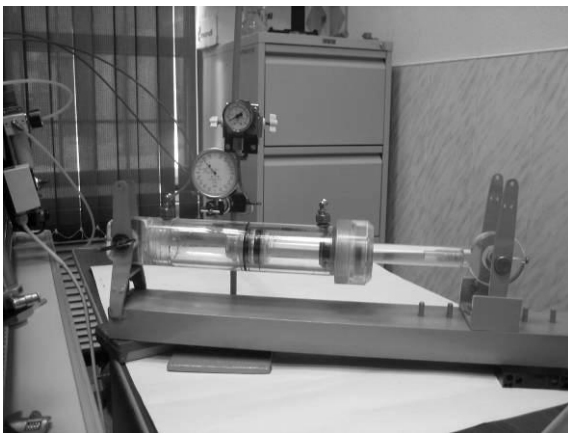


Рис. 20. Принципиальная схема и фрагмент экспериментального исследования продольного прогиба гидроцилиндра и деформации штока внутри корпуса.

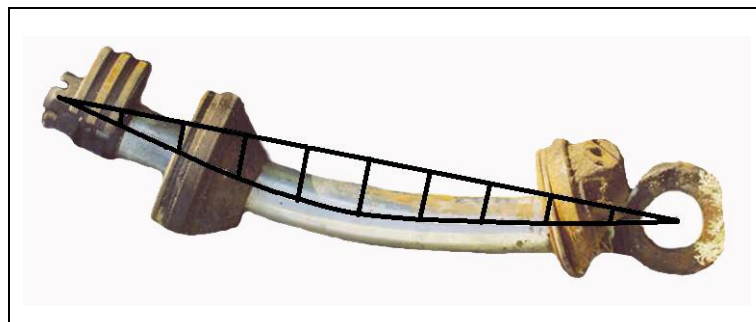
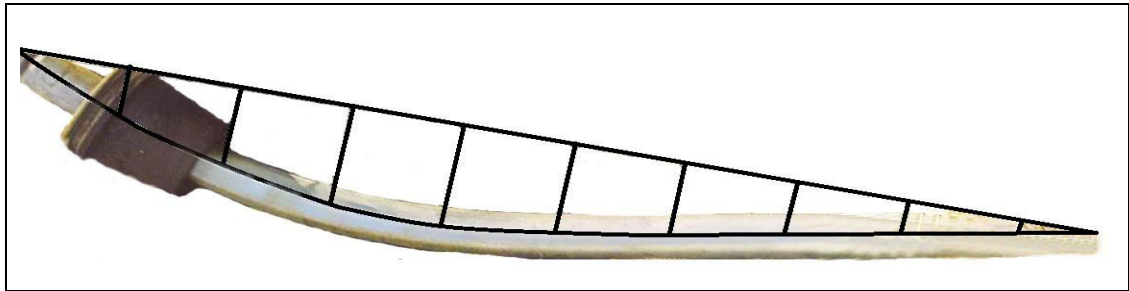


Рис. 21. Искривлённые штоки гидроцилиндров рабочего оборудования и механизма поворота самоходного скрепера.

Проведённые экспериментальные исследования в своём большинстве носили качественный характер и не имели своей целью установление эмпирических зави-

симостей исследуемых процессов, а полученные численные результаты имеют отклонение от теоретических в пределах от 4% до 8%, что вполне соответствует цели и условиям экспериментов.

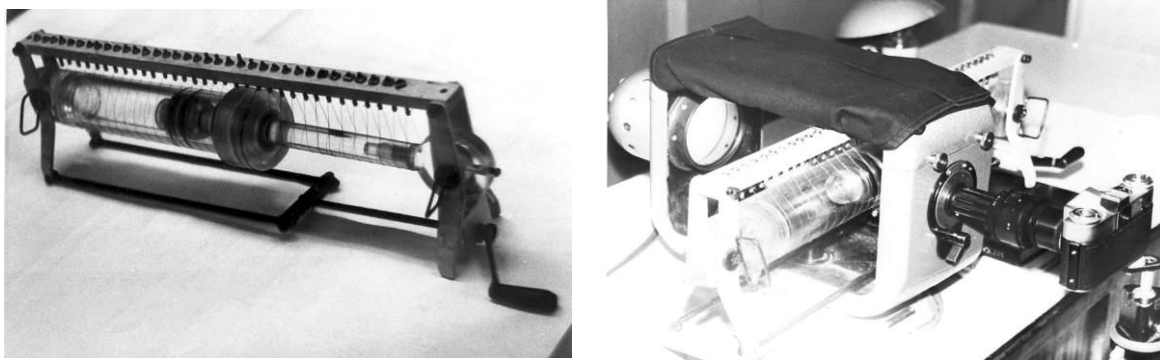


Рис. 22. Лабораторная установка для исследования механизма образования эксцентриситета в опорах гидроцилиндра методом поляризации света.

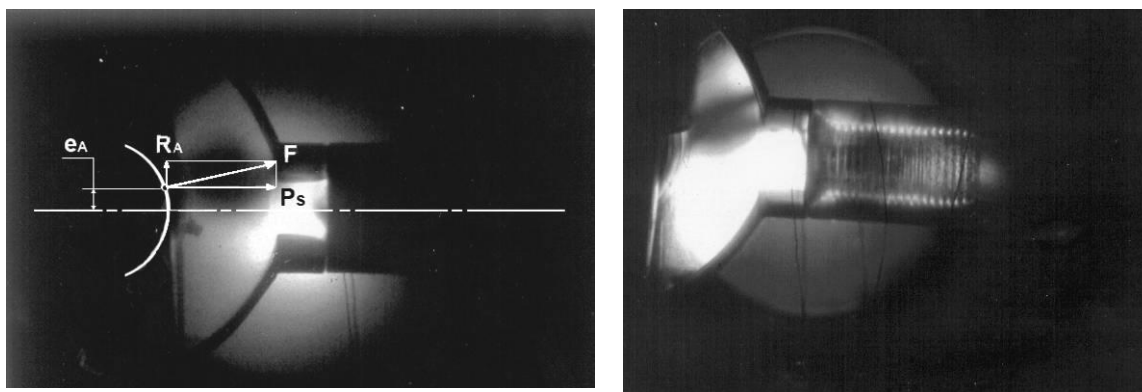


Рис. 23. Фрагменты экспериментального исследования механизма образования эксцентриситета в проушине гидроцилиндра.

В четвёртой главе в рамках исследования герметизирующей способности (герметичности) уплотнительных узлов возвратно-поступательного перемещения (движения) на основе анализа многочисленных работ отечественных и зарубежных учёных представлено уточнённое аналитическое описание и исследование рабочего процесса уплотнителя в условиях повреждённого контртела, применительно к цели и задачам данных диссертационных исследований.

В соответствии с этим проанализировано состояние теории и специфики рабочего процесса уплотнительных узлов гидроцилиндров ДСМ, произведён анализ влияния состояния поверхности контртела, а также его радиального (эксцентричного) и углового смещения на герметизирующую способность уплотнительных узлов гидроцилиндра с описанием соответствующих утечек в сопряжениях «поршень – гильза» $Q_{УПМГ}$ и $Q_{УПЭГ}$ и «шток – направляющая втулка» $Q_{УПМШ}$, $Q_{УПЭШ}$ и $Q_{УПНШ}$. Экспериментальная проверка сделанных аналитических уточнений проводилась с учётом соответствия режимов лабораторных испытаний эксплуатационным условиям с установлением уровней варьирования исследуемых факторов при планировании экспериментальных исследований на лабораторном оборудовании с использованием традиционной и нетрадиционной рабочих сред на основании известной и запатентованной технологий.

Вид аналитических записей для оценки наружных утечек и внутренних пере-

течек рабочей жидкости через его уплотняемые сопряжения с учётом параметров D_1, D_2, p, z и φ позволил представить их функциями:

$$Q_{УПМ\ III} = f_{11}[D_2; p; dz/dt]; \quad (12)$$

$$Q_{УПЭ\ III} = f_{12}[D_2; p]; \quad (13)$$

$$Q_{УПН\ III} = f_{13}[D_2; p; dy/dx; dz/dt]; \quad (14)$$

$$Q_{УПМ\ Г} = f_{14}[D_1; p; dz/dt]; \quad (15)$$

$$Q_{УПЭ\ Г} = f_{15}[D_1; p]. \quad (16)$$

Пятая глава посвящена созданию комплексной характеристики основных параметров гидроцилиндра, условий его эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения, применительно к гидроцилиндрам ДСМ, критерия работоспособности гидроцилиндра отдельно по его несущей способности и герметизирующей способности его уплотнительных узлов, а также комплексного критерия надёжности и работоспособности гидроцилиндра.

С целью минимизации числа основных параметров D_1, D_2, p, z и φ гидроцилиндра при максимальной суммарной информативной значимости целесообразно принять комплексную характеристику R_i основных параметров гидроцилиндра в виде (Рис. 4)

$$R_i = f_{16}[D_2(\varphi), p, z], \quad (17)$$

и обозначить её вектором

$$\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z] \quad (18)$$

применительно к декартовой системе координат с осями: абсцисса – $D_2(\varphi)$, ордината – z , аппликата – p .

Параметр $D_2(\varphi)$ принят в качестве основного диаметрального размера гидроцилиндра, так как его шток является наиболее нагруженным элементом, а коэффициент φ связывает диаметр $D_2(\varphi)$ с отсутствующим в векторе \vec{R}_i диаметром D_1 поршня записью

$$D_1^2 = \frac{\varphi D_2^2}{\varphi - 1}, \quad (19)$$

что, несомненно, придаёт комплексной характеристике параметров гидроцилиндра законченную форму, отвечающую требованиям необходимости и достаточности для данного технического объекта.

С позиции работоспособности гидроцилиндра из перечисленных во второй главе характеристик целесообразно выделить следующие: давление p рабочей жидкости; угол Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения и рабочее перемещение его поршня (штока), которое для бóльшей достоверности оценки работоспособности гидроцилиндра необходимо представить величиной полного хода поршня z ; скорость его движения dz/dt , определяемая характеристиками насосной установки ДСМ и диаметрами поршня D_1 и штока D_2 ; все поперечные нагрузки, действующие на гидроцилиндр, тем или иным образом через удельный вес материалов элементов гидроцилиндра связанные с его основными параметрами D_1, D_2 и z . При этом, все продольные нагрузки, кроме уже перечисленных величин, дополнительно определяются давлением p жидкости в полостях гидроцилиндра. С

учётом этого комплексная характеристика условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров ДСМ представлена записью

$$R_k = f_{17}[D_2(\varphi), p, z, dz/dt, \Theta]. \quad (20)$$

Несущая способность, под которой подразумевается способность гидроцилиндра выполнять возложенные на него по назначению функции без возникновения у него и его конструктивных элементов критических напряжений и деформаций, описывается, применительно к продольно-поперечно нагруженному гидроцилиндру для i -того текущего момента времени по отношению к текущим $\sigma_i(x)$, $y_i(x)$ и допускаемым $[\sigma]$, $[y(x)]$ напряжениям и деформациям, соответственно неравенствами

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]; \quad (21)$$

$$y_i(x) \leq [y(x)]. \quad (22)$$

Отсюда, комплексный критерий $W_{ork(HC)}$ работоспособности гидроцилиндра по несущей способности представлен системой (23)

$$W_{ork(HC)} \equiv \begin{cases} \sigma_i(x) \equiv \begin{cases} \sigma_{Ш_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_{-1}]_{Ш}; \\ \sigma_{Г_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_P]_{Г}; \\ \sigma_{\max ПЭ_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_{CM}]_{П}; \\ \sigma_{\max НВН_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_{CM}]_{НВ}; \end{cases} \\ y_i(x) \equiv \begin{cases} y_{T_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [y_{[\sigma_{-1}]}]_{Ш}; \\ y_{T_{ШCH_i}}[D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [y_{[\sigma_{-1}]}]_{Ш}. \end{cases} \end{cases} \quad (23)$$

в которой: $[\sigma_{-1}]_{Ш}$, $[\sigma_P]_{Г}$, $[\sigma_{CM}]_{П}$, $[\sigma_{CM}]_{НВ}$ - предельные характеристики прочности материалов штока, гильзы (корпуса), поршня и направляющей втулки, соответственно.

Величины: $\sigma_{Ш_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta]$, $\sigma_{Г_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta]$, $\sigma_{\max ПЭ_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ и $\sigma_{\max НВН_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta]$, соответственно их i -тые значения для проектируемого гидроцилиндра, рассчитанные с учётом характеристики условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров. При этом абсцисса x является координатой опасного сечения.

Применительно к поршню и направляющей втулке абсциссу x необходимо полагать равной координате приложения действующей в сопряжении нагрузке, то есть $(l_0 + z)$ и $(l_1 + l_2)$, соответственно.

Касательно полного прогиба гидроцилиндра $y_{T_i}[D_2(\varphi), p, z, \Theta]$, абсциссу x , как и в первом случае с напряжениями, для вновь проектируемого гидроцилиндра следует принимать равной величине $(l_0 + z)$, то есть координате опасного сечения, лежащей на участке штока.

Для гидроцилиндров исполнения 2 (б) - проушина на штоке, цапфа на корпусе - критерий работоспособности штока целесообразно описывать собственной его деформацией $y_{T_{ШCH_i}}[D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ в точке её максимального значения. При этом в

обоих случаях текущие прогибы $y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ и $y_{T_{шчi}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ должны ограничиваться значением деформации $[y_{[\sigma_{-1}]}]_{ш}$, соответствующим моменту появления у штока текущих напряжений $\sigma_i(x)$, равных предельным $[\sigma_{-1}]_{ш}$.

Таким образом, комплексный критерий $W_{ork(HC)}$ работоспособности гидроцилиндра по несущей способности согласно записи (23) ограничивает пространство в системе координат с осями, соответствующими основным параметрам гидроцилиндра: $D_2(\varphi)$ - абсцисса, z - ордината, p - аппликата, 6-тью критериальными поверхностями:

$$\begin{aligned} [\sigma_{-1}]_{ш} - \sigma_{шi} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [\sigma_p]_{Г} - \sigma_{Гi} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [\sigma_{CM}]_{П} - \sigma_{\max ПЭi} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [\sigma_{CM}]_{НВ} - \sigma_{\max НВНi} [D_2(\varphi), dy/dx, p, z, \Theta] &= 0; \\ [y_{[\sigma_{-1}]}]_{ш} - y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [y_{[\sigma_{-1}]}]_{ш} - y_{T_{шчi}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0. \end{aligned} \quad (24)$$

Вершина вектора $\bar{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ основных параметров гидроцилиндра при выполнении всех вышеперечисленных условий сканирует эту 6-тигранную критериальную поверхность, а близость её к конкретной при планируемых характеристиках $[D_2(\varphi), p, z]$ определяет возможность и целесообразность создания перспективного гидроцилиндра или модернизации существующего по критерию несущей способности.

Герметизирующая способность, под которой подразумевается способность уплотнительных (герметизируемых) узлов гидроцилиндра исключать наружные утечки и внутренние перетечки рабочей жидкости при работе гидроцилиндра, описывается, применительно к продольно-поперечно нагруженному гидроцилиндру для i -того текущего момента времени по отношению к текущим Q_i и допускаемым $[Q]$ утечкам (перетечкам) рабочей жидкости неравенством

$$Q_i \leq [Q]. \quad (25)$$

С учётом этого комплексный критерий $W_{ork(ГC)}$ работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности целесообразно записать следующим образом

$$W_{ork(ГC)} \equiv \left\{ \begin{array}{l} Q_{уП_{шi}} \equiv \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{уПМ_{шi}} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{уПЭ_{шi}} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{уПН_{шi}} [D_2(\varphi), p, dy_{T_{шi}}/dx, dz/dt] \end{array} \right\} \leq [Q]_{ш}; \\ Q_{уП_{Гi}} \equiv \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{уПМ_{Гi}} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{уПЭ_{Гi}} [D_2(\varphi), p] \end{array} \right\} \leq [Q]_{Г}, \end{array} \right. \quad (26)$$

где: $Q_{уПМ}$, $Q_{уПЭ}$ и $Q_{уПН}$ - утечки, учитывающие соответственно влияние состояния повреждённой подвижной уплотняемой поверхности, а также влияние радиального и углового смещений основных элементов уплотнительных узлов на их герметичность; $[Q]_{ш}$ и $[Q]_{Г}$ - соответственно предельные значения утечки через штоковый уплотнительный узел и внутренней перетечки через поршневой, которые ого-

вариваются требованиями ГОСТ 18464-87 «Гидроцилиндры. Правила приёма и методы испытаний»; $dy_{TIII}(x)/dx$ – угол контакта штока с направляющей втулкой в точке l_0+z , равный (Рис. 27)

$$dy_{TIII}(x)/dx = dy_{TIV}(x)/dx - dy_{TIII}(x)/dx. \quad (27)$$

Здесь: $dy_{TIV}(x)/dx$ и $dy_{TIII}(x)/dx$ – суммарные (полные) углы наклона сечений гильзы с направляющей втулкой и штока в точке их взаимного контакта. При этом в поршневом сопряжении этот угол в силу малости равен нулю.

С учётом этого комплексный критерий $W_{ork(ГС)}$ работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности, согласно записи (26), ограничивает пространство в той же системе координат, 2-мя критериальными поверхностями (28).

$$[Q]_{III} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ}_{ш_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ}_{ш_i} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{УПН}_{ш_i} [D_2(\varphi), p, dy_{T_{ш}}/dx, dz/dt] \end{array} \right\} = 0; \quad (28)$$

$$[Q]_{Г} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ}_{г_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ}_{г_i} [D_2(\varphi), p]. \end{array} \right\} = 0.$$

Вершина вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ основных параметров гидроцилиндра при выполнении всех вышеперечисленных условий сканирует эту 2-хгранную критериальную поверхность, а близость этой вершины к конкретной поверхности, как и в случае с несущей способностью, определяет возможность и целесообразность создания перспективного гидроцилиндра или модернизации существующего по критерию герметизирующей способности.

С позиции общей теории надёжности, гидроцилиндр следует рассматривать, как технический объект с такими деградирующими в процессе эксплуатации свойствами надёжности, как безотказность и долговечность.

Анализируя каждое из названных свойств надёжности в отдельности, отметим, что безотказность гидроцилиндра непосредственно определяется герметизирующей способностью его уплотнительных узлов и несущей (нагрузочной) способностью длинномерных элементов и соответственно должна определяться предлагаемыми выше критериями $W_{ork(ГС)}$ и $W_{ork(НС)}$.

Долговечность, применительно к гидроцилиндру, зависит от его ресурса по конкретной составляющей его способностей, а именно:

- по напряжениям в единицах измерения таковых:

$$t_{\sigma_{III}} = [\sigma_{-1}]_{III} - \sigma_{III_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (29)$$

$$t_{\sigma_{Г}} = [\sigma_p]_{Г} - \sigma_{Г_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (30)$$

$$t_{\sigma_{\max ПЭ}} = [\sigma_{CM}]_{П} - \sigma_{\max ПЭ_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (31)$$

$$t_{\sigma_{\max НВН}} = [\sigma_{CM}]_{НВ} - \sigma_{\max НВН_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (32)$$

- по деформациям в единицах измерения прогиба:

$$t_{y_{T_i}} = [y_{[\sigma-1]}]_{III} - y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (33)$$

$$t_{y_{T_{ШСН}_i}} = [y_{[\sigma-1]}]_{Ш} - y_{T_{ШСН}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (34)$$

- по наружным утечкам

$$t_{Q_{Ш}} = [Q]_{Ш} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ_{Ш_i}} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ_{Ш_i}} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{УПН_{Ш_i}} [D_2(\varphi), p, dy_{T_{Ш_i}} / dx, dz/dt] \end{array} \right\}; \quad (35)$$

- по внутренним перетечкам

$$t_{Q_{Г}} = [Q]_{Г} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ_{Г_i}} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ_{Г_i}} [D_2(\varphi), p] \end{array} \right\}; \quad (36)$$

в единицах измерения течи, например, в соответствии с требованиями ГОСТ 18464-87 «Гидроцилиндры. Правила приёмки и методы испытаний», а также от средней скорости роста составляющих их переменных в процессе функционирования гидроцилиндра по мере накопления его конструктивными элементами эксплуатационных повреждений:

$$\bar{V}_{\sigma_{Ш}} = d\{\sigma_{Ш_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (37)$$

$$\bar{V}_{\sigma_{Г}} = d\{\sigma_{Г_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (38)$$

$$\bar{V}_{\sigma_{\max ПЭ}} = d\{\sigma_{\max ПЭ_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (39)$$

$$\bar{V}_{\sigma_{\max НВН}} = d\{\sigma_{\max НВН_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (40)$$

$$\bar{V}_{y_{T_i}} = d\{y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (41)$$

$$\bar{V}_{y_{T_{ШСН}_i}} = d\{y_{T_{ШСН}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (42)$$

$$\bar{V}_{Q_{Ш}} = d \left\langle \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ_{Ш_i}} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ_{Ш_i}} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{УПН_{Ш_i}} [D_2(\varphi), p, dy_{T_{Ш_i}} / dx, dz/dt] \end{array} \right\} \right\rangle / dt; \quad (43)$$

$$\bar{V}_{Q_{Г}} = d \left\langle \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ_{Г_i}} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ_{Г_i}} [D_2(\varphi), p] \end{array} \right\} \right\rangle / dt, \quad (44)$$

выраженной в единицах измерения конкретной составляющей, отнесённой ко времени, например, машино-часам работы гидрофицированной ДСМ.

Отсюда, ресурс гидроцилиндра в требуемых единицах времени касательно конкретной составляющей критериев $W_{ork(ГС)}$ и $W_{ork(НС)}$ принимает вид:

$$T_{\sigma_{Ш}} = t_{\sigma_{Ш}} / \bar{V}_{\sigma_{Ш}}; \quad (45)$$

$$T_{\sigma_{Г}} = t_{\sigma_{Г}} / \bar{V}_{\sigma_{Г}}; \quad (46)$$

$$T_{\sigma_{\max ПЭ}} = t_{\sigma_{\max ПЭ}} / \bar{V}_{\sigma_{\max ПЭ}}; \quad (47)$$

$$T_{\sigma_{\max НВН}} = t_{\sigma_{\max НВН}} / \bar{V}_{\sigma_{\max НВН}}; \quad (48)$$

$$T_{y_{T_i}} = t_{y_{T_i}} / \bar{V}_{y_{T_i}}; \quad (49)$$

$$T_{yT_{\text{ШСН}}_i} = t_{yT_{\text{ШСН}}_i} / \bar{V}_{yT_{\text{ШСН}}_i}; \quad (50)$$

$$T_{Q_{\text{Ш}}} = t_{Q_{\text{Ш}}} / \bar{V}_{Q_{\text{Ш}}}; \quad (51)$$

$$T_{Q_{\Gamma}} = t_{Q_{\Gamma}} / \bar{V}_{Q_{\Gamma}}. \quad (52)$$

Анализ выражений (45)-(52) показывает, что ресурс гидроцилиндра определяется не только удалённостью вершины вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$ основных параметров гидроцилиндра от конкретной критериальной поверхности – выражения (29)-(36), но и от скорости уменьшения этого расстояния с течением времени вследствие накопления конструктивными элементами гидроцилиндра эксплуатационных повреждений – выражения (37)-(44).

Очевидно, что основной причиной возникновения последних является изнашивание трущихся элементов подвижных герметизируемых сопряжений гидроцилиндра, главным образом его направляющей втулки и поршня, в силу малости их контактной поверхности при значительном пути z трения соответственно по штоку и гильзе. Из основных положений трибологии следует, что долговечность узла трения определяется интенсивностью изнашивания составляющих его элементов, основной причиной которого, в соответствии с основным уравнением изнашивания при имеющем место упругом контакте, справедливо полагается действующая в узле нагрузка p_a , связанная с линейной (безразмерной) интенсивностью изнашивания известной записью

$$I_h \sim p_a^{1+\beta t}. \quad (53)$$

Понятно, что в случае с гидроцилиндром в качестве нагрузки p_a выступают составляющие её реакции, возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра «поршень - гильза» и «шток - направляющая втулка» и отнесённые к площади контакта. С учётом этого комплексный критерий надёжности гидроцилиндра по долговечности в своей основе должен быть ориентирован на реакции, возникающие в его подвижных герметизируемых сопряжениях, применительно к создаваемому гидроцилиндру. При этом реакции должны быть связаны с основными триботехническими характеристиками: интенсивностью изнашивания и возникающими при трении повышенными температурами.

Отсюда, критерий надёжности гидроцилиндра целесообразно представить системой

$$R_{el(\GammaЦ)} \equiv \begin{cases} R_{\text{Ш}}_i \equiv \begin{cases} R_{\text{Ш}}_{I_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{\text{Ш}}_I; \\ R_{\text{Ш}}_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{\text{Ш}}_T; \end{cases} \\ R_{\Gamma}_i \equiv \begin{cases} R_{\Gamma}_I [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{\Gamma}_I; \\ R_{\Gamma}_T [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{\Gamma}_T. \end{cases} \end{cases} \quad (54)$$

в которой: $R_{\text{Ш}}_i, R_{\Gamma}_i, R_{\text{Ш}}_{T_i}, R_{\Gamma}_T$ - текущие значения реакций в подвижных сопряжениях гидроцилиндра, а $[R]_{\text{Ш}}_I, [R]_{\Gamma}_I, [R]_{\text{Ш}}_T, [R]_{\Gamma}_T$ - допускаемые либо предельные их значения соответственно по отношению к предельной интенсивности изнашивания и возникающей при этом температуре.

С учётом этого критерий $R_{el(\GammaЦ)}$ надёжности гидроцилиндра, согласно записи

(54), ограничивает пространство в системе координат $[D_2(\varphi), p, z]$ основных параметров гидроцилиндра 4-мя критериальными поверхностями:

$$\begin{aligned}
 [R]_{Ш_I} - R_{Ш_{I_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\
 [R]_{Ш_T} - R_{Ш_{T_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\
 [R]_{Г_I} - R_{Г_{I_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\
 [R]_{Г_T} - R_{Г_{T_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

Вершина вектора $\vec{R}_j = [D_2(\varphi), p, z]$ основных параметров гидроцилиндра при выполнении всех вышеперечисленных условий сканирует эту 4-хгранную поверхность, а близость её к конкретной грани при планируемых характеристиках $[D_2(\varphi), p, z]$ определяет возможность и целесообразность создания перспективного гидроцилиндра или модернизации существующего по критерию надёжности.

Таким образом, комплексный критерий K_{work}^{rel} надёжности и работоспособности гидроцилиндра представлен комбинацией предложенных выше двух критериев работоспособности $W_{ork(ГЦ)}$ и $W_{ork(НС)}$, а также критерия $R_{el(ГЦ)}$ надёжности, образующих при названных выше условиях в системе координат $[D_2(\varphi), p, z]$ основных параметров гидроцилиндра соответственно 2-х, 6-ти и 4-хгранные критериальные поверхности, соответственно

$$K_{work}^{rel} \equiv \begin{cases} W_{ork(НС)}; \\ W_{ork(ГЦ)}; \\ R_{el(ГЦ)}. \end{cases}
 \tag{56}$$

При этом, в зависимости от субъективной комбинации основных параметров гидроцилиндра $D_2(\varphi), z, p$, а также условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения эти многогранные критериальные поверхности, каждая из которых является пределом эволюции объекта, могут соприкасаться, разнообразно пересекаться либо не пересекаться вообще, находясь при этом по разные стороны друг от друга в принятой координатной системе $[D_2(\varphi), p, z]$.

Перечисленные выше варианты означают следующее (Рис. 4):

- если в направлении либо вблизи вершины вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ эти поверхности соприкасаются, то в этом случае возможно создание изначально неработоспособного гидроцилиндра с соответствующим отрицательным уровнем надёжности;

- если в направлении либо вблизи вершины вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ эти поверхности не пересекаются либо пересекаются, но в обоих случаях с доминированием поверхностей одного из критериев работоспособности, то в этом случае возможно создание изначально неработоспособного гидроцилиндра и, с целью недопущения этого, необходимо обратить бóльшее внимание на причины нарушения герметизирующей или несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндра;

- если в направлении либо вблизи вершины вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ эти по-

верхности не пересекаются либо пересекаются, но в обоих случаях с доминированием поверхностей критерия надёжности, то в этом случае, на первый взгляд работоспособный гидроцилиндр является ненадёжным по какой-либо из вышеперечисленных причин и способен потерять работоспособность в любой момент.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено, что на существующих многофункциональных ДСМ наиболее распространены гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком, при этом отсутствует научно обоснованная методология выбора их основных параметров D_1 , D_2 , p , z и φ , которые до настоящего времени назначались субъективно, что не гарантировало достижение ожидаемого уровня надёжности и работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера.

2. Введение комплексной характеристики основных параметров в виде вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ в системе координат $[D_2(\varphi), z, p]$ позволяет минимизировать количество основных параметров гидроцилиндра по критерию максимума их информативной значимости.

3. Установленные, применительно к гидроцилиндру внешние и внутренние факторы условий эксплуатации являются объективными и случайными для конкретной ДСМ, а их сочетание обуславливает интенсивность возникновения кумулятивных отказов и должно учитываться при оценке работоспособности и надёжности гидроцилиндра.

4. Параметрами рабочего процесса гидроцилиндров ДСМ являются: эксплуатационное перемещение штока и угол наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения, которые определены с учётом алгоритма функционирования многозвенного рабочего оборудования, а также рабочего (моторного и насосного) хода штока, как под нагрузкой, так и без таковой в динамическом и статическом режимах работы конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования ДСМ.

5. Показателями режима работы гидроцилиндров ДСМ являются: интенсивность использования ДСМ и её гидропривода по времени, интенсивность использования гидроцилиндра, интенсивность и число циклов нагружения гидроцилиндра.

6. Полная нагрузка, действующая на гидроцилиндр повышенного типоразмера, является результатом действия:

- статической нагрузки, к которой относятся: равномерно распределенные по длине гидроцилиндра веса длинномерных элементов в сборе, давление и веса рабочей жидкости в его полостях, реакции в опорах гидроцилиндра, продольное сжимающее усилие, изгибающий момент от его эксцентричного приложения в опорах, а также реакции и создаваемые ими силы трения в подвижных сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра;

- нагрузки, обусловленной кинематикой гидрофицированного привода ДСМ, к которой относятся изгибающий момент, возникающий в результате образования в опорных шарнирах гидроцилиндра кинематического эксцентриситета, момент трения от фрикционного взаимодействия элементов опорных подшипников, а также реакции и создаваемые ими силы трения в подвижных сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра;

- динамической нагрузки, к которой относятся распределенная по длине гидроцилиндра поперечная инерционная нагрузка, пик давления рабочей жидкости, изгибающий момент, возникающий в результате мгновенной поперечной деформации гидроцилиндра, а также динамические реакции в опорах и подвижных сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра;

- дополнительной нагрузки, к которой относится изгибающий момент, возникающий в результате продольного нагружения деформированного гидроцилиндра, и создаваемые им реакции в подвижных сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза».

7. Задача определения параметров наибольшего комплексного нагружения гидроцилиндра является экстремальной и сводится к анализу величины суммарного изгибающего момента в точке опасного сечения для конкретного рабочего процесса.

8. Экспериментальные исследования динамической нагрузки, направленные на оценку ускорений при торможении одноковшового рабочего оборудования ДСМ во время нештатных ситуаций, свидетельствуют о наличии наибольших ускорений по всем трём направлениям (оси x , y и z) в гидроцилиндре рукояти, несколько меньшие значения ускорений имеют место у гидроцилиндра ковша и незначительные в гидроцилиндре стрелы, что подтверждает факты отказа гидроцилиндра рукояти при динамическом нагружении. Замечены колебания ускорений со средним значением 3 м/с^2 и частотой $3 \dots 4 \text{ Гц}$, оказывающие со временем дополнительное влияние на развитие усталостных трещин и, следовательно, на ослабление опасного сечения.

9. Для описания условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров ДСМ используется комплексная характеристика $R_k = f_2[D_2(\varphi), p, z, dz/dt, \Theta]$, которая учитывается при оценке показателей надёжности и параметров работоспособности по несущей и герметизирующей способностям гидроцилиндра повышенного типоразмера.

10. Математическая модель несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндра повышенного типоразмера описывает предложенный критерий $W_{ork(HC)}$ его работоспособности по несущей способности, учитывающий текущие и предельные прочностные характеристики штока, гильзы (корпуса), поршня и направляющей втулки и представляющий собой 6-тигранную критериальную поверхность в системе координат с осями: $D_2(\varphi)$ – абсцисса, z – ордината, p – аппликата), ограничивающую пространство, вне которого гидроцилиндр является неработоспособным по причине потери прочности.

11. Математическая модель герметизирующей способности гидроцилиндра повышенного типоразмера описывает предложенный критерий $W_{ork(GC)}$ его работоспособности по герметизирующей способности, учитывающий влияние состояния подвижной уплотняемой поверхности, влияние радиального и углового смещений основных элементов уплотнительных узлов на их герметичность и представляющий собой 2-хгранную критериальную поверхность в той же системе координат, ограничивающую пространство, вне которого гидроцилиндр является неработоспособным по причине разгерметизации уплотнительных узлов.

12. Оценка надёжности гидроцилиндра повышенного типоразмера основана

на использовании разработанного критерия $R_{el(ГЦ)}$, ориентированного на реакции, возникающие в его подвижных герметизируемых сопряжениях и определяющие такие основные триботехнические характеристики, как интенсивность изнашивания и возникающие при трении повышенные температуры. При этом этот критерий представляет собой 4-хгранную критериальную поверхность в той же системе координат $[D_2(\varphi), z, p]$, ограничивающую пространство, в границах которого гидроцилиндр обладает надёжностью по названным триботехническим характеристикам.

13. Предложенный комплексный критерий K_{work}^{rel} надёжности и работоспособности гидроцилиндра повышенного типоразмера представляет собой совокупность критериев работоспособности $W_{ork(ГС)}$ и $W_{ork(НС)}$, а также критерия $R_{el(ГЦ)}$ надёжности, ориентирован на его работоспособность, безотказность и долговечность и образует совокупность 3-х многогранных критериальных поверхностей, каждая грань которой является пределом эволюции данного технического объекта, создающих пространство, внутри которого он гарантировано работоспособен для принятого уровня надёжности.

14. Перспективность и целесообразность создания или развития данного технического объекта в будущем оценивается по расположению вершины вектора $\vec{R}_i = [D_2(\varphi), p, z]$ основных параметров гидроцилиндра к одной из 12-ти граней, которые могут соприкасаться, разнообразно пересекаться либо не пересекаться, находясь по разные стороны друг от друга в принятой координатной системе.

15. Внедрение результатов проведённого исследования позволяет увеличить ресурс работоспособного гидроцилиндра повышенного типоразмера до 2-х раз, в том числе, за счёт повышения достоверности оценки его показателей надёжности и параметров работоспособности.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

- в монографиях:

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. / Братск. индустр. ин-т. - Братск, 1998. - 59 с., ил., библиогр. 246 назв. - Рус. - Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд1998.

2. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. / Братск. гос. техн. ун-т. - Братск, 1999. - 108 с., ил., библиогр. 179 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-В1999.

3. Кобзов Д.Ю., Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 3. Несущая способность. / Братск. гос. ун-т. - Братск, 2011. - 88 с., ил., библиогр. 93 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-В2011.

4. Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 4. Герметизирующая способность. / Братск. гос. техн. ун-т. - Братск, 2003. - 44 с., ил., библиогр. 116 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ 14.07.2003, № 1376-В2003.

5. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин. / Братск. гос. ун-т. - Братск, 2010. - 105 с., ил., библиогр. 80 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ 17.05.2010, №288-B2010.

6. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 5. Техническое диагностирование. / Братск. гос. ун-т. - Братск, 2011. - 119 с., ил., библи. 130 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ РАН 21.07.2011, №360-B2011.

7. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 6. Работоспособность. Надёжность. Варианты модернизации. / Братск. гос. ун-т. - Братск, 2012. - 43 с.: ил., библиогр. - 78 назв. - Рус. - Деп. в ВИНТИ РАН, 27.04.2012, № 198-B2012.

- в изданиях из перечня ВАК:

8. Кобзов Д.Ю., Лханаг Д., Дэлэг Д., Тарасов В.А. Выбор оптимальных форм штока гидроцилиндра/Научный вестник НГТУ, Новосибирск. - 2007. - №4 (29). С.191-195.

9. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В. Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №3 (15). - 2007. - С. 40-46.

10. Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Жмуров В.В. Анализ конструкции и перспективы развития гидропривода возвратно-поступательного действия//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №4 (16). - 2007. - С. 39-44.

11. Кобзов Д.Ю., Дэлэг Д., Жмуров В.В., Лханаг Д. Модернизация конструкции опор гидроцилиндра привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №1 (17). - 2008. - С. 28-33.

12. D. Yu. Kobzov, Lkhanag Dorligsuren, Deleg Dorjbjol. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №1 (17). - 2008. - С. 93-99.

13. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчёте экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №3 (19). - 2008. - С. 26-30.

14. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндра//Горное оборудование и электромеханика/Научно-аналитический и производственный журнал. Изд-во «Новые технологии». М. - №3. - 2009. - С. 38-43.

15. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Д. О потерях на трение в гидроцилиндрах машин//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №2 (22). - 2009. - С. 47-50.

16. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №3 (23). - 2009. - С. 174-179.

17. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Дорлигсүрэнгийн. Несущая способность

и ресурс гидроцилиндров машин//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №2. – 2009. – С. 24-28.

18. Кобзов Д.Ю., Усова С.В., Фурзанов С.Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №2. – 2009. – С. 29-32.

19. Kobzov D., Kobzova S., Lkhanag D. Hydrocylinder diagnostic parameters//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №3. – 2009. – С.21-25.

20. Кобзов Д.Ю., Черезов С.А., Жмуров В.В., Кобзова И.О. О промежуточной сенсорной опоре гидроцилиндра повышенного типоразмера//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №4. – 2009. – С. 46-53.

21. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. Влияние радиального смещения основных уплотнительных узлов гидроцилиндра на его герметизирующую способность//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №3 (7). – 2010. – С. 49-54.

22. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. Влияние состояния поверхности контртела на герметизирующую способность уплотнительных узлов гидроцилиндра//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №3 (7). – 2010. – С. 54-57.

23. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. Влияние углового смещения длиномерных элементов уплотнительных узлов гидроцилиндра на его герметизирующую способность//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №4 (8). – 2010. – С. 19-22.

24. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. Прогиб гидроцилиндра в результате радиальной деформации под давлением его корпуса//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №4 (8). – 2010. – С. 22-28.

25. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д. К расчёту продольного прогиба гидроцилиндра//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №4 (28). – 2010. – С. 64-69.

26. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Оценка продольной жёсткости гидроцилиндра//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №1 (9). – 2011. – С. 31-35.

27. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. Варианты расчёта продольного прогиба гидроцилиндра//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №2 (10). – 2011. – С. 45-49.

28. Dmitriy Kobzov, Sergey Cherezov, Dorlig Lkhanag. The hydraulic system with auxiliary touch supporting hydrocylinder//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №2 (10). – 2011. – С. 50-51.

29. Кобзов Д.Ю., Кобзова И.О., Лханаг Д. Расчёт направляющих качения гидроцилиндра//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №3 (11). – 2011. – С. 35-40.

30. Кобзов Д.Ю., Кулаков А.Ю., Лханаг Д. О бортовом диагностировании гидроцилиндров по параметрам несущей способности//Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №3 (11). – 2011. – С. 40-45.

31. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. О критериях работоспособности и надёжности гидроцилиндров//Системы. Методы. Технологии. - 2012.-№1 (13). С. 38-45.

32. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Кулаков А.Ю. Практические рекомендации по повышению конструктивной надежности гидроцилиндров//Системы. Методы. Технологии. - 2012.-№1 (13). С. 45-49.

33. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Кулаков А.Ю. Учёт искривления длинномерных элементов гидроцилиндра при оценке его полной деформации// Системы. Методы. Технологии. - 2012.-№2 (14). С. 27-39.

- в других изданиях опубликовано 204 работы, основными из которых являются:

34. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов//Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве /ЯПИ.-Ярославль, 1989. С. 95-100.

35. Kobzov D.Y., Martynenko O.P., Gubanov V.G. There must be no alternative to the right choice of diagnostic parameters. Proceedings of the 2nd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit /Los Angeles, CA, USA, 1990. 10.22-25. pp. 374-380.

36. Кобзов Д.Ю. Критерий выбора гидроцилиндров гидромеханических передач//Совершенствование рабочих процессов строительных и дорожных машин/ ИПИ. - Иркутск, 1991. С. 72-78.

37. Dmitriy Yu. Kobzov, Svetlana V. Kobzova. Some aspects of dialectical approach to the insight into engineering objects evolution. Proceedings of the International conference on Advanced & Equipment of Materials Handling TEMH'94/ Shanghai, China, 1994.10.25-27. pp. 724-730.

38. Кобзов Д.Ю. Некоторые закономерности совершенствования технических объектов//Строительные и дорожные машины и их использование в современных условиях /СПбГТУ. – С.-Пб., 1995. С.71-73.

39. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А. Об оптимальном выборе формы поперечного сечения штока гидроцилиндра//Строительные и дорожные машины и их использование в современных условиях /СПбГТУ. – С.-Пб.,1995. С. 106.

40. Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю. Обработка и статистический анализ результатов экспериментальных исследований уплотнителей гидроцилиндров. Деп. БрИИ в МАШМИР № 5-сд95, 1995. - 10 с.

41. Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю. Экспериментальные исследования влияния на герметичность и ресурс уплотнителей гидроцилиндров экскаваторов одностороннего износа направляющих элементов герметизируемых сопряжений. Деп. БрИИ в МАШМИР № 7-сд95, 1995. - 20 с.

42. Dmitriy Yu. Kobzov, Svetlana V. Kobzova. Some development generalities of the real and perspective technical objects/Hydraulics Pneumatics & Seals.China,1997, №1. pp. 35-36.

43. Dmitriy Yu. Kobzov, Svetlana V. Kobzova. Hydraulic system for the high power hydraulic cylinder. Proceedings of the 2nd International Conference on Material Handling and the 15th International Conference on Automation in Warehousing ICMH/SAW'97 /Beijing, China, 1997. 10. 20-22. pp. 739-740.

44. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Лханаг Д. Моделирование формы поперечного сечения стержней//Математическое моделирование, численные методы и комплек-

сы программ: Межвуз. темат. Сб. тр. Вып.7/ СПбГАСУ.-СПб., 2001. С. 102-107.

45. Dmitriy Yu. Kobzov, Alexey A. Trofimov, Lkhanag D. Hydraulic cylinder. Troubleshooting by the air//Механики XXI века. Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: Сборник докладов/Братск: БрГУ, 2005. С. 65-66.

46. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Черезов С.А. Математическая модель гидрофицированного привода поворота ковша одноковшового экскаватора//Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ: Межвуз. темат. Сб. тр. Вып.12/ СПбГАСУ/СПб., 2006. С. 43-50.

47. Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Жмуров В.В. Математическая модель несущей способности гидроцилиндров машин//Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ: Межвуз. темат. Сб. тр. Вып.12/ СПбГАСУ/СПб., 2006. С. 54-57.

48. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В. Образование эксцентриситета на цапфе гидроцилиндра//Роль механики в создании эффективных материалов, конструкций и машин XXI века/Всероссийская научно-техническая конференция: Труды – Омск: СибАДИ, 2006. С. 230-233.

49. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Некоторые закономерности диалектического описания эволюции существующих и перспективных технических объектов//Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии/Материалы международной научно-технической конференции. Часть 2. Могилёв: Бел.-Рос. Ун-т, 2006. С. 38-39.

50. Кобзов Д.Ю., Черезов С.А., Першин С.А. Следящая опора гидроцилиндра//Нынешнее состояние, проблемы и перспективы развития металлургии, машиностроения/Материалы I международной научно-практической конференции. Улан-Батор: Инженерно-механический институт МГУНТ, 2006. С. 114-115.

51. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В. Описание математической модели, блок-схемы алгоритма программы оптимизации параметров модернизированного гидрофицированного привода поворота ковша одноковшового экскаватора//Нынешнее состояние, проблемы и перспективы развития металлургии, машиностроения/Материалы I международной научно-практической конференции. Улан-Батор: Инженерно-механический институт МГУНТ, 2006. С. 116-121.

52. D. Yu. Kobzov, D. Lkhanag, D. Deleg, V. A. Tarasov. On selecting the optimum form of the hydraulic cylinder rod cross-section//Metallurgy and machinebuilding/Ulaanbaatar: MUST, 2008. - №1. С. 50-53.

53. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Плешивцева С.В. Гидроцилиндр//Изобретатели – машиностроению. - 2009. - №1. - С. 14-16.

54. Кобзов Д.Ю., Усова С.В., Фурзанов С.Ю. Система диагностирования гидроцилиндра по параметрам несущей способности//Проблемы механики современных машин: Материалы четвертой международной конференции/ВСГТУ.-Улан-Удэ, 2009-Т.4. С. 76-79.

55. Кобзов Д.Ю., Кулаков А.Ю., Усова С.В. Конструкция гидрофицированного привода поворота ковша одноковшовой машины//Актуальные проблемы науки: сб. науч. Тр. по мат-лам Междунар. Науч.-практ. конф. 30 мая 2011 г.: в 4 частях. Часть 1; М-во обр. и науки РФ. Тамбов: Изд-во ТРОО «Бизнес-Наука-Общество», 2011. С. 35-37.

56. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Лханаг Д., Дэлэг Д., Тарасов В.А. «Optimum form of the hydraulic cylinder rod cross-section» Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2011».- Могилев, Белорус.- Рос. Ун-т, 2011. С. 106-109.

57. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. О надёжности и работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера Мат-лы 16-й Международной конференции «Решетневские чтения», Красноярск: СибГАУ, 2012.

- авторские свидетельства СССР и патенты РФ:

58. А. с. №1386758 СССР, МКИ F15B15/04, E02F9/22. Гидросистема/Алексеев П.Д., Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л., Сергеев А.П. (СССР). - №4131905/25-06; заявл. 08.12.87; опубл. 07.04.88, Бюл. №13.

59. А. с. №1465640 СССР, МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр/Алексеев П.Д., Кобзов Д.Ю., Адаменко П.Д., Решетников Л.Л. (СССР). – №4129576/25-29; заявл. 08.10.86; опубл. 15.03.89, Бюл. №10.

60. А. с. №1467374 СССР, МКИ G01B15/14. Способ измерения зазоров/Алексеев П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., Сергеев А.П. (СССР). - №4156972/25-28; заявл. 08.12.86; опубл. 23.03.88, Бюл. №11.

61. А. с. №1585699 СССР, МКИ G01M3/26. Способ определения утечек через штоковые уплотнительные узлы гидроцилиндров/Кобзов Д.Ю., Калашников Л.А., Губанов В.Г., Сергеев А.П. (СССР). - №4405841/25-28; заявл. 06.04.88; опубл. 15.08.90, Бюл. №30.

62. А. с. №1682646 СССР, МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Рукавишников В.А., Сергеев А.П., Войткевич В.Б., Губанов В.Г., Липецкий И.А., Соколов Ю.Н. (СССР). - №4757903/29; заявл. 13.11.89; опубл. 07.10.91, Бюл. №37.

63. А. с. № 1735620 СССР, МКИ F15B15/04. Гидросистема/Кобзов Д.Ю., Хютте В.И., Губанов В.Г., Калашников Л.А., Тарасов В.А., Крохичев А.С. (СССР). - №4776659/29; заявл. 02.01.90; опубл. 23.05.92, Бюл. №19.

64. А. с. №1807255 СССР, МКИ F15B15/00. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П., Губанов В.Г., Войткевич В.Б., Кобзов А.Ю., Тигунцев А.М., Тарасов В.А., Осминкин О.К. (СССР). - №4751982/29; заявл. 23.10.89; опубл. 07.04.93, Бюл. №13.

65. А. с. №1807256 СССР, МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Рукавишников В.А., Сергеев А.П., Губанов В.Г., Войткевич В.Б., Липецкий И.А., Соколов Ю.Н. (СССР). - №4760296/29; заявл. 20.11.89; опубл. 07.04.93, Бюл. №13.

66. Патент №2046893 РФ, МКИ E02F9/22. Гидросистема/Кобзов Д.Ю. (РФ). - № 5025828/03; заявл. 07.02.92; опубл. 27.10.95, Бюл. №30.

67. Патент №2050479 РФ, МКИ F15B15/04. Гидросистема/Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Кобзов А.Ю. (РФ). - №5026822/06; заявл. 12.02.92; опубл. 20.12.95, Бюл. 35.

68. Патент №2059766 РФ, МКИ E02F9/22. Гидрофицированный привод поворота ковша землеройной машины/Кобзов Д.Ю. (РФ). - №5042343/03; заявл. 18.05.92; опубл. 10.05.96, Бюл. №13.

69. Патент №2072455 РФ, МКИ F15B15/00. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Свиридо И.В. (РФ). - №94006983/06; заявл. 25.02.94; опубл. 27.01.97, Бюл. №3

70. Патент №2079752 РФ, МКИ F16J1/24, F02F3/00. Гидроцилиндр/Синицын

Б.М., Кобзов Д.Ю., Сеницын А.Б. (РФ). - №94006984/06; заявл. 25.02.94; опубл. 20.05.97, Бюл. №14.

71. Патент №2100665 РФ, МКИ F15B11/00. Гидросистема/Кобзов Д.Ю., Хютте В.И., Кобзов А.Ю. (РФ). - №94039481/06; заявл. 27.09.94; опубл. 27.12.97, Бюл. №36.

72. Патент №2130585 РФ, МКИ G01B5/14. Способ измерения зазоров/Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П., Трофимов А.А. (РФ). - №97107045/28; заявл. 30.04.97; опубл. 20.05.99, Бюл. №14.

73. Патент №2133395 РФ, МКИ F16J7/00, F15B15/14. Шток гидроцилиндра/Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А. (РФ). - №95121842/06; заявл. 26.12.95; опубл. 20.07.99, Бюл. №20.

74. Патент №2139510 РФ, МКИ G01M3/00. Способ испытания гидроцилиндров на герметичность/Кобзов Д.Ю., Трофимов А.А. (РФ). - №97121659; заявл. 22.12.97; опубл. 10.10.99, Бюл. №28.

75. Патент №2168074 РФ, МКИ F15B19/00. Стенд для ресурсных испытаний гидроцилиндров/Кобзов Д.Ю., Трофимов А.А., Тарасов В.А., Головатюк В.В. (РФ). - №99112160/06; заявл. 04.06.99; опубл. 27.05.01, Бюл. №15.

76. Патент №2181452 РФ, МКИ F16J7/00. Шток гидроцилиндра/Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А. (РФ). - №2000108897/06; заявл. 10.04.00; опубл. 20.04.02, Бюл. №11.

77. Патент №2208095 РФ, МКИ E02F3/38. Гидрофицированный привод поворота ковша одноковшовой машины/Кобзов Д.Ю., Коробка П.Л., Перевошиков Е.А., Жмуров В.В. (РФ). - №2001131290/03; заявл. 19.11.2001; опубл. 10.07.03, Бюл. №19.

78. Патент №2212570 РФ, МКИ F15B15/20. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Соколов Ю.Н., Перевошиков Е.А. (РФ). - №200113289/06; заявл. 19.11.2001; опубл. 20.09.03, Бюл. №26.

79. Патент №2270298 РФ, МКИ E02F3/43. Гидрофицированный привод поворота ковша одноковшовой машины/Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Ермашонок С.М., Свиридо И.В. (РФ). - №2004116601/03; заявл. 31.05.04; опубл. 20.02.06, Бюл. №5.

80. Патент №2272940 РФ, МКИ F15B15/12, F15B15/16. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Плешивцева С.В. (РФ). - №2004116600; заявл. 31.05.04; опубл. 27.03.06, Бюл. №9.

81. Патент № 2440465 РФ, МКИ E03F3/38. Гидрофицированный привод поворота ковша одноковшовой машины/Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. (РФ). - №2010115720/03; заявл. 20.04.10; опубл. 20.01.12, Бюл. №2.

82. Патент № 2447327 РФ, МКИ F15B15/00. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Огар П.М., Кобзова И.О. (РФ). - №2010109585/06; заявл. 15.03.2010; опубл. 20.09.12, Бюл. №10.

83. Патент № 2447328 РФ, МКИ F15B15/20, F15B1/02. Гидроцилиндр/Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. (РФ). - №2010130584/06; заявл. 20.07.10; опубл. 10.04.12, Бюл. 10.

Формат 60×84 ¹/₁₆

Печать трафаретная

Уч.-изд. л. 2,5. Усл. печ. л. 2,5.

Тираж 150 экз.

Отпечатано в РИО ФГБОУ ВПО «БрГУ»

665709, Братск, ул. Макаренко, 40