

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

*На правах рукописи*

**ГУБАНОВ ВЛАДИМИР ГЕОРГИЕВИЧ**

**МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ  
РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЛИННОМЕРНЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ  
ДОРОЖНЫХ И СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Специальность 05.05.04 – Дорожные, строительные и  
подъемно-транспортные машины

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор экономических наук, профессор  
Репин Сергей Васильевич

Санкт-Петербург – 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
<b>ВВЕДЕНИЕ</b>	3
<b>1. ГЛАВА 1. ИЗУЧЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ</b>	10
1.1. Конструктивное исполнение и параметры гидроцилиндров ДСМ	10
1.2. Особенности конструкции рабочего оборудования современных ДСМ с гидроцилиндрами	14
1.3. Экспериментальное исследование и обоснование природы возникновения повреждений гидроцилиндров машин	16
1.4. Статистика отказов гидроцилиндров ДСМ	23
1.5. Анализ известных конструктивных решений поддержки гидроцилиндра	25
1.6. Постановка цели и определение задач исследования	36
1.7. Выводы по главе 1	39
<b>2. ГЛАВА 2. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И НАГРУЖЕНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДСМ</b>	40
2.1. Условия эксплуатации гидроцилиндров ДСМ	40
2.2. Рабочий процесс гидроцилиндров ДСМ	41
2.3. Режим работы гидроцилиндров ДСМ	45
2.4. Эксплуатационное нагружение гидроцилиндров ДСМ	46
2.4.1. Статическое нагружение гидроцилиндра	46
2.4.2. Нагружение гидроцилиндра, обусловленное кинематикой привода рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ	53
2.4.3. Дополнительное нагружение гидроцилиндра в результате его функциональной деформации	56
2.4.4. Полные реакции в сопряжениях гидроцилиндра в результате его эксплуатационного нагружения	58
2.4.5. Параметры наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенной гидрофицированной ДСМ	61
2.5. Выводы по главе 2 и практические результаты исследования	76
<b>3. ГЛАВА 3. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ГИДРОЦИЛИНДРА С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ ПОДДЕРЖИВАЮЩЕЙ ОПОРОЙ</b>	79
3.1. Деформация гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой	79
3.1.1. Прогиб гидроцилиндра вследствие его поперечного нагружения	80
3.1.2. Прогиб гидроцилиндра до приложения продольного сжимающего усилия	85

3.1.3.	Прогиб гидроцилиндра в результате его продольного нагружения	90
3.1.4.	Полный прогиб гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения	97
3.2.	Напряжённое состояние элементов гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой	103
3.2.1.	Напряжённое состояние штока гидроцилиндра	104
3.2.2.	Напряжённое состояние гильза (корпуса) гидроцилиндра	106
3.3.	Выбор и обоснование варианта поддержки гидроцилиндра	109
3.4.	Контактное взаимодействие элементов сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндра	118
3.5.	Оценка эффективности модернизации	121
3.6.	Комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра с промежуточной поддерживающей опорой	125
3.7.	Критерий устойчивости гидроцилиндра	130
3.8.	Выводы по главе 3 и практические результаты исследований	142
4.	<b>ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ГИДРОЦИЛИНДРОВ С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕНСОРНОЙ ПОДДЕРЖИВАЮЩЕЙ ОПОРой</b>	<b>146</b>
4.1.	Экспериментальное исследование прогиба гидроцилиндра в результате его поперечного нагружения	146
4.2.	Экспериментальное исследование прогиба в результате продольного нагружения гидроцилиндра традиционного исполнения	152
4.3.	Экспериментальное исследование полного прогиба гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения	156
4.4.	Экспериментальное исследование прогиба в результате продольного нагружения гидроцилиндра перспективного исполнения	162
4.5.	Практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой	163
4.6.	Выводы по главе 4 и практические результаты исследований	175
	<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b>	<b>178</b>
	<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b>	<b>182</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Одноковшовые экскаваторы являются одним из самых распространенных видов строительных машин (СМ). Подавляющее большинство из них имеют гидравлический привод в силу ряда преимуществ перед приводом механическим. Однако гидропривод имеет несколько меньшую надежность. Из числа элементов, лимитирующих их надежность наибольшее влияние имеют гидроцилиндры. К недостаткам существующей конструкции наиболее распространённого на дорожно-строительных машинах гидроцилиндра возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком относится то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет прогиб. Такой прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы). Суммарный прогиб является следствием наличия таких причин как: зазоров в сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», прогиба в результате возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов.

После приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, то есть при подаче под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, способного вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра и последующей потере гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра.

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла строительных машин, например, одноковшового экскаватора, и, в данном случае, является функцией сопротивления грунта копанию.

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего, опять-таки, к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с ещё большей интенсивностью, следствием чего является снижение его надёжности, а именно, долговечности, как по несущей, так и по герметизирующей способности. В значительной степени это можно отнести к длинноходовым гидроцилиндрам дорожно-строительных машин.

Перечисленные недостатки традиционной конструкции могут быть устранены путём приведения конструкции гидроцилиндра из неустойчивого состояния продольно-поперечного изгиба к устойчивому состоянию или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной сенсорной опорой.

#### **Степень разработанности темы исследования.**

Проблемой повышения работоспособности гидроприводов дорожно-строительных машин в целом и гидроцилиндров, в частности, занимались такие отечественные и зарубежные ученые как J.M. Allen, R.C. Beercheck, K. Beldon, T.T. Evans, T. Goldoftas, R.E. Hant, V.G. Magoriena, Li Mu Jie, Li Tian Jue, Imre K. Dulay С.И. Абрамов, Т.В. Алексеев, А. В. Ащеулов, Т.М. Башта, И.А. Биргер, В.В. Буренин, В.А. Васильченко, Я. С. Ватулин, Г.Ф. Верзаков, Д.Т. Волков, Я.М. Вильнер, Д.В. Гаскаров, Н.Т. Говрущенко, А.И. Голубев, С.В. Каверзин, А.А. Комаров, Я.Т. Ковалёв, К.А. Колесниченко, Л.А. Кондаков, В.А. Лешенко, В.Н. Лозовский, Р.А. Макаров, В.А. Марутов, В.Т. Маслов, Л.В. Мирошников, А.С. Наземцев, Г.А. Никитин, П.Е. Осипов, С.А. Павловский, И.В. Петров, В.Н. Прокофьев, А.И. Рембеза, А.Л. Рыбальченко, В.К. Свешников, Т.А. Сырицин, К.В. Фролов, А.М. Харазов, Е.Ф. Хазов, А. Хейвард и другие. В Санкт-Петербургском Архитектурно-строительном университете (ранее Ленинградском инженерно-строительном институте) на кафедре «Наземных транспортно-технологических машин» (ранее кафедра «Строительных и дорожных машин и оборудования») в течение многих лет вопросам

совершенствования гидроприводов дорожно-строительных машин были посвящены работы таких ученых как П. Д. Алексеенко, Н. Г. Гаркави, С. П. Ереско, Н. Н. Климов, Д. Ю. Кобзов, С. В. Репин, И. Я. Русинов, Г. А. Седлуха, В. П. Чмиль и других.

Вопросам применения промежуточных опор для поддержки гильзы гидроцилиндров были посвящены ряд работ разных авторов. Но анализ показал, что они применимы лишь в ограниченных случаях, например для неподвижно установленного гидроцилиндра, и, кроме того, методически и теоретически непроработанны.

Анализ источников показал, что повышение работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин задача актуальная на сегодняшний день. В настоящее время существует тенденция возрастания единичной мощности дорожно-строительных машин, возрастание интенсивности эксплуатации, увеличения типоразмеров машин. С учетом этого установлено, что существует потребность в разработке научно-обоснованных теоретических и практических рекомендаций по повышению работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

**Рабочая гипотеза:** применение промежуточной опоры для повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

**Объект исследования** – силовые гидроцилиндры дорожно-строительных машин.

**Предмет исследования:** методы повышения устойчивости гидроцилиндров дорожно-строительных машин, методы системного анализа и синтеза устойчивости конструкций гидравлических приводов дорожно-строительных машин с длинномерными гидроцилиндрами, учитывающих условия эксплуатации и режимы работы, особенности рабочего процесса, конструктивные различия рабочего привода, параметры нагружения гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

**Методологической основой исследования является применение**

методов теоретических и экспериментальных исследований, опирающихся на основные положения теории механизмов и машин, теоретической и прикладной механики, сопротивления материалов, обработка результатов экспериментального исследования математическими методами.

**Цель работы:** проверка рабочей гипотезы; разработка методики и средств повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров рабочего оборудования дорожно-строительных машин, путем выведения его из состояния предельно-допустимого изгиба в состояние устойчивости используя поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной регулируемой опорой.

**Задачи.** Поставленная цель достигается решением следующих задач:

1. оценка специфики условий эксплуатации, рабочего процесса, кинематики рабочего оборудования, нагрузочных характеристик гидроцилиндров привода рабочего оборудования дорожно-строительных машин, влияющих на их надёжность и работоспособность;
2. разработка принципиальной схемы и конструкции промежуточной сенсорной опоры гидроцилиндра и исследование её характеристик;
3. обоснование комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра;
4. разработка математической модели работоспособности гидроцилиндров с промежуточной сенсорной опорой;
5. проведение экспериментальных исследований для проверки теоретических положений.
6. разработка научно обоснованных практических рекомендаций по модернизации рабочего оборудования многозвенной гидрофицированной дорожно-строительной машины.

**Научная новизна работы :**

1. методика использования промежуточной опоры для повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин;

2. комплексный критерий оценки несущей способности гидроцилиндра, ориентированный на напряжения и деформации длинномерных несущих элементов гидроцилиндра, а также на реакции, возникающие в местах контакта, шток-штулка и поршень-гильза;
3. математическая модель оценки несущей способности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной опорой;
4. результаты экспериментальных исследований, подтверждающих предложенную методику.

**Практическая ценность работы.** Методика инженерной оценки несущей способности гидроцилиндра с промежуточной регулируемой опорой; уточнение комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра; практические рекомендации по проектированию и модернизации гидроприводов рабочего оборудования дорожно-строительных машин; запатентованное конструктивное решение гидроцилиндра рабочего оборудования дорожно-строительных машин с промежуточной регулируемой опорой.

**Теоретическая значимость работы.** Разработаны комплексный критерий оценки несущей способности гидроцилиндра и математическая модель оценки несущей способности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной опорой

**Реализация работы.** Основные результаты работы внедрены в ООО «НТЦ «Гидротранс», Санкт-Петербург, а также используются в образовательном процессе в ФГБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет», о чём свидетельствуют имеющиеся акты внедрения.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

1. методика использования промежуточной опоры для повышения работоспособности длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин;
2. комплексный критерий оценки несущей способности гидроцилиндра, ориентированный на напряжения и деформации длинномерных несущих

- элементов гидроцилиндра, а также на реакции, возникающие в местах контакта, шток-штулка и поршень-гильза;
3. математическая модель оценки несущей способности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной опорой;
  4. результаты экспериментальных исследований, подтверждающих предложенную методику.

**Область исследования** соответствует предметной области знаний, определенной паспортом научной специальности 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъёмно-транспортные машины, а именно п. 2 «Методы моделирования, прогнозирования, исследований, расчета технологических параметров, проектирования, испытаний машин, комплектов и систем, исходя из условий их применения» и п. 4 «Методы управления машинами, машинными комплектами и системами и контроля качества технологических процессов, выполняемых машинами».

**Степень достоверности** полученных результатов исследования, подтверждается использованием методов системного анализа, теоретических и экспериментальных исследований, основанных на положения механики, системной инженерии, отсутствии противоречий с ранее проведенными исследованиями, близостью теоретических и экспериментальных значений, выполненных с применением специально созданных моделей, кроме того, апробацией полученных аналитических и экспериментальных результатов в условиях эксплуатации.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы доложены на на 20-й Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов и молодых учёных (Москва, МГАВТ, 2016), на Международной конференции «IFOST» (Ulaanbaatar, Mongolia, 2015), Международной научно-практической конференции «Общество, современная наука и образование: проблемы и перспективы» (Тамбов, КК «Юком», 2015, 2018), на Международной научно-технической конференции «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства» (Тюмень, ТГНГУ, 2016),

на IV Всероссийской научно-технической конференции «Авиационное машиностроение и транспорт Сибири» (Иркутск, ИрННТУ, 2016), на XII Международной научно-практической конференции, посвящённой Дню космонавтики «Актуальные проблемы авиации и космонавтики» (Красноярск, СибГАУ, 2016 г.), на Межрегиональной научно-технической конференции БрГУ с международным участием «Механики XXI века» (Братск, БрГУ, 2016-2018), на 72-ой Научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета (Санкт-Петербург, СПбГАСУ, 2016), на I<sup>st</sup> и II<sup>nd</sup> Международных научно-практических конференциях (Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС, 2018, 2019), на международной научно-технической конференции «Транспортные системы Сибири» (Красноярск, СФУ, 2016).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 49 работ, общим объемом 8,8 печатных листов, в том числе в изданиях из перечня ВАК – 9, патенты РФ – 8.

**Структура и объём диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, основных выводов и результатов исследования, списка использованной литературы из 319 наименования. Объём работы составляет 211 страниц.

# ГЛАВА 1. ИЗУЧЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА, ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1. Конструктивное исполнение и параметры гидроцилиндров ДСМ

В качестве гидродвигателей возвратно-поступательного действия гидрофицированного рабочего оборудования дорожно-строительных машин в настоящее время широко применяются гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (Рис. 1.1). Их классификация и назначение, устройство и виды исполнения, принцип действия и условия применения, а также схемы кинематического включения и гидравлического подключения достаточно подробно изложены в трудах отечественных [26-28, 30, 36, 41-52] и зарубежных учёных [53-68].

Схемы крепления гидроцилиндров показаны на рис. 1.2-1.4. Наиболее предпочтительным типом крепления гидроцилиндра является проушина [41-50].

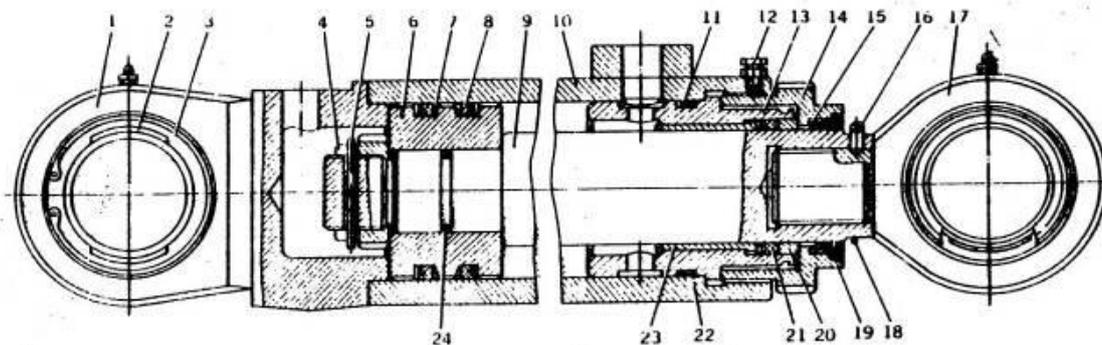


Рисунок 1.1 – Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком: 1, 17 - проушины; 2 - шаровой подшипник; 3, 19 – стопорные кольца; 4, 14 – гайки; 5 – шплинт; 6 – поршень; 7 – шайба; 8, 21 – манжеты; 9 – шток; 10 – гильза цилиндра; 11, 22, 24 – кольца; 12 – стопорный болт; 13, 20, 23 – втулки; 15 – грязесъёмник; 16 – штифт; 18 – стопор.

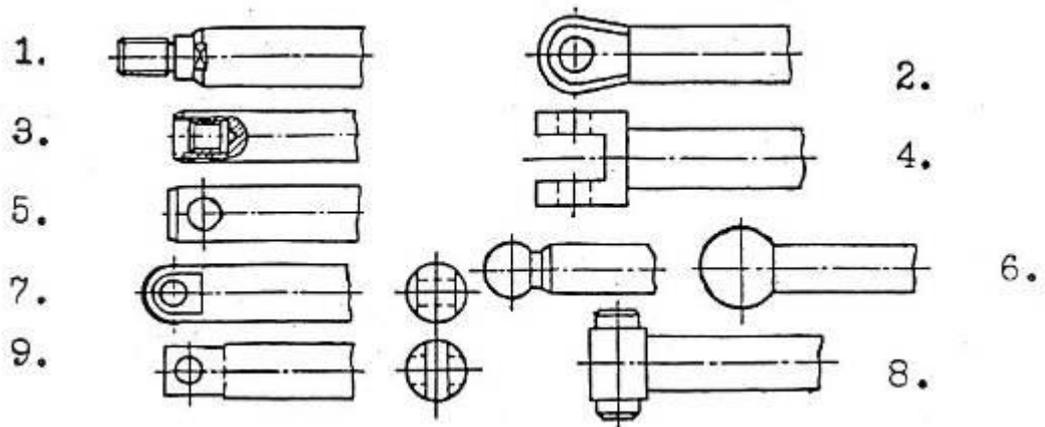


Рисунок 1.2 – Варианты крепления штока гидроцилиндра.

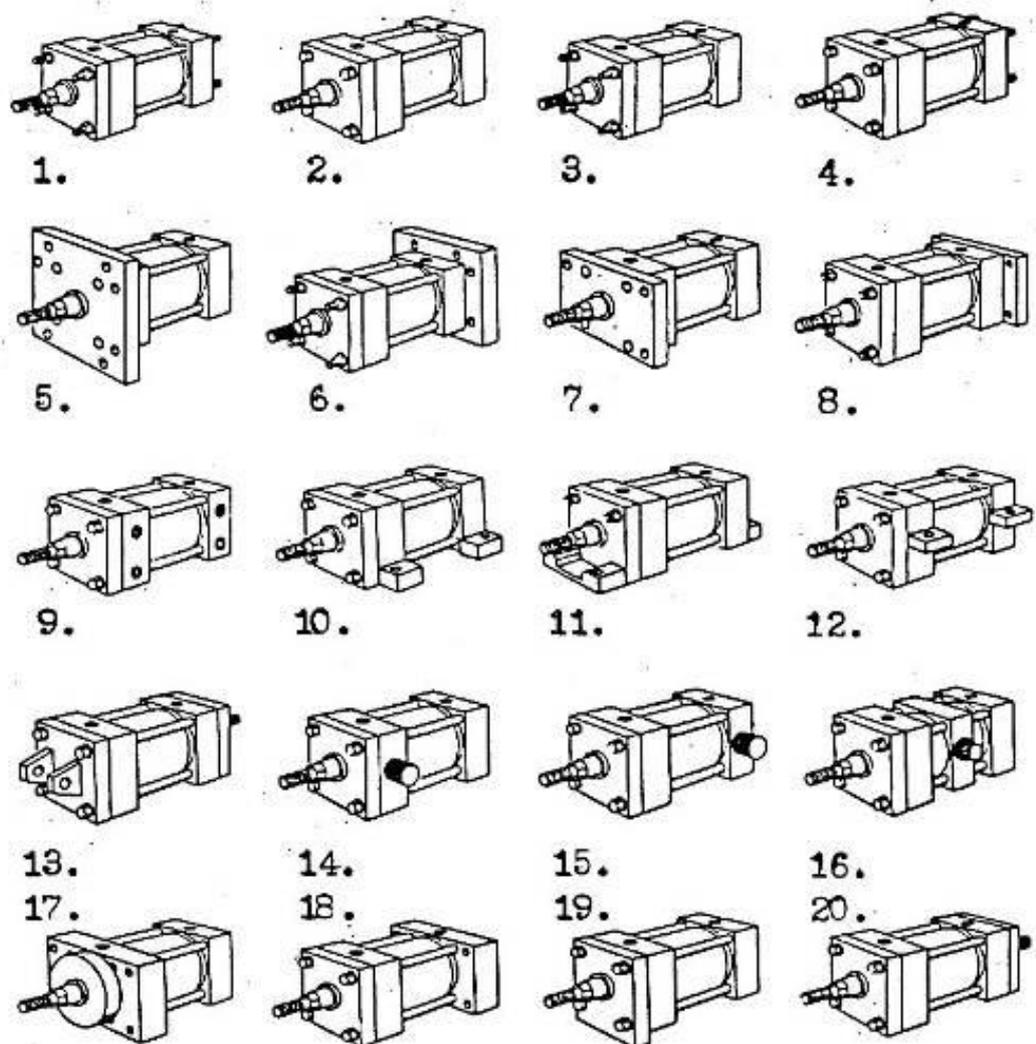


Рисунок 1.3 – Варианты крепления корпуса гидроцилиндра.

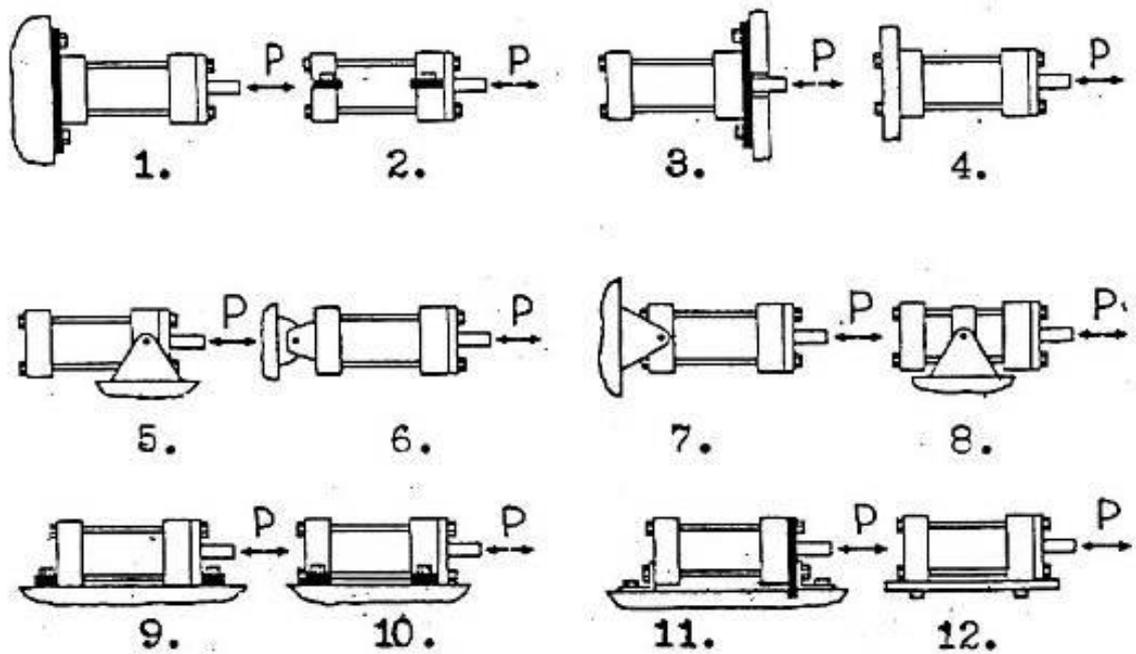


Рисунок 1.4 – Варианты крепления гидроцилиндра.

В работах [27, 36] приведены 36 схем эксплуатационных нагрузок, действующих на гидроцилиндр.

Документами, регламентирующими параметры гидроцилиндра, в разные периоды времени и в разных странах были ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, в соответствии с которыми предполагается возможность создания гидроцилиндров по основному и дополнительному рядам (в единицах измерения стандартов) 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 в поршневой и штоковой полостях  $\phi = (1,06 \dots 5,26)$ ; 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;  $\phi = (1,33 \text{ и } 1,6)$ ; скорость перемещения штока в этих документах не оговаривается, но лежит в диапазоне  $dz/dt = (0,1 \dots 1,0)$  м/с, а, применительно к ДСМ, не превышает 0,5 м/с.

Проектирование и изготовление гидроцилиндров одноковшовых

гидрофицированных машин осуществляется в соответствии с требованиями ГОСТ 16514-79 и ГОСТ 17411-81, в соответствии с которыми:

- гильза, шток и накидная гайка гидроцилиндра должны изготавливаться из материалов с механическими свойствами не ниже сталей 45 по ГОСТ 1050-74 , ГОСТ 4543-71, ГОСТ 1050-74, ГОСТ 4543-71;

- для обеспечения герметичности гидроцилиндры дорожно-строительных машин должны иметь: уплотнители штока и поршня по ГОСТ 14896-74, ГОСТ 22704-74, ГОСТ 1104-69, ГОСТ 9833-73;

- уплотнители для гидроцилиндров с рабочим давлением 10 и 16 МПа должны иметь защитные кольца по ГОСТ 23825-79, ГОСТ 10007-80, ГОСТ 14896-84, ГОСТ 9833-73;

- возможно как покрытие втулки и поршня так и использование опорных втулок поршней и штоков по ГОСТ 10589-73;

- наружная поверхность штока гидроцилиндра должна иметь хромовое покрытие с  $R_a = 0,160$  мкм по ГОСТ 2789-73;

- шероховатость рабочей поверхности гильзы гидроцилиндра не должна превышать  $R_a = 0,320$  мкм по ГОСТ 2789-73;

- шарнирные подшипники типа ШС ... К или ШСП ... К определяются ГОСТ 3635-78 и ГОСТ 13941-48;

- возможны два варианта подвода рабочей жидкости: штуцерное резьбовое при номинальном давлении в гидросистеме 10 и 16 МПа и фланцевое при номинальном давлении 25 и 32 МПа.

- тип покрытия наружных поверхностей гидроцилиндров определяют в зависимости от условий эксплуатации по ГОСТ 14623-69;

- диаметр цилиндра и поршня следует выбирать из ряда 10 ... 900 мм по ГОСТ 6540-68, что соответствует ISO 3320 до 400 мм;

- ход поршня следует выбирать из ряда 4 ... 10000 мм по ГОСТ 6540-68, что соответствует ISO 04393;

- гидроцилиндры на номинальное давление до 40 МПа испытываются давлением 1,5 кратного от номинального не менее 3 мин. Не допускаются

проявления утечек деформаций;

- поршни под статической нагрузкой должны перемещаться равномерно по всей длине хода, кроме участков торможения;

- при работе гидроцилиндра объём выносимой рабочей жидкости через уплотнение штока с  $1 \text{ м}^2$  уплотняемой поверхности при номинальном давлении, скорости поршня не менее  $0,2 \text{ м/с}$  и вязкости рабочей жидкости не более  $40 \text{ мм}^2/\text{с}$  не должен превышать значений по ГОСТ 16514-87;

- общий коэффициент полезного действия гидроцилиндров при номинальных параметрах должен быть не менее 90%;

- при эксплуатации гидроцилиндры должны нагружаться только вдоль своей оси;

- полный установленный ресурс гидроцилиндров – не менее  $10^6$  двойных ходов при ходе поршня до 500 мм или 1000 км пройденного или суммарного пути;

- критерий предельного состояния: появление утечки рабочей жидкости более чем в 1,2 превышающей значение нормы выноса рабочей жидкости гидроприводов дорожно-строительных машин, в соответствии с ГОСТ 16514-87;

- критерием отказа является неработоспособное состояние гидроцилиндра, требующее остановки работы строительно-дорожной машины для устранения этой неисправности; замена уплотнителей отказом не является.

Непосредственно для дорожно-строительных машин [27, 36, 42], наиболее часто используются гидроцилиндры с номинальным давлением в гидросистеме 20...23 Мпа [69-71].

## **1.2. Особенности конструкции рабочего оборудования современных ДСМ с гидроцилиндрами**

Анализ [27, 36] кинематических особенностей гидрофицированных технических объектов [69-71, 72-141], содержащих различное количество гидроцилиндров, свидетельствует о следующем:

- все известные схемы могут использоваться в качестве привода рабочего оборудования современных дорожно-строительных машин;

- 39,7% от общего количества дорожно-строительных машин имеют один гидроцилиндр, 27,6% – два, 18,4% – три, 11,7% – четыре и 2,6% – пять. Таким образом более 60% рабочего оборудования дорожно-строительных машин схем многозвенные [27, 36]. При этом работа одного или нескольких гидроцилиндров оказывает влияние на весь рабочий процесс, режим работы и характеристики нагрузок остальных;

- в процессе эксплуатации дорожно-строительной машины 90,8% гидроцилиндров положение в пространстве, при этом в ряде схем работа одного гидроцилиндра приводит к изменению пространственного расположения других;

- в 75,4% схем рабочего оборудования дорожно-строительных машин гидроцилиндр с другими частями привода формирует треугольник (Рис. 1.5), в 22,2% – многоугольник, в оставшихся вариантах – линию;

- наиболее часто используются гидроцилиндры одно- и двухстороннего действия с односторонним штоком (Рис. 1.1) [142, 143] Количественно значения таковы: гидроцилиндров двухстороннего действия с односторонним штоком в приводах рабочего оборудования дорожно-строительных машин составляет 85%, одностороннего действия с односторонним штоком – 1%, двухстороннего действия с двухсторонним штоком – 0,5% и прочих – 13,5%.

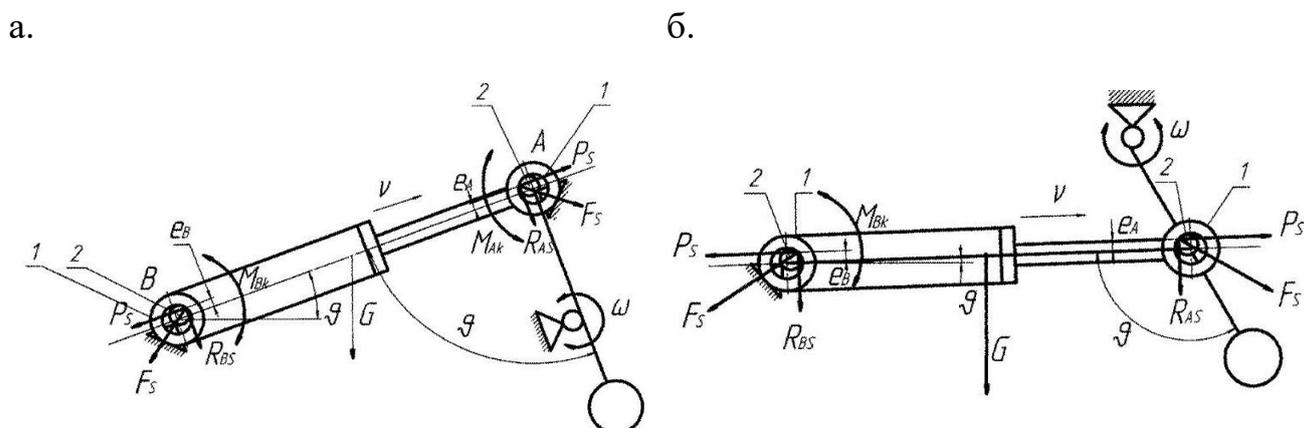


Рисунок 1.5 – Схемы привода рукояти экскаватора: а – обратная лопата, б – прямая лопата.

### **1.3. Экспериментальное исследование и обоснование природы возникновения повреждений гидроцилиндров машин**

Многочисленные данные, приведённые в целом ряде отечественных и зарубежных источниках, в частности, в [27, 36, 144-149] свидетельствуют, что надёжность и работоспособность гидроцилиндров рабочего оборудования дорожно-строительных машин невысокая, процент выходов из строя большой и его уменьшается медленно. Изменение таких характеристик как давление в гидроприводе в большую сторону и увеличение типоразмера машины еще в большей степени уменьшает работоспособность и надёжность.

В процессе экспериментальных исследований отказов гидроцилиндров дорожно-строительных машин в условиях их эксплуатации выявлены следующие повреждения их элементов:

- повреждения штока: износ поверхности скольжения, образование на ней очагов коррозии, риск, царапин, задиров и вмятин, искривление штока, срыв резьбы;
- повреждения корпуса: появление эллипсности и конусности, образование на уплотняемой поверхности риск, царапин и задиров, трещин и разрыв корпуса;
- повреждения направляющих втулок и поршней: неравномерный по периметру износ трущихся поверхностей, образование на них царапин и задиров;
- повреждения уплотнителей всех назначений: старение материала, неравномерный по периметру и ширине уплотнителя износ герметизирующих поверхностей, появление на них риск и царапин, разрыв уплотнителя;
- повреждения подшипников проушин: износ поверхностей скольжения, частичное или полное разрушение составляющих;
- повреждение головки – срыв резьбы;
- повреждение проушины штока – срыв резьбы, обрыв проушин.

Попадание абразива в сопряжения гидроцилиндра из-за высокого

контактного давления и некачественной смазки в местах контакта элементов гидроцилиндра, а также заклинивание штока во втулке является основной причиной возникновения повреждения штоков гидроцилиндров. Царапины, риски, задиры обнаружены у 100% гидроцилиндров.

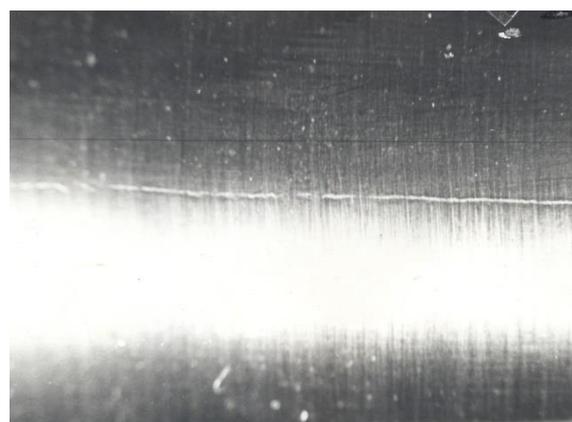
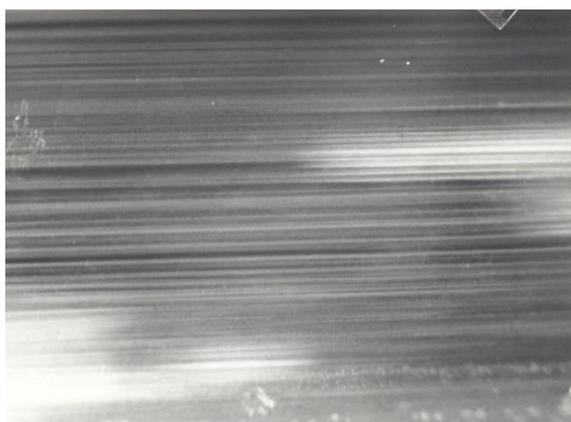
Царапина появляются по таким причинам как застревание абразивных частиц в уплотнениях. Наличие царапин штока присутствует у 55% обследованных гидроцилиндров.

Причина появления задиров, т.е. больших борозд с рваными краями это заклинивание в подвижных сопряжениях гидроцилиндра частиц абразива значительной величины. Такие неисправности, как правило, не ремонтпригодны и гидроцилиндр подлежит замене [152].

Попадание на шток твердых предметов является причиной появления на штоке вмятин.

Износ таких элементов подробно рассмотрен в работе И.В. Крагельского [153].

Величину износа определяют по изменению размера тел. Изнашиванию подвергаются толь участки с сидовым трением между сопрягаемыми деталями [153] (Рис. 1.7).



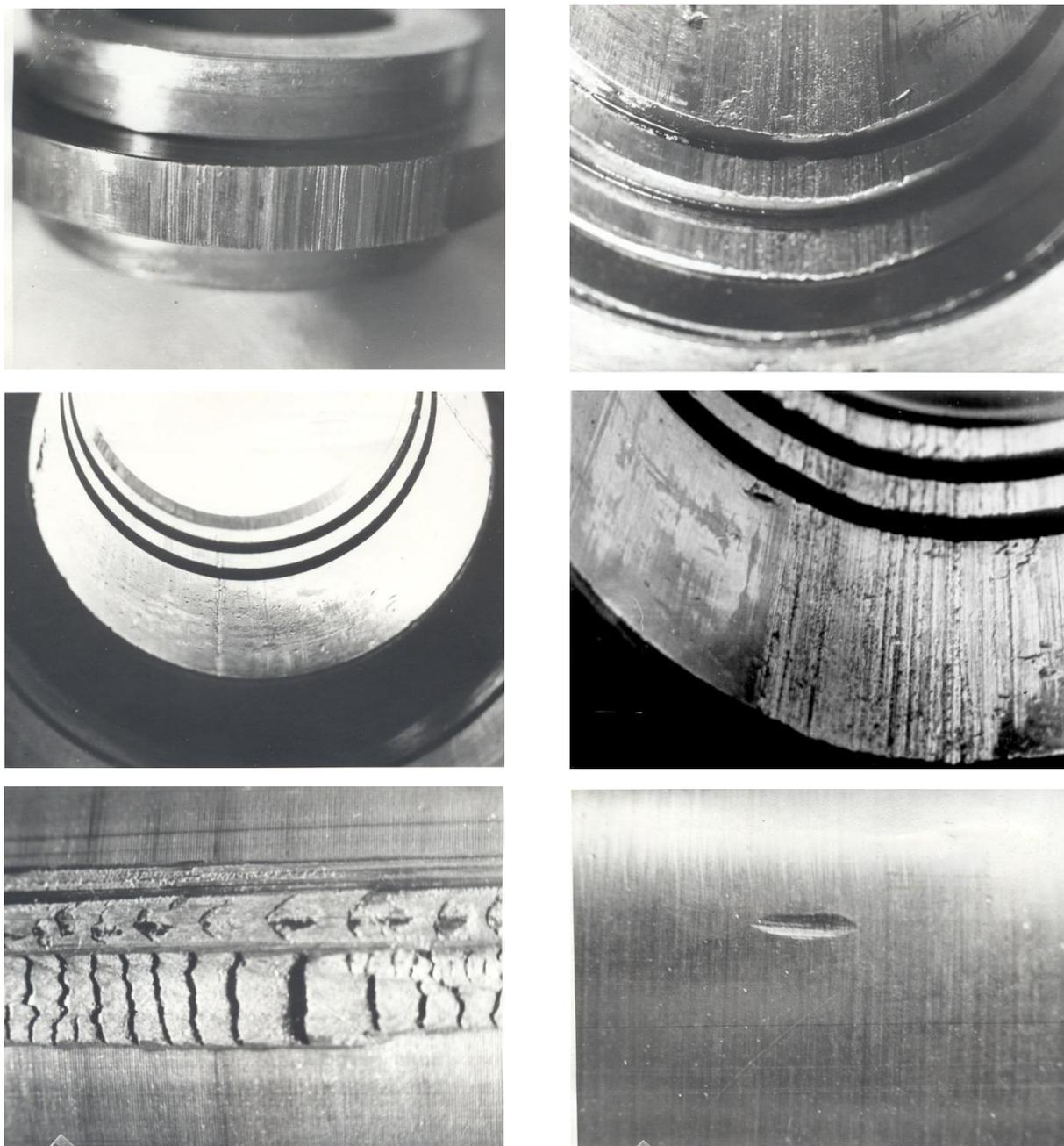


Рисунок 1.6 – Характерные повреждения элементов гидроцилиндра:  
царапины и накатка поверхности штока, царапины поршня и направляющей  
втулки,

задиры направляющей втулки, задиры и вмятины на поверхности штока.

Интенсивность изнашивания каждого из элементов сопряжений зависит от внешнего условия трения (нагрузки), механических свойств изнашиваемого материала, микрогеометрических свойств изнашивающей поверхности и фрикционных характеристик, условий движения и температуры сопряжения [153].

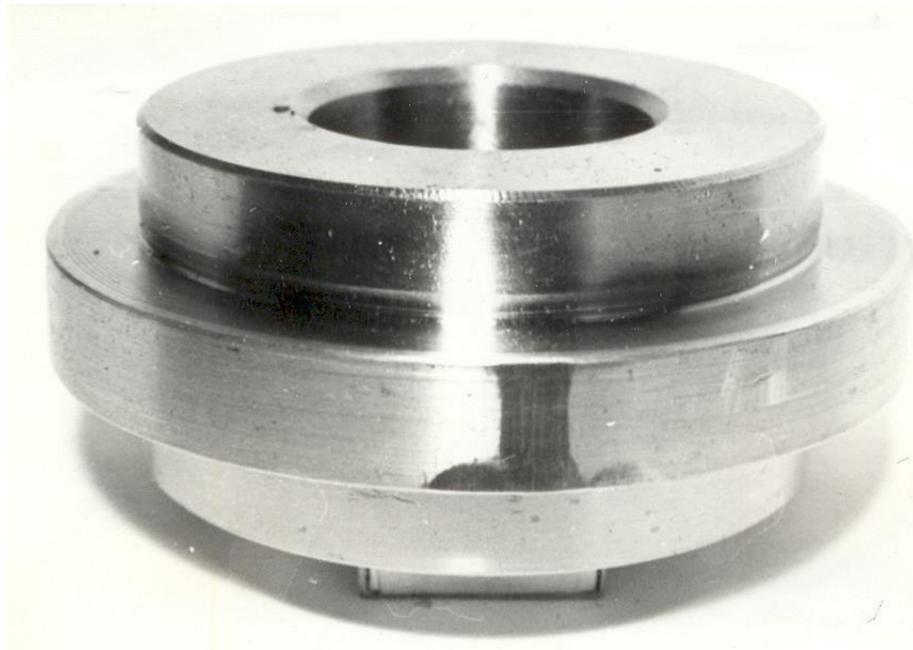


Рисунок 1.7 – Характерный износ поверхности поршня в начальный период приработки элементов сопряжения.

Кроме того, линейная интенсивность изнашивания штока и гильзы  $I_{Ш,Г}$ , а также поршня и направляющей втулки  $I_{П,В}$  обратно пропорциональна площади поверхности трения элементов, которая в соответствии с [153] может быть определена из выражений:

для штока и гильзы цилиндра

$$I_{Ш,Г} = \Theta_{2-3} \cdot r_{2,3} \cdot z \quad (1.1)$$

для поршня и направляющей втулки

$$I_{П,В} = \Theta_{1-4} \cdot r_{1,4} \cdot l_{1,4} \quad (1.2)$$

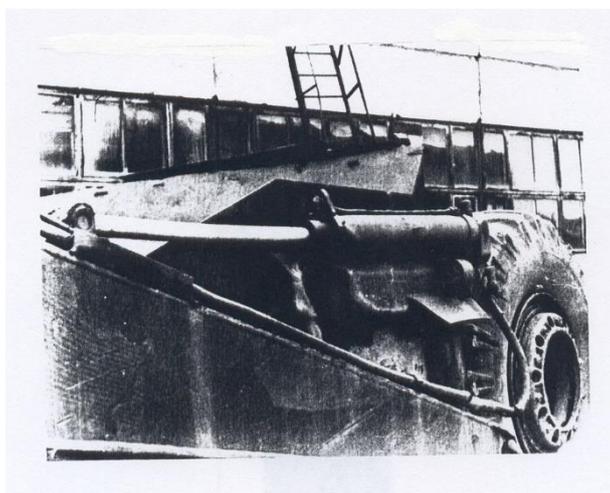
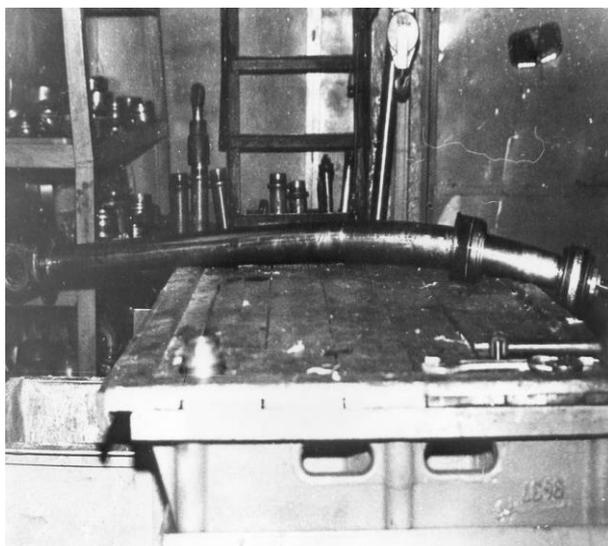
где:  $\Theta_{1-4}$  – углы контакта элементов сопряжения, зависят от нагрузки, свойств материала элементов, их размеров и геометрии;  $r_1 r_2 r_3 r_4$  – радиальный размер соответственно поршня штока, гильзы или втулки;  $z$  – длина хода штока гидроцилиндра;  $l_1$  и  $l_4$  – соответственно ширина поршня и направляющей втулки.

Наибольший износ возникает в поршнях и втулках гидроцилиндра дорожно-строительной машины. Причина в действующих в сопряжениях гидроцилиндра реакциях. Такой износ носит неравномерный характер по периметру и по длине. Как известно величина этого износа может достигать

значений  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м на сторону [27, 36, 150]. При этом износ штоков и гильз незначителен.

Основные причины нарушения работоспособности гидроцилиндров дорожно-строительных машин — это изгиб штока ухудшение состояния поверхности штока. Изгиб штока гидроцилиндра в границах  $(3 \dots 5) \cdot 10^{-3}$  м, [148], зафиксировано у 39% гидроцилиндров. Обнаружены изогнутые штоки даже у гидроцилиндров небольшого типоразмера, обладающих значительной жёсткостью. Довольно часты изгибы штоков, показанные на рисунке 1.8. В значительной степени изгибу подвержены штоки длинномерных гидроцилиндров дорожно-строительных машин, например гидроцилиндры рукояти экскаватора.

Произведен так же анализ состояния уплотнителей гидроцилиндров (Рис. 1.9). При этом было установлено, 100% уплотнителей, грязесъемников и направляющих имеют микрповреждения на рабочих плоскостях совпадающие с направлением движения штока гидроцилиндра. Причиной их появления является попадание абразивных частиц на поверхность уплотнителей и воздействие на них острыми краями царапин и задиров.



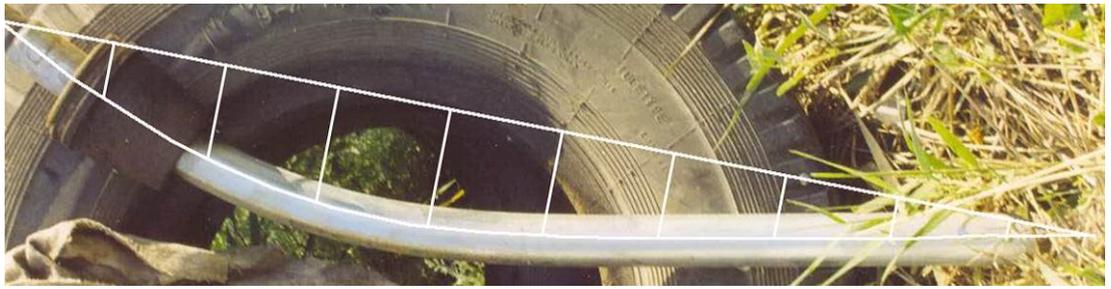


Рисунок 1.8 – Искривление штоков.

Выявлено также что изнашивается и противоположная сторона уплотнителей из-за движения в посадочном гнезде. Выявлено, что износ уплотнителей имеет односторонний характер. Это обстоятельство объясняется эксцентричным размещением в посадочном гнезде по причине износа элементов, гидроцилиндра, таких как поршень и втулка (Рис. 1.9).

Износ сферических подшипников проушин гидроцилиндров дорожно-строительных машин встречается очень часто и обусловлен абразивным изнашиванием (рис 1.10).

Полностью или частично разрушен сферический подшипник у 6% гидроцилиндров (Рис.1.11).



Рисунок 1.9 – Характерный износ уплотнителя.



Рисунок 1.10 – Изношенная поверхность элемента сферического подшипника проушины.



Рисунок 1.11 – Частичное разрушение элемента сферического подшипника проушины штока.

Для определения величины износа принимаем, что исходные размеры подшипника были в пределах середины поля допуска. Количественно величины износа определялись для III-IV размерных групп, как наиболее распространенных.

При проведении измерений основное внимание уделялось втулкам и поршням гидроцилиндров дорожно-строительных машин штоки которых имели изгиб более допустимого значения, указанного в литературе [154-157].

Измерения выполнялись при помощи стандартного измерительного инструмента.

Всего обследовано 79 гидроцилиндров, что удовлетворяет объёму выборки, известному из работы И.О. Фроловым [148] по методу, из литературы [158, 159]. Так как втулки имеют односторонний износ сначала определялась точка наибольшего износа.

Также измерения проводились для штоков у которых зафиксирован эксплуатационный изгиб.

#### **1.4. Статистика отказов гидроцилиндров дорожно-строительных машин**

Как следует из ряда литературных источников на долю гидроцилиндров выпадает значительная часть отказов (до 37%) гидропривода дорожно-строительной машины. Кроме того отмечается что фактическая наработка на отказ в 2-3 раза ниже гарантируемой заводом-изготовителем [27, 36, 150, 160, 161]. В ряде исследований описываются обследования гидравлических экскаваторов III-V групп в реальных условиях эксплуатации. В результате было установлено, что процент выхода из эксплуатации для гидроцилиндров доходит до 80% [145]. Одна из основных причин — это нарушение герметичности уплотнительных узлов [145, 164-165]. Установлено, что на сопряжение шток-втулка приходится 52% [145], а на сопряжение поршень-гильза - 40% [146, 147]. Повреждения штока занимают до 24% отказов [145, 148, 150, 166-168], для повреждений гильзы этот показатель 10% [148, 166, 167, 169-171].

Анализ положений работ [27, 36] и сведения, почерпнутые из многочисленных литературных источников [146-148, 150, 166, 167, 169, 172-181], позволили количественно оценить надёжность гидроцилиндров ДСМ (Табл. 1.1-1.3).

В некоторых работах рассматривается работоспособность гидроцилиндров больших типоразмеров специального назначения, выпускаемых небольшими партиями [182] (Табл. 1.4).

Из всего вышеизложенного следует, что надёжность и работоспособность

гидроцилиндров рабочего оборудования дорожно-строительных машин с гидроприводом невысокая, процент выходов из строя большой, уменьшается крайне медленно [27, 36].

Таблица 1.1 – Параметры надёжности элементов гидроцилиндров

Наименование детали или сборочной единицы гидроцилиндра	Интенсивность отказов $10^{-6}$ час <sup>-1</sup>	Наработка на отказ, $10^{+5}$ циклов	Вероятность отказа
Гильза (корпус)	0,12	8	0,096
Шток	0,20	3	0,060
Поршень, крышка	0,15	6	0,090
Уплотнение подвижное	0,50	2	0,100
Уплотнение неподвижное	0,30	3,3	0,099
Резьбовое соединение	0,10	8	0,080
Проушины и упоры	0,08	9	0,072

Проанализировав вышесказанное, можно заключить, наибольшее влияние на работоспособность гидроцилиндров дорожно-строительных машин оказывает износ втулок и поршней.

Таблица 1.2 – Параметры надёжности гидроцилиндров экскаваторов

Виды отказов	Вероятность отказа для экскаваторов			
	ЭО-3322	ЭО-4121	ЭО-4321	ЭО-5122
Течь через уплотнитель штока	0,136-0,520	0,425	0,091	0,390-0,667
Изгиб штока:				
всего	0,024-0,1	0,1	-	-
стрелы	-	-	-	0,333
рукояти	-	-	-	0,111
ковша	-	-	-	0,555
Повреждение проушин	0,080	-	0,182	1,0
Повреждение и износ поршня	-	0,050	0,091	-
Износ грязесъёмника	-	-	0,091	-

Таблица 1.3 – Последовательность определения технического состояния гидроагрегатов одноковшовых экскаваторов

Наименование гидроагрегата	Вероятность отказа гидроагрегата
Сдвоенный аксиально-поршневой гидронасос	0,133
Гидрораспределитель	0,203
Гидроцилиндры рабочего оборудования	0,549
Гидромоторы	0,115

Таблица 1.4 – Характеристики надёжности основных элементов гидроцилиндров одноковшовых экскаваторов

Наименование детали или сборочной единицы гидроцилиндра	Интенсивность отказов, $10^{-6}$ час <sup>-1</sup>	Наработка на отказ, $10^{+5}$ циклов	Вероятность отказа
Гильза	0,12	8	0,096
Шток	0,20	3	0,060
Поршень, крышка	0,15	6	0,090
Уплотнение подвижное	0,50	2	0,100
Уплотнение неподвижное	0,30	3,3	0,099
Резьбовое соединение	0,10	8	0,080
Проушины и упоры	0,08	9	0,072

Таким образом, снижение интенсивности изнашивания направляющих гидроцилиндра позволит повысить его герметизирующую и несущую способности, а также обеспечить работоспособность и повысить надёжность гидроагрегата в целом.

### **1.5. Анализ известных конструктивных решений поддержки гидроцилиндра**

Существующие конструкции гидроцилиндров возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком (Рис. 1.1) содержат корпус с крышками, поршень с направляющими элементами, шток и уплотняющее устройство штока, установленное на крышке с направляющей втулкой [27, 36, 41-47].

Основным недостатком названного устройства является то, что до приложения продольного сжимающего усилия, то есть до момента создания рабочего толкающего усилия гидроцилиндра он имеет прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных длинномерных

элементов (штока и гильзы), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – гильза», «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления его элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на прямолинейность изготовления длинномерных деталей, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов [149, 183-185].

В процессе функционирования, как правило, наклонно расположенный гидроцилиндр подвержен продольно-поперечному изгибу и не является устойчивым. При этом предельная величина продольного сжимающего усилия значительно меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня, из чего следует, что стержень, имеющий начальное искривление, в нашем случае силовой гидроцилиндр, более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его элементов остаточных, пластических деформаций, нежели прямолинейный, расположенный вертикально, то есть с позиций прочности, обладает меньшей надёжностью [183, 186].

После приложения продольного сжимающего усилия, то есть при подачи под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается [149, 183, 185, 187-193] и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, могущего вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра и последующей потере гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра [27, 34, 36, 149].

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла строительной машины, например, одноковшового экскаватора, и в данном случае, является функцией сопротивления копанию грунта [36, 187]. Это усилие может скачкообразно меняться по мере увеличения этого сопротивления, например, при соприкосновении движущегося ковша экскаватора с непреодолимым препятствием (скала, валун и т.д.).

Одновременно, такое функциональное расположение силового гидроцилиндра под нагрузкой приводит к увеличению реакций в его подвижных герметизируемых сопряжениях, что значительно ухудшает условия работы элементов сопряжений «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», повышает в них температуру и увеличивает интенсивность изнашивания составляющих их элементов [27, 29, 36, 194-196].

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего опять-таки к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с бóльшей интенсивностью [197], следствием чего является снижение его надёжности и ресурса работоспособности, как по несущей [183], так и по герметизирующей способности [198].

Перечисленные недостатки традиционной конструкции гидроцилиндра могут быть устранены, в частности, путём приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной опорой [37, 186, 195, 199-203], а также Авторские свидетельства СССР №692949, №1191534, №1386758.

Известный [200] длинноходовой гидроцилиндр содержит корпус с двумя, с задним и передним элементами крепления. Применение жёсткого крепления корпуса гидроцилиндра позволяет несколько увеличить рабочий ход штока за счет повышения общей жёсткости системы. Однако данная конструкция требует соблюдения строгой соосности всех трех опор крепления корпуса и штока гидроцилиндра, что усложняет его конструкцию. Кроме этого, использование неподвижного промежуточного поддерживающего элемента крепления корпуса гидроцилиндра не устраняет больших реакций в элементах сопряжений «поршень – корпус» и «шток – направляющая втулка», являющихся результатом собственной деформации длинномерного штока под действием продольного сжимающего усилия. При этом в случае резкого изменения усилия на штоке

гидроцилиндра последний не имеет возможности занять устойчивое положение вследствие неподвижности переднего элемента крепления корпуса.

Известный из Патента РФ №2442028 гидроцилиндр, содержащий корпус с проушиной и двумя промежуточными поддерживающими опорами, имеет шток с проушиной и подвижной промежуточной опорой. Понятно, что конструкция с пятью опорами требует соблюдения ещё более строгой соосности всех опор крепления элементов гидроцилиндра, что также усложняет его конструкцию.

Однако основной недостаток перечисленных инженерных решений заключается в невозможности применения подобных гидроцилиндров в конструкции технических объектов, работа которых сопровождается изменением пространственного расположения гидроцилиндра относительно элементов рабочего оборудования, например в приводе рабочего оборудования одноковшового экскаватора, гидроцилиндры которого совершают угловые перемещения относительно проушины корпуса (Рис. 1.5).

Названный существенный недостаток устраняется, например, в гидроприводе, предложенном в Авторском свидетельстве СССР №1191534, в котором с целью обеспечения поддержки силового гидроцилиндра дополнительно установлен вспомогательный гидроцилиндр, выполняющий роль промежуточной сенсорной поддерживающей опоры его корпуса.

Основным недостатком упомянутой конструкции является его низкая надёжность в результате ориентации при выборе кинематической схемы поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным на изгибающий момент, а не на линейное сосредоточенное усилие, направленного поперек оси силового гидроцилиндра. Следствием этого является возможный S-образный перегиб последнего, приводящий к изгибу штока, росту реакции в трущихся сопряжениях силового гидроцилиндра, обрыву опорных проушин его штока и корпуса, а также вызывающий значительные знакопеременные напряжения изгиба в консольном элементе кинематической связи силового цилиндра со вспомогательным.

Кроме того, гидросвязь последнего с цилиндром управлением посредством использования трубопровода, значительной длины и возможно повышенных гидравлических сопротивлений, снижает его быстродействие по сравнению с силовым гидроцилиндром. В результате этого последний включается, нагружается и деформируется раньше, нежели создается и прикладывается к нему усилие поддержки вспомогательным гидроцилиндром.

Названный недостаток устраняется в известной из Авторского свидетельства СССР №1386758 гидросистеме, в которой используется вспомогательный гидроцилиндр, шарнирно соединенный с силовым и развивающий переменное по величине линейное сосредоточенное поддерживающее усилие, чем обеспечивается следящее поддерживающее усилие силового цилиндра при свободном изменении им своего пространственного расположения. (Рис. 1.12).

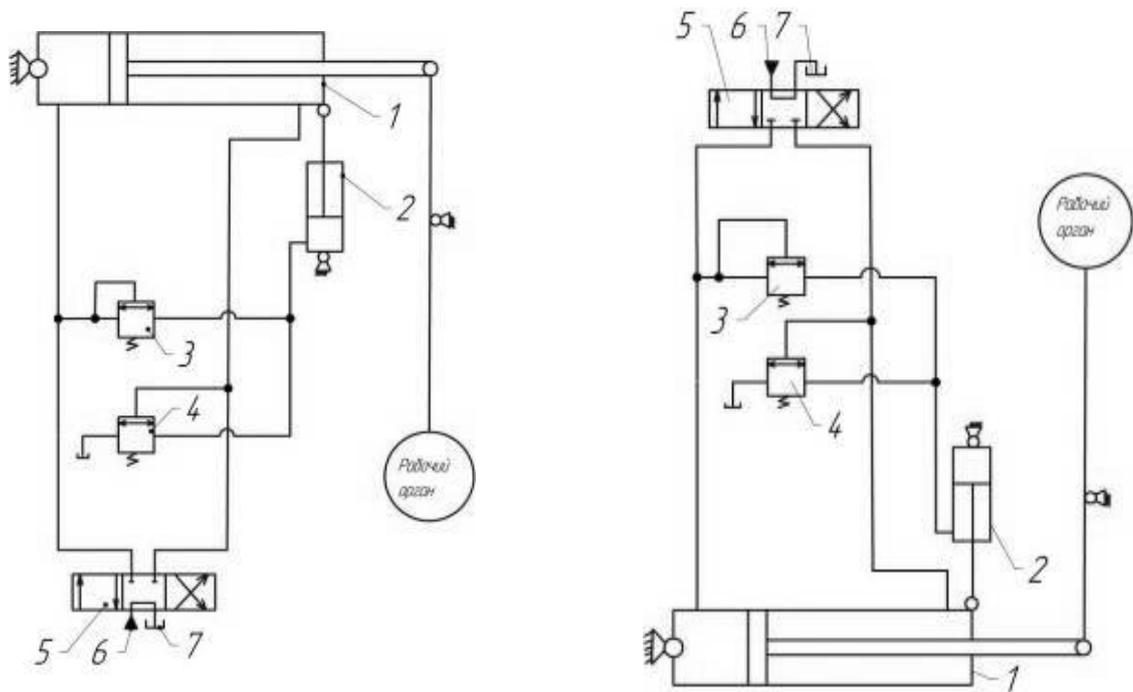


Рисунок 1.12 – Принципиальная гидросистема поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным снизу и сверху: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр; 3 – напорный клапан, 4 – предохранительный клапан; 5 – гидрораспределитель; 6 – источник питания; 7 – слив.

Основным недостатком названного прототипа является наличие

дополнительной гидролинии, соединяющей полость вспомогательного цилиндра через клапан давления со сливом, в результате чего увеличивается общее число гидролиний, связывающих гидросистему привода силового гидроцилиндра с источником питания и сливом с двух до трех. Этот недостаток ещё более проявляется на одноковшовых гидрофицированных машинах (одноковшовый экскаватор, фронтальный погрузчик, лесные манипуляторы и др.), содержащих несколько последовательно расположенных гидроцилиндров (гидроцилиндры стрелы, рукояти и ковша). Так, после ковша число гидролиний становится – три, после рукояти – шесть, после стрелы – девять. Вместо двух, четырех и шести, соответственно. Как следствие, усложнение конструкции гидросистемы, повышение её материалоемкости.

Кроме того, наличие гидролинии значительной длины способствует повышению давления слива в полости вспомогательного гидроцилиндра из-за возросшего гидравлического сопротивления, особенно при низких температурах окружающего воздуха и повышения вязкости рабочей жидкости. При этом давление слива должно стремиться к нулю. В противном случае на штоке вспомогательного цилиндра создается усилие поддержки силового цилиндра, когда таковое не желательно, так как последний работает на растяжение и не прогибается. Как следствие снижение надёжности гидросистемы.

Перечисленные недостатки устраняются путём подключения клапана, соединенного с полостью вспомогательного цилиндра, к поршневой полости силового (Рис. 1.13).

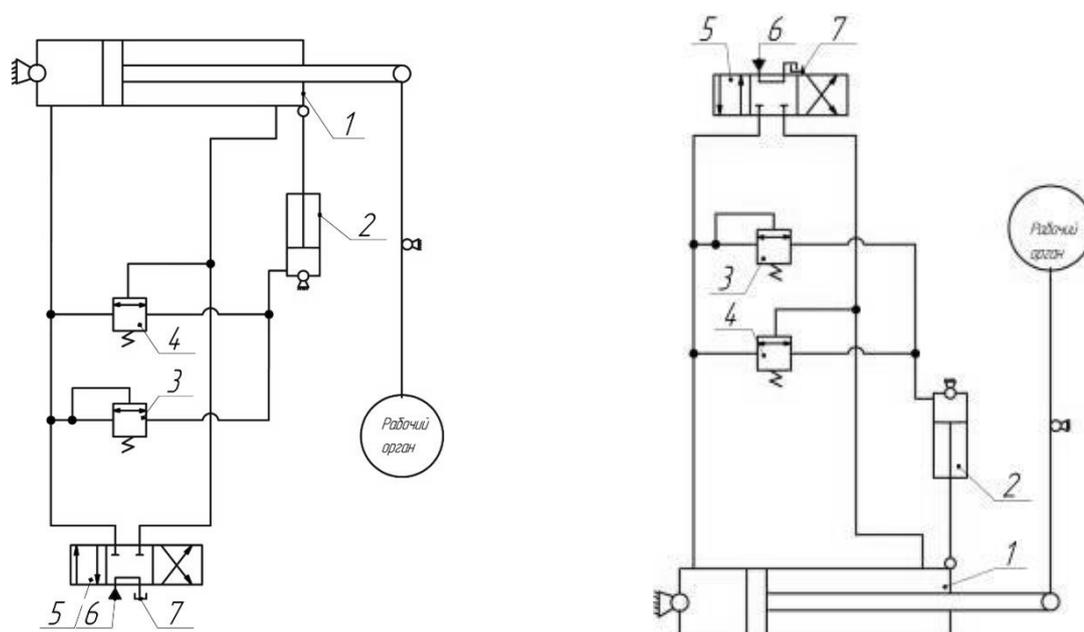


Рисунок 1.13 – Принципиальная гидросистема поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным снизу и сверху: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр; 3 – напорный клапан, 4 – предохранительный клапан; 5 – гидрораспределитель; 6 – источник питания; 7 – слив.

При подаче жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 (Рис. 1.13), что приводит к его продольно-поперечному нагружению и вызывает максимальный прогиб, вследствие срабатывания предохранительного клапана 3 включается в действие вспомогательный гидроцилиндр 2, выполняющий роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоры силового цилиндра 1. Давление срабатывания клапана 3, выбранное из условия обеспечения цилиндром 2 приведения цилиндра 1 в устойчивое положение, позволяет цилиндру 2 компенсировать все возможные, а также накопленные за период простоя прогибы гидроцилиндра 1, включая и те, что произошли из-за внутренних перетечек рабочей жидкости через уплотнения гидроцилиндра 2. Вытесняемая движущимся поршнем из штоковой полости цилиндра 1 жидкость поступает через распределитель 5 на слив 7. Эксплуатационное колебание нагрузки на штоке гидроцилиндра 1 через давление жидкости в его поршневой полости и полости вспомогательного цилиндра 2, связанной с первой, отражается на величине требуемого толкающего, тянущего поддерживающего усилия на его штоке, чем достигается сенсорное по нагрузке действие вспомогательного

цилиндра 2.

При подаче рабочей жидкости в штоковую полость цилиндра 1, не требующий из-за его растяжения поддержки вспомогательным цилиндром 2, жидкость из его штоковой полости включает клапан давления 4, соединяя полость цилиндра 2 с поршневой полостью силового 1, уже соединенной со сливом 7. Вытесняемая движущимся поршнем жидкость из поршневой полости силового цилиндра 1 через распределитель 5 также поступает на слив 7. При этом в случае возможных угловых перемещений цилиндра 1, например, в треугольной схеме привода рабочего органа, шток вспомогательного цилиндра 2 совершает как выдвижение, так и обратный ход. В этом случае гидролиния, соединяющая полость последнего с поршневой полостью силового цилиндра 1, исполняет роль слива минимальной длины с минимальными гидравлическими сопротивлениями. У прототипа же возможное всасывание жидкости происходит непосредственно из слива 7 (как правило, из гидробака машины) по длинным сочлененным (металлические трубопроводы и гибкие шланги высокого давления) гидролиниям со значительными гидравлическими сопротивлениями, что нежелательно и снижает надёжность гидросистемы и машины в целом.

Таким образом, в описанной гидросистеме достигается повышение надёжности, упрощение конструкции гидросистемы и снижение её материалоемкости.

Основным недостатком гидросистем (Рис. 1.12 и 1.13) является их низкая надёжность вследствие возможного рассогласования требуемого поддерживающего усилия на штоке вспомогательного цилиндра для приведения силового из состояния продольно-поперечного изгиба в положение продольной устойчивости и развиваемого в действительности вспомогательным цилиндром. Это наиболее вероятно при изменении угла наклона к горизонту силового гидроцилиндра, сопровождающееся изменением величины поперечных нагрузок, и незначительно сопряжено с перемещением его штока, влияющим на значение прогиба силового цилиндра. Усилие на штоке вспомогательного цилиндра, полость которого соединена через предохранительный клапан с

поршневой полостью силового цилиндра, является результатом лишь развиваемого в нём давления жидкости в процессе функционирования без учета пространственного расположения силового цилиндра. Последнее же, увеличивая или снижая поперечные нагрузки, влияет на величину необходимого усилия на штоке вспомогательного цилиндра.

Кроме этого недостатком известных гидросистем является их низкая надёжность вследствие возможного первоочередного включения силового гидроцилиндра, а не поддерживающего его вспомогательного. Это объясняется более высоким гидравлическим сопротивлением и значительной длиной линии питания вспомогательного цилиндра по сравнению с силовым.

Перечисленные недостатки устраняются путём установки параллельно соединённых, разнонаправленных напорного и обратного клапанов между предохранительными клапанами и поршневой полостью силового гидроцилиндра и между клапанами давления и его штоковой полостью (Рис. 1.14).

По аналогии с известными эта гидросистема (Рис. 1.14) содержит силовой и вспомогательный гидроцилиндры, предохранительный клапан и клапан давления. Поршневая и штоковая полости силового гидроцилиндра подключены через распределитель к источнику питания и сливу, а вспомогательный гидроцилиндр, шток которого кинематически связан с корпусом силового, выполнен однополостным, полость которого подключена к выходу предохранительного клапана, сообщенного входом с поршневой полостью силового гидроцилиндра, и ко входу клапана, полость гидроуправления которого сообщена со штоковой полостью силового цилиндра.

В отличие от известных названная гидросистема с целью устранения вышеприведённых недостатков снабжена параллельно соединёнными, разнонаправленными напорными и обратными клапанами, установленными между предохранительными клапанами и поршневой полостью силового цилиндра и между клапанами давления и его штоковой полостью. Кроме того,

клапан давления и предохранительный клапан настраиваются на давление срабатывания, меньше нежели аналогичного для клапанов.

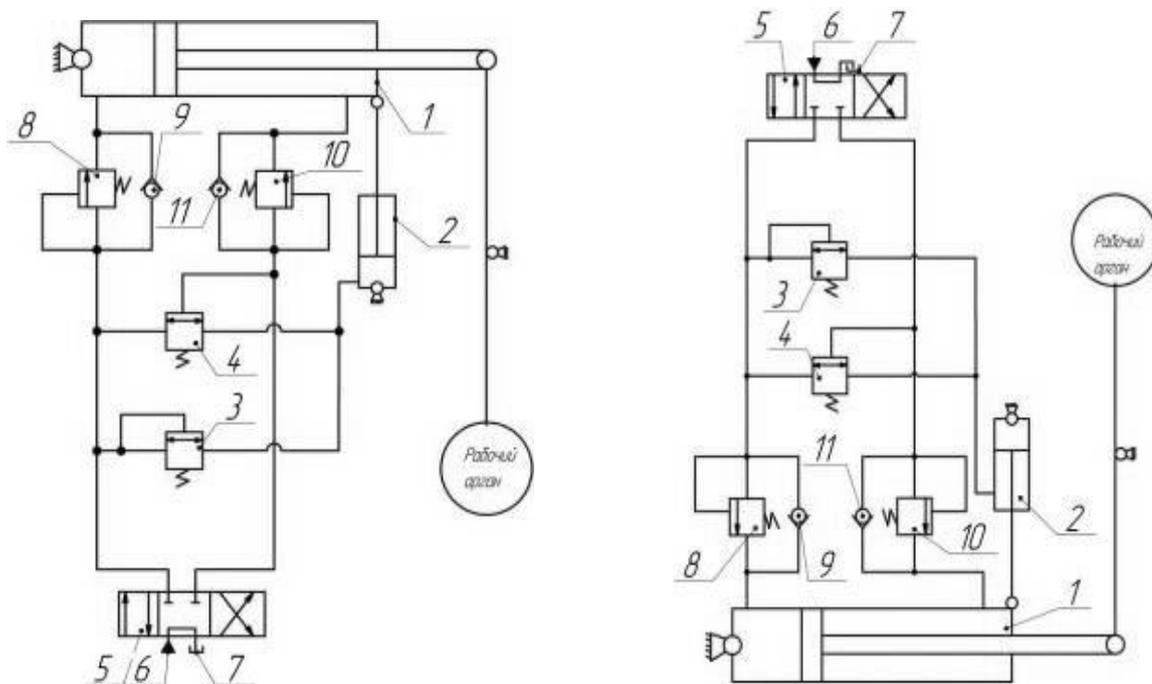


Рисунок 1.14 – Принципиальная гидросистема поддержки силового гидроцилиндра вспомогательным снизу и сверху: 1 – силовой гидроцилиндр; 2 – вспомогательный гидроцилиндр; 3 – напорный клапан, 4 – предохранительный клапан; 5 – гидрораспределитель; 6 – источник питания; 7 – слив; 8, 10 – напорный клапан; 9, 11 – обратный клапан.

Таким образом, вследствие произведенных дополнений и изменений гидросопротивлений линий питания силового гидроцилиндра становится больше гидросопротивления линии питания вспомогательного гидроцилиндра.

При подаче жидкости в поршневую полость силового гидроцилиндра 1 (Рис. 1.14), что приводит к его продольно-поперечному нагружению и вызывает максимальные поперечные деформации в виде прогиба, вследствие разности давления срабатывания предохранительного клапана 3 и напорного 8, первый, открывшись, включает в действие вспомогательный гидроцилиндр 2, выполняющий роль сенсорной по нагрузке поддерживающей опоре силового цилиндра 1. Давление срабатывания клапана 3, выбранное из условия обеспечения цилиндром 2 приведения 1 в устойчивое положение, позволяет цилиндру 2 компенсировать все возможные, а также накопленные за период

простая прогибы гидроцилиндра 1, включая и те, что произошли из-за внутренних перетечек рабочей жидкости через уплотнения гидроцилиндра 2. Вслед за этим открывается напорный клапан 8, включая в работу силовой цилиндр 1, уже находящийся, благодаря действию цилиндра 2, в устойчивом положении. Вытесняемая движущимся поршнем из штоковой полости цилиндра 1 жидкость через обратный клапан 11 поступает далее через распределитель 5 на слив 7. Эксплуатационное колебание нагрузки на штоке гидроцилиндра 1 через давление жидкости в его поршневой полости и полости, вспомогательного цилиндра 2, связанной с первой, отражается на величине требуемого толкающего, тянущего поддерживающего усилия на него штоке, чем достигается сенсорное по нагрузке действие гидроцилиндра 2.

При подаче через распределитель 5 рабочей жидкости в штоковую полость цилиндра 1, не требующей вследствие растяжения последнего его поддержки вспомогательным 2, сначала в результате разности давления срабатывания клапана давления 4 и напорного клапана 10, открывается клапан 4, соединяя со сливом 7 полость цилиндра 2, а затем – клапан 10, включающий в действие уже разгруженный от нежелательного в этом случае воздействия вспомогательного 2 гидроцилиндр 1. Вытесняемая движущимся поршнем жидкость из поршневой полости силового цилиндра 1 через обратный клапан 9 поступает далее через распределитель 5 на слив 7. При этом в случае возможных кинематически обусловленных угловых перемещений цилиндра 1 со стороны вспомогательного 2 в результате связи его полости через клапан 4 со сливом, постоянно заполненным рабочей жидкостью, вытесняемой из поршневой полости цилиндра 1, не действуют никакие дополнительные сопротивления, например, из-за всасывания жидкости непосредственно из слива 7 (как правило, из гидробака машины), что нежелательно.

Таким образом, использование этой гидросистемы, обеспечивающей быстрое действие вспомогательного цилиндра по отношению к силовому без использования каких-либо дополнительных элементов электроуправления и

источников питания, позволяет повысить надёжность гидрофицированной ДСМ в целом.

Очевидно, описанные схемы представляют известный интерес и должны приниматься во внимание при разработке перспективной схемы поддержки гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

### **1.6. Постановка цели и определение задач исследования**

Таким образом, как следует из всего вышеописанного, основным недостатком существующей конструкции наиболее распространённого на ДСМ гидроцилиндра возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком является то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов.

При подаче жидкости в поршневую полость гидроцилиндра полная деформация гидроцилиндра увеличивается и, будучи плечом приложения продольного толкающего (сжимающего) усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, создающего критические напряжения и, соответственно, вызывающего появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра с последующей потерей гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра.

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла ДСМ, например, одноковшового экскаватора, и, в данном случае, является функцией сопротивления копанью неоднородного грунта.

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов сопряжений «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра, приводящего, опять-таки, к увеличению его полной деформации и, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с ещё большей интенсивностью, следствием чего является снижение его надёжности, как по несущей, так и по герметизирующей его способностям. В большей степени это относится к длинномерным гидроцилиндрам дорожно-строительных машин.

Перечисленные недостатки традиционной конструкции могут быть устранены путём приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

Из вышесказанного следует, что целью данной работы является разработка методики обеспечения работоспособности длинномерных гидроцилиндров, дорожно-строительных машин, посредством приведения их из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому.

Поставленная цель достигается путём решения ряда следующих задач:

- оценка условий эксплуатации, рабочего процесса, кинематических и нагрузочных характеристик гидроцилиндров привода рабочего оборудования гидрофицированных ДСМ, влияющих на их надёжность и работоспособность;
- уточнение комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра;
- создание математической модели работоспособности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой;
- создание критерия, классифицирующего гидроцилиндр как длинномерный;
- разработка принципиальной схемы промежуточной сенсорной поддерживающей опоры гидроцилиндра и исследование её характеристик;

- выработка научно–обоснованных практических рекомендаций по модернизации рабочего оборудования многозвенной гидрофицированной ДСМ.

При этом в связи с тем, что наиболее предпочтительным вариантом крепления гидроцилиндра (Раздел 1.1), в частности, привода рукояти ДСМ является его крепление на проушинах (Рис. 1.15.а), а наименее распространённым – на проушине и цапфе (Рис. 1.15.б), в представленной работе рассматривается вариант промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 2.3.а), пригодный для случая, представленного на рисунке 1.15.а с экстраполяцией полученных результатов исследования на вариант крепления гидроцилиндра на проушине и цапфе с внешней сенсорной поддерживающей опорой (Рис. 2.3.б).

Под термином «работоспособность» согласно ГОСТ 27.002-89 «Надёжность в технике. Основные термины. Понятия и определения» понимается состояние объекта, при котором значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и (или) конструкторской (проектной) документации.

Под термином «надёжность» согласно этому же документу понимается свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования.

При этом надёжность является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его применения может включать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость или определённые сочетания этих свойств.

а.



б.



Рисунок 1.15 – Варианты крепления гидроцилиндра привода рукояти одноковшовой гидрофицированной ДСМ.

Здесь безотказность – свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

Долговечность – свойство объекта сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ремонтопригодность – свойство объекта, заключающееся в приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путём технического обслуживания и ремонта.

Сохраняемость – свойство объекта сохранять в заданных пределах значения параметров, характеризующих способности объекта выполнять требуемые функции, в течение и после хранения и/или транспортирования.

Количественно вышперечисленные качественные свойства надёжности оцениваются соответствующими показателями [207].

### **1.7 Выводы по главе.**

Сделан анализ конструктивных особенностей гидроприводов дорожно-строительных машин, определены основные причины снижения работоспособности гидроцилиндров дорожно-строительных машин и их элементов, представлена статистика отказов, проведён анализ известных на сегодняшний день конструкций гидроцилиндров с промежуточными опорами, определены цели и задачи исследования.

## ГЛАВА 2. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И НАГРУЖЕНИЕ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДСМ

### 2.1. Условия эксплуатации гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

Характеристики, описывающие условия работы гидроцилиндров рабочего оборудования дорожно-строительных машин могут быть разбиты на две группы [204-206]. Одна это внешние факторы и влияние окружающей среды, другая внутренние, такие как состояние рабочей среды строительно-дорожной машины. Первую группу описывают такие характеристики как давление воздуха, температура, влажность, величина запылённости окружающего воздуха в месте эксплуатации дорожно-строительной машины, вторую группу описывают такие характеристики как рабочее давление рабочей жидкости в гидросистеме, чистота рабочей жидкости, ее температура, вязкость, плотность и насыщенность газами и другие.

Нормальные значения этих величин считаются следующие [204] температура воздуха  $20 \pm 10^\circ \text{C}$ , влажность  $60 \pm 20\%$ , давление  $1000 \pm 67 \text{ ГПа}$ , отсутствие пыли.

В процессе эксплуатации температура воздуха может быть в следующих границах: для промышленного гидропривода эксплуатирующегося в помещении  $0...+35^\circ \text{C}$ ; для гидропривода эксплуатирующегося вне помещений  $-35^\circ ...+35^\circ \text{C}$  при этом наиболее часты температуры в пределах  $-15^\circ ... +15^\circ \text{C}$ ; гидроприводы, эксплуатирующиеся в северных районах не ниже  $-55^\circ \text{C}$ ; для гидроприводов тропического исполнения в пределах  $-10^\circ ... +55^\circ \text{C}$  и для гидроприводов тропического исполнения во влажном климате в пределах  $+3^\circ ... +45^\circ \text{C}$  [70, 204, 207, 208]. От температура значительно зависит надёжность и работоспособность гидропривода дорожно-строительной машины [204, 209]. Повышение температуры приводит к ухудшению механических свойств материалов [204, 209, 210], следовательно снижается величина модуля упругости, снижается величина предела прочности, ускоряется процесс состаривания резиновых и полимерных материалов, снижается вязкость масел и смазок, ускоряется процесс

окисления масел. Низкая температура окружающей среды также приводит к ряду проблем, таких как уменьшение прочности большого количества видов материалов, снижение пластичности материалов, увеличение хрупкости материалов, повышение вязкости смазок [207, 210-214].

Дорожно-строительные машины значительную часть времени эксплуатируются в условиях повышенной влажности окружающего воздуха. Так, в весенне-осенний период влажность часто бывает 100% или близкой к этому, при температуре окружающего воздуха в пределах  $-15^{\circ} \dots +15^{\circ} \text{C}$  [206]. Повышенная влажность существенно влияет на работоспособность гидропривода дорожно-строительных машин. Влага различными способами проникает внутрь узлов и агрегатов гидропривода [215], приводит к возникновению коррозии материалов гидропривода, приводит к изменению механических, электрических и химических свойств [204, 206, 216-221].

Наличие пыли также оказывает значительное влияние на работоспособность гидроприводов дорожно-строительных машин [204, 205, 222]. Запыленность воздуха в процессе эксплуатации дорожно-строительных машин может быть в пределах  $0,5 \dots 2,1 \text{ г/м}^3$  [206]. В воздухе всегда есть пыль и ее количество может сильно изменяться в пределах  $10-200000 \text{ г/м}^3$ . Крупность отдельных частиц обычно  $\leq 50 \text{ мкм}$ , при этом значительная доля пылевой массы имеет размеры примерно  $10 \text{ мкм}$ . Химический состав пыли, примерно следующий: до 80% пыли состоит из кварца с твердостью по шкале Мооса 7 единиц, до 17% пыли состоит из окиси алюминия с твердостью 9 единиц, также присутствует полевой шпат с твердостью  $6 \dots 6,5$  единиц и многие другие вещества. Надо учитывать, что твердость железа 4,4, меди 3,0, алюминия 2,9 единиц соответственно [206]. Из всего вышесказанного следует, что размер значительной доли частиц сравним с зазором в сопряжениях элементов гидропривода, что приводит к сужению и полному перекрытию отверстий и каналов внутри гидропривода [204, 206, 223, 224]. Твердость некоторых частиц пыли значительно превосходит твердость материалов из которых изготовлены элементы гидропривода, что приводит к абразивному износу элементов

гидросистемы, появлению царапин, повреждения поверхностей, ускорению износа [153, 174, 204, 224-226]. Пыль из воздуха проникает в гидробаки через дренажи и сопряжения [223], а также заливные горловины при заправке гидропривода дорожно-строительной машины. Кроме того, пыль проникает в гидросистему при изготовлении элементов гидропривода и сборке или ремонте [206, 215]. Кроме того, рабочая жидкость загрязняется продуктами абразивного износа элементов гидропривода. Также в рабочей жидкости может присутствовать вода, смолы, растворенные газы, бактерии. Все это оказывает отрицательное воздействие на работоспособность гидропривода [206].

Чистота рабочей жидкости гидроприводов дорожно-строительных машин регламентируется отечественными и международными стандартами. В ГОСТ 17216–71 определены 19 классов чистоты рабочей жидкости. Каждому классу соответствует определённое число содержания частиц различного размера на  $100 \text{ см}^3$  жидкости. В системе стандартизации ИСО/ТК131 классы чистоты рабочей жидкости определены по числу содержащихся частиц размерами более 15 мкм [206]. Как следует из этого стандарта для дорожно-строительных машин может использоваться рабочая жидкость с классами чистоты 15000, 21000, 100000, 600000.

Загрязнение рабочей жидкости дорожно-строительных машин в процессе эксплуатации отрицательно сказывается на надёжности и работоспособности гидропривода и существенно сокращает срок его службы [153, 174, 176, 204–207, 224–227]. Из работы [228] известно, что увеличение тонкости очистки с 25 до 5 мкм увеличивает срок службы гидропривода дорожно-строительной машины в 5-7 раз [204, 222].

В ряде известных работ рассматривается давление рабочей жидкости в гидроприводах дорожно-строительных машин [41-43, 63, 70, 82-84, 93, 144, 157, 229]. Согласно ГОСТ 6540-68 давление рабочей жидкости для гидропривода дорожно-строительных машин должно быть в пределах 0,63 ... 63,0 МПа.

Температура рабочей жидкости в гидроприводах дорожно-строительных машин зависит от температуры атмосферного воздуха окружающей среды и

интенсивности их работы [205]. Для закрытых отапливаемых помещений температура жидкости находится обычно в пределах  $50^{\circ} \dots 60^{\circ} \text{C}$  при наличии водяного охлаждения и  $70^{\circ} \dots 80^{\circ} \text{C}$  при воздушном [206]. Для дорожно-строительных машин с воздушным охлаждением обычно находится в пределах на  $40^{\circ} \dots 60^{\circ} \text{C}$  выше температуры окружающей среды. Температуры эксплуатации гидропривода иногда могут быть в пределах  $-70^{\circ} \dots +200^{\circ} \text{C}$  [41, 42]. В среднем номинальная температура рабочей жидкости для большинства гидроприводов дорожно-строительных машин находится в пределах  $30^{\circ} \dots 70^{\circ} \text{C}$ .

Вязкость рабочей жидкости гидроприводов дорожно-строительных машин рассмотрена в ряде работ [41-43, 206, 230, 231] и находится в пределах  $10 \dots 45 \text{ сСт}$ , при температуре измерения  $+50^{\circ} \text{C}$ . Вязкость рабочей жидкости изменяется в зависимости от температуры, что отражено в ряде работ [204].

Газонасыщенность рабочей жидкости гидроприводов дорожно-строительных машин также влияет на работоспособность гидроприводов в целом и их элементов в частности [204]. Газонасыщенность характеризует наличие рабочей жидкости гидропривода нерастворённого газа, чаще всего атмосферного воздуха [206]. Газонасыщенность уменьшает модуль объёмной упругости жидкости, при этом уменьшается жёсткость гидропривода дорожно-строительной машины [204, 206, 232].

Все рассмотренные характеристики оказывают существенное влияние на работоспособность гидропривода дорожно-строительной машины в целом и его элементов в частности.

## **2.2. Рабочий процесс гидроцилиндров дорожно-строительных машин**

Описывая рабочий процесс гидроцилиндров дорожно-строительных машин необходимо отнести к основным характеристикам, описывающим его состояние такую как угол наклона по отношению к горизонту, величину выдвижения штока гидроцилиндра [27, 36].

В значительном количестве работ исследуется процесс эксплуатации

гидропривода дорожно-строительных машин, например [148, 160, 163, 164, 205].

В работе [165] определен ряд параметров работы гидроцилиндра, например получена зависимость среднеэквивалентного усилия на штоке, установлены значения величины хода штока в течении одного цикла экскавации, определены изменения значения усилия в зависимости от длины хода штока для всех гидроцилиндров дорожно-строительной машины таких как гидроцилиндр стрелы, рукояти и ковша. За рубежом, также проводились подобные исследования [22-24].

Расчётные схемы рассмотренные выше, позволяют исследовать положение гидроцилиндров рабочего оборудования дорожно-строительных машин по осциллограммам [145].

Существующие схемы, отраженные в работах [27, 36, 150, 222] при простоте использования позволяют проводить исследования с высокой достоверностью, дают возможность легко изменять марки дорожно-строительных машин и виды рабочего оборудования, что достигается благодаря принятию к рассмотрению схемы жестко связанных треугольников и выбора точек, определяющих схему точек центров осей шарниров с указанием расстояния между ними [27, 36, 150, 222].

Из работы [150] возможные диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров стрелы, рукояти, ковша экскаваторов ЭО-3322А и ЭО-4121А соответственно составили  $88^\circ$ ,  $103^\circ$ ,  $214^\circ$  и  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $191^\circ$ .

Диапазоны изменения пространственного расположения каждого из рассматриваемых гидроцилиндров только за счёт перемещения собственного штока для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаваторов ЭО-3322А и ЭО-4121А соответственно равны  $88^\circ$ ,  $9^\circ$ ,  $7^\circ$  и  $90^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $9^\circ$  [150]. Проверка расчётов, осуществлённая графическим методом, полностью подтвердила их достоверность.

В соответствии с положением работы [150] границы рабочих диапазонов изменения пространственного расположения гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша рабочего оборудования на примере одноковшового экскаватора ЭО-

3322А (обратная лопата), соответствующие режиму копания, составили соответственно  $14^\circ$ ,  $17^\circ$  и  $47^\circ$  с отсчётом по часовой стрелке от значений углов  $+84^\circ$ ,  $-19^\circ$  и  $-64^\circ$ . Рабочий угловой диапазон для гидроцилиндра стрелы экскаватора равен  $65^\circ$ . Для других гидроцилиндров эти величины определяются измерениями.

### 2.3. Режим работы гидроцилиндров дорожно-строительных машин

Режим работы гидроцилиндров дорожно-строительных машин характеризуется всем комплексом параметров, действующих на рабочее оборудование строительных машин в процессе эксплуатации, [42, 233]. При этом учитываются такие параметры как, коэффициент  $k_{Ш}$  использования дорожно-строительной машины по времени, [235, 236], коэффициент  $k_{П}$  интенсивности эксплуатации гидропривода [205], коэффициент  $k_{ПУ}$ , учитывающий характер работы, число  $Ч_{ПЧ}$  включений гидропривода [205], коэффициент  $k_{ГД}$  интенсивности динамического режима работы гидроцилиндра, коэффициенты  $k_{ГМН}$  и  $k_{ГНН}$  соответственно времени работы гидроцилиндра под нагрузкой для моторного и насосного ходов [27, 36].

В процессе эксплуатации дорожно-строительной машины часто возникает ситуация, когда гидроцилиндры, находящиеся в статическом положении, нагружаются вследствие работы других элементов привода, таких как гидроцилиндры, гидроагрегаты или механизмы. Так гидроцилиндр поворота ковша экскаватора может нагружаться работающим гидроцилиндром рукояти. [27, 36]. Вследствие этого необходимо учитывать коэффициенты  $k_{ГСН}$  и  $k_{ГСБ}$  времени работы гидроцилиндра дорожно-строительной машины с нагрузкой и без нее.

Величины коэффициентов  $k_{ГД}$ ,  $k_{ГС}$  определяются с учетом конкретных условий эксплуатации и отражены в литературе [51, 54, 58, 145, 173, 205, 229, 237-247].

Кроме рассмотренных временных характеристик режима работы

гидросистем необходимо учитывать нагрузочные [42], к которым относятся такие как коэффициенты  $k_{ИН}$  интенсивности и  $k_{КН}$  концентрации нагрузки [213, 248].

Здесь под нагрузкой учитывается весь комплекс нагрузок, действующих на гидроцилиндр [148, 150, 160, 205].

Коэффициент долговечности  $k_D$  [187] а также эквивалентная нагрузка  $S_{ЭКВ}$  [213, 214].

Еще одна характеристика гидроцилиндра дорожно-строительных машин это скорость поршня  $dz/dt$  [132].

## 2.4. Эксплуатационные нагрузки гидроцилиндров дорожно-строительных машин

### 2.4.1. Статическое нагрузки на гидроцилиндр.

Из известной расчетной схемы [27, 36, 150, 175] эксплуатационного нагружения гидроцилиндра дорожно-строительной машины (Рис. 2.1), к статической нагрузке состоит из веса элементов гидроцилиндра, включая вес рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра. Эти силы распределены по длине. Исходя из этого запишем:

$$q_{1s} = G_1(l_1 + l_2)^{-1}|\cos\Theta|; \quad (2.2)$$

$$q_{2s} = G_2l_3^{-1}|\cos\Theta|; \quad (2.3)$$

$$q_{3s} = \pi(D_1^2 - D_2^2)\gamma g|\cos\Theta|/4; \quad (2.4)$$

$$q_{4s} = \pi D_1^2 \gamma g|\cos\Theta|/4; \quad (2.5)$$

Здесь:  $l_1 \dots l_3$  – геометрическиеразмеры (Рис. 2.1);  $D_1, D_2$  – величина диаметров поршня и штока;  $\Theta$  – угол наклона к горизонту [150, 212],  $G_1, G_2$  – веса штока и гильзы;  $g$  – ускорение силы тяжести;  $\gamma$  – масса рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра [41, 210, 211];.

Изменение угла  $\Theta$  изменяет нагруженность гидроцилиндра.

Реакций  $R_{AS}$  и  $R_{BS}$  от статической нагрузки (Рис. 2.1) описываются

формулой:

$$\begin{aligned}
 R_{As} = & \langle q_{1s}(l_1 + l_2)[l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2)/2 - l_6] + q_{2s}l_3(l_3/2 - l_6) + \\
 & + q_{3s}[l_2 - (l_0 + z) - l_4]\{l_3 - l_4 - [l_2 - (l_0 + z) - l_4]/2 - l_6\} + \\
 & + q_{4s}\{[l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2) - l_6]^2 - (l_6 - l_5)^2\}/2 \rangle \div \\
 & \div [l_3 + (l_0 + z) - l_6]
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned}
 R_{Bs} = & \langle q_{1s}(l_1 + l_2)^2/2 + q_{2s}l_3[l_3/2 + (l_0 + z)] + \\
 & + q_{3s}[l_2 - (l_0 + z) - l_4]\{l_2 - [l_2 - (l_0 + z) - l_4]/2\} + \\
 & + q_{4s}[l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2) - l_5]\{(l_1 + l_2) + \\
 & + [l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2) - l_5]/2\} \rangle / [l_3 + (l_0 + z) - l_6],
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Здесь:  $l_0, l_4 \dots l_6$  – геометрические размеры (Рис. 2.1);  $z$  – величина выдвигания штока.

Изменение величин  $\Theta$  и  $z$  изменяются величины реакций  $R_{As}$  и  $R_{Bs}$  [27, 36, 150, 212].

Усилие  $P_s$  [27, 36, 150, 173, 208, 213, 214] относим к статической нагрузке, как и момент  $M_{A,Bs}$ . Значение усилия  $P_s$ , [217-224] описывает [41-43, 157] выражение

$$P_s = \pi [D_1^2 p_1 - (D_1^2 - D_2^2) p_2] k_k / 4, \tag{2.8}$$

здесь:  $p_1, p_2$  – давление рабочей в полостях гидроцилиндра [42, 83, 222, 229];  $k_k$  – КПД гидроцилиндра.

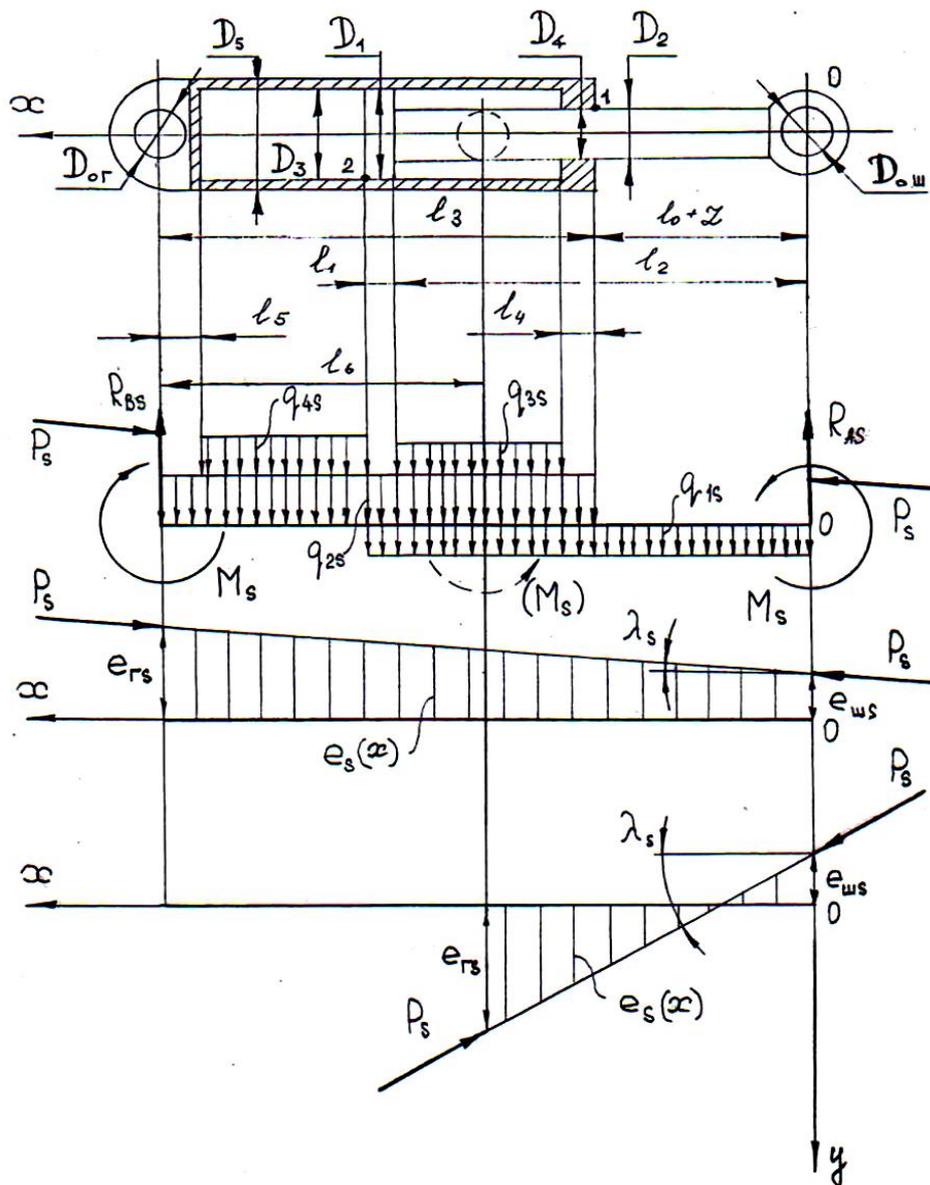


Рисунок 2.1 – Расчётная схема нагружения гидроцилиндра статической нагрузкой.

Момент  $M_{A,BS}$ , от эксцентриситета в опорах  $P_S$  [148, 150, 175, 225],

$$M_{A,BS} = P_S e_{A,BS} = P_S D_0 \left\{ \sin \left[ \arctg k_f + \arctg \left( R_{A,BS} / P_S \right) \right] \right\} / 2, \quad (2.9)$$

Здесь:  $D_0$  – величина диаметра опорных подшипников;  $e_{A,BS}$  – статический эксцентриситет усилия  $P_S$ ,  $k_f$  – коэфф. трения в опорных подшипниках [27, 36, 156, 213].

Для описания эпюры распределения величины последнего из перечисленных выше параметров, а также значения момента  $M_{A,BS}$  по длине гидроцилиндра, что необходимо в дальнейшем для оценки его напряжённо-деформированного состояния, можно воспользоваться, согласно рисунку 2.1 или работ [27, 36], функцией

$$e_s(x) = e_{As} + x \operatorname{tg} \lambda_s \approx e_{As} + x \lambda_s, \quad (2.10)$$

где угол  $\lambda_s$  составляет

$$\lambda_s = \operatorname{arctg}\{(e_{Bs} - e_{As})/[l_3 + (l_0 + z) - l_6]\}. \quad (2.11)$$

Величина  $l_6$  (Рис. 2.1) или равна нулю (Рис 1а), или имеет значение (Рис 2 б) [42].

При действии на гидроцилиндр статической нагрузки в местах сопряжения возникают реакции, значения которых определяются выражениями [27, 31, 33, 35, 36, 150, 175, 232, 250]:

$$R_{1s} = -\left[ R_{As}(l_1 + l_2) - q_{1s}(l_1 + l_2)^2 / 2 \right] \div [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (2.12)$$

$$R_{2s} = \{ R_{As}(l_0 + z) + q_{1s}(l_1 + l_2)[(l_1 + l_2) - 2(l_0 + z)] / 2 \} \div [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)], \quad (2.13)$$

С учетом знака нагрузки (рис 2.1 и 2.2).

Известны гидроцилиндры, имеющие подвижную опору корпуса (Рис. 2.3) или неподвижную гильзу.

При этом возможна ситуация при которой одна из реакций равно нулю  $R_{1s}$ ,  $R_{2s}$ , Тогда расчет второй реакции производится следующим образом [27, 36, 39]:

$$R_{1s} = q_{1s}(l_1 + l_2)^2 / 2(l_0 + z); \quad (2.14)$$

$$R_{2s} = q_{1s}(l_1 + l_2) / 2, \quad (2.15)$$

а.

б.

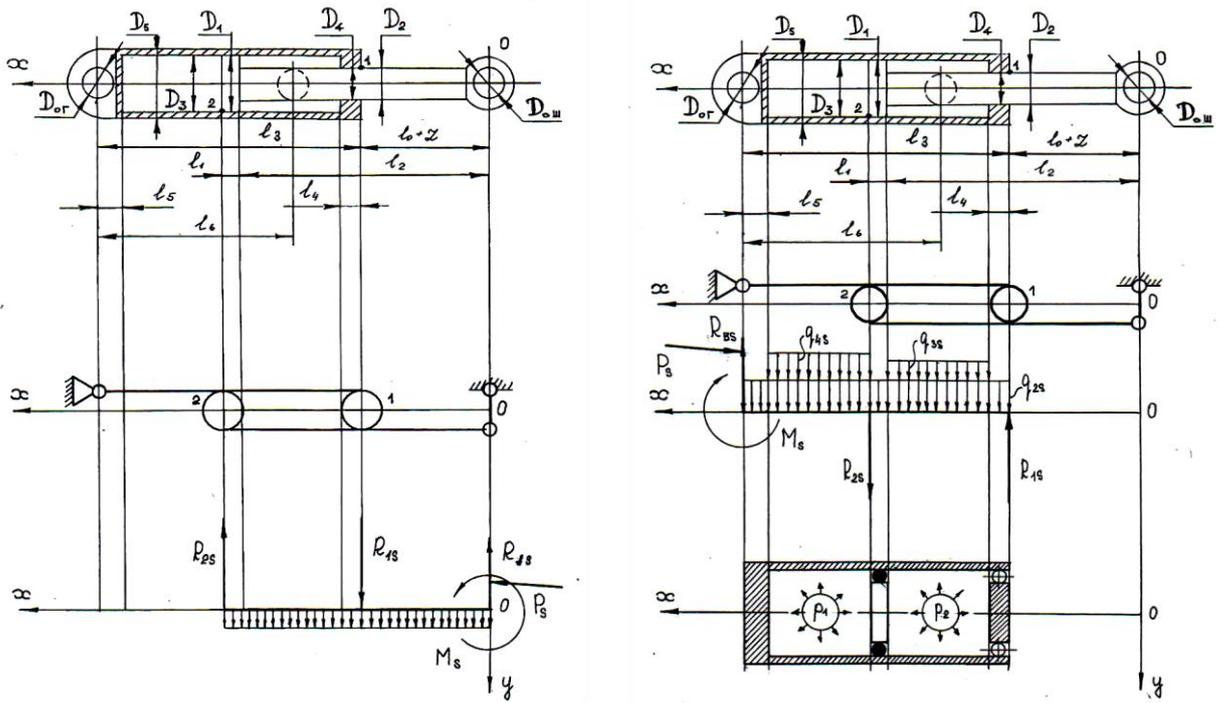


Рисунок 2.2 – Расчётные схемы нагружения элементов гидроцилиндра статической нагрузкой: а – штока; б – корпуса.

Добавляем в формулы (2.6) и (2.7) для схемы (Рис. 2.3 а) слагаемые  $\pm Fl_7$  и  $\pm F[l_3 + (l_0 + z) - l_7]$ , для схемы (Рис. 2.3 б)  $\pm F(l_6 - l_7)$  и  $\pm F[l_3 + (l_0 + z) - l_7]$  учитывая знак направления усилия  $F$  поддержки корпуса гидроцилиндра, действующего на расстоянии  $l_7$  (Рис. 2.3 а, б).

Известны гидроцилиндры, имеющие дополнительную опору штока [200, 228, 251] (Рис. 2.4).

Но такая конструкция (Рис. 2.4) сложно реализуема.

При этом одна из реакций  $R_{1s}$ ,  $R_{2s}$  равна нулю:

$$R_{1s} = \left\{ \pm F[l_3 + (l_0 + z) - l_7] - q_{1s}(l_1 + l_2)^2 / 2 \right\} / (l_0 + z); \quad (2.16)$$

$$R_{2s} = \left\{ \pm F[l_3 + (l_0 + z) - l_7] - q_{1s}(l_1 + l_2)^2 / 2 \right\} / (l_1 + l_2). \quad (2.17)$$

а.

б.

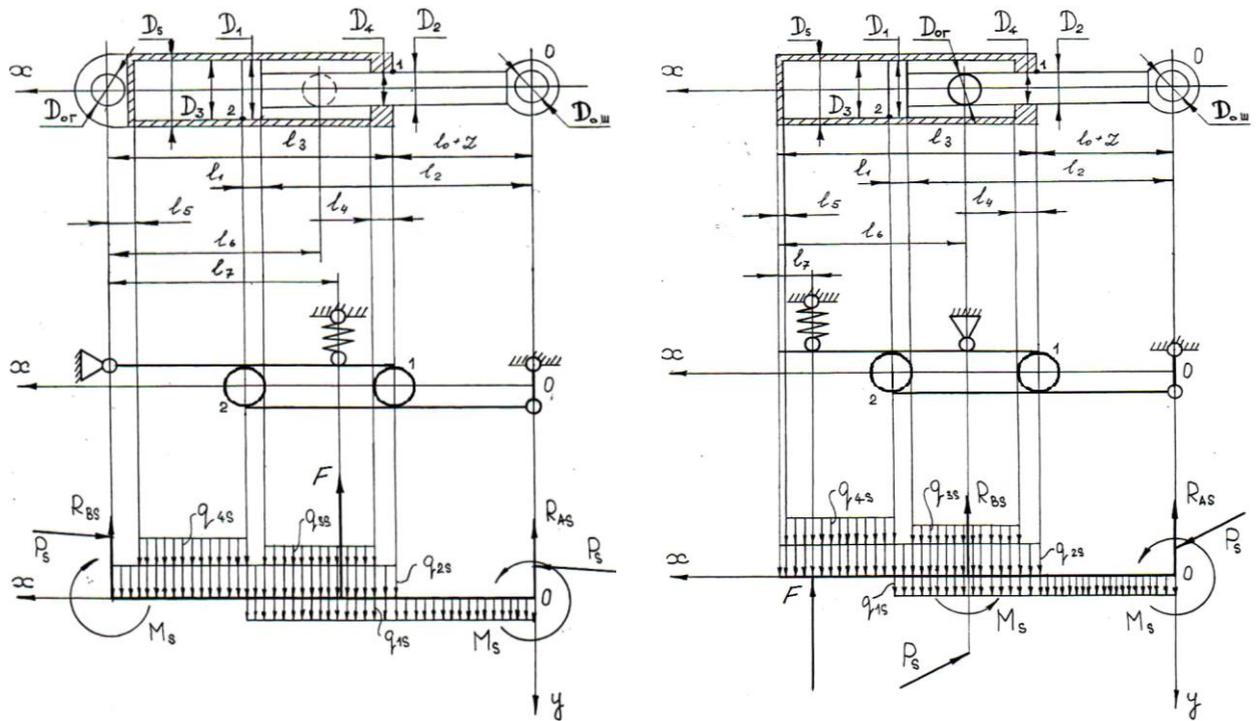


Рисунок 2.3 – Схемы действия статической нагрузки гидроцилиндра различного исполнения:  
а – исполнение 1; б – исполнение 2 [42].

Для вариантов в которых крепится исключительно корпус гидроцилиндра, величина реакций  $R_{1S}$ ,  $R_{2S}$  определяется выражениями [27, 36, 39]:

$$R_{1S} = q_{1s}(l_1 + l_2)^2 / 2[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (2.18)$$

$$R_{2S} = q_{1s}(l_1 + l_2)[(l_1 + l_2)/2 - (l_0 + z)] \div [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]. \quad (2.19)$$

Реакций  $R_{AS}$ ,  $R_{BS}$ ,  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$  изменяются при движении штока [27, 36, 39, 40].

От действия момента  $M_{A,Bs}$  изменяется величина реакций  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$ :

$$R_{1e} = -P_s[e_{As} + (l_1 + l_2)tg\lambda_s] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] \approx -P_s[e_{As} + (l_1 + l_2)\lambda_s] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (2.20)$$

$$R_{2e} = P_s[e_{As} + (l_0 + z)tg\lambda_s] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] \approx P_s[e_{As} + (l_1 + l_2)\lambda_s] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]. \quad (2.21)$$

до величин полных статических реакций:

$$R_{1f} = R_{1s} + R_{1e}; \quad (2.22)$$

$$R_{2f} = R_{2s} + R_{2e}. \quad (2.23)$$

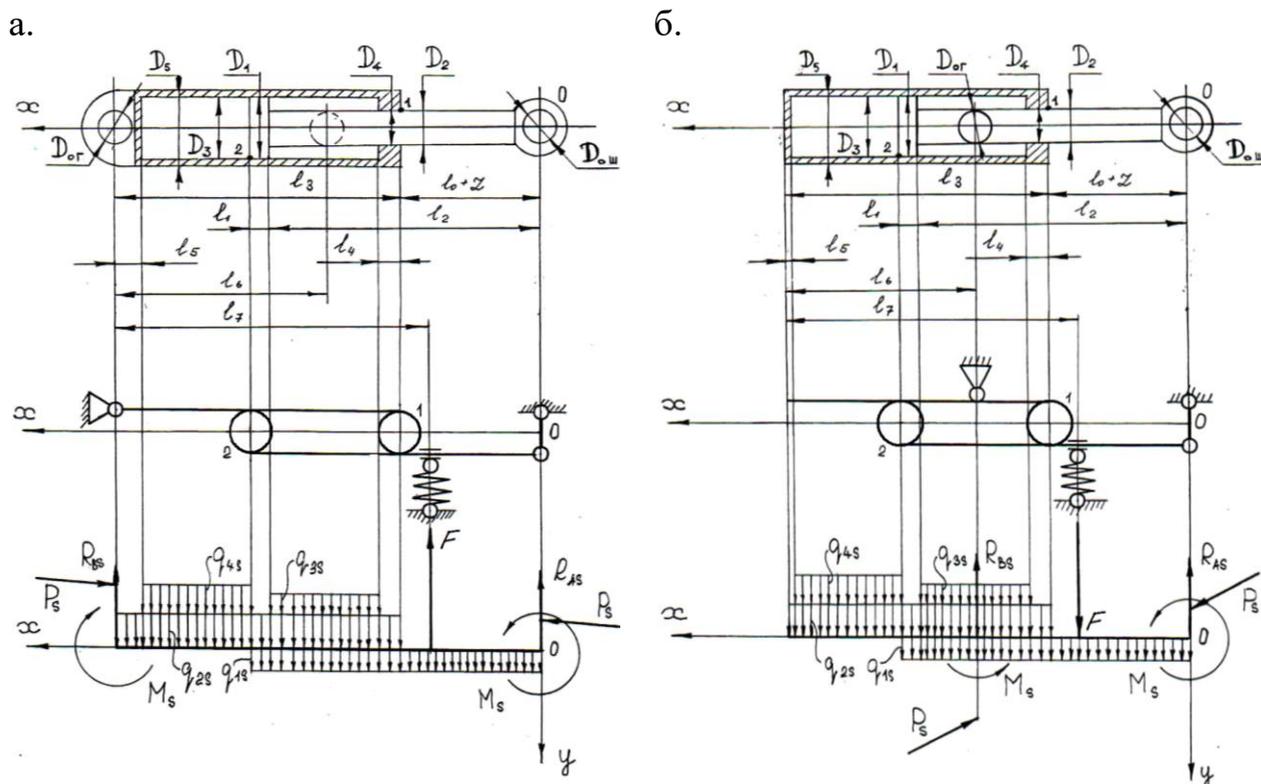


Рисунок 2.4 – Расчётные схемы нагружения статической нагрузкой гидроцилиндра с дополнительной опорой штока:  
 а – исполнением 1; б – исполнением 2 [42].

Гильза гидроцилиндра изнутри подвергается нагрузке от давления рабочей жидкости  $p_1$  и  $p_2$ . Анализируя схемы приведенные в работе [62], гильзу гидроцилиндра приравниваем к длинной оболочке с шарнирной 2-хсторонней опорой [214]. Поршень, который уплотнителями делит оболочку на две части, поршневою и штоковую. В этих полостях давление  $p_1$  и  $p_2$ . Давление жидкости равномерно.

Реакций  $R_{1,2s}$  и  $R_{1,2e}$  (рис. 2.5 и 2.6) от величины выдвижения штока гидроцилиндра  $z$  и угла  $\Theta$  наклона к горизонту [27, 31, 32, 36, 40, 251].

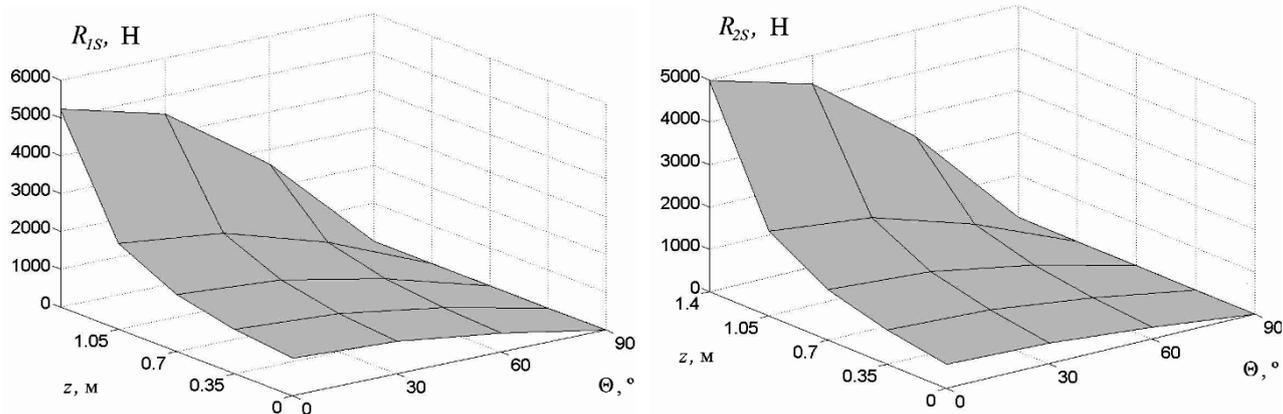


Рисунок 2.5 – Зависимость изменения реакций  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$  в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвигания его штока  $z$  и угла  $\Theta$  наклона к поверхности тяготения.

В процессе движения штока гидроцилиндра от реакций  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$  в сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» появляются силы трения [252].

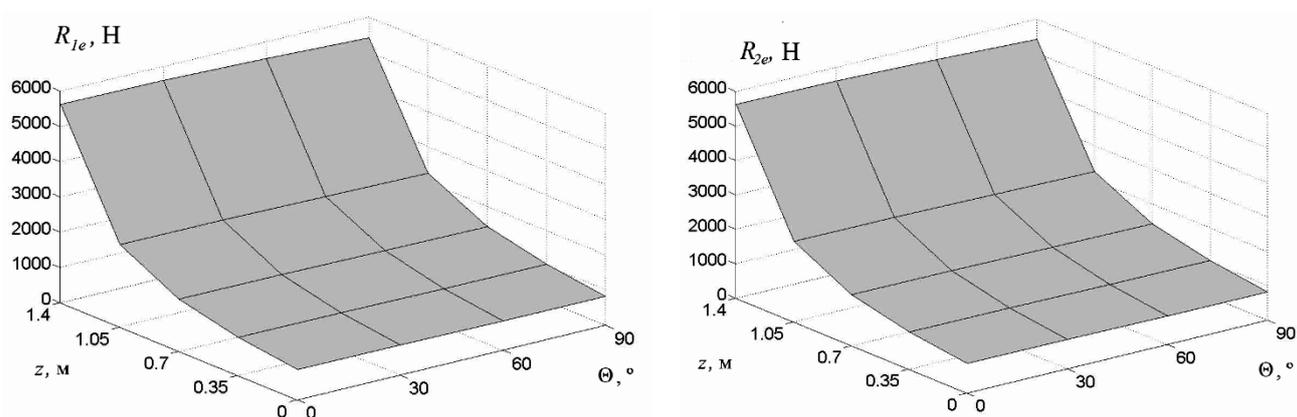


Рисунок 2.6 – Зависимость изменения реакций  $R_{1e}$  и  $R_{2e}$  в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвигания его штока  $z$  и угла  $\Theta$  наклона к поверхности тяготения.

#### 2.4.2. Нагружение гидроцилиндра, обусловленное кинематикой привода рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ

Кинематическая схема рабочего оборудования дорожно-строительных машин оказывает большое влияние на нагрузки, действующие на гидроцилиндр [27, 36, 150, 192, 193, 225, 251]. Существует большое разнообразие кинематических схем [27, 36].

Существенное влияние на возникновение прогиба гидроцилиндра [148, 150,

192, 225, 189, 191, 253] оказывает эксцентриситет приложения усилия  $P_S$  (Рис. 1.5) в  $A$  и  $B$ . Следовательно определение величины эксцентриситета  $e_{A,Bk}$  является важной задачей.

Уравнение (2.9) для  $e_{A,Bs}$ , для момента начала приложения усилия  $P_S$ , описывается выражением [26, 37, 192, 225, 253]

$$e_{A,Bs} = D_0(\sin\kappa)/2 = D_0\sin(\mu + \xi)/2 = \\ = D_0\sin[\arctgk_f + \arctg(R_{A,Bs}/P_S)]/2. \quad (2.24)$$

Принимаем, что проушина гидроцилиндра движется в сторону неподвижной оси при начале движения.

Движение с проскальзыванием прекращается при выравнивании результирующей величины  $F_S$ , описываемой формулой

$$F_S = \sqrt{R_{A,Bs}^2 + P_S^2}, \quad (2.25)$$

Это величина ограничена конусом трения, при этом сила движущая гидроцилиндр по опоре, такая как действующая тангенциальная составляющая величины  $F^T$  уравнивается силой сопротивления  $F_T$ . После выполнения этого условия начинается силовое перемещение рабочего органа. Где  $k_f$  – коэфф. трения [156, 213, 254]. Угол [27, 37, 252] конуса трения  $\mu = \arctgk_f$  Кроме этого к нагрузкам, которые обусловлены кинематикой привода рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ (Рис. 2.7) относится момент  $M_{A,Be}$ , возникающий из-за наличия статического эксцентриситета  $e_{A,Bs}$  воздействия усилия в опорах гидроцилиндра  $P_S$  значение которых изменяется от величины  $e_{A,Bk}$  которая является кинематической составляющей и описывается выражением

$$M_{A,Be} = P_S e_{A,Bk}, \quad (2.26)$$

Кроме того момент  $M_{A,Br}$  (Рис. 2.8) от действия сил трения в опорных подшипниках [189, 191, 192]. Из работ [255, 256, 257] известно:

$$M_{A,Br} = D_0 F_S k_f \cos(\arctgk_r + \arctgk_f)/2 \quad (2.27)$$

Момент  $M_{Br}$  (Рис. 2.8) может изменять знак и направление соответственно. Это происходит при наибольшем удалении от опорного элемента.

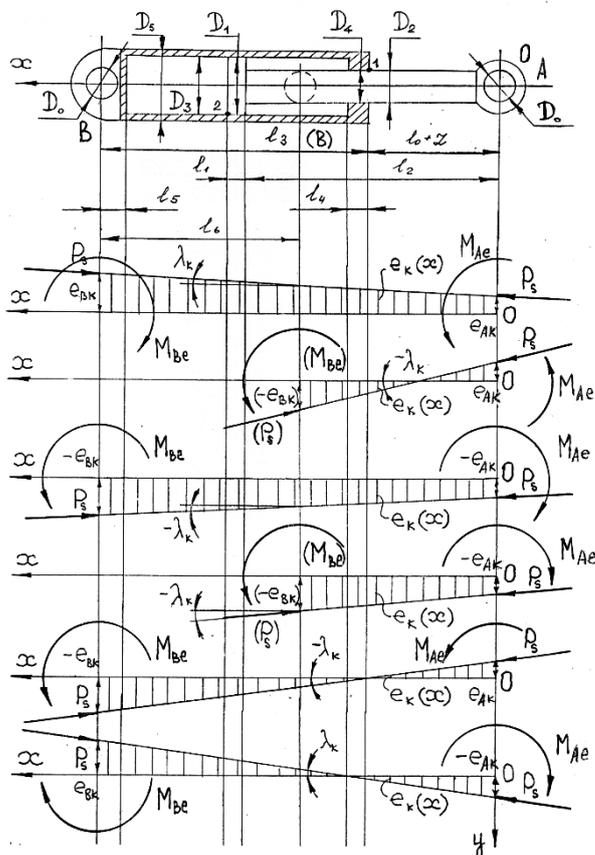


Рисунок 2.7 – Графики эюр эксцентриситета по длине.

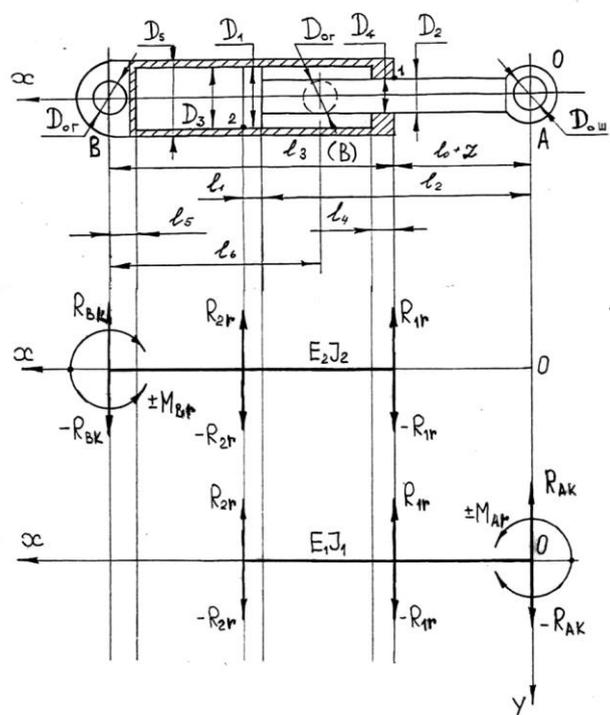


Рисунок 2.8 – Схема Нагрузок на гидроцилиндр моментом трения.

Вследствие воздействия момента  $M_{A,Be}$  реакции сопряжениях гидроцилиндра изменяются:

$$R_{1k} = -P_s [e_{Ak} + (l_1 + l_2) \operatorname{tg} \lambda_k] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] \approx \approx -P_s [e_{Ak} + (l_1 + l_2) \lambda_k] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (2.28)$$

$$R_{2k} = P_s [e_{Ak} + (l_0 + z) \operatorname{tg} \lambda_k] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] \approx \approx P_s [e_{Ak} + (l_0 + z) \lambda_k] / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)], \quad (2.29)$$

Вследствие воздействия момента  $M_{A,Br}$  реакции в опорах гидроцилиндра изменяются (Рис. 2.8):

$$R_{Am} = -(M_{Ar} + M_{Br}) / [l_3 + (l_0 + z) - l_6];$$

(2.30)

$$R_{Bm} = (M_{Ar} + M_{Br}) / [l_3 + (l_0 + z) - l_6], \quad (2.31)$$

так и в местах подвижных соединений:

$$R_{1m} = -M_{A,Br} / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (2.32)$$

$$R_{2m} = M_{A,Br} / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]. \quad (2.33)$$

Изменение величин реакций в сопряжениях гидроцилиндра «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» записываем выражениями:

$$R_{1r} = R_{1k} + R_{1m}; \quad (2.34)$$

$$R_{2r} = R_{2k} + R_{2m}. \quad (2.35)$$

Реакция  $R_{A,Bm}$  при определении  $e_{A,B}$  и  $e_{A,Bk}$  эксцентриситетов не берется во внимание, из-за того, что проскальзывание между элементами опорных подшипников и возникновение момента  $M_{A,Br}$ , начинается позже [192].

### 2.4.3. Дополнительное нагружение гидроцилиндра в результате его функциональной деформации

При воздействии на гидроцилиндр продольно-поперечного нагружения [27, 36, 148, 157, 150, 165, 175, 208, 225, 230, 245, 260] нагрузками описанными выше (Разделы 2.4.1 и 2.4.2) основные конструктивные элементы гидроцилиндра подвержены деформации в вертикальной плоскости (Рис. 2.9). Деформация происходит момента устойчивого равновесия «деформация – нагрузка». При этом у гидроцилиндра прогиб  $y_T(x)$  [27, 36, 150, 251, 253, 260, 261] является для изгибающего момента  $M_y(x)$  определяемого:

$$M_y(x) = P_s y_T(x), \quad (2.36)$$

а также создаваемых им реакций  $R_{1y}$  и  $R_{2y}$  в подвижных герметизируемых сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра:

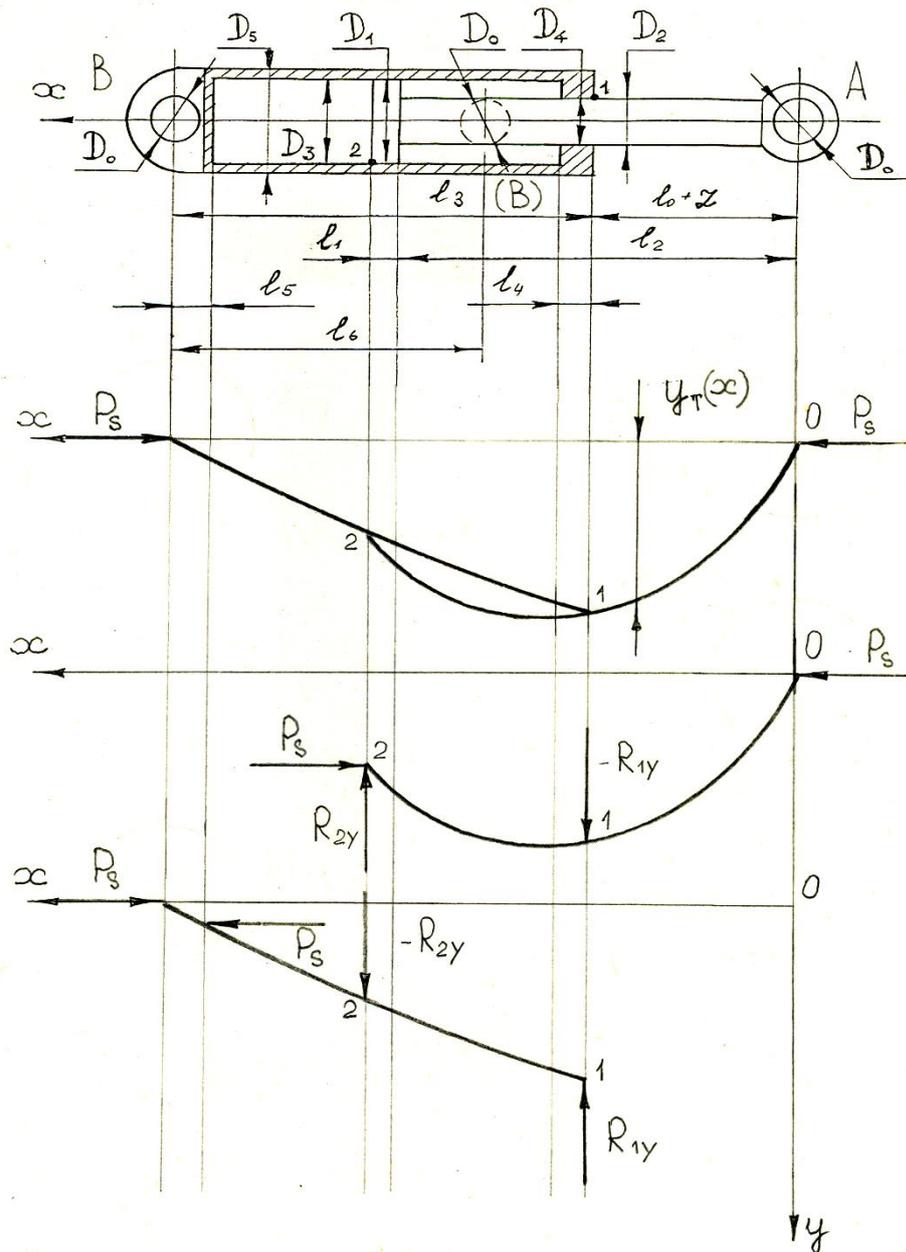


Рисунок 2.9 – Схема нагрузок на гидроцилиндр и его элементов в результате их деформации.

$$R_{1y} = R_{2y} = P_s y_T(x_2) / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)], \quad (2.37)$$

где  $y_T(x_2)$  – полный прогиб гидроцилиндра в точке  $x_2 = (l_1 + l_2)$ .

Полный прогиб  $y_T(x)$  гидроцилиндра в соответствии с источниками [27, 36, 148-150, 173, 183, 184, 208, 253, 261, 262, 263, 260-277] описывается суммой слагаемых

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x), \quad (2.38)$$

в ней:  $y_\alpha(x)$  – прогиб гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в уплотняемых сопряжениях;  $y_\beta(x)$  – то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов;  $y_\gamma(x)$  – то же вследствие эксплуатационного искривления его штока;  $y_\delta(x)$  – то же в результате радиальной деформации под давлением корпуса гидроцилиндра;  $y_Q(x)$  – то же вследствие его поперечного нагружения, от действия веса элементов гидроцилиндра;  $y_R(x)$  – то же в результате наличия силового поворота в его опорных элементах;  $y_P(x)$  – то же вследствие продольного нагружения гидроцилиндра.

С учётом вышесказанного реакции  $R_{1y}$  и  $R_{2y}$  в сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра, обусловленные эксплуатационной деформацией гидроцилиндра в вертикальной продольной плоскости аналитически описывается выражением (2.39) согласно источникам [146, 177, 287]:

$$R_{1y} = R_{2y} = P_s y_T(x_2) / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)], \quad (2.39)$$

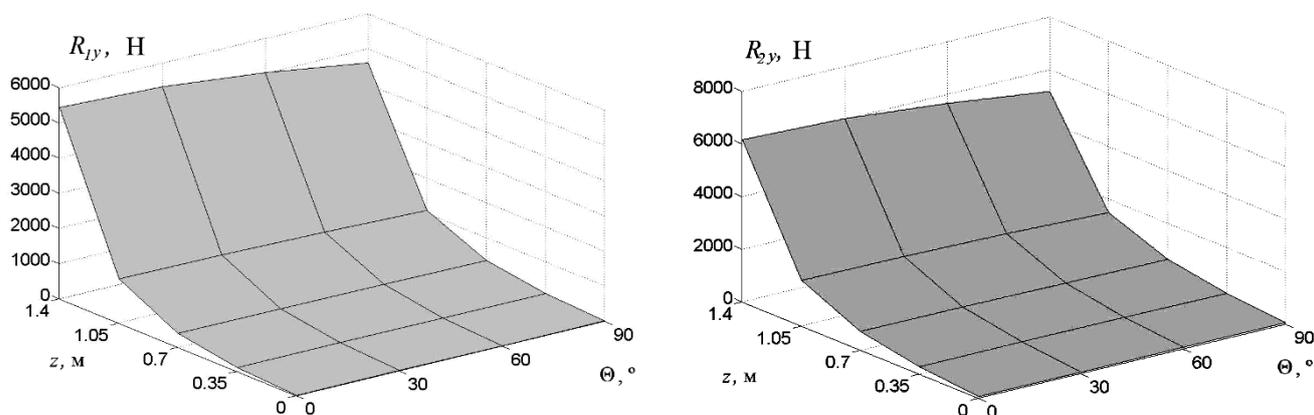


Рисунок 2.10 – Зависимость изменения реакций  $R_{1y}$  и  $R_{2y}$  в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвижения его штока  $z$  и угла  $\Theta$  наклона к поверхности тяготения.

#### 2.4.4. Полные реакции в сопряжениях гидроцилиндра в результате его эксплуатационного нагружения

Полные реакции, возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» описываются [31-33, 35-40, 150, 157, 194, 232] выражением (2.40)

$$R_{1,2} = R_{1,2s} + R_{1,2e} + R_{1,2y}, \quad (2.40)$$

в котором индексы соответственно обозначают: «s» – статическое нагружение (вес гидроцилиндра) (Раздел 2.4.1); «e» – нагружение в результате эксцентричного приложения продольного сжимающего усилия в опорных проушинах (цапфах) (Раздел 2.4.2); и «y» – нагружение гидроцилиндра в результате наличия у него полного прогиба в продольной вертикальной плоскости в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения (Раздел 2.4.3).

Здесь для количественной оценки величин полных реакций  $R_{1,2T}$  в качестве примера принят один из наиболее нагруженных и наименее надёжных гидроцилиндров ДСМ, получившим распространение в качестве привода рукояти на одноковшовых экскаваторах IV-VI размерных групп с параметрами: диаметр поршня (гильзы)  $D_{1,3} = 0,14$  м, диаметр штока (направляющей втулки)  $D_{2,4} = 0,09$  м, ход штока (поршня)  $z = 1,4$  м и давление в гидросистеме ДСМ  $p = 25$  МПа. Для этого примера на рисунках 2.5, 2.6, 2.10 и 2.11 представлены зависимости изменения составляющих формулы (2.40) от величины выдвигания его штока  $z$  и угла  $\Theta$  наклона к поверхности тяготения.

Из рисунка 2.11 видно, каких значений достигают реакции в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра, а с учётом теоретических положений работ [153, 255] не сложно оценить интенсивность изнашивания и температуры трения в сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», которые они вызывают.

Однако запись (2.40) согласно, в частности, работы [32] не полна, так как не учитывает приращение полных реакций в сопряжениях гидроцилиндра из-за кинематических особенностей рабочего оборудования конкретной ДСМ, например, вследствие возникновения момента  $\pm M_{A,Br}$  трения в опорах  $A$  и  $B$  (индекс «m») и/или изменения полного эксцентриситета  $e_{A,B}$  приложения в этих опорах продольного сжимающего усилия  $P_S$  из-за наличия кинематического эксцентриситета (индекс «k») при взаимном повороте элементов привода

рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ (Рис. 2.7).

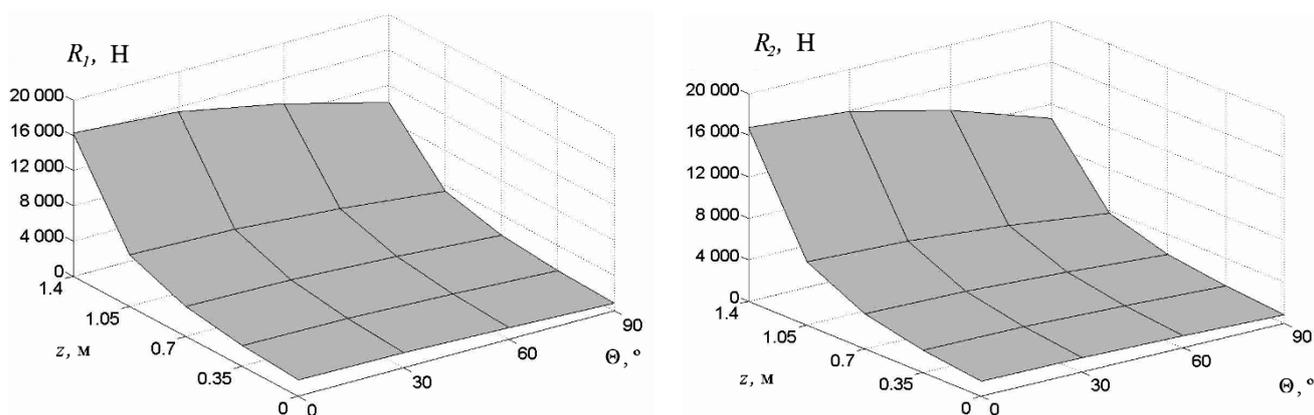


Рисунок 2.11 – Полные реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  в сопряжениях гидроцилиндра без учёта нагрузок, обусловленных кинематикой привода ДСМ.

С учётом последнего замечания полные реакции должны описываться выражением (2.41)

$$R_{1,2} = R_{1,2s} + R_{1,2e} + R_{1,2k} + R_{1,2m} + R_{1,2y}. \quad (2.41)$$

Численно это изменение, применительно к принятому примеру одноковшовой гидрофицированной ДСМ IV-VI размерных групп иллюстрируется рисунками 2.12 и 2.13 и уже составляет приращение полных реакций на величину до 25%.

В итоге реакции в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра должны определяться с учётом статической нагрузки, нагрузки, обусловленной кинематикой гидрофицированного привода ДСМ, динамической нагрузки, а также дополнительной нагрузки, вследствие деформации гидроцилиндра в вертикальной продольной плоскости под действием всего комплекса перечисленной эксплуатационной нагрузки.

При этом во внимание следует принимать эксплуатационное перемещение штока  $z$  и угол  $\Theta$  наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения, которые должны определяться с учётом алгоритма функционирования многозвенного рабочего оборудования машины, 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 конкретной гидрофицированной ДСМ [251].

Важность названного подтверждается основными документами, регламентирующими параметры гидроцилиндра, а именно ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, в соответствии с которыми предполагается возможность создания гидроцилиндров повышенного типоразмера 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 в поршневой и штоковой полостях  $\phi = (1,06 \dots 5,26)$ .

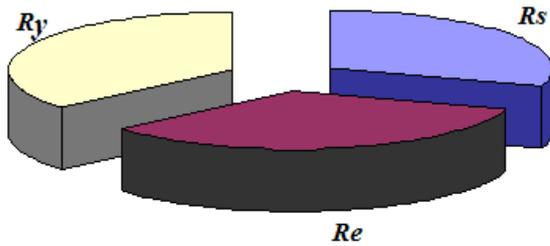


Рисунок 2.12 – Полная реакция  $R_T$  и её составляющие по записи (2.40).

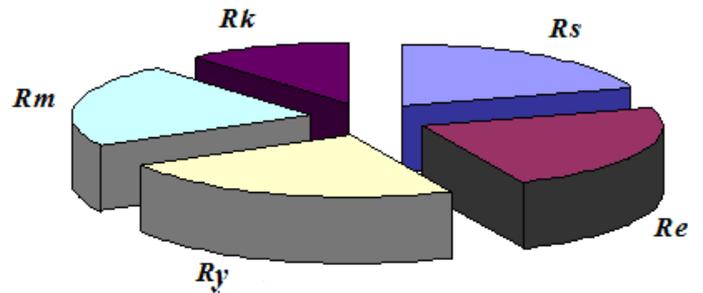


Рисунок 2.13 – Полная реакция  $R_T$  и её составляющие по записи (2.41).

#### 2.4.5. Параметры наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенной гидрофицированной ДСМ

Увеличение единичных мощностей ДСМ, применительно к гидроцилиндрам привода их рабочего оборудования неразрывно связано с повышением уровня давления рабочей жидкости гидросистем, увеличением скорости перемещения штока и его хода, а, следовательно, размеров гидроцилиндров, и, зачастую, интенсивности использования их во времени. Негативным проявлением этого является резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования и неизбежное снижение их надёжности. Применительно к длинноходовым гидроцилиндрам

особую опасность представляет их мгновенная остановка в пространстве при встрече многозвенного рабочего оборудования машины с непреодолимым препятствием. Таким образом, определение параметров наибольшего эксплуатационного нагружения гидроцилиндров многозвенной машины позволяет на стадии её проектирования более точно оценить конструктивно-технологические характеристики требуемых гидроцилиндров, а на стадии их диагностирования более достоверно установить предельные значения диагностических параметров.

В соответствии с предложенными в работах [27, 36, 150, 212, 251, 267] расчётными схемами рабочего оборудования некоторых многозвенных ДСМ, а также их геометрическими характеристиками и параметрами применяемых на них гидроцилиндров [27] возможные диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров, применительно к гидроцилиндрам стрелы, рукояти и ковша одноковшовых экскаваторов ЭО-3322А и ЭО-4121А с обратной лопатой, соответственно составили:  $88^\circ$ ,  $103^\circ$ ,  $214^\circ$  и  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $191^\circ$  [27, 36, 251]. При этом диапазоны изменения пространственного расположения этих гидроцилиндров только за счёт перемещения собственных штоков составили:  $88^\circ$ ,  $9^\circ$ ,  $7^\circ$  и  $90^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $9^\circ$ , соответственно для принятых в качестве примера ДСМ [27, 36, 251].

Значения рабочих диапазонов изменения пространственного расположения гидроцилиндра, характеризующееся аналогичным перемещением его штока, могут определяться двумя путями.

Первый предполагает рассмотрение рабочего процесса конкретной ДСМ на всём его временном протяжении с учётом конструктивно-технических особенностей рабочего оборудования, характеристик выполняемого вида работ, регламентируемых различными нормативными документами, свойств трансформируемой среды и прочее [27, 36, 150]. Такой подход, как правило, трудоёмок, менее универсален и требует большого объёма исходной информации.

Второй путь заключается в использовании имеющихся закономерностей,

свойственных конкретной группе или типу ДСМ и полученных, главным образом, в результате эксперимента. Так, например, на типовых осциллограммах работ [145, 216, 221] масштаб по времени соотнесены зависимости изменения параметров системы привода одноковшового экскаватора за цикл экскавации. Аналогичные примеры встречаются и в зарубежной литературе [58]. Среди них: частоты вращения поворотной платформы, валов двигателя, насоса, моторов, давления в полостях всех гидроагрегатов и перемещения штоков гидроцилиндров рабочего оборудования. Данные [145] (Рис. 2.14 и 2.15) получены при разработке одноковшовыми экскаваторами ЭО-3322А и ЭО-4121А грунтов II-IV категорий. Такие сведения представляют большую практическую ценность и составляют исходное звено дальнейших рассуждений, которое может уточняться и корректироваться для ДСМ любой размерной группы с любым видом сменного рабочего оборудования без изменения общего хода исследования.

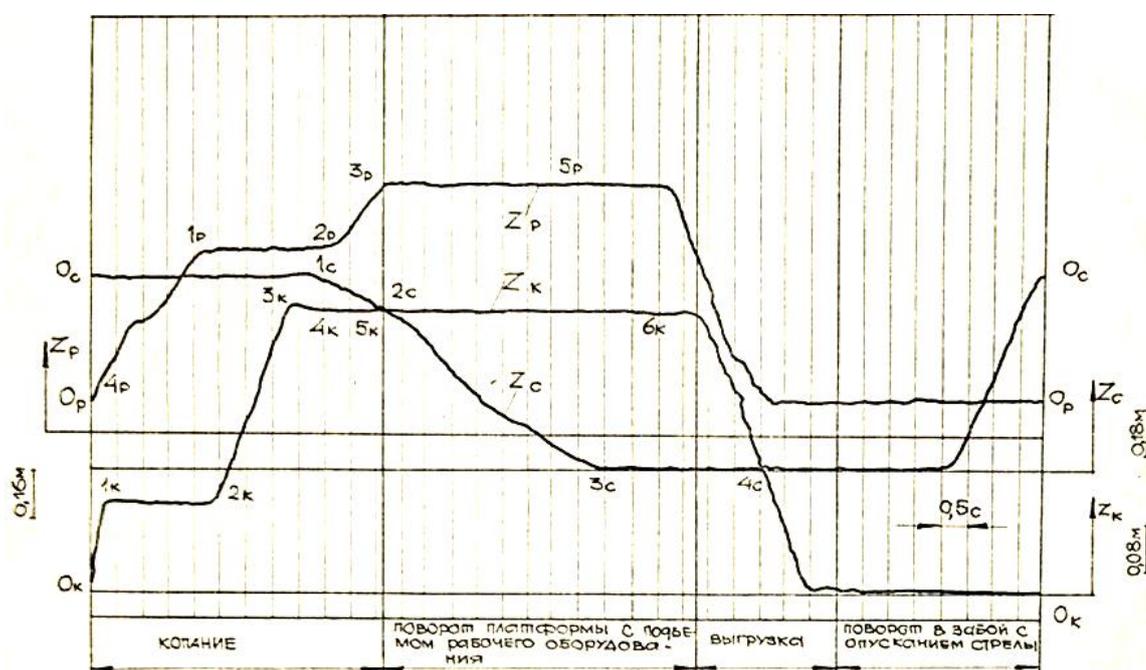


Рисунок 2.14 – Фрагмент типовой осциллограммы [145] с фиксацией ходов  $Z_c$ ,  $Z_p$ ,  $Z_k$  штоков гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша одноковшового экскаватора ЭО-3322А в течение цикла экскавации, соответственно.

Итак, обработка данных [145] (Рис. 2.14) позволила установить протяжённость хода штоков гидроцилиндров, задействованных в ходе экскавации грунта.

Так, для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаватора ЭО-3322А, принятого нами в качестве примера, она соответственно составила 0,774 м, 0,768 м и 0,496 м от значений 0,226 м, 0,112 м и 0 м. Таким образом, значения наибольшего выдвижения их штоков соответственно равны 1,0 м, 0,880 м и 0,496 м [27, 36, 187, 251].

Подобным образом могут быть получены, например, из источника [205] данные использования хода штоков гидроцилиндров автогрейдера, некоторых бульдозеров и скрепера.

Разделяя, как это рекомендовано в работе [14], процесс функционирования гидроцилиндра на моторный и насосный ход его штока, следует отметить, что он также характеризуется статическим и динамическим режимами [27, 36, 150, 251]. С точки зрения надёжности первый следует учитывать при оценке безотказности и ремонтпригодности гидроцилиндра, в то время как, второй следует принимать во внимание при описании его безотказности, ремонтпригодности и долговечности.

Итак, гидроцилиндр привода стрелы совершает моторный ход на участке  $1_c-3_c$  (Рис. 2.14) и насосный - на участке  $5_c-0_c$ . На участках  $0_c-1_c$  и  $3_c-5_c$  шток его неподвижен. Однако нагружение этого гидроцилиндра (Рис. 2.15) давлением  $p_{1c}$  рабочей жидкости в поршневой полости не ограничивается только зоной моторного хода, а распространяется практически на весь участок  $1_c-5_c$ . Отсюда, участок  $1_c-3_c$  силового выдвижения штока (моторный ход) можно отнести к динамическому режиму функционирования гидроцилиндра стрелы, в то время как, участок  $3_c-5_c$  – к статическому. При этом моторный ход характеризуется его наибольшим нагружением [27, 36, 251], причём продольным эксцентрично приложенным сжимающим усилием [27, 36, 184, 192, 149, 183, 251, 278]. Насосный ход, представляющий интерес, главным образом, с позиции долговечности гидроцилиндра, растягиваемого, в данном случае, на всём своём протяжении относится к динамическому режиму. Максимальное нагружение гидроцилиндра привода стрелы экскаватора (Рис. 2.15) приходится на участок

1<sub>с</sub>-2<sub>с</sub>, соответствующий процессу копания совместно с гидроцилиндром поворота рукояти, и 3<sub>с</sub>-4<sub>с</sub> в момент окончания поворота платформы и начала выгрузки. Последнее обусловлено выносом рабочего оборудования экскаватора при разгрузке ковша и, соответственно, увеличением плеча опрокидывающего момента.

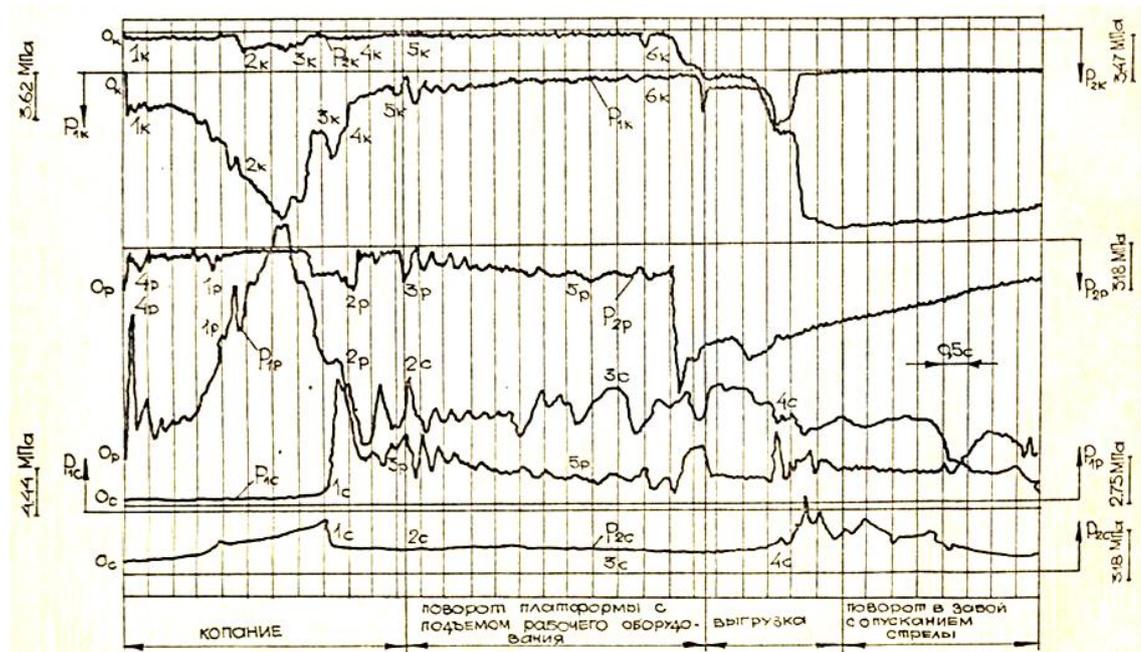


Рисунок 2.15 – Фрагмент типовой осциллограммы [145] с фиксацией давления  $p_{1,2с}$ ,  $p_{1,2р}$ ,  $p_{1,2к}$  в поршневой (индекс «1») и в штоковой (индекс «2») полостях гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаватора ЭО-3322А в течение цикла экскавации, соответственно.

Гидроцилиндр поворота рукояти совершает моторный ход (Рис. 2.14) на участках 0<sub>р</sub>-1<sub>р</sub>, 2<sub>р</sub>-3<sub>р</sub> и насосный – на участке 6<sub>р</sub>-7<sub>р</sub>. На участках 1<sub>р</sub>-2<sub>р</sub>, 3<sub>р</sub>-6<sub>р</sub> и 7<sub>р</sub>-0<sub>р</sub> шток его неподвижен. Как и в случае с гидроцилиндром стрелы нагрузка гидроцилиндра рукояти не ограничивается только областью моторного хода (Рис. 2.15). Более того, наибольшее нагружение его давлением  $p_{1р}$  в поршневой полости приходится на участок статического режима 1<sub>р</sub>-2<sub>р</sub> функционирования. Это объясняется косвенным воздействием на гидроцилиндр рукояти работающего в данный момент гидроцилиндра поворота ковша, что подтверждается всплеском давления  $p_{1р}$  на участке 0<sub>р</sub>-4<sub>р</sub> при их совместной работе. Последнее конструктивно и технологически возможно [35, 58, 125, 279], а также экономически оправдано [103]. Насосный ход гидроцилиндра рукояти,

относящийся, как и в предыдущем случае, к динамическому режиму, характеризуется повышенным давлением  $p_{2p}$  рабочей жидкости в штоковой полости (Рис. 2.15). Однако высокое давление  $p_{2p}$  держится также на участке  $7_p-0_p$  статического режима функционирования этого гидроцилиндра, что объясняется наличием на его штоке тянущего усилия удержания вынесенной рукояти с ковшом. При этом максимальное нагружение гидроцилиндра привода рукояти при динамическом режиме работы приходится на участок  $0_p-4_p$  моторного хода совместной работы его с гидроцилиндром поворота ковша, а также на участок  $1_p-2_p$  статического режима функционирования. При насосном ходе штока гидроцилиндра поворота рукояти максимальное его нагружение давлением  $p_{2p}$  возможно только в динамическом режиме работы на участке  $6_p-7_p$ .

Гидроцилиндр привода ковша совершает моторный ход (Рис. 2.14) на участках  $0_k-1_k$ ,  $2_k-3_k$ , а насосный – на участке  $7_k-8_k$  совместной работы с гидроцилиндром поворота рукояти на участке  $6_p-7_p$ . На участках  $1_k-2_k$ ,  $3_k-7_k$  и  $8_k-0_k$  шток его неподвижен. Как и в предыдущих случаях, нагружение гидроцилиндра ковша осуществляется в статическом и динамическом режимах функционирования. При моторном ходе его штока динамический режим соответствует участкам  $0_k-1_k$  и  $2_k-3_k$ . Отметим, что на участке  $0_k-1_k$  заметен всплеск давления  $p_{1k}$  (Рис. 2.15), обусловленный совместной работой двух гидроцилиндров: привода рукояти и ковша. На промежуточных участках  $1_k-2_k$  и  $4_k-5_k$  статического режима нагружение последнего гидроцилиндра давлением  $p_{1k}$  рабочей жидкости в поршневой полости реализуется работающим в это время гидроцилиндром поворота рукояти соответственно на участках  $4_p-1_p$  и  $2_p-3_p$  (Рис. 2.14 и 2.15). Насосный ход гидроцилиндра поворота ковша, как во всех случаях привода рабочего оборудования ДСМ, следует относить к динамическому режиму функционирования. Так, на участке  $7_k-8_k$  (Рис. 2.15) этот гидроцилиндр нагружается давлением  $p_{2k}$  жидкости в штоковой полости. Однако оно остается повышенным до конца цикла экскавации грунта – участок  $8_k-0_k$ , который, вследствие отсутствия перемещения штока (Рис. 2.14), соответствует статическому режиму функционирования рассматриваемого гидроцилиндра.

Максимальное его нагружение при динамическом режиме возможно на участках  $0_k-1_k$ ,  $2_k-3_k$  при моторном ходе его штока и на участке  $7_k-8_k$  при насосном. При статическом режиме функционирования наибольшая нагрузка соответствует участкам:  $1_k-2_k$  от давления  $p_{1k}$  и  $8_k-0_k$  от давления  $p_{2k}$ . Следует отметить, что нагружению этого гидроцилиндра на участке  $1_k-2_k$  надо относиться с повышенным вниманием, так как в этом случае он работает на сжатие, что отечественными и зарубежными учёными полагается наиболее опасным случаем работы гидроцилиндра [27, 36, 41-43, 161, 187, 208, 251].

Аналогичным образом целесообразно описывать функционирование каждого из гидроцилиндров привода рабочего оборудования конкретной многозвенного ДСМ с учётом совмещённой работы этих гидроагрегатов, если таковое имеет место быть.

В соответствии с представленными рассуждениями границы рабочего диапазона изменения пространственного расположения гидроцилиндра стрелы при  $z_c$ , равном 0,226 м и 1,0 м, составили  $+19^\circ$  и  $+84^\circ$  [251].

Оценивая изменение пространственного расположения гидроцилиндра рукояти, следует отметить, что область рабочего диапазона, где этот гидроцилиндр подвержен наибольшему возможному нагружению, соответствует режиму копания. Как видно из рисунка 2.14, перемещение его штока начинается от точки  $0_p$  при запертом гидроцилиндре стрелы. В начальный период движения (точка  $0_p$ ) пространственное расположение гидроцилиндра рукояти составляет  $-36^\circ$  [251]. При этом параметры  $z_c$  и  $z_p$  соответственно составляют 0,226 м и 0,112 м. Далее его шток в этом же режиме совершает перемещение до точки  $1_p$  и после некоторого останова, в течение которого работает только гидроцилиндр ковша, вновь начинает перемещаться из точки  $2_p$ . Положение гидроцилиндра рукояти в точках  $1_p$  и  $2_p$  при  $z_c$  и  $z_p$ , соответственно равных 0,226 м и 0,640 м, составляет  $-31^\circ$  [251]. На участке  $2_p-3_p$  (Рис. 2.14) этот гидроцилиндр начинает перемещаться в пространстве дополнительно за счёт работы гидроцилиндра стрелы, положение которого в точке  $2_c$  при  $z_c$ , равном 0,388 м, составляет  $+33^\circ$  [251]. В результате этого положение гидроцилиндра рукояти в точке  $3_p$  в итоге составило  $-19^\circ$  [251].

Следует отметить, что при движении штока гидроцилиндра рукояти он пересекает координату  $z_{pi}$  (мёртвая точка), соответствующую максимальному его удалению от стрелы. В этом положении возможно появление угла его наклона к горизонту, меньшего, нежели упомянутый выше угол  $-19^\circ$ , который и следует считать верхней границей искомой области рабочего диапазона.

Принимая во внимание характеристики возможного диапазона гидроцилиндра рукояти [251], отметим, что изменение его пространственного расположения при выгрузке ковша, то есть в верхнем положении стрелы, что численно выражается так: от положения  $+34^\circ$  через угол  $+43^\circ$  до положения  $+36^\circ$  [251]. То есть максимальное выдвижение его штока соответствует углу  $+36^\circ$  его наклона к поверхности тяготения, тогда как наибольшее выдвижение штока при копании составляет  $-19^\circ$  [251]. Кроме того, в последнем случае к этому гидроцилиндру прикладывается и большее по величине сжимающее усилие, что более неблагоприятно. Вышесказанное наглядно подтверждает правильность выбора в качестве наиболее опасной зоны его рабочего диапазона – область, соответствующую режиму копания.

По аналогии с вышеизложенным наиболее опасную область рабочего диапазона гидроцилиндра ковша также следует искать на участке копания грунта. Как видно из рисунка 1, шток его начинает перемещаться от точки  $0_k$ , в которой он имеет наклон  $-64^\circ$  [251] к горизонту при  $z_c$ ,  $z_p$  и  $z_k$ , соответственно равных 0,226 м, 0,112 м и 0 м. Затем шток гидроцилиндра ковша перемещается до точки  $1_k$  (Рис. 2.14). В то же время, совмещая операции [280], выдвигается и шток гидроцилиндра рукояти, то есть гидроцилиндр ковша совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение. Так, в точке  $4_p$ , соотнесённой с точкой  $1_k$ , гидроцилиндр рукояти имеет наклон  $-33^\circ$  [251] при  $z_c$  и  $z_p$ , соответственно равных 0,226 м и 0,208 м. В результате этого, а также за счёт перемещения штока гидроцилиндра ковша угол его наклона к горизонту в точке  $1_k$  при  $z_c$ ,  $z_p$  и  $z_k$ , соответственно равных 0,226 м, 0,208 м и 0,160 м, стал равен  $-70^\circ$  [251].

На участке  $1_k-2_k$  гидроцилиндр ковша заперт. Шток его начинает

дальнейшее выдвижение на участке  $2_k-3_k$ , при этом гидроцилиндр рукояти заперт. Расположение гидроцилиндра ковша в точке  $2_k$  при  $z_c$ ,  $z_p$  и  $z_k$ , соответственно равных 0,226 м, 0,640 м и 0,160 м, составляет  $-104^\circ$  [251]. В точке  $3_k$  его положение при  $z_c$ ,  $z_p$  и  $z_k$ , соответственно равных 0,226 м, 0,640 м и 0,496 м, составляет  $-105^\circ$  [251]. Однако при этом его шток проходит точку  $z_{ki}$  (мёртвую точку), характеризующуюся максимальным удалением этого гидроцилиндра от рукояти. Это его положение при  $z_c$ ,  $z_p$  и  $z_k$ , соответственно равных 0,226 м, 0,640 м и 0,280 м, составляет  $-103^\circ$  [251]. Как видно из рисунка 1, перемещение в пространстве этого гидроцилиндра на участке  $0_k-3_k$  в процессе копания происходит при запертых гидроцилиндрах привода стрелы и рукояти. Далее изменение его пространственного положения на участке  $4_k-5_k$  при копании происходит лишь за счёт одновременного функционирования этих гидроцилиндров – соответственно участки  $1_c-2_c$  и  $2_p-3_p$ . Положение гидроцилиндра ковша в точке  $4_k$  уже описано выше. Наклон в точке  $5_k$  при  $z_c$ ,  $z_p$  и  $z_k$ , которые соответственно составляют 0,388 м, 0,880 м и 0,496 м, равен  $-111^\circ$  [251].

Окончательно области рабочих диапазонов изменения пространственного расположения гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша одноковшового экскаватора, в нашем случае ЭО-3322А (обратная лопата), соответствующие режиму копания, соответственно равны  $14^\circ$ ,  $17^\circ$  и  $47^\circ$  с отсчётом по часовой стрелке от значений углов  $+84^\circ$ ,  $-19^\circ$  и  $-64^\circ$  [251].

Напряжения сжатия, возникающие в опасном сечении штока, аналитически без учёта кинематических особенностей рабочего оборудования ДСМ описываются уравнением [27, 36, 149, 183, 184, 192, 278, 251]

$$\sigma_{сж}(x_\sigma) = \frac{P_S}{F(x_\sigma)} + \frac{M_Q(x_\sigma)}{W(x_\sigma)} + \frac{P_S \cdot e(x_\sigma)}{W(x_\sigma)} + \frac{P_S \cdot y_T(x_\sigma)}{W(x_\sigma)}. \quad (2.42)$$

В уравнении (1) первое слагаемое даёт величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего усилия  $P_S$ , второе – величину наибольших напряжений сжатия, вызванных действием поперечной нагрузки  $M_Q(x_\sigma)$  от веса

гидроцилиндра, третье и четвёртое – то же, вызванные дополнительным его изгибом при наличии эксцентриситета  $e(x_\sigma)$  в его опорах и полного прогиба  $y_T(x_\sigma)$ , являющихся плечом приложения продольного сжимающего усилия  $P_S$ ;  $F(x_\sigma)$  и  $W(x_\sigma)$  – площадь и осевой момент сопротивления сечения штока, соответственно;  $x_\sigma$  – координата его опасного сечения.

Полный прогиб  $y_T(x)$  гидроцилиндра равен сумме его составляющих (Раздел 2.4.3)

$$y_T(x_\sigma) = y_\alpha(x_\sigma) + y_\beta(x_\sigma) + y_\gamma(x_\sigma) + y_\delta(x_\sigma) + y_P(x_\sigma) + y_Q(x_\sigma) + y_R(x_\sigma). \quad (2.43)$$

В начальный момент эксплуатации прогиб  $y_T(x)$  может быть представлен суммой

$$y_T(x_\sigma) = y_{T0}(x_\sigma) + y_P(x_\sigma). \quad (2.44)$$

Анализ выражения (2.42) показывает, что переменными по циклу экскавации параметрами наибольшего нагружения гидроцилиндров являются: изгибающий момент  $M_Q(x_\sigma)$ , усилие  $P_S$  и прогиб  $y_T(x_\sigma)$  гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения. Кроме этого, последняя характеристика дополнительно является и функцией времени эксплуатации гидроцилиндра.

Доказано [27, 36, 150, 183, 208, 251, 278], что максимальное значение момент  $M_Q(x_\sigma)$  имеет, во-первых, при горизонтальном расположении гидроцилиндра, а, во-вторых, – при максимальном выдвинутом штоке.

Наибольшая величина прогиба  $y_T(x_\sigma)$  кроме уже упомянутого эксплуатационного расположения гидроцилиндра дополнительно характеризуется наибольшим значением сжимающего усилия  $P_S$ , которое определяется максимальной положительной разностью давлений жидкости в поршневой  $p_1$  и штоковой  $p_2$  полостях гидроцилиндра [27, 36, 145, 251].

Другими словами, наибольшее нагружение гидроцилиндра в итоге определяется следующими переменными по времени цикла экскавации

характеристиками, а именно: текущим положением штока  $z^k$ , текущим углом  $\varphi^k$  его наклона к горизонту и текущей разностью давлений  $(p_1 - p_2)^k$ , определяющей значение усилия  $P_S^k$ , взаимосвязь которых, как показаны выше, может без труда быть установлена для конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования многозвенной ДСМ [145].

В качестве критерия наибольшего нагружения гидроцилиндра по аналогии с нахождением координаты опасного сечения его штока [27, 36, 251] целесообразно принять максимальное значение полного изгибающего момента  $[M_Q(x_\sigma) + P_S y_{T_0}(x_\sigma)]$ , действующего в этом  $x_\sigma$  сечении в момент приложения к гидроцилиндру, имеющему начальный прогиб  $y_{T_0}(x_\sigma)$  [2, 16, 17], продольного сжимающего усилия  $P_S$ .

То есть функцию  $[M_Q(x_\sigma) + P_S y_T(x_\sigma)]$ , входящую в выражение (2.42), следует заменить функцией  $[M_Q(x_\sigma) + P_S y_{T_0}(x_\sigma)]$ , что полагается целесообразным, так как максимальное значение прогиба  $y_{T_0}(x_\sigma)$  соответствует максимальной величине прогиба  $y_T(x_\sigma)$ , а, вместе с тем, и наибольших напряжений  $\sigma_{сж}(x_\sigma)$ , что в итоге упрощает математический аппарат определения параметров наибольшего нагружения гидроцилиндра вследствие сложности определения величины прогиба  $y_T(x_\sigma)$  [251].

С той же целью в качестве координаты  $x_\sigma$  наиболее опасного сечения гидроцилиндра рекомендуется использовать крайнюю точку контакта штока с втулкой в сопряжении «шток – направляющая втулка», координаты которой близки к действительному значению  $x_\sigma$  для гидроцилиндров экскаваторов III ... VI размерных групп [251].

В конечном итоге, с учётом всего вышесказанного, очевидно, что задача нахождения параметров наибольшего нагружения гидроцилиндра является экстремальной, направленной на описание условия  $[M_Q(x_\sigma; z_i; \varphi_i) + P_{S_i} y_{T_{0_i}}(x_\sigma; z_i; \varphi_i)] \rightarrow \max$  и установление величин  $z^k$  и  $\varphi^k$ .

Анализ осциллограммы ВНИИСДМ [145], фрагмент которой с записью изменения в течение цикла экскавации величин  $p_1$  и  $p_2$  давления в полостях гидроцилиндров, представлен на рисунке 2.15, показал, что области положительной разности  $(p_1 - p_2)$  распространяются: для гидроцилиндра стрелы почти на весь цикл за исключением участка  $0_c-1_c$ , для гидроцилиндра рукояти на участок  $0_p-5_p$ , а для гидроцилиндра ковша на участок  $0_k-6_k$ . К участкам наибольшей положительной разности  $(p_1 - p_2)$  надо отнести участки  $1_c-4_c$ ,  $0_p-2_p$  и  $1_k-4_k$  для этих гидроцилиндров, соответственно.

Надо отметить, что в точках  $2_p$  и  $4_k$  (Рис. 2.14 и 2.15) процесс копания еще не завершён для рукояти и ковша. Более того, в точках  $1_c$  и  $2_p$  (Рис. 2.14) возобновляют ход штоки гидроцилиндров стрелы и рукояти, в результате чего происходит увеличение прогиба  $y_\alpha(x_\sigma)$  гидроцилиндра рукояти и уменьшается угол наклон  $\varphi$  к горизонту гидроцилиндров рукояти и ковша. Вследствие этого возрастают значения  $M_Q(x_\sigma)$  и  $y_Q(x_\sigma)$ . При этом первый непосредственно входит в выражение (2.42) для определения напряжений  $\sigma(x_\sigma)$  и непосредственно способствует их росту, а второй через значение прогиба  $y_T(x_\sigma)$  косвенно способствует их росту [251].

В то же время не исключается вероятность встречи ковша с непреодолимым препятствием, что подчас является причиной полутора или двух кратного увеличения усилия  $P_S$ .

Отсюда, параметры  $z_p^k$  и  $\Theta_p^k$  критического нагружения гидроцилиндра рукояти могут быть получены с учётом того, что угол  $\Theta_p^k$  наклона его к горизонту, применительно к экскаватору ЭО-3322А составляет  $19^\circ$ , а длина  $z_p^k$  равна 0,763 м [251].

По аналогии с вышеизложенным параметрами критического нагружения гидроцилиндра ковша следует считать угол  $\Theta_p^k$ , равный  $+69^\circ$ , а также длину  $z_k^k$ , составляющую 0,469 м [251].

При этом в обоих случаях величину критического сжимающего усилия  $P_{Smax}$  целесообразно принимать равной  $(1,5 \dots 2,0)P_S$  [251].

Несколько сложнее обстоит дело с поиском параметров  $z_c^k$ ,  $\Theta_c^k$  и  $P_{Smax_c}$  наибольшего нагружения гидроцилиндра стрелы. Это понятно из следующих рассуждений и анализа рисунка 2.16:

- наибольшая положительная разность  $(p_1 - p_2)$  имеет место лишь на участке  $1_c-4_c$  (Рис. 2.15) и на нём шток выдвигается из корпуса гидроцилиндра;

- выдвигание штока, то есть увеличение значения  $z_c$ , вызывает рост: величины изгибающего момента  $M_Q(z)$ , значений прогибов  $y_Q(z)$  и  $y_\alpha(z)$  и, тем самым, величины прогиба  $y_{T_0}(z)$  и, соответственно – значения момента  $P_S y_{T_0}(z)$ ;

- согласно кинематической схеме рабочего оборудования одноковшового экскаватора выдвигание штока ведёт к увеличению значения угла  $\Theta_c$  наклона гидроцилиндра стрелы к горизонту;

- увеличение значения угла  $\Theta_c$  способствует уменьшению: величины изгибающего момента  $M_Q(\Theta)$ , значений прогибов  $y_Q(\Theta)$  и  $y_{T_0}(\Theta)$ , а также величины изгибающего момента  $P_S y_{T_0}(\Theta)$ ;

- появление максимального по величине сжимающего усилия  $P_{Smax}$  возможно лишь на этапе опускания стрелы в момент останова, когда гидроцилиндр имеет минимальную длину и угол  $\Theta_c$  его наклона, а также обладает максимальной жёсткостью и минимальным значением момента  $M_Q(\Theta)$  и прогиба  $y_Q(\Theta)$ , а, возможно, и момента  $P_{Smax} y_{T_0}(\Theta)$ .

В этих условиях значения искомым параметров  $z_c^k$  и  $\Theta_c^k$  могут быть определены лишь в результате аналитического исследования посредством поиска экстремума функции  $[M_Q(z; \Theta) + P_S y_{T_0}(z; \Theta)] = \max$ , абсциссой которого является значение искомого параметра  $z_c^k$ , аналитически связанного [27, 36] с

искомым же углом  $\Theta_c^k$ .

Исследование по  $z$  и  $\Theta$  первого слагаемого  $M_Q(z; \Theta)$  рассматриваемой функции показало (Рис. 2.15), что оно имеет явно выраженный экстремум, координатами которого в случае приложения к гидроцилиндру только поперечной нагрузки являются абсцисса  $z_M$  и ордината  $M_Q(z; \Theta) = \max$ .

Исследование второго слагаемого  $P_S y_{T_0}(z; \Theta)$  функции  $[M_Q(z; \Theta) + P_S y_{T_0}(z; \Theta)]$  включает два этапа.

Сначала графически отображается изменение по  $z$  и  $\Theta$  функции  $y_Q(z, \Theta)$ , характер которой справедливо соответствует характеру функции  $M_Q(z, \Theta)$ . Затем строится зависимость изменения по  $z$  и  $\Theta$  функции  $y_{T_0}(z, \Theta)$ , с использованием которой графически воспроизведено изменение по оптимизируемым параметрам функции  $P_S y_{T_0}(z; \Theta)$ .

Величина продольного сжимающего усилия  $P_{S_{max_c}}$  при этом составила в соответствии с 170 кН [251].

Последующее сложение двух кривых соответственно функций  $M_Q(z; \Theta)$  и  $P_{S_{max_c}} y_{T_0}(z; \Theta)$  даёт возможность получить зависимость изменения по искомым данным  $z$  и  $\Theta$  рассматриваемой функции  $[M_Q(z; \Theta) + P_{S_{max_c}} y_{T_0}(z; \Theta)]$ .

Функция  $[M_Q(z; \Theta) + P_{S_{max_c}} y_{T_0}(z; \Theta)]$  как и функции  $M_Q(z, \Theta)$  и  $y_Q(z; \Theta)$  имеет явно выраженный экстремум с ординатой  $[M_Q(z; \Theta) + P_{S_{max_c}} y_{T_0}(z; \Theta)] = \max$ , абсциссы  $z_c^k$  и  $\Theta_c^k$  которого в совокупности с величиной  $P_{S_{max_c}}$  являются параметрами наибольшего нагружения гидроцилиндра стрелы.

Численные их значения, применительно к экскаватору IV размерной группы, определены графоаналитическим способом и соответственно составили

0,640 м, 44° и 170 кН [251].

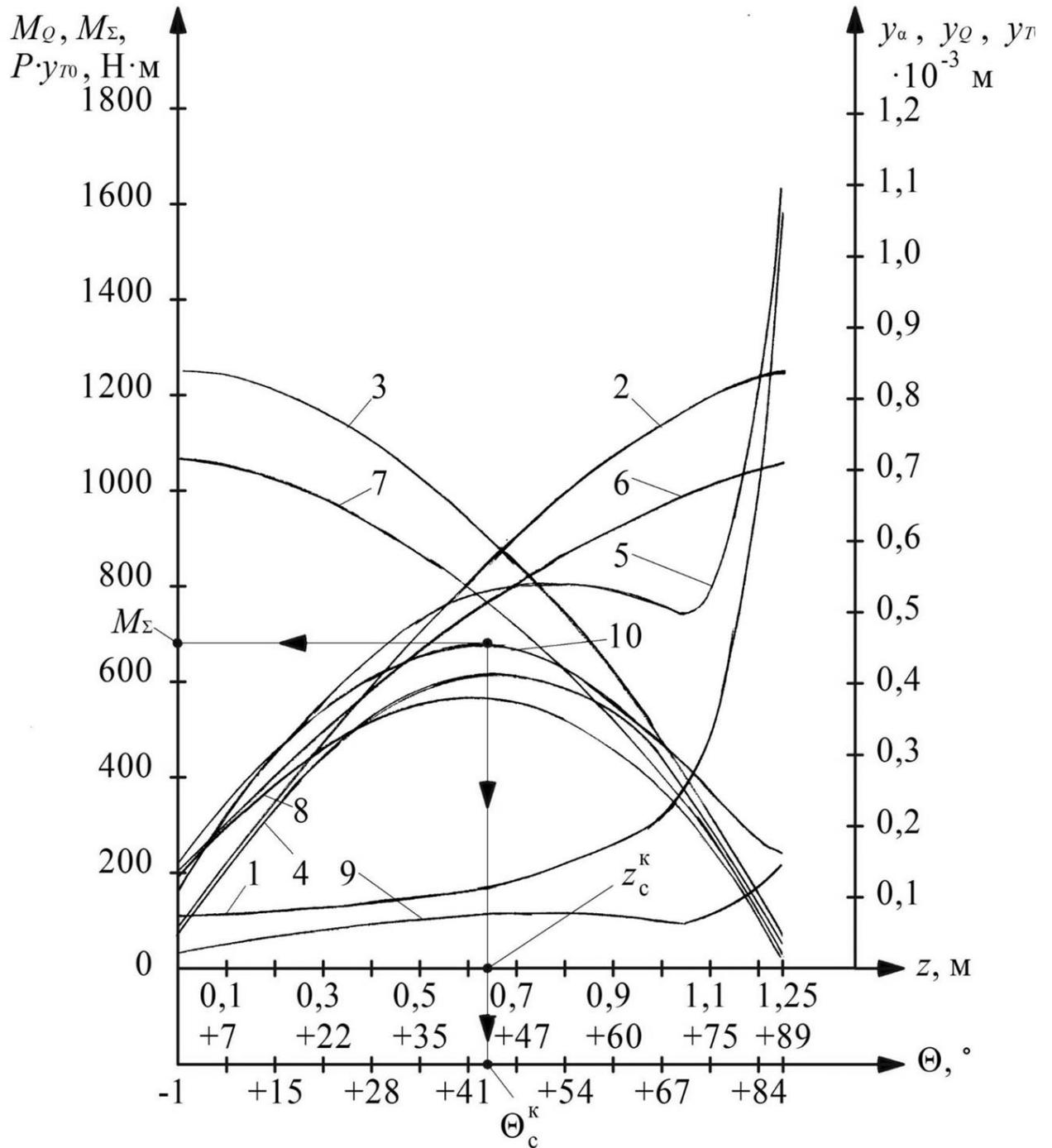


Рисунок 2.16 – Определение параметров  $z_c^k$  и  $\Theta_c^k$  наибольшего нагружения гидроцилиндра стрелы одноковшового строительного экскаватора IV размерной группы:

- 1 – функция  $y_\alpha(z)$ ; 2 – функция  $y_Q(z)$ ; 3 – функция  $y_Q(\Theta)$ ;
- 4 – функция  $y_Q(z, \Theta)$ ; 5 – функция  $y_{T0}(z, \Theta)$ ; 6 – функция  $M_Q(z)$ ;
- 7 – функция  $M_Q(\Theta)$ ; 8 – функция  $M_Q(z, \Theta)$ ; 9 – функция  $P \cdot y_{T0}(z, \Theta)$ ;

10 – функция  $M_{\Sigma}(z, \Theta) = M_Q(z, \Theta) + P \cdot y_{T0}(z, \Theta)$ .

Как следует из рисунка 3 взаимосвязанные абсциссы  $z_c^k$  и  $\Theta_c^k$  этой функции практически совпадают со значениями абсцисс  $z_M$  и  $\Theta_M$  функции  $M_Q(z; \Theta) = \max$ , что позволяет сделать вывод о возможности более простого поиска параметров  $z_c^k$  и  $\Theta_c^k$  для различных типоразмеров гидроцилиндров стрелы, так как функция  $M_Q(z; \Theta)$  имеет превалирующее значение в функции  $[M_Q(z; \Theta) + P_{S_{max_c}} y_{T0}(z; \Theta)]$ .

Напряжения  $\sigma(x_{\sigma})$  в сечении  $x_{\sigma}$  гидроцилиндра стрелы, составили 48 МПа [251], что составляет всего около 43 % от величины аналогичных, рассчитанных применительно к горизонтально расположенному гидроцилиндру с максимально выдвинутым штоком – условие, используемые в настоящее время для поиска параметров максимального нагружения гидроцилиндров, и равных 111 МПа.

Это наглядно иллюстрирует влияние ошибки в выборе параметров наибольшего нагружения гидроцилиндра на достоверность определения предельных значений диагностических параметров несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндров и точность собственно диагноза [281].

Аналогичное имеет место быть и в случаях с гидроцилиндрами рукояти и ковша. Причем, для гидроцилиндра ковша, имеющего меньшую длину  $z_K^k$  и больший угол  $\Theta_K^k$  эта ошибка еще значительней.

## 2.5. Выводы по главе и практические результаты исследования

В рамках проведённого исследования:

- Определены факторы окружающей среды и рабочей среды дорожно-строительной машины.
- установлены факторы, характеризующие режим работы гидроцилиндров

дорожно-строительных машин;

- установлена статическая нагрузка которой подвержены гидроцилиндры дорожно-строительных машин, составлены соответствующие расчётные схемы;

- установлена нагрузка учитывающая особенности конструкции и кинематики привода дорожно-строительных машин, составлены расчётные схемы;

- установлена нагрузка, вследствие возникновения деформации при эксплуатации дорожно-строительных машин составлены расчётные схемы;

- разработана методика определения характеристик наибольшего нагружения гидроцилиндров дорожно-строительных машин.

В связи с этим можно сделать следующие заключения:

- характеристики эксплуатации гидроцилиндра дорожно-строительных машин, следующие: величина выдвижения штока, угол наклона к горизонту. Кроме того, рабочие диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров дорожно-строительных машин необходимо определять с учетом процесса эксплуатации рабочего оборудования в целом; для рабочего эксплуатационного хода штока под нагрузкой и без нее, в динамике и статике;

- статическая нагрузка определяется следующими характеристиками: вес равномерно распределен длине основных элементов; равномерно распределены давление и вес рабочей жидкости; сжимающее усилие; изгибающий момент, реакции в сопряжениях основных элементов гидроцилиндра шток–втулка и поршень – гильза;

- установлены нагрузки на гидроцилиндр, такие как изгибающий момент; момент трения в сопряжениях шток–втулка и поршень-гильза;

- определена дополнительная нагрузка на гидроцилиндр, такая как: изгибающий момент и создаваемые им реакции в местах шток–втулка, поршень – гильза;

- величина прогиба гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения важна для определения величины полных реакций, возникающих в сопряжениях «поршень – гильза» и «шток –

направляющая втулка»;

- используемые в настоящее время параметры наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенных ДСМ не учитывают характеристики их пространственного расположения;

- вносимая из-за этого ошибка негативно влияет на достоверность определения предельных значений диагностических параметров и рекомендуемый ресурс их работоспособности в сторону их заметного снижения;

- предлагаемые рекомендации позволят исключить вышеназванные недостатки и, тем самым, повысить точность и достоверность диагноза.

- параметры наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования экскаваторов ЭО-3322А и ЭО-4121А соответственно составили: для гидроцилиндров стрелы: 0,545 м, 45° и 150,0 кН и 0,640 м, 44° и 180,0 кН; для гидроцилиндров рукояти: 0,768 м, 19° и 392,5 кН и 0,860 м, 22° и 769,5 кН; для гидроцилиндров ковша: 0,469 м, 69° и 392,5 кН; 0,586 м, 65° и 769,5 кН [251].

### **ГЛАВА 3. НАДЁЖНОСТЬ И РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ГИДРОЦИЛИНДРА С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕНСОРНОЙ ПОДДЕРЖИВАЮЩЕЙ ОПОРОЙ**

Анализ известных из работ [28, 36] комплексных критериев надёжности и работоспособности гидроцилиндра как по герметизирующей, так и по несущей (нагрузочной) его способностям позволяет заключить, что снижение надёжности и потеря гидроцилиндром работоспособности в процессе эксплуатации происходит, главным образом, по причине износа элементов его подвижных герметизируемых сопряжений «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», приводящего к росту в них зазоров, а также вследствие искривления штока и радиальной деформации гильзы (корпуса) гидроцилиндра. В результате этого увеличивается его полный прогиб в продольной вертикальной плоскости и возрастают действующие на гидроцилиндр внешние и внутренние нагрузки, интенсифицирующие все вышеперечисленные процессы деградации его технического состояния.

Отсюда, разгрузка гидроцилиндра посредством приведения его из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому посредством использования промежуточной сенсорной поддерживающей опоры позволяет исключить названный негатив и, тем самым, повысить надёжность существующих гидроцилиндров и обеспечить работоспособности перспективных.

#### **3.1. Деформация гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой**

В соответствии с источниками [28, 36, 148-150, 173, 183, 184, 208, 253, 260-277, 282, 283] полный прогиб гидроцилиндра целесообразно представлять суммой слагаемых, аналитически определённых выше

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (3.1)$$

В нём:  $y_\alpha(x)$  – прогиб гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в его

подвижных герметизируемых сопряжениях;  $y_{\beta}(x)$  – то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов: штока и гильзы (корпуса);  $y_{\gamma}(x)$  – то же вследствие эксплуатационного искривления штока;  $y_{\delta}(x)$  – то же в результате радиальной деформации под давлением гильзы (корпуса) гидроцилиндра;  $y_Q(x)$  – то же вследствие его поперечного нагружения, от действия веса элементов гидроцилиндра;  $y_P(x)$  – то же вследствие продольного нагружения гидроцилиндра эксплуатационным сжимающим усилием  $P_S$ ;  $y_R(x)$  – то же в результате наличия силового поворота в опорных элементах гидроцилиндра.

Прогибы:  $y_{\alpha}(x)$ ,  $y_{\beta}(x)$ ,  $y_{\gamma}(x)$ ,  $y_{\delta}(x)$  и  $y_R(x)$  (Рис. 3.1-3.4) с достаточной достоверностью аналитически описаны и исследованы в отечественных и зарубежных работах [28, 36, 41, 44, 46, 57, 65, 93, 148, 149, 150, 157, 169, 172, 173, 183, 185, 189, 208, 245, 253, 263, 264, 268, 269, 270, 273, 277-281].

Прогиб  $y_D(x)$  гидроцилиндра, представленный в работах [28, 36, 183], отсутствует при установке промежуточной сенсорной поддерживающей опоры.

Прогибы  $y_Q(x)$  и  $y_P(x)$  нуждаются в уточнении, применительно к гидроцилиндру с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

### 3.1.1. Прогиб гидроцилиндра в результате поперечного нагружения

Прогиб  $y_Q(x)$  в результате поперечного нагружения гидроцилиндра, и угол  $dy_Q(x)/dx$  поворота сечений результат действия на гидроцилиндр со следящей опорой (Рис. 2.3.а) только поперечной нагрузкой от весов его основных элементов. Запишем это формулами [282]:

$$EIy_Q(x) = -\iint M_Q(x)dx + Cx + D; \quad (3.2)$$

$$EIdy_Q(x)/dx = -\int M_Q(x)dx + C, \quad (3.3)$$

которые, имеют вид, раздел 2.4.1 [36, 148, 150, 183, 253, 261] для системы координат  $XOY$  (Рис. 2.1-2.2) следующий вид при использовании перспективного

гидроцилиндра с промежуточной следящей опорой, с поддерживающим усилием  $F$ .

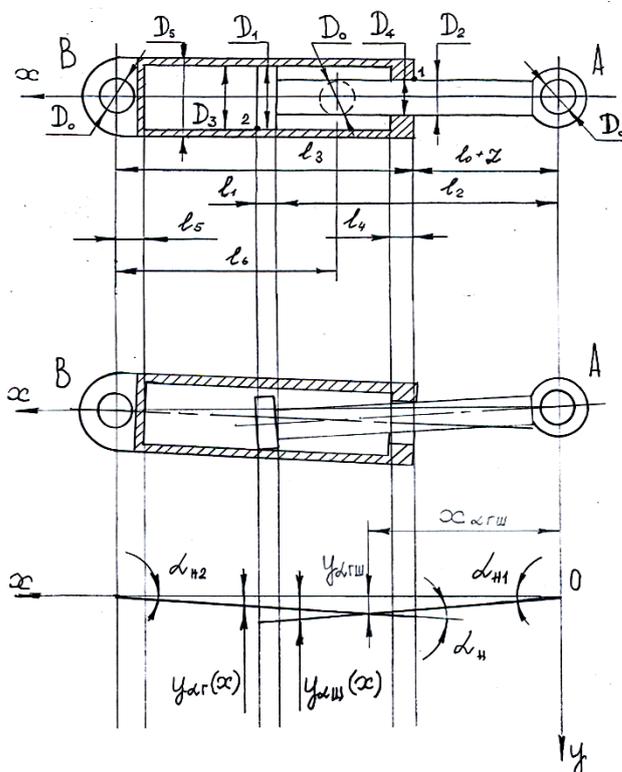


Рисунок 3.1 – Прогиб  $y_\alpha(x)$  гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в его подвижных герметизируемых сопряжениях.

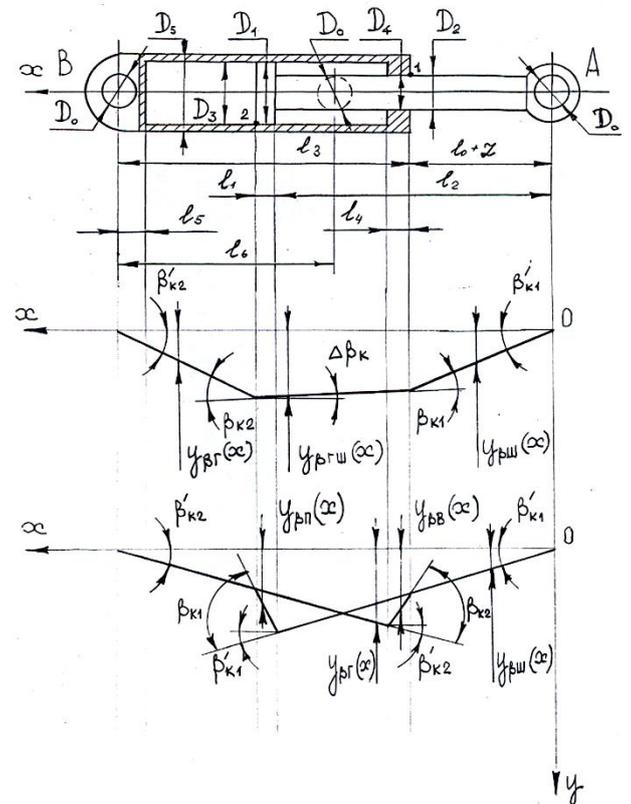


Рисунок 3.2 – Прогиб  $y_\beta(x)$  гидроцилиндра в результате возможного начального искривления его длиномерных элементов.

Для штока с поршнем:

$$y_{QШ}(x) = (E_{Ш}I_1)^{-1} \left\{ -R_{As}' x^3 / 6 + q_{1s}' x^4 / 24 \Big|_I + R_{1s}' [x - (l_0 + z)]^3 / 6 \Big|_{II} - \right. \\ \left. - q_{1s}' (x - l_2)^4 / 24 + q_{1s}''' (x - l_2)^4 / 24 - \Delta Q_1 (x - l_2)^3 / 6 - \right. \\ \left. - \Delta M_1 (x - l_2)^2 / 2 \Big|_{III} + C_{QШ} + D_{QШ} \Big|_{I, II, III} \right\}; \quad (3.4)$$

$$dy_{QШ}(x)/dx = (E_{Ш}I_1)^{-1} \left\{ -R_{As}' x^2 / 2 + q_{1s}' x^3 / 6 \Big|_I + R_{1s}' [x - (l_0 + z)]^2 / 2 \Big|_{II} - \right. \\ \left. - q_{1s}' (x - l_2)^3 / 6 + q_{1s}''' (x - l_2)^3 / 6 - \Delta Q_1 (x - l_2)^2 / 2 - \right. \\ \left. - \Delta M_1 (x - l_2) \Big|_{III} + C_{QШ} \Big|_{I, II, III} \right\}; \quad (3.5)$$

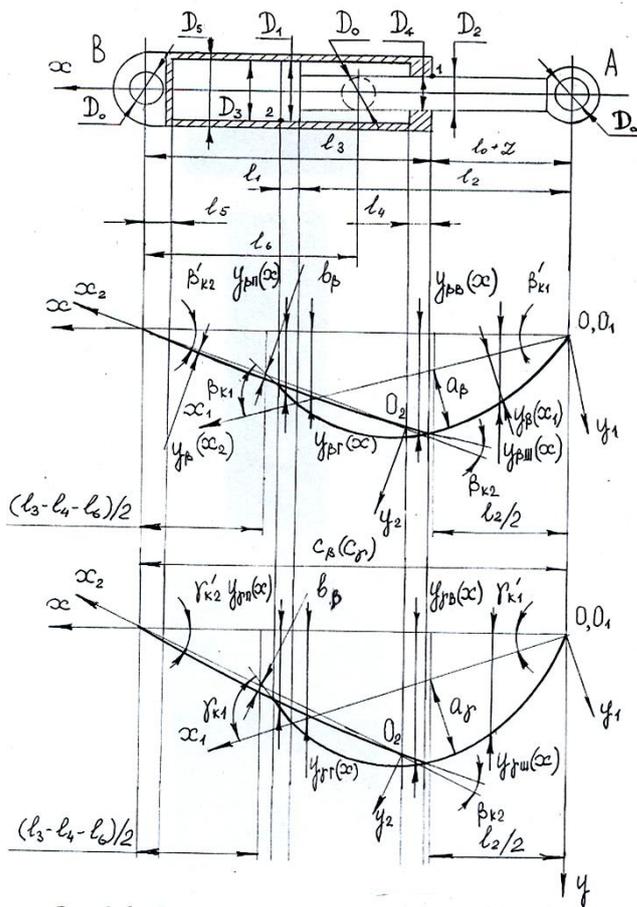


Рисунок 3.3 – Прогиб  $y_\gamma(x)$  гидроцилиндра вследствие эксплуатационного искривления штока.

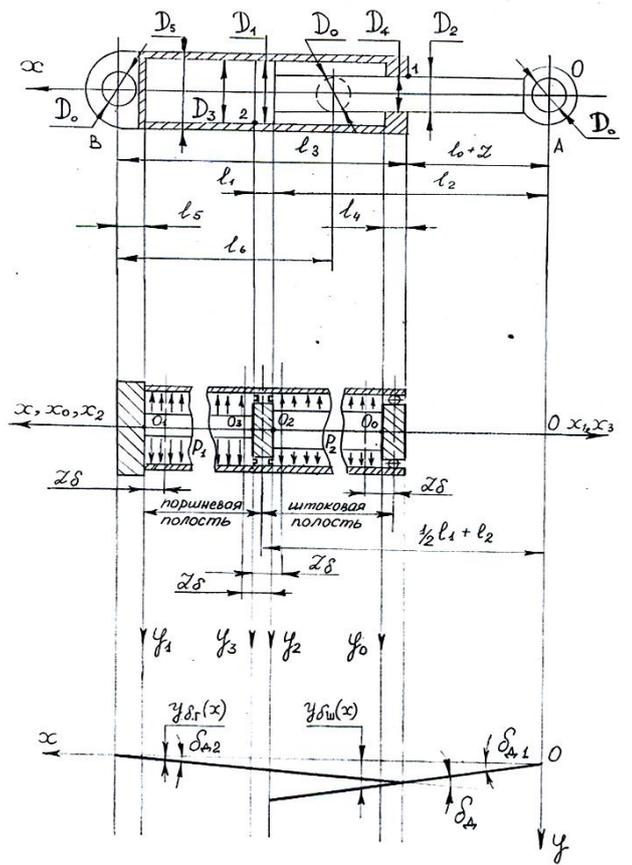


Рисунок 3.4 – Прогиб  $y_\delta(x)$  гидроцилиндра в результате радиальной деформации под давлением его гильзы (корпуса).

Для направляющей втулки с гильзой (корпусом):

$$\begin{aligned}
 y_{Q\Gamma}(x) = & (E_\Gamma I_1)^{-1} \langle (-R_{1s}''' - F)[x - (l_0 + z)]^3 / 6 + q_{2s}'' [x - (l_0 + z)]^4 / 24 |_{IV} - \\
 & - q_{2s}'' [x - (l_0 + z) - l_4]^4 / 24 + q_{2s}' [x - (l_0 + z) - l_4]^4 / 24 + \\
 & + q_{3s}' [x - (l_0 + z) - l_4]^4 / 24 - \Delta Q_2 [x - (l_0 + z) - l_4]^3 / 6 - \\
 & - \Delta M_2 [x - (l_0 + z) - l_4]^2 / 2 |_{V} - q_{3s}' (x - l_2)^4 / 24 |_{VI} + R_{2s}'' [x - (l_1 + l_2)]^3 / 6 + \\
 & + q_{4s}' [x - (l_1 + l_2)]^4 / 24 |_{VII} - R_{Bs}' \{x - [l_3 + (l_0 + z) - l_6]\}^3 / 6 |_{VIII} - \\
 & - q_{4s}' \{x - [l_3 + (l_0 + z) - l_5]\}^4 / 24 |_{IX} + \\
 & + C_{Q\Gamma} x + D_{Q\Gamma} |_{IV, V, VI, VII, VIII, IX} \rangle; \quad (3.6)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 dy_{Q\Gamma}(x) / dx = & (E_\Gamma I_1)^{-1} \langle (-R_{1s}''' - F)[x - (l_0 + z)]^2 / 2 + q_{2s}'' [x - (l_0 + z)]^3 / 6 |_{IV} - \\
 & - q_{2s}'' [x - (l_0 + z) - l_4]^3 / 6 + q_{2s}' [x - (l_0 + z) - l_4]^3 / 6 + \\
 & + q_{3s}' [x - (l_0 + z) - l_4]^3 / 6 - \Delta Q_2 [x - (l_0 + z) - l_4]^2 / 2 -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\Delta M_2[x - (l_0 + z) - l_4]_{\text{V}} - q_{3s}'(x - l_2)^3/6 \Big|_{\text{VI}} + R_{2s}''[x - (l_1 + l_2)]^2/2 + \\
& + q_{4s}'[x - (l_1 + l_2)]^3/6 \Big|_{\text{VII}} - R_{Bs}'\{x - [l_3 + (l_0 + z) - l_6]\}^2/2 \Big|_{\text{VIII}} - \\
& - q_{4s}'\{x - [l_3 + (l_0 + z) - l_5]\}^3/6 \Big|_{\text{IX}} + \\
& + C_{Q\Gamma} \Big|_{\text{IV, V, VI, VII, VIII, IX}}. \tag{3.7}
\end{aligned}$$

Для упрощения математических расчетов, принимаем следующие положения: заменяя существующую балку с моментом инерции  $I_{\text{Д}}$  эквивалентной балкой с моментом инерции  $I_{\text{Э}} = nI_{\text{Д}}$  изменяя приложенные к существующей балке нагрузки и реакций опор в  $n = I_{\text{Э}}/I_{\text{Д}}$  раз при  $E_{\Gamma} \approx E_{\text{III}}$ , упругие линии этих балок, как следует из ряда работ, полностью совпадут [28, 36, 150, 282]. В соответствии с этим произведем замену основных элементов гидроцилиндра, для которых характерны участки с различной жесткостью, эквивалентными балками с постоянным по длине моментом инерции  $I_1$  штока.

Учитывая вышеизложенное нагрузки, действующие на гидроцилиндр, изменяются так:

$$q_{1s}' = q_{1s}; \tag{3.8}$$

$$q_{1s}'' = q_{1s}D_2^4/D_1^4; \tag{3.9}$$

$$q_{2s}' = q_{2s}D_2^4/(D_5^4 - D_3^4); \tag{3.10}$$

$$q_{2s}'' = q_{2s}D_2^4/(D_5^4 - D_4^4); \tag{3.11}$$

$$q_{3s}' = q_{3s}D_2^4/(D_5^4 - D_3^4); \tag{3.12}$$

$$q_{4s}' = q_{4s}D_2^4/(D_5^4 - D_3^4); \tag{3.13}$$

$$R_{As}' = R_{As}; \tag{3.14}$$

$$R_{Bs}' = R_{Bs}D_2^4/(D_5^4 - D_3^4); \tag{3.15}$$

$$R_{1s}' = R_{1s}; \tag{3.16}$$

$$R_{1s}'' = R_{1s}D_2^4/(D_5^4 - D_4^4); \tag{3.17}$$

$$R_{2s}'' = R_{2s}D_2^4/(D_5^4 - D_3^4); \tag{3.18}$$

$$\Delta Q_1 = (D_2^4/D_1^4 - 1)[R_{As} - q_{1s}l_2 - R_{1s}]; \tag{3.19}$$

$$\Delta Q_2 = \left[ D_2^4 / (D_5^4 - D_3^4) - D_2^4 / (D_5^4 - D_4^4) \right] \times \\ \times [R_{1s} - q_{2s} l_4]; \quad (3.20)$$

$$\Delta M_1 = \left( D_2^4 / D_1^4 - 1 \right) \left\{ R_{As} l_2 - q_{1s} l_2^2 / 2 - \right. \\ \left. - R_{1s} [l_2 - (l_0 + z)] \right\}; \quad (3.21)$$

$$\Delta M_2 = \left[ D_2^4 / (D_5^4 - D_3^4) - D_2^4 / (D_5^4 - D_4^4) \right] \times \\ \times \left[ R_{1s} l_4 - q_{2s} l_4^2 / 2 \right] \quad (3.22)$$

$$F''' = F D_2^4 / (D_5^4 - D_4^4); \quad (3.23)$$

Здесь надо отметить, что усилие  $F$  промежуточной сенсорной поддерживающей опоры из конструктивных соображений приложено к гильзе (корпусу) гидроцилиндра в точке  $x=(l_0+z)$ . Кроме этого, в этой точке усилие  $F$  минимально по своему значению в сравнении с другими координатами.

Составленные уравнения перемещений (метод Колбша) (3.4)-(3.7), попарно справедливы для 3-х участков подвижных сопряжений и 6-и участков неподвижных сопряжений основных элементов гидроцилиндра дорожно-строительной машины с границами:

- I участок штока при  $0 \leq x \leq (l_0 + z)$ ;
- II участок штока при  $(l_0 + z) \leq x \leq l_2$ ;
- III участок поршня при  $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$ ;
- IV участок направляющей втулки при  $(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_4]$ ;
- V участок гильзы при  $[(l_0 + z) + l_4] \leq x \leq l_2$ ;
- VI участок гильзы при  $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$ ;
- VII участок гильзы при  $(l_1 + l_2) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z) - l_6]$ ;
- VIII участок гильзы при  $[l_3 + (l_0 + z) - l_6] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z) - l_5]$ ;
- IX участок гильзы при  $[l_3 + (l_0 + z) - l_5] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$ ;

Интегрируя величины  $C_{QI} \dots C_{QIX}$  и  $D_{QI} \dots D_{QIX}$ , сведённые к 2-м парам (приём Клебша) получим для сопряжений шток-поршень  $C_{QI} = \dots = C_{Qш} = C_{Qш}$  и

$D_{QI} \dots D_{QIII} = D_{QIII}$ ; для сопряжений гильз-штулка  $C_{QIV} = \dots = C_{QIX} = C_{QG}$  и  $D_{QIV} = \dots = D_{QIX} = D_{QG}$ , систему:

$$\begin{cases} y_{QIII}(x) = 0 \text{ при } x = 0; \\ y_{QIII}(x) = y_{QG}(x) \text{ при } (l_0 + z); \\ y_{QIII}(x) = y_{QG}(x) \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{QG}(x) = 0 \text{ при } [l_3 + (l_0 + z) - l_6], \end{cases} \quad (3.24)$$

Эта система уравнений учитывает совместную деформацию основных элементов гидроцилиндра.

В случае отсутствия промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 3.5), то есть усилие  $F=0$ , уравнения (3.4)-(3.24) описывают поперечную деформацию гидроцилиндра традиционного исполнения [42], для которого характерны следующие данные его прогиба  $y_Q(x)$  [28, 36, 183]:

- абсцисса  $x_{Qmax}$  максимального значения прогиба  $y_{Qmax}$  во всех рассмотренных случаях приходится на штоки;

- применительно к гидроцилиндрам стрелы, рукояти и ковша экскаваторов значения  $x_{Qmax}$  и  $y_{Qmax}$  соответственно составляют: 1,203 м и  $0,854 \cdot 10^{-3}$  м; 1,325 м и  $1,180 \cdot 10^{-3}$  м; 0,997 м и  $0,432 \cdot 10^{-3}$  м;

- угол между гильзой и поршнем в точке  $x=(l_1+l_2)$  изменяется и уменьшается, соответственно в пределах величин от 0 до величин  $2,4 \cdot 10^{-5}$ ,  $2,7 \cdot 10^{-5}$ ,  $1,7 \cdot 10^{-5}$  радиан, а в месте сопряжения втулка-шток в точке с координатами  $x=(l_0+z)$  увеличивается до величин  $9,3 \cdot 10^{-5}$ ,  $1,05 \cdot 10^{-4}$  и  $6,6 \cdot 10^{-5}$  радиан.

- таким образом прогиб  $y_Q(x)$  это следствие изгиба штока, наибольшая величина собственной деформации штока составляет  $4,1 \cdot 10^{-4}$  м в точке 0,950 м;

- также определено что изгиб гильзы гидроцилиндра незначителен и находится в пределах 4% от величины изгиба штока.

### **3.1.2. Прогиб гидроцилиндра до приложения продольного сжимающего усилия**

До приложения эксплуатационного усилия прогиб  $y_{T0}(x)$  определяется как (Рис. 3.6) [261]

$$y_{T0}(x) = y_{\alpha}(x) + y_{\beta}(x) + y_{\delta}(x) + y_Q(x), \quad (3.25)$$

Только последнее слагаемое вызвано нагрузкой.

Максимальный прогиб  $y_{T0max}$  гидроцилиндра (Рис. 3.8), приходится на шток, но значение  $x_{T0max}$  смещается влево, и находится внутри гильзы. Гильза подвергается незначительная деформация.

Определим влияние долей слагаемых  $y_{\alpha}(x)$ ,  $y_{\beta}(x)$ ,  $y_{\delta}(x)$  и  $y_Q(x)$  на общий прогиб  $y_{T0}(x)$ , для опасного сечения штока. Определим их значения для гидроцилиндра экскаватора IV-VI размерной группы, для стрелы, рукояти и ковша. Количественные значения доли прогиба составляют [26, 37]:

- $y_{\alpha}(x)$  - 45,5%, 41,6% и 53,4%;
- $y_{\beta}(x)$  - 8,4%, 7,9% и 9,8%;
- $y_{\delta}(x)$  - 8,2%, 7,2% и 9,6%;
- $y_Q(x)$  - 37,9%, 43,3% и 27,2%,

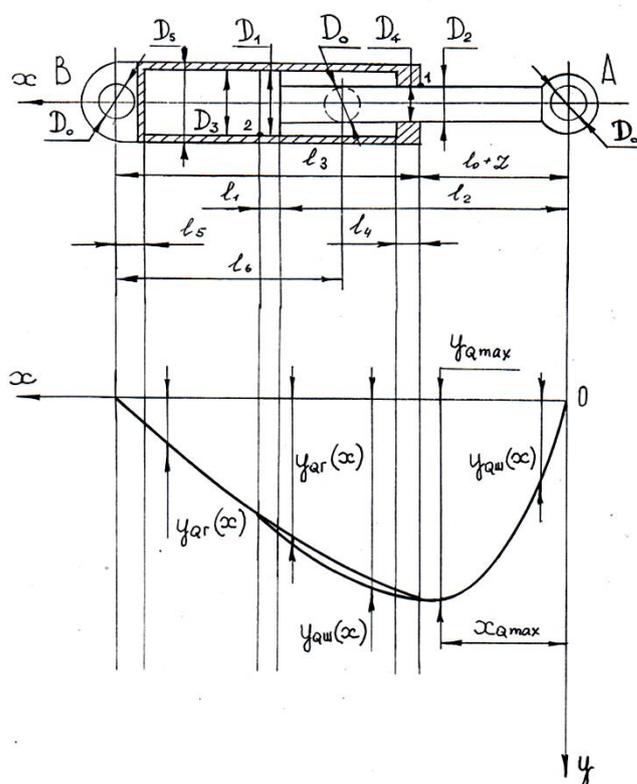


Рисунок 3.5 – Схема прогиба  $y_Q(x)$  гидроцилиндра в результате

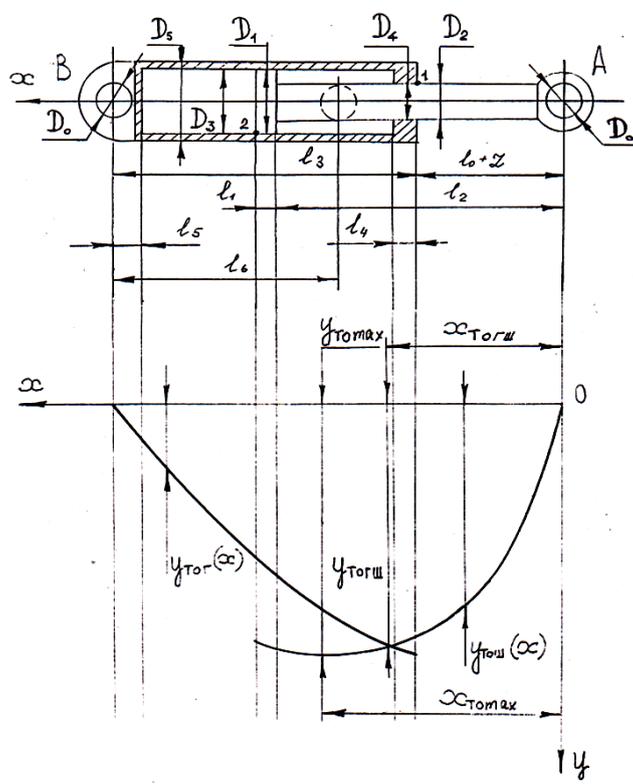


Рисунок 3.6 – Схема прогиба  $y_{T0}(x)$  гидроцилиндра до приложения продольного усилия при  $F=0$ .

поперечного нагружения при  $F=0$ .

Наибольшее влияние на величину прогиба  $y_{T0}(x)$  для гидроцилиндров экскаваторов стрелы и ковша оказывает величина прогиба  $y_{\alpha}(x)$ , а для гидроцилиндра рукояти величина прогиба  $y_Q(x)$ . Следовательно гидроцилиндр рукояти является наиболее нагруженным как следует из работ [26, 37, 148, 173, 175]. Влияние прогибов  $y_{\beta}(x)$  и  $y_{\delta}(x)$  незначительно..

Определяя влияние прогибов  $y_{\alpha}(x)$  и  $y_{T0}(x)$  (Рис. 3.1 и 3.6) было установлено в соответствии с работами [26, 37, 175] после приложения сжимающего усилия имеет место смещение координаты пересечения осей гильзы и штока от  $x_{\alpha ГШ}$  до  $x_{T0 ГШ}$  [173, 175]. Величина этого смещения  $(x_{\alpha ГШ} - x_{T0 ГШ})$  будет: для гидроцилиндров экскаваторов стрелы и рукояти  $3 \cdot 10^{-3}$  м, для гидроцилиндра ковша  $2 \cdot 10^{-3}$  м [26, 37].

Определяя значения деформации элементов гидроцилиндра до приложения продольного сжимающего усилия, установлено что на прогиб  $y_{T0}(x)$  наибольшее влияние оказывает изгиб штока, максимальные значения при этом составляют:  $0,516 \cdot 10^{-3}$  м и 0,870 м;  $0,696 \cdot 10^{-3}$  м и 0,952 м;  $0,294 \cdot 10^{-3}$  м и 0,731 м, деформация гильзы незначительна, ее величина 6 ... 8% от изгиба штока гидроцилиндра.

Необходимо определить влияние прогиба  $y_{T0}(x)$  для определения несущей способности гидроцилиндра дорожно-строительной машины и дальнейшего создания методики и средств диагностирования гидроцилиндров [26, 37, 148, 149, 281].

На рисунке 3.7 представлена информация о реакциях  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$ , возникающих в сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» вследствие поперечного нагружения гидроцилиндра традиционного исполнения при отсутствии поддержки, то есть при усилении  $F=0$ .

Установка промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Раздел 1.5), обеспечивающей выполнение условия  $y_Q(x)=0$  для  $x=(l_0+z)$  при усилении  $F>0$

(Рис. 3.8), значительно снижает эти реакции (Рис. 3.9).

При этом выбор условия  $y_Q(x)=0$  имеет своей целью изначальное снижение плеча приложения продольного сжимающего усилия  $P_S$  – основной эксплуатационной нагрузки, действующей на гидроцилиндр [26, 28, 31, 36, 37, 41, 43, 53, 64, 65, 145-150, 157, 167, 169, 172, 173, 176, 180, 183, 187, 192, 193, 204, 208, 209, 226, 232, 245, 268].

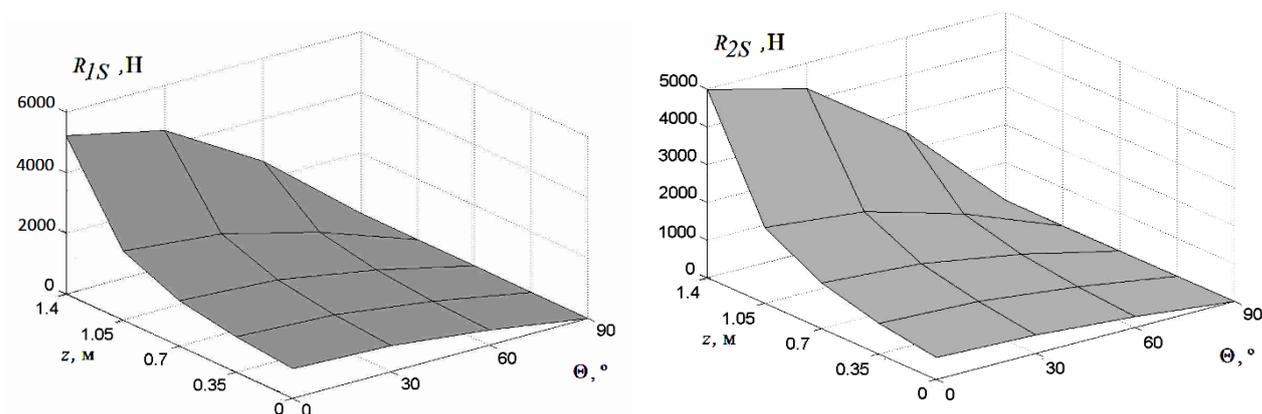


Рисунок 3.7 – Реакции  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$  в подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра традиционного исполнения, то есть  $F=0$ .

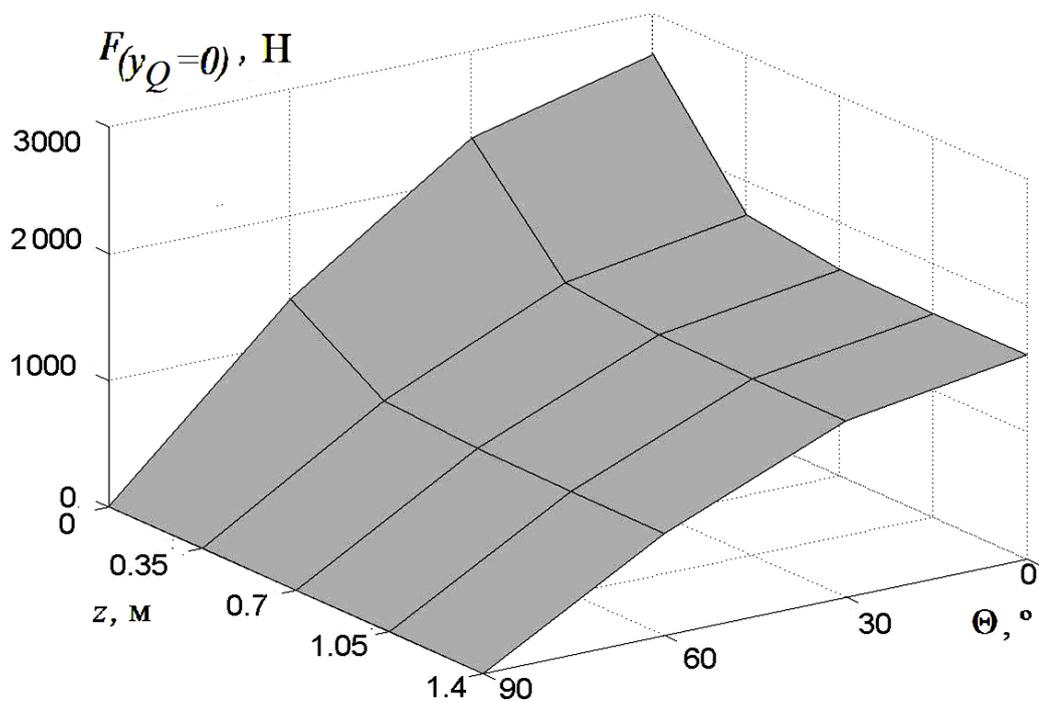


Рисунок 3.8 – Усилие поддержки  $F$ , реализуемое промежуточной сенсорной поддерживающей опорой для условия  $y_Q=0$ .

Анализ иллюстраций 3.9 позволяет заключить, что в результате поддержки гидроцилиндра при  $y_Q(x)=0$  нарушается обычный контакт элементов в его сопряжении «шток – направляющая втулка» в верхней точке штока [28, 36, 157, 183, 208], что приводит к выборке зазора в этом сопряжении и исключению прогибов  $y_\alpha(x)$ ,  $y_\beta(x)$  и  $y_\delta(x)$ .

Прогиб  $y_\gamma(x)$  вследствие разгрузки гидроцилиндра также исключается.

Перечисленное вслед за уменьшением прогиба  $y_Q(x)$  до нуля опять-таки приводит к разгрузке гидроцилиндра.

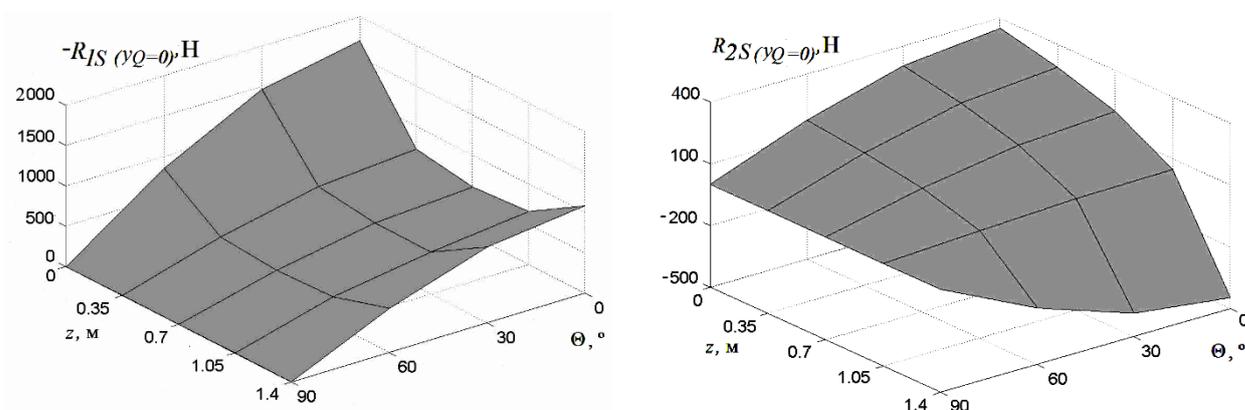


Рисунок 3.9 – Реакции  $R_{1S}$  и  $R_{2S}$  при условии поддержки гидроцилиндра при  $y_Q=0$  и  $F>0$ .

Наличие экстремума реакции  $R_{1S}$  (Рис. 3.9) свидетельствует об изменении координаты центра тяжести штока относительно точки  $x=(l_0+z)$  его контакта с направляющей втулкой при перемещении поршня со штоком.

На рисунке 3.10 представлены зависимости прогибов  $y_Q(x)$  и  $y_{T0}(x)$  гидроцилиндра традиционного исполнения от угла его наклона к поверхности тяготения  $\Theta$  и положения штока  $z$ .

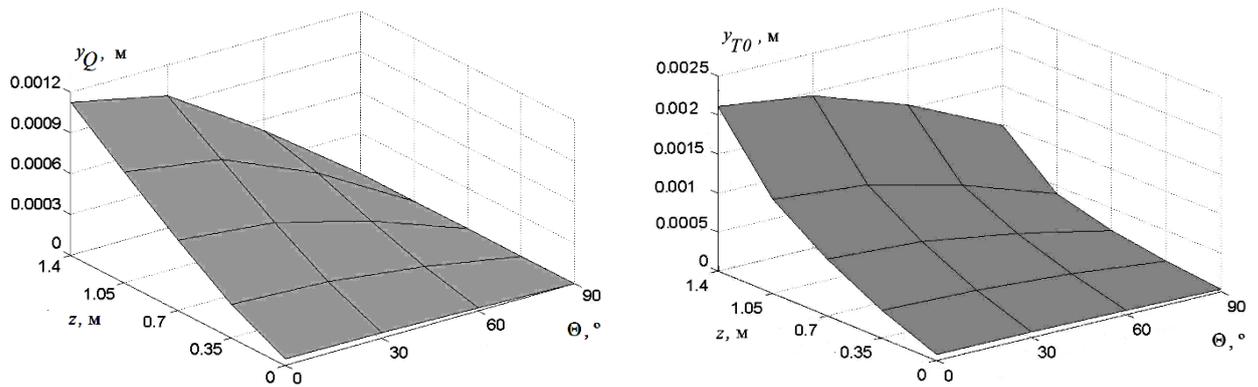


Рисунок 3.10 – Зависимости прогибов  $y_Q(x)$  и  $y_{T0}(x)$  гидроцилиндра традиционного исполнения от угла его наклона к поверхности тяготения  $\Theta$  и положения штока  $z$  при отсутствии поддержки, то есть при  $F=0$ .

При установке промежуточной сенсорной поддерживающей опоры прогибы  $y_Q(x)$  и  $y_{T0}(x)$  становятся равными нулю.

### 3.1.3. Прогиб гидроцилиндра в результате его продольного нагружения

Прогиб  $y_P(x)$  гидроцилиндра дорожно-строительной машины в результате его продольного нагружения усилием  $P_S$  определяется из уравнения вида [26, 37, 150, 185, 253, 261, 269, 282, 283]

$$d^2 y_P(x)/dx^2 + k^2 y_P(x) = -k^2 [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_D(x) + y_R(x) + e_{A,Bs} + e_{A,Bk}] \quad (3.26)$$

в котором  $k^2 = P_S / EI$ .

Проанализировав вид характеристик:  $y_\alpha(x)$ ,  $y_\beta(x)$ ,  $y_\gamma(x)$ ,  $y_\delta(x)$ ,  $y_Q(x)$ ,  $y_D(x)$ ,  $y_R(x)$ ,  $e_{A,Bs}$  и  $e_{A,Bk}$  [26, 37], запишем выражение (3.26), его правую часть полиномом четвёртой степени

$$d^2 y_P(x)/dx^2 + k^2 y_P(x) = U_4 x^4 + U_3 x^3 + U_2 x^2 + U_1 x + U_0 \quad (3.27)$$

Результатом будет неоднородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами.

$$y_P(x) = y_P^\circ(x) + y_P^*(x), \quad (3.28)$$

Таким образом, структура его общего решения имеет вид [282, 283]

Здесь:  $y_P^\circ(x)$ - для его штока гидроцилиндра [26, 37, 185, 269], решение однородного дифференциального уравнения второго порядка, например, для первого участка,

$$y_{P\text{III}}^\circ(x) = C_1 \cos k_{\text{III}} x + C_2 \sin k_{\text{III}} x; \quad (3.29)$$

$y_P^*(x)$  - для IX участка гидроцилиндра [26, 37, 185, 269] частное решение неоднородного дифференциального уравнения, записанное, в виде

$$y_{P\text{IX}}^*(x) = A_4^{\text{IX}} x^4 + A_3^{\text{IX}} x^3 + A_2^{\text{IX}} x^2 + A_1^{\text{IX}} x + A_0^{\text{IX}}, \quad (3.30)$$

где:  $A_4^{\text{IX}}, A_3^{\text{IX}}, A_2^{\text{IX}}, A_1^{\text{IX}}$  и  $A_0^{\text{IX}}$  - неизвестные, которые устанавливаются по методу неопределённых коэффициентов [282, 283]. Так для V участка гидроцилиндра:

$$\begin{aligned} 12A_4^{\text{V}} x^2 + 6A_3^{\text{V}} x + 2A_2^{\text{V}} + k_{\Gamma}^2 (A_4^{\text{V}} x^4 + A_3^{\text{V}} x^3 + A_2^{\text{V}} x^2 + A_1^{\text{V}} x + A_0^{\text{V}}) = \\ = U_4^{\text{V}} x^4 + U_3^{\text{V}} x^3 + U_2^{\text{V}} x^2 + U_1^{\text{V}} x + U_0^{\text{V}} \end{aligned} \quad (3.31)$$

при одинаковых степенях значения  $x$ , после приравнивания коэффициентов

Представим гидроцилиндр в виде стержня для определения деформации основных элементов гидроцилиндра со значениями участков (Раздел 3.1.1):

- I шток при  $0 \leq x \leq (l_0 + z)$  и  $k_{\text{III}}^2 = P_S / EI_{\text{III}}$ ;
- II шток при  $(l_0 + z) \leq x \leq l_2$  и  $k_{\text{III}}^2 = P_S / EI_{\text{III}}$ ;
- III «шток– поршень» при  $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$  и  $k_{\text{II}}^2 = P_S / EI_{\text{II}}$ ;
- IV «гильза – втулка» при  $(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_4]$  и  $k_B^2 = P_S / EI_B$ ;
- V гильза при  $[(l_0 + z) + l_4] \leq x \leq l_2$  и  $k_{\Gamma}^2 = P_S / EI_{\Gamma}$ ;
- VI гильза при  $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$  и  $k_{\Gamma}^2 = P_S / EI_{\Gamma}$ ;
- VII гильза при  $(l_1 + l_2) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z) - l_6]$  и  $k_{\Gamma}^2 = P_S / EI_{\Gamma}$ ; а
- VIII гильза при  $[l_3 + (l_0 + z) - l_6] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z) - l_5]$  и  $k_{\Gamma}^2 = P_S / EI_{\Gamma}$ ;
- IX гильза при  $[l_3 + (l_0 + z) - l_5] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$  и  $k_{\Gamma}^2 = P_S / EI_{\Gamma}$ .

Участок под номером VIII учитывается в одном случае при описании

деформации гидроцилиндров исполнением 2 (б) [42] с  $l_6 \neq 0$ .

Для гидроцилиндров дорожно-строительных машин (исполнение) 1 (а) [42], которое является самым распространенным вариантом, за VII участком соответственно с границами  $(l_1 + l_2) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z) - l_5]$  сразу следует участок IX.

В этом случае постоянные  $C_1, C_2, \dots, C_{14}, C_{17}$  и  $C_{18}$  интегрирования определяются из системы уравнений (3.32), составленной с учётом отсутствия прогиба  $y_P(x)$  в точках  $A$  и  $B$  крепления гидроцилиндра, равенства прогибов  $y_P(x)$  и углов  $dy_P(x)/dx$  поворота сечений на границах соседних участков и равенства прогибов  $y_P(x)$  в местах контакта элементов гидроцилиндра в его подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка».

$$\left. \begin{aligned}
& y_{P_{III I}}(x) = 0 \text{ при } x = 0; \\
& y_{P_{III I}}(x) = y_{P_{III II}}(x) \text{ при } x = (l_0 + z); \\
& dy_{P_{III I}}(x)/dx = dy_{P_{III II}}(x)/dx \text{ при } x = (l_0 + z); \\
& y_{P_{III II}}(x) = y_{P_{III III}}(x) \text{ при } x = l_2; \\
& dy_{P_{III II}}(x)/dx = dy_{P_{III III}}(x)/dx \text{ при } x = l_2; \\
& y_{P_{III I}}(x) = y_{P_{IV I}}(x) \text{ при } x = (l_0 + z); \\
& y_{P_{IV I}}(x) = y_{P_{IV V}}(x) \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_4]; \\
& dy_{P_{IV I}}(x)/dx = dy_{P_{IV V}}(x)/dx \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_4]; \\
& y_{P_{IV V}}(x) = y_{P_{IV VI}}(x) \text{ при } x = l_2; \\
& dy_{P_{IV V}}(x)/dx = dy_{P_{IV VI}}(x)/dx \text{ при } x = l_2; \\
& y_{P_{III III}}(x) = y_{P_{IV VI}}(x) \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\
& y_{P_{IV VI}}(x) = y_{P_{IV VII}}(x) \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\
& dy_{P_{IV VI}}(x)/dx = dy_{P_{IV VII}}(x)/dx \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\
& y_{P_{IV VII}}(x) = y_{P_{IX I}}(x) \text{ при } x = [l_3 + (l_0 + z) - l_5]; \\
& dy_{P_{IV VII}}(x)/dx = dy_{P_{IX I}}(x)/dx \text{ при } x = [l_3 + (l_0 + z) - l_5]; \\
& y_{P_{IX I}}(x) = 0 \text{ при } x = [l_3 + (l_0 + z)].
\end{aligned} \right\} \quad (3.32)$$

Прогиб гидроцилиндра  $y_P(x)$  и угол поворота сечений  $dy_P(x)/dx$  можно описать уравнениями соответственно для разных участков [185]:

$$\begin{aligned}
y_{P_{III I}}(x) &= C_1 \cos k_{III} x + C_2 \sin k_{III} x + \\
&+ A_4^I x^4 + A_3^I x^3 + A_2^I x^2 + A_1^I x + A_0^I;
\end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned}
dy_{P_{III I}}(x)/dx &= -k_{III} C_1 \sin k_{III} x + k_{III} C_2 \cos k_{III} x + \\
&+ 4A_4^I x^3 + 3A_3^I x^2 + 2A_2^I x + A_1^I;
\end{aligned} \quad (3.34)$$

$$y_{P_{III II}}(x) = C_3 \cos k_{III} x + C_4 \sin k_{III} x +$$

$$+ A_4^{\text{II}} x^4 + A_3^{\text{II}} x^3 + A_2^{\text{II}} x^2 + A_1^{\text{II}} x + A_0^{\text{II}}; \quad (3.35)$$

$$dy_{P_{\text{III}}}(x)/dx = -k_{\text{III}} C_3 \text{sink}_{\text{III}} x + k_{\text{III}} C_4 \text{cosk}_{\text{III}} x +$$

$$+ 4A_4^{\text{II}} x^3 + 3A_3^{\text{II}} x^2 + 2A_2^{\text{II}} x + A_1^{\text{II}}; \quad (3.36)$$

$$y_{P_{\text{III}}}(x) = C_5 \text{cosk}_{\text{III}} x + C_6 \text{sink}_{\text{III}} x +$$

$$+ A_4^{\text{III}} x^4 + A_3^{\text{III}} x^3 + A_2^{\text{III}} x^2 + A_1^{\text{III}} x + A_0^{\text{III}}; \quad (3.37)$$

$$dy_{P_{\text{III}}}(x)/dx = -k_{\text{III}} C_5 \text{sink}_{\text{III}} x + k_{\text{III}} C_6 \text{cosk}_{\text{III}} x +$$

$$+ 4A_4^{\text{III}} x^3 + 3A_3^{\text{III}} x^2 + 2A_2^{\text{III}} x + A_1^{\text{III}}; \quad (3.38)$$

$$y_{P_{\text{IV}}}(x) = C_7 \text{cosk}_B x + C_8 \text{sink}_B x +$$

$$+ A_4^{\text{IV}} x^4 + A_3^{\text{IV}} x^3 + A_2^{\text{IV}} x^2 + A_1^{\text{IV}} x + A_0^{\text{IV}}; \quad (3.39)$$

$$dy_{P_{\text{IV}}}(x)/dx = -k_B C_7 \text{sink}_B x + k_B C_8 \text{cosk}_B x +$$

$$+ 4A_4^{\text{IV}} x^3 + 3A_3^{\text{IV}} x^2 + 2A_2^{\text{IV}} x + A_1^{\text{IV}}; \quad (3.40)$$

$$y_{P_{\text{V}}}(x) = C_9 \text{cosk}_{\Gamma} x + C_{10} \text{sink}_{\Gamma} x +$$

$$+ A_4^{\text{V}} x^4 + A_3^{\text{V}} x^3 + A_2^{\text{V}} x^2 + A_1^{\text{V}} x + A_0^{\text{V}}; \quad (3.41)$$

$$dy_{P_{\text{V}}}(x)/dx = -k_{\Gamma} C_9 \text{sink}_{\Gamma} x + k_{\Gamma} C_{10} \text{cosk}_{\Gamma} x +$$

$$+ 4A_4^{\text{V}} x^3 + 3A_3^{\text{V}} x^2 + 2A_2^{\text{V}} x + A_1^{\text{V}}; \quad (3.42)$$

$$y_{P_{\text{VI}}}(x) = C_{11} \text{cosk}_{\Gamma} x + C_{12} \text{sink}_{\Gamma} x +$$

$$+ A_4^{\text{VI}} x^4 + A_3^{\text{VI}} x^3 + A_2^{\text{VI}} x^2 + A_1^{\text{VI}} x + A_0^{\text{VI}}; \quad (3.43)$$

$$dy_{P_{\text{VI}}}(x)/dx = -k_{\Gamma} C_{11} \text{sink}_{\Gamma} x + k_{\Gamma} C_{12} \text{cosk}_{\Gamma} x +$$

$$+ 4A_4^{\text{VI}} x^3 + 3A_3^{\text{VI}} x^2 + 2A_2^{\text{VI}} x + A_1^{\text{VI}}; \quad (3.44)$$

$$y_{P_{\text{VII}}}(x) = C_{13} \text{cosk}_{\Gamma} x + C_{14} \text{sink}_{\Gamma} x +$$

$$+ A_4^{\text{VII}} x^4 + A_3^{\text{VII}} x^3 + A_2^{\text{VII}} x^2 + A_1^{\text{VII}} x + A_0^{\text{VII}}; \quad (3.45)$$

$$dy_{P_{\text{VII}}}(x)/dx = -k_{\Gamma} C_{13} \text{sink}_{\Gamma} x + k_{\Gamma} C_{14} \text{cosk}_{\Gamma} x +$$

$$+ 4A_4^{\text{VII}} x^3 + 3A_3^{\text{VII}} x^2 + 2A_2^{\text{VII}} x + A_1^{\text{VII}}; \quad (3.46)$$

$$y_{P\Gamma VIII}(x) = C_{15} \cos k_{\Gamma} x + C_{16} \sin k_{\Gamma} x + A_4^{VIII} x^4 + A_3^{VIII} x^3 + A_2^{VIII} x^2 + A_1^{VIII} x + A_0^{VIII}; \quad (3.47)$$

$$dy_{P\Gamma VIII}(x)/dx = -k_{\Gamma} C_{15} \sin k_{\Gamma} x + k_{\Gamma} C_{16} \cos k_{\Gamma} x + 4A_4^{VIII} x^3 + 3A_3^{VIII} x^2 + 2A_2^{VIII} x + A_1^{VIII}; \quad (3.48)$$

$$y_{P\Gamma IX}(x) = C_{17} \cos k_{\Gamma} x + C_{18} \sin k_{\Gamma} x + A_4^{IX} x^4 + A_3^{IX} x^3 + A_2^{IX} x^2 + A_1^{IX} x + A_0^{IX}; \quad (3.49)$$

$$dy_{P\Gamma IX}(x)/dx = -k_{\Gamma} C_{17} \sin k_{\Gamma} x + k_{\Gamma} C_{18} \cos k_{\Gamma} x + 4A_4^{IX} x^3 + 3A_3^{IX} x^2 + 2A_2^{IX} x + A_1^{IX}; \quad (3.50)$$

Для определения экстремума функции  $y_P(x)$ , использовался алгоритм и программа [150]. Определено, что максимальные значения  $x_{Pmax}$  и  $y_{Pmax}$  справедливы для штоков гидроцилиндров традиционного исполнения. Значения этих величин для гидроцилиндра рукояти строительного экскаватора IV-VI размерных групп будет 1,300 м и  $4,113 \cdot 10^{-3}$  м [36, 183]. В процессе эксплуатации увеличивается изгиб штока и фиксируется смещение точки максимального прогиба вправо. Для рассматриваемого варианта  $x_{Qmax} = 1,325$  м до  $x_{Pmax} = 1,300$  м [36, 183].

Преимущество такого подхода [36, 183] к оценке деформации гидроцилиндра вследствие его продольного нагружения заключается в описании двух кривых на участке взаимного расположения штока и гильзы (корпуса), а также изменением их взаимного расположения в точках контакта, то есть внутри гильзы (Рис. 3.11). Так, установлено, что для вышеназванного гидроцилиндра угол между гильзой и поршнем изменяется от нуля до  $4,6 \cdot 10^{-4}$  радиан, а в точке контакта штока со втулкой – от нуля до  $4,65 \cdot 10^{-4}$  радиан [36, 183], причём в первом случае в сторону уменьшения, а во втором – увеличения угловой несоосности подвижного и неподвижного элементов гидроцилиндра.

Определяя общий прогиб гидроцилиндра  $y_P(x)$  установлено, что прогиб происходит из-за деформации штока, наибольшее значение которого

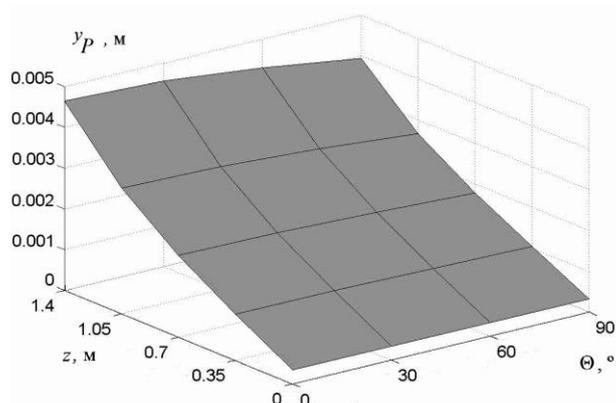
определяется ординатой  $1,698 \cdot 10^{-3}$  м и абсциссой 0,860 м. Определено, также, что изгиб гильзы мал и составляет не более 9% от величины деформации штока [36, 183].

При установке промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Раздел 1.5) с усилием поддержки  $F$ , обеспечивающим  $y_Q(x)=0$ , вследствие того, что, как отмечалось выше (Раздел 3.1.2), прогибы  $y_\alpha(x)$ ,  $y_\beta(x)$ ,  $y_\gamma(x)$ ,  $y_\delta(x)$  и  $y_D(x)$  исключаются, выражение (3.26) для нахождения прогиба  $y_P(x)$  меняет свой вид

$$d^2 y_P(x)/dx^2 + k^2 y_P(x) = -k^2 [y_R(x) + e_{A,Bs} + e_{A,Bk}]. \quad (3.51)$$

Кроме этого, вследствие поддержки гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой и, следовательно, уменьшения опорных реакций  $R_{AS}$  и  $R_{BS}$  (Раздел 2.4.1), значительно снижается величина эксцентриситета  $e_{A,Bs}$  приложения в опорах  $A$  и  $B$  гидроцилиндра продольного сжимающего усилия  $P_S$ .

Всё выше перечисленное количественно иллюстрируется рисунками 3.12-3.14, на которых представлены зависимости прогиба  $y_P(x)$  гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой от угла его наклона к поверхности тяготения  $\Theta$  и положения штока  $z$ , а также реакции  $R_{1P}$  и  $R_{2P}$  в подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра при условии его поддержки при  $y_Q=0$  и без таковой.



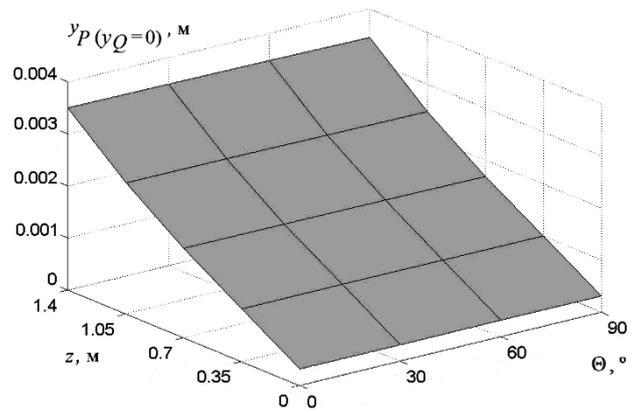
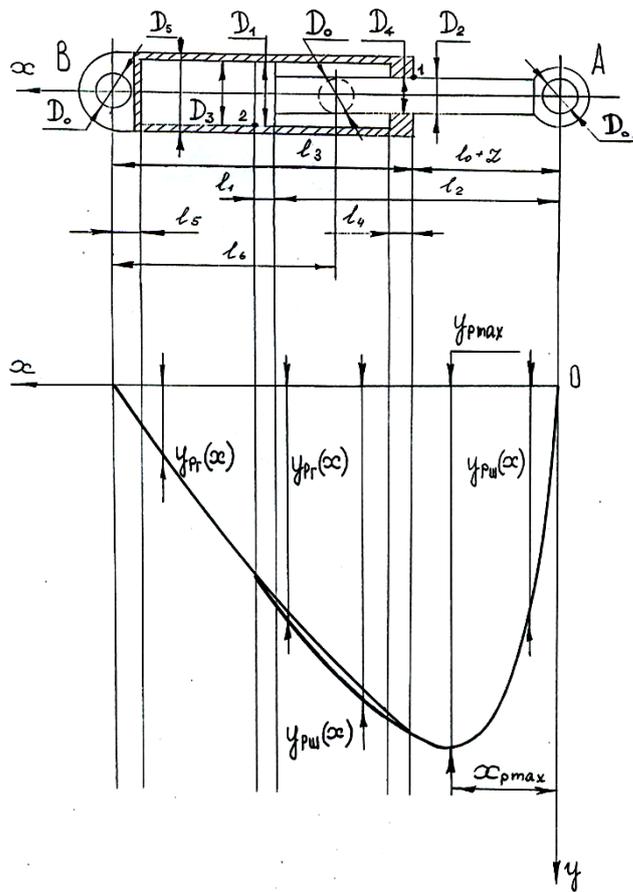


Рисунок 3.12 – Зависимости прогиба  $y_P(x)$  гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой от угла его наклона к поверхности тяготения  $\Theta$  и положения штока  $z$ .

Рисунок 3.11 – Схема прогиба гидроцилиндра от продольного нагружения.

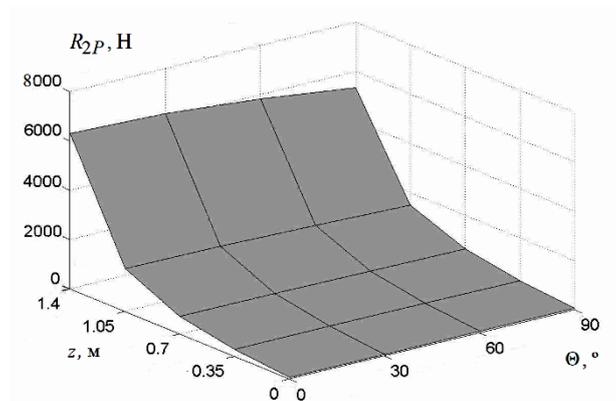
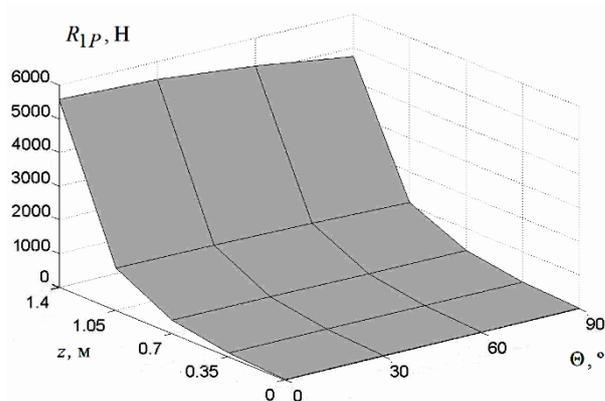


Рисунок 3.13 – Реакции  $R_{1P}$  и  $R_{2P}$  в сопряжениях гидроцилиндра традиционного исполнения.

### 3.1.4. Полный прогиб гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения

Полный прогиб гидроцилиндра традиционного исполнения описывается суммой составляющих его прогибов (Раздел 3.1)

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (3.52)$$

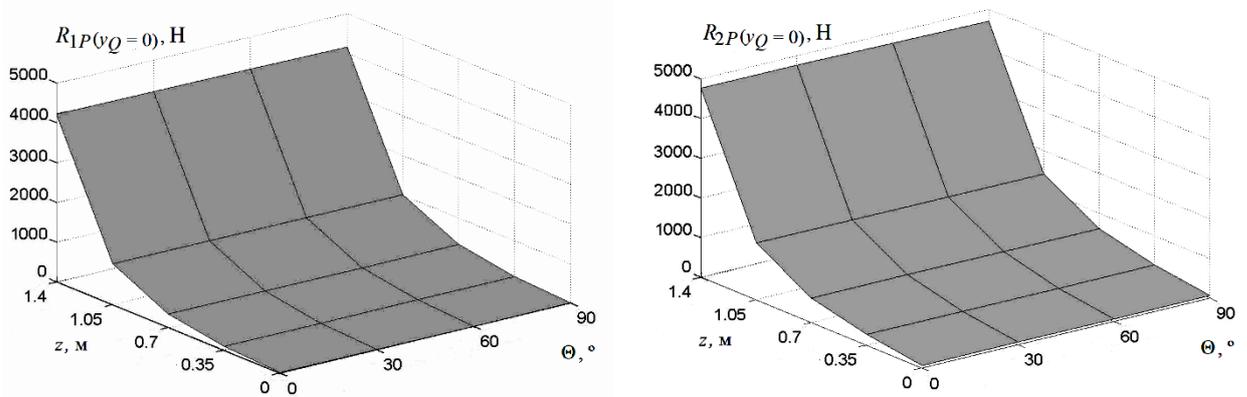


Рисунок 3.14 – Реакции  $R_{1P}$  и  $R_{2P}$  при условии поддержки гидроцилиндра при  $y_Q=0$  и  $F>0$ .

Учитывая выражение для прогиба  $y_P(x)$  (Раздел 3.1.3), запишем для  $y_T(x)$  и  $dy_T(x)/dx$  полной продольной деформации гидроцилиндра в вертикальной плоскости, например, для третьего его участка:

$$y_{TIII}(x) = C_5 \cos k_{II} x + C_6 \sin k_{II} x + (A_4^{III} + B_4^{III}) x^4 + (A_3^{III} + B_3^{III}) x^3 + (A_2^{III} + B_2^{III}) x^2 + (A_1^{III} + B_1^{III}) x + (A_0^{III} + B_0^{III}), \quad (3.53)$$

$$dy_{TIII}(x)/dx = -k_{II} C_5 \sin k_{II} x + k_{II} C_6 \cos k_{II} x + 4(A_4^{III} + B_4^{III}) x^3 + 3(A_3^{III} + B_3^{III}) x^2 + 2(A_2^{III} + B_2^{III}) x + (A_1^{III} + B_1^{III}) \quad (3.54)$$

Здесь  $B_0 \dots B_4$  – коэффициенты полинома  $\sum_{i=0}^{i=4} B_i x^i$  степени  $i=4$  [28, 36, 183,

261, 262, 273-275]

$$\sum_{i=0}^{i=4} B_i x^i = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x) \quad (3.55)$$

Изгибающий момент [215] описывает вторая и третья производная функции

(3.53).

Подвергая анализу величины деформации  $y_T(x)$  и  $dy_T(x)/dx$ , определяем, что максимальные значения  $x_{Tmax}$  и  $y_{Tmax}$  экстремума функции  $y_T(x)$  действуют на штоки гидроцилиндров, вследствие чего существенно возрастает момент  $M_y(x)$ .

Подвергая анализу слагаемые уравнения (3.52) прогиба  $y_T(x)$  в точке  $x_{Tmax}$  определяем значительное влияние прогиба  $y_P(x)$  в пределах 55%.

Кроме того, существенно изменяются расположения подвижных элементов гидроцилиндра в контактируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – втулка». Угол между поршнем и гильзой снизился до  $8,55 \cdot 10^{-4}$  радиан, а угол между штоком и втулкой увеличился до значений  $1,912 \cdot 10^{-3}$  радиан.

В процессе эксплуатации эти явления усугубляются.

Для описания собственной деформации  $y_{ТС}(x)$  элементов гидроцилиндра (Рис. 3.15) можно использовать выражения:

- штока-поршень  $0 \leq x \leq (l_1 + l_2)$  в системе координат  $X_1O_1Y_1$

$$y_{ТШС}(x) = [y_{ТШ}(x) - x \operatorname{tg} \psi_1] \cos \psi_1; \quad (3.56)$$

- гильз-втулка  $(l_0 + z) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$  в системе координат  $X_2O_2Y_2$

$$y_{ТТС}(x) = \langle y_{ТТ}(x) - \{[l_3 + (l_0 + z)] - x\} \operatorname{tg} \psi_2 \rangle \cos \psi_2, \quad (3.57)$$

Где  $\psi_1$  и  $\psi_2$  - углы, определяющие положение систем координат  $X_1O_1Y_1$  и  $X_2O_2Y_2$  в общей системе координат  $XOY$ , определяются:

- для  $x = (l_1 + l_2)$

$$\psi_1 = y_{ТШ}(x) / (l_1 + l_2); \quad (3.58)$$

- для  $x = (l_0 + z)$

$$\psi_2 = y_{ТТ}(x) / l_3. \quad (3.59)$$

Но значение  $y_{ТС}(x)$  включает и напряжённое искривление длинномерных элементов гидроцилиндра и прогибы  $y_\alpha(x)$   $y_\delta(x)$ , кроме того начальный  $y_\beta(x)$  и эксплуатационный  $y_\gamma(x)$ .

Для выделения этих величин:

- штока-поршень при  $0 \leq x \leq (l_1 + l_2)$  в системе координат  $X_3O_3Y_3$

$$y_{\beta\gamma\text{ШС}}(x) = [y_{\alpha\text{Ш}}(x) + y_{\beta\text{Ш}}(x) + y_{\gamma\text{Ш}}(x) + y_{\delta\text{Ш}}(x) - x \operatorname{tg}\psi_3] \cos\psi_3; \quad (3.60)$$

- гильза-втулка при  $(l_0 + z) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$  в системе координат  $X_4O_4Y_4$

$$y_{\beta\Gamma\text{С}}(x) = \langle y_{\alpha\Gamma}(x) + y_{\beta\Gamma}(x) + y_{\gamma\Gamma}(x) + y_{\delta\Gamma}(x) - \{[l_3 + (l_0 + z)] - x\} \operatorname{tg}\psi_4 \rangle \cos\psi_4. \quad (3.61)$$

Уравнение (3.61) учитывает, что прогиб  $y_{\gamma}(x)$  гидроцилиндра является следствием нагрузок во время эксплуатации.

Уравнение для определения углов  $\psi_3$  и  $\psi_4$ , определяющих координаты  $X_3O_3Y_3$  и  $X_4O_4Y_4$ :

- при  $x = (l_1 + l_2)$

$$\psi_3 = [y_{\alpha\text{Ш}}(x) + y_{\beta\text{Ш}}(x) + y_{\gamma\text{Ш}}(x) + y_{\delta\text{Ш}}(x)] / (l_1 + l_2); \quad (3.62)$$

- при  $x = (l_0 + z)$

$$\psi_4 = [y_{\alpha\Gamma}(x) + y_{\beta\Gamma}(x) + y_{\gamma\Gamma}(x) + y_{\delta\Gamma}(x)] / l_3. \quad (3.63)$$

Учитывая вышесказанное запишем уравнение напряжённой деформации длинномерных несущих элементов гидроцилиндра в виде:

- сопряжение поршень-шток  $0 \leq x \leq (l_1 + l_2)$

$$y_{T\text{ШСН}}(x) = y_{T\text{ШС}}(x) - y_{\beta\gamma\text{ШС}}(x) \quad (3.64)$$

- сопряжение гильза-втулка  $(l_0 + z) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$

$$y_{T\Gamma\text{СН}}(x) = y_{T\Gamma\text{С}}(x) - y_{\beta\Gamma\text{С}}(x). \quad (3.65)$$

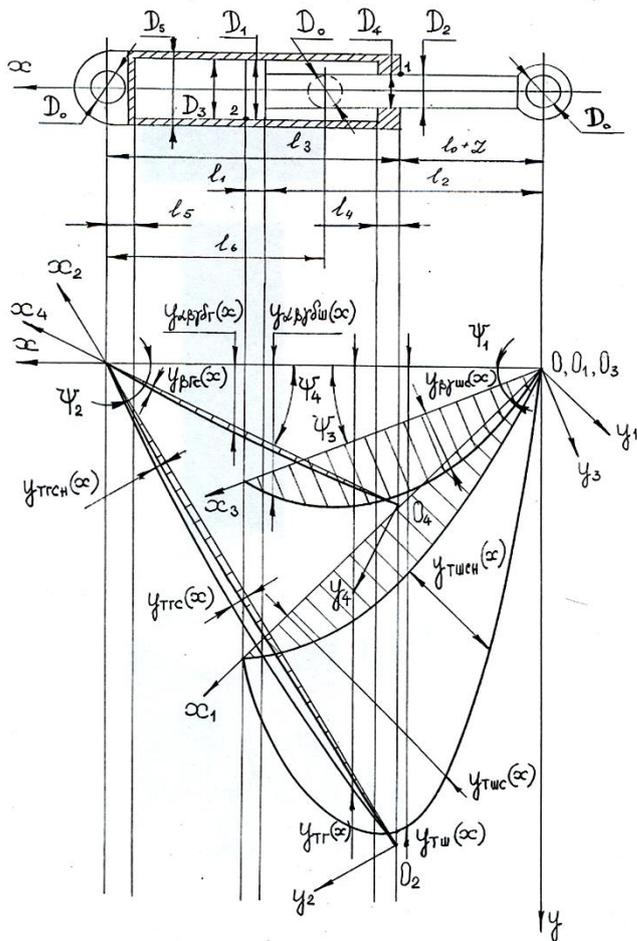


Рисунок 3.15 – Схема прогиба гидроцилиндра

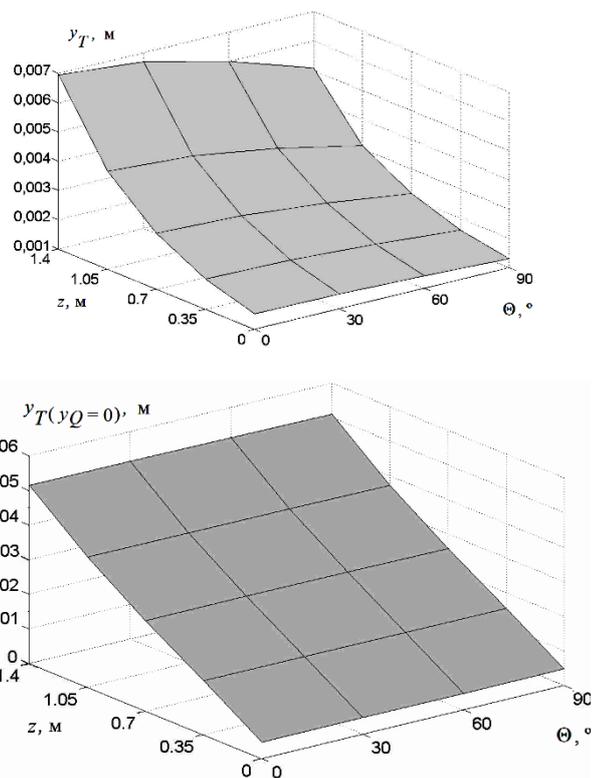


Рисунок 3.16 – Зависимости прогиба  $y_T(x)$  гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой от угла его наклона к поверхности тяготения  $\Theta$  и положения штока  $z$ .

Количественный анализ собственной напряжённой деформации  $y_{TCH}(x)$  элементов гидроцилиндров экскаваторов IV-VI размерных групп позволил установить, что главной причиной прогиба гидроцилиндров дорожно-строительных машин является искривление штока. Максимальное значение этого прогиба  $2,289 \cdot 10^{-3}$  м находится в точке 0,912 м.

Наличие прогиба  $y_{TCH}(x)$  крайне важно для установления условий заклинивания штока в гильзе [34].

В результате установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Раздел 1.5), обеспечивающей условие отсутствия прогиба  $y_Q(x)$  гидроцилиндра от поперечной нагрузки до приложения продольного сжимающего усилия  $P_S$ , характеристики нагрузочной способности

гидроцилиндра существенно изменяются. Такие характеристики как полный прогиб  $y_T(x)$  (Рис. 3.16) и полные реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» (Рис. 3.17 и 3.18).

С учётом суммарного прогиба  $y_T(x)$  полные реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$ , описываемые выражением (2.41) иллюстрируются рисунком (3.17).

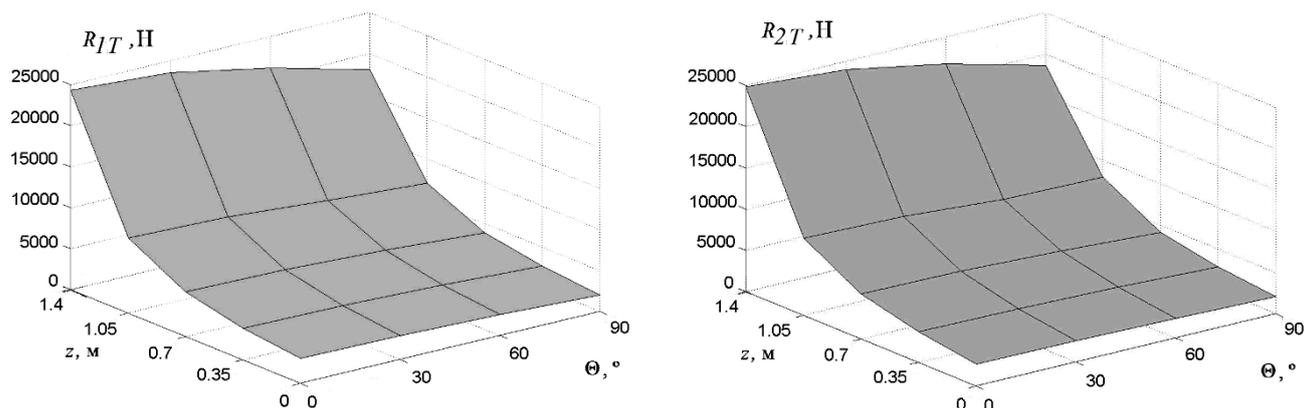


Рисунок 3.17 – Полные реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  в сопряжениях гидроцилиндра традиционного исполнения с учётом нагрузок, в том числе обусловленных кинематикой привода ДСМ.

Количественно это иллюстрируется следующим образом: полный прогиб  $y_T(x)$  снижается на 32% ... 40% (Рис. 3.16), а реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  в сопряжениях – снижаются от 28% до 30% в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвигания его штока (Рис. 3.17 и 3.18). Представленные данные наглядно свидетельствуют о разгрузке гидроцилиндра и подтверждают актуальность проводимых в этой области исследований (Раздел 1.5).

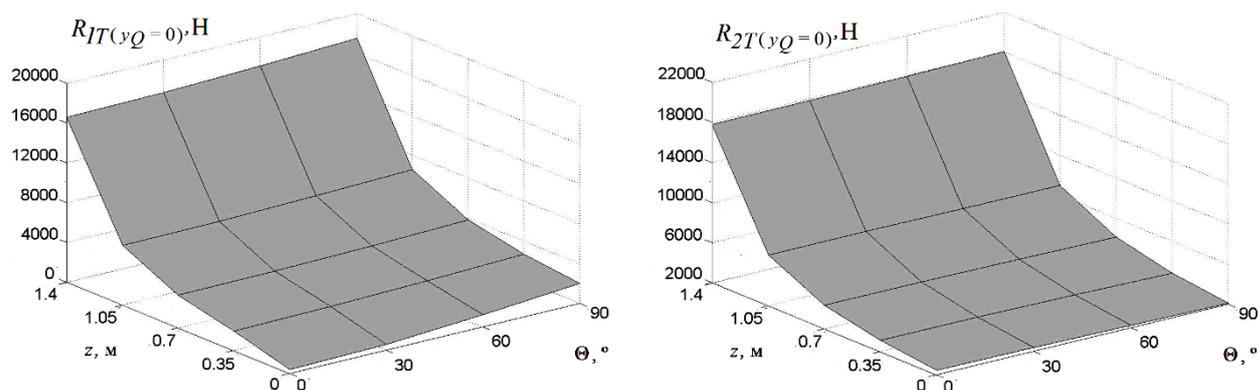


Рисунок 3.18 – Реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  при условии поддержки гидроцилиндра при  $y_Q=0$  и  $F>0$ .

### 3.2. Напряжённое состояние элементов гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой

Работоспособность гидроцилиндров дорожно-строительных машин по нагрузочной способности зависит от предела прочности его основных конструктивных элементов [36, 41, 146, 148, 155, 157, 175, 183, 201, 208, 209, 212, 232, 245, 253, 261-264, 284]. Безотказная работа гидроцилиндра и состояние его элементов в опасном сечении, имеющем координату  $x$ , определяется условием невышшения или «несущая способность – нагрузка» [231, 318, 364, 372]

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]_j, \quad (3.66)$$

Здесь напряжения или нагрузка,  $\sigma_i(x)$ ,  $[\sigma]_j$  - допускаемые напряжения нагрузочная способность.

Пластические деформации элементов гидроцилиндров дорожно-строительных машин чаще всего возникают из-за изменения микроструктуры материала разрушения [36, 41, 43, 53, 145, 150, 168, 169, 171, 172, 183, 253] при знакопеременном эксплуатационном нагружении, другими словами по причине усталостного.

Условие невышшения, как следует из вышесказанного, знакопеременных нагрузках [282, 283]:

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]_j = \sigma_{-1} / k_s, \quad (3.67)$$

Здесь  $k_s$  –коэфф. запаса прочности, определяется выражением [204]:

$$k_s = \left(1 - \omega_{-1}^2 \Lambda^2\right)^{-1} + \left\{ \left(1 - \omega_{-1}^2 \Lambda^2\right)^{-1} \times \right. \\ \left. \times \left[ \left(1 - \omega_{-1}^2 \Lambda^2\right)^{-1} - \left(1 - \omega_a^2 \Lambda^2\right) \right] \right\}^{1/2} \quad (3.68)$$

При этом требуется выполнение неравенства

$$k_{smin} \geq \sigma_{-1} k_{\sigma}^{-1} (\sigma_{-1} - \mu_{-1} \Lambda)^{-1}. \quad (3.69)$$

Где:  $\omega_{-1}, \omega_a$  –коэфф. изменения амплитудных напряжений  $\sigma_a(x)$  а также предела выносливости  $\sigma_{-1}$ ;  $k_{\sigma}$  – коэффициент безопасности [208, 221, 276]  $\Lambda$  – квантиль нормального распределения;  $\mu_{-1}$  – среднее квадратическое отклонение предела  $\sigma_{-1}$  выносливости [204, 285-287];.

Учитывая вышесказанное, для обеспечения работоспособности и долговечности нужно описать состояние каждого элемента гидроцилиндра отдельно.

### 3.2.1. Напряжённое состояние штока гидроцилиндра дорожно-строительной машины

Во время эксплуатации шток гидроцилиндра совершает возвратно-поступательные движения и, соответственно, подвергается растяжению и сжатию [36, 183, 287, 293] с наибольшими отрицательными напряжениями  $\sigma_{min_i}(x)$  сжатия

$$\sigma_{min_i}(x) = \frac{P_S}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot y_{T_i}(x)}{W(x)} \pm \frac{M_R(x)}{W(x)} \quad (3.70)$$

и положительными  $\sigma_{max_i}(x)$  растяжения

$$\sigma_{max_i}(x) = \frac{P_S'}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{P_S' \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P_S' \cdot y_{T_i}(x)}{W(x)} \pm \frac{M_R(x)}{W(x)}, \quad (3.71)$$

возникающими в его опасном сечении [36, 183] с параметрами  $F(x)$  – площадь поперечного сечения штока и  $W(x)$  – осевой момент сопротивления сечения в  $i$ -ый момента времени.

Параметры [36, 183]  $P_S$  и  $P_S'$  – соответственно сжимающее усилие и

растягивающее усилие, действующее на гидроцилиндр. Для  $P_s$  справедливо выражение (2.8), для  $P_s'$ :

$$P_s' = \pi \left[ (D_1^2 - D_2^2) p_2 - D_1^2 p_1 \right] k_k / 4 \quad (3.72)$$

Где:  $p_2$  давление жидкости в штоковой полости,  $p_1$  в поршневой [41-44, 157].

С учётом этого, принимая во внимание выкладки работ [36, 183], условие работоспособного состояния гидроцилиндра с заданным уровнем надёжности (выражение 3.68) может быть обозначено зависимостью

$$\sigma_{сж_i}(x) = \left| \sigma_{min_i}(x) \right| \leq [\sigma_{сж\sigma_{-1}}] = [2\sigma_{-1} / k_s - \sigma_{max}(x)(k_{кон} / \beta_s \varepsilon_s + \varphi_s)] \div (k_{кон} / \beta_s \varepsilon_s + \varphi_s). \quad (3.70)$$

$k_{кон}$ ,  $k_s$ ,  $\beta_s$ ,  $\varepsilon_s$ ,  $\varphi_s$  и  $\sigma_{-1}$  выбранные величины для конкретного гидроцилиндра [183].

Из вышесказанного следует, что все величины напряжения  $\sigma_{сж_i}(x) = \left| \sigma_{min_i}(x) \right|$  переменны и возрастают в процессе эксплуатации, достигая со временем предельных значений  $[\sigma_{сж\sigma_{-1}}]$ .

При этом изгибающий момент  $M_y(x)$  в обоих случаях в соответствии с выражениями (2.36) и (3.52) характеризуется прогибом  $y_T(x)$ , равным:

- для случая моторного хода штока гидроцилиндра

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_P(x) + y_Q(x) + y_R(x); \quad (3.71)$$

- для случая насосного хода

$$y_T(x) = y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_Q(x) + y_R(x). \quad (3.72)$$

В этом случае количественно напряжённое состояние в опасном сечении штока гидроцилиндра рукояти экскаватора IV размерной группы при действующей нагрузке  $+M_R(x)$  на начальный момент его эксплуатации характеризуется напряжениями:  $\sigma_{min}(x) = -158,2$  МПа и  $\sigma_{max}(x) = 29,7$  МПа при угле  $\Theta = 0$  и наибольшем выдвигении штока  $z = 1,4$  м.

После установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Раздел 1.5) записи (3.71) и (3.72) меняются следующим образом:

- для случая моторного хода штока гидроцилиндра

$$y_T(x) = y_\delta(x) + y_P(x) + y_R(x); \quad (3.73)$$

- для случая насосного хода

$$y_T(x) = y_R(x). \quad (3.74)$$

Зависимости напряжений  $\sigma_{сж}(x)$  от угла его наклона к поверхности тяготения  $\Theta$  и положения штока  $z$  для гидроцилиндров традиционного исполнения и аналогичного с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой представлены на рисунке 3.19. Как следует из проиллюстрированных данных о напряжениях сжатия  $\sigma_{сж}(x)$  разгрузка в наиболее нагруженном сечении штока гидроцилиндра приводит к их уменьшению до 20%.

### 3.2.2. Напряжённое состояние гильзы гидроцилиндра

В процессе функционирования на гильзу гидроцилиндра действуют переменные напряжения, отличающиеся тем, что эти напряжения всегда положительны и на момент начала эксплуатации строительно-дорожной машины их величина 20 ... 30% от величины предела выносливости  $\sigma_{-1}$ , а также расчётное рабочее число циклов его нагружения составляет менее 1% от базового, применительно к материалам гильзы [41, 42, 156, 288].

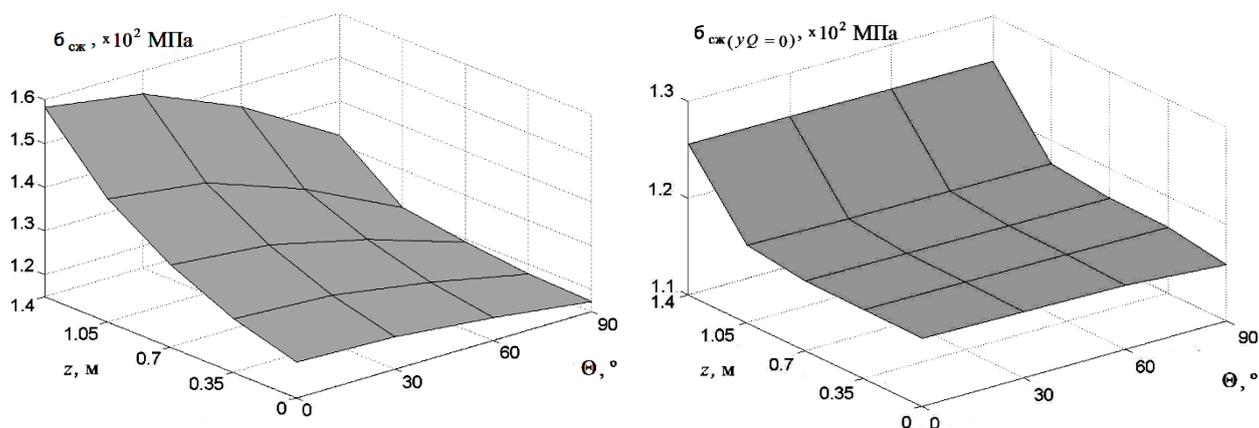


Рисунок 3.19 – Напряжения сжатия  $\sigma_{сж}(x)$  в опасном сечении штока для гидроцилиндров традиционного исполнения и аналогичного с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $y_Q=0$  и  $F>0$ .

Учитывая это напряжённое состояние гильзы гидроцилиндра описываем

напряжениями  $\sigma_p(x)$  растяжения [37, 41, 183, 157, 208, 289-291], согласно 4-й теории прочности выражением

$$\sigma_p(x) = \sqrt{\frac{[\sigma_y - \sigma_x(x)]^2 + [\sigma_x(x) - \sigma_z]^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2}{2}}. \quad (3.75)$$

Значения  $\sigma_x(x)$ ,  $\sigma_y$  и  $\sigma_z$  есть переменные по оси  $X$  (Рис. 3.4) осевые напряжения, а также окружные и радиальные, которые не зависят от места сечения гильзы.

При этом  $\sigma_x'(x)$  и переменных по времени кумулятивных  $\sigma_x''(x)$ , напряжений:

$$\sigma_x(x) = \sigma_x'(x) + \sigma_x''(x), \quad (3.76)$$

которые описываются соответственно формулами:

- при  $z = \max$

$$\sigma_x'(x) = p_1 D_1^2 / (D_5^2 - D_3^2); \quad (3.77)$$

- при  $z = z_i$

$$\sigma_x'(x) = 0; \quad (3.78)$$

- при любых значениях  $z$

$$\begin{aligned} \sigma_x''(x) = 32D_5 [M_Q(x) + M_{A,Bs}(x) + M_{A,Bk}(x) + M_{A,Be}(x) + \\ + M_y(x)] / \pi(D_5^4 - D_3^4), \end{aligned} \quad (3.79)$$

а остальные, по аналогии с известными трудами [41, 194, 282, 293], следует описать выражениями:

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_y &= \frac{4R_{2T}k_f}{\pi(D_5^2 - D_3^2)} \text{ при } z = z_i; \\ \sigma_y &= p_1 \frac{(D_5^2 + D_3^2)}{(D_5^2 - D_3^2)} \text{ при } z = \max; \end{aligned} \right. \quad (3.80)$$

$$\sigma_z = -p_1, \quad (3.81)$$

где  $k_f$  – коэффициент трения бронзового поршня по стальной гильзе [156, 157].

При этом первое выражение системы (3.80) записано с учётом того факта, что осевое растяжение гильзы при выдвигании штока с поршнем при  $z = z_i$  происходит только за счёт трения элементов сопряжения «поршень – гильза» [41, 194].

Далее решаем уравнение относительно  $\sigma_x(x)$  (3.75) также учитываем условия (3.66). В результате получаем условие безотказности эксплуатации гидроцилиндра:

$$\sigma_p(x)_i = \sigma_x(x) \leq \frac{1}{2} \left\{ (\sigma_y + \sigma_z) + \sqrt{\frac{4[\sigma_p]^2}{k_s'^2} - 3(\sigma_y + \sigma_z)^2} \right\}, \quad (3.82)$$

где:  $[\sigma_p]$  – предел прочности на растяжение материала гильзы [41, 156, 288, 294];  $k_s'$  – коэффициент запаса прочности гильзы гидроцилиндра, [204, 295, 296],

$$k_s' = \sigma_{пр} / k_{\sigma} \sigma_{нагр}. \quad (3.83)$$

Где:  $k_{\sigma}$  – коэффициент безопасности [204, 296];  $\sigma_{нагр}$  – напряжения в гильзе гидроцилиндра в результате воздействия максимальной нагрузки (Раздел 2.4.5).

Оценивая дискриминант уравнения (3.82) получаем предел ее использования  $\sigma_{пр}(x) = \sqrt{3}(\sigma_y - \sigma_z)k_s' / 2$  и  $\sigma_x(x) = (\sigma_y + \sigma_z) / 2$ .

Вследствие действия на гидроцилиндр всех описанных факторов эксплуатационные значения  $\sigma_i(x) = \sigma_x(x)$  постоянно возрастают, достигая со временем предельных допустимых значений.

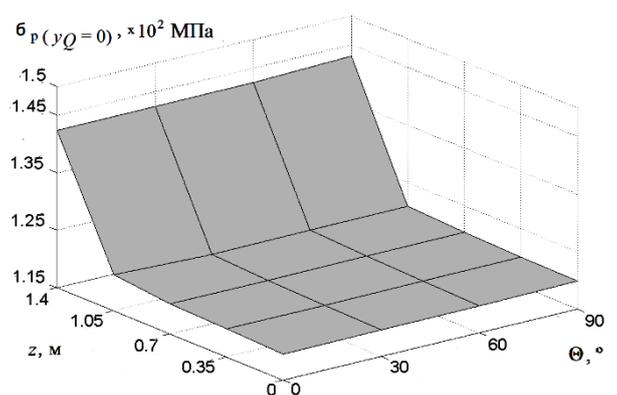
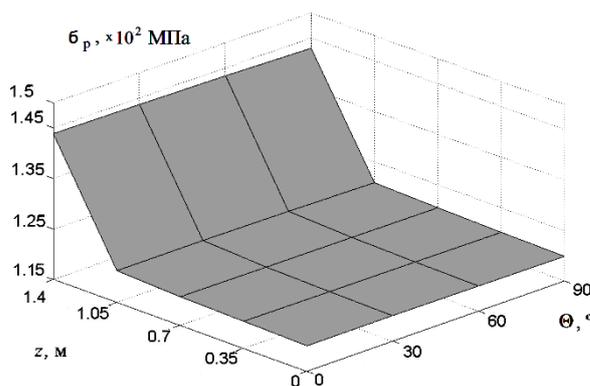


Рисунок 3.20 – Зависимости максимальных напряжений растяжения  $\sigma_p(x)$  гильзы (корпуса) для гидроцилиндров традиционного исполнения и аналогичного с промежуточной поддерживающей опорой при  $y_0=0$  и  $F>0$ .

Напряжённое состояние гильзы гидроцилиндра дорожно-строительной машины в начале эксплуатации количественно соответствует следующим величинам [36, 183],  $\sigma_{max}(x) = 111,52$  МПа при  $z = max$   $\sigma_{max}(x) = 31,00 \dots 70,31$  МПа при  $z = z_i$ , , при  $+M_R(x)$  max, обусловленной кинематикой привода рабочего оборудования конкретной ДСМ.

После установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Раздел 1.5) в записи (3.79) изменяются в сторону полного либо частичного уменьшения характеристики  $M_Q(x)$ ,  $M_{A,Bs}(x)$ ,  $M_{A,Br}(x)$ ,  $M_{A,Be}(x)$  и  $M_y(x)$ , снижая, тем самым, напряжения  $\sigma_x''(x)$  и, в конечном итоге, напряжения  $\sigma_{max}(x)$ . Однако, это уменьшение не превышает 9%, что подтверждает информацию о том, что наиболее нагруженным и наименее надёжным элементом гидроцилиндра является его шток [28, 31-41, 64-68, 166-169, 172, 173, 180, 183, 185-187, 188, 195, 201-203, 208, 209, 230, 232, 245, 251, 253, 261, 273, 274, 277, 281, 284, 291, 292].

### 3.3. Выбор и обоснование варианта поддержки гидроцилиндра

Итак, как следует из всего вышесказанного максимальный процент отказов приходится на долю силовых гидроцилиндров (Раздел 1.4). В процессе эксплуатации, как правило, наклонно расположенный в пространстве гидроцилиндр возвратно-поступательного перемещения с односторонним штоком в результате продольно-поперечного нагружения деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением у него полного прогиба [31, 33, 35, 36, 39, 183, 265-267].

При этом предельная величина продольного сжимающего усилия меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня, из чего следует, что стержень, имеющий начальное искривление, в нашем случае силовой гидроцилиндр, более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его

элементов остаточных, пластических деформаций, нежели прямолинейный, расположенный вертикально и обладает меньшей надёжностью [36, 39, 40, 183, 251].

Одновременно, такое функциональное расположение силового гидроцилиндра под нагрузкой приводит к увеличению реакций в его подвижных герметизируемых сопряжениях, что значительно ухудшает условия работы элементов этих сопряжений, повышает в них температуру и увеличивает интенсивность изнашивания [153, 251, 255]. Не исключена вероятность искривления штока и заклинивания его в корпусе [34, 36].

Другими словами, основным недостатком существующей традиционной конструкции наиболее распространённого на ДСМ гидроцилиндра возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком (Рис. 3.21) является то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет полный прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы), прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов (Разделы 3.1.1 и 3.1.2).

После приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, то есть при подачи под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается (Раздел 3.1.3) и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, могущего вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра (Разделы 3.1.4 и 3.2.1) и последующей потере гидроцилиндром работоспособности в, частности, из-за заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра .

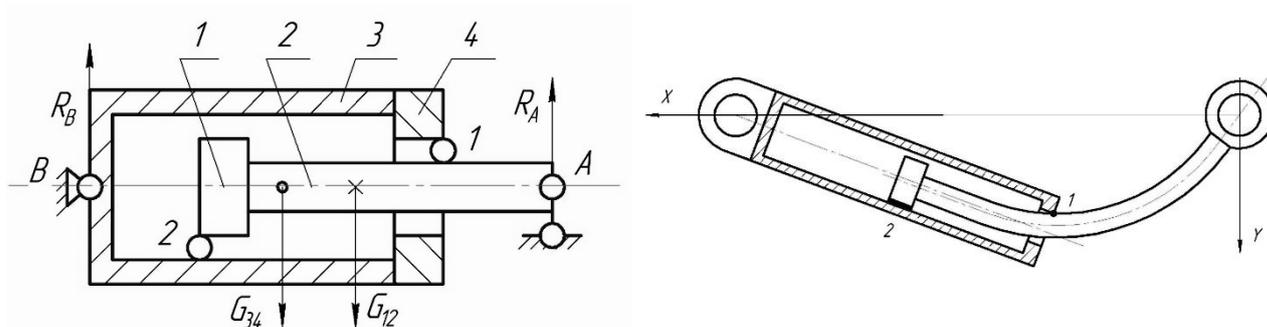


Рисунок 3.21 – Структурная расчётная схема и эксплуатационная деформация гидроцилиндра: 1 – поршень; 2 – шток; 3 – гильза (корпус); 4 – направляющая втулка (букса).

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла ДСМ, например, одноковшового экскаватора, и, в данном случае, является функцией сопротивления грунта копанию [145, 187].

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего опять-таки к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с большей интенсивностью [153, 251, 255], следствием чего является снижение его надёжности и ресурса работоспособности, как по несущей, так и по герметизирующей способности [36, 183, 298].

Названные недостатки традиционной конструкции гидроцилиндра устраняются путём приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра сенсорной промежуточной опорой (Раздел 1.5).

При этом интерес представляют возможные варианты поддержки гидроцилиндра традиционного исполнения в зависимости от усилия поддержки и характеристик работоспособности перспективного гидроцилиндра.

К характеристикам работоспособности гидроцилиндров ДСМ, главным образом, влияющим на их герметизирующую и несущую способности, относятся: напряжения  $\sigma_{сж}$ , возникающие в опасном сечении наиболее нагруженного несущего элемента гидроцилиндра – его штока (Рис. 3.22), полный

прогиб  $y_T$  гидроцилиндра в этом сечении, а также полные реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$ , действующие в подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра (Раздел 3.1.4).

Для сравнительного анализа характеристик гидроцилиндров традиционного и перспективного исполнений с различными вариантами сенсорной промежуточной опоры (Рис. 3.23, 3.24-3.26), во внимание принимаются значения реакций  $R_1$  и  $R_2$ , а также величина полного прогиба  $y_T$  в точке соединения корпуса гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, в качестве которой рекомендуется использовать вспомогательный гидроцилиндр одностороннего действия с односторонним штоком [39, 40].

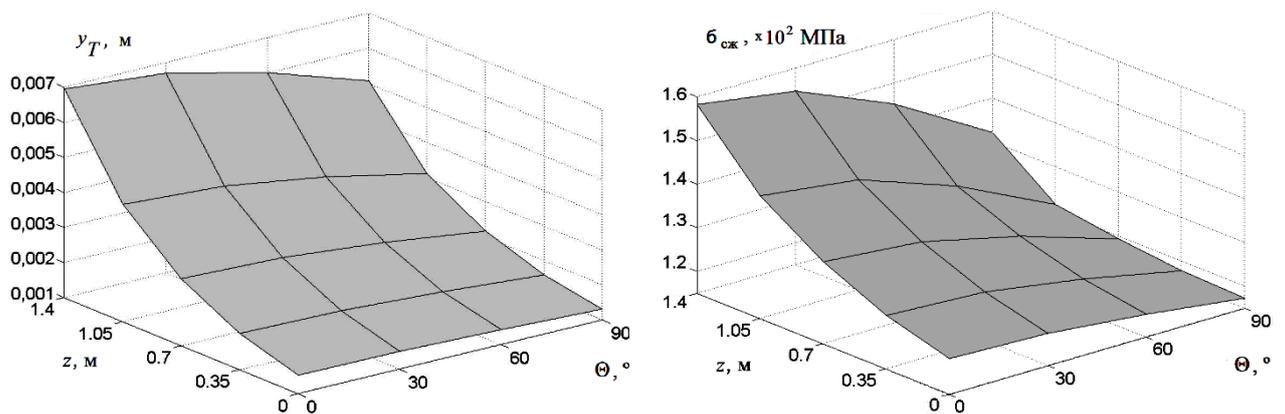


Рисунок 3.22 – Полный прогиб  $y_T$  и напряжения сжатия  $\sigma_{сж}(x)$  в опасном сечении штока гидроцилиндра традиционного исполнения.

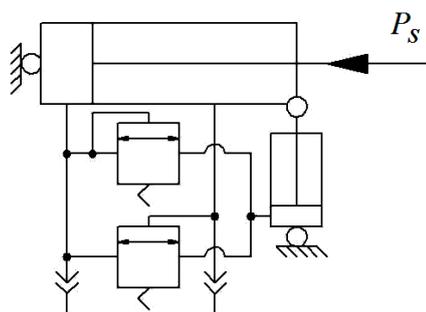


Рисунок 3.23 – Принципиальная схема сенсорной поддержки гидроцилиндра (снизу) по А. с. СССР № 1386758 и № 1735620, по Патентам РФ № 2046893 и №

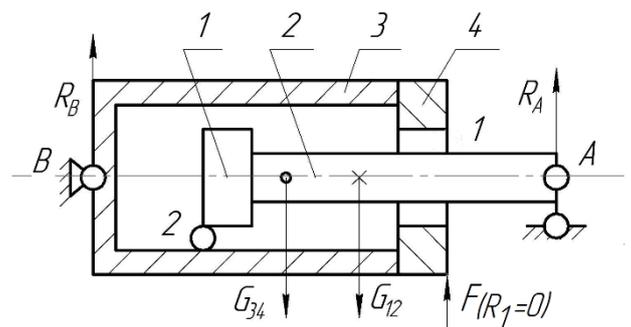


Рисунок 3.24 – Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием  $F(R_1=0)$ .



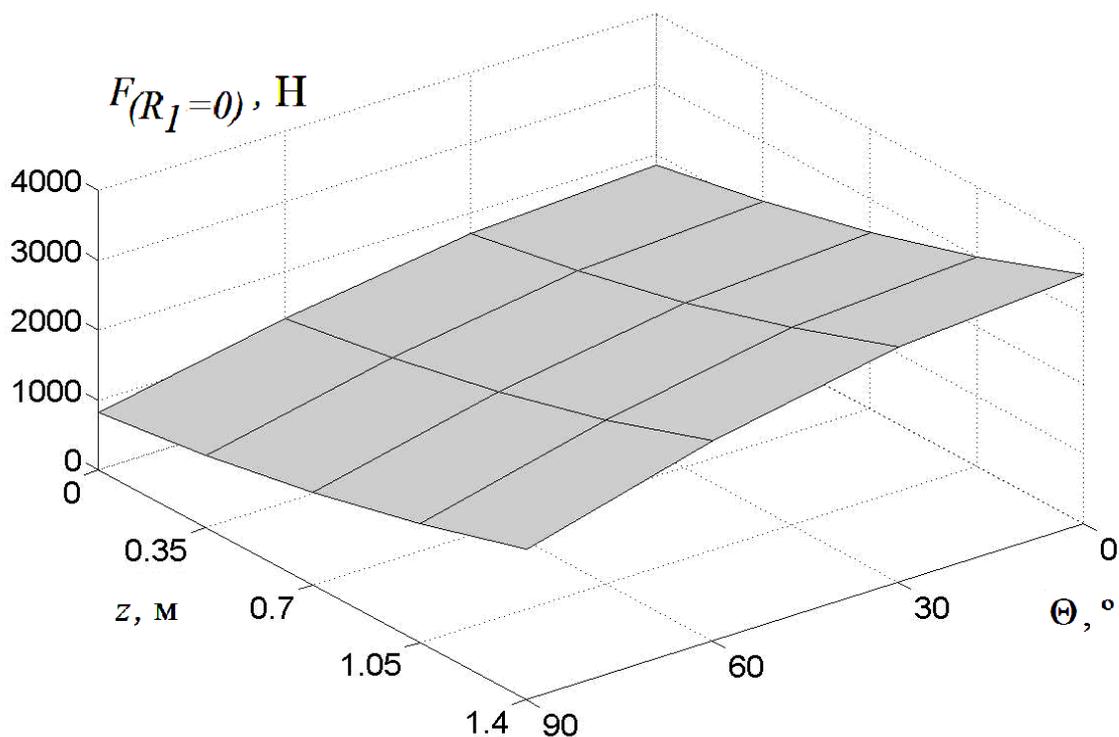


Рисунок 3.27 – Усилие поддержки  $F$ , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $R_1=0$  в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвигания его штока.

Кроме этого, как следует из анализа зависимостей, представленных на рисунках 3.30-3.32, этот вариант поддержки характеризуется минимальной величиной реакции  $R_2$  в сопряжении «поршень – гильза».

Причём, судя по направлению реакций (Рис. 3.31 и 3.32) при поддержке гидроцилиндра по двум последним вариантам, меняются точки контакта длинномерных несущих элементов гидроцилиндра на противоположные, согласно иллюстрациям рисунка 3.21.

Касательно величины полного прогиба  $u_T$  в точке соединения гидроцилиндра и промежуточной сенсорной поддерживающей опоры, надо отметить, что второй вариант поддержки, по отношению к первому, является несколько предпочтительней (Рис. 3.30 и 3.31).

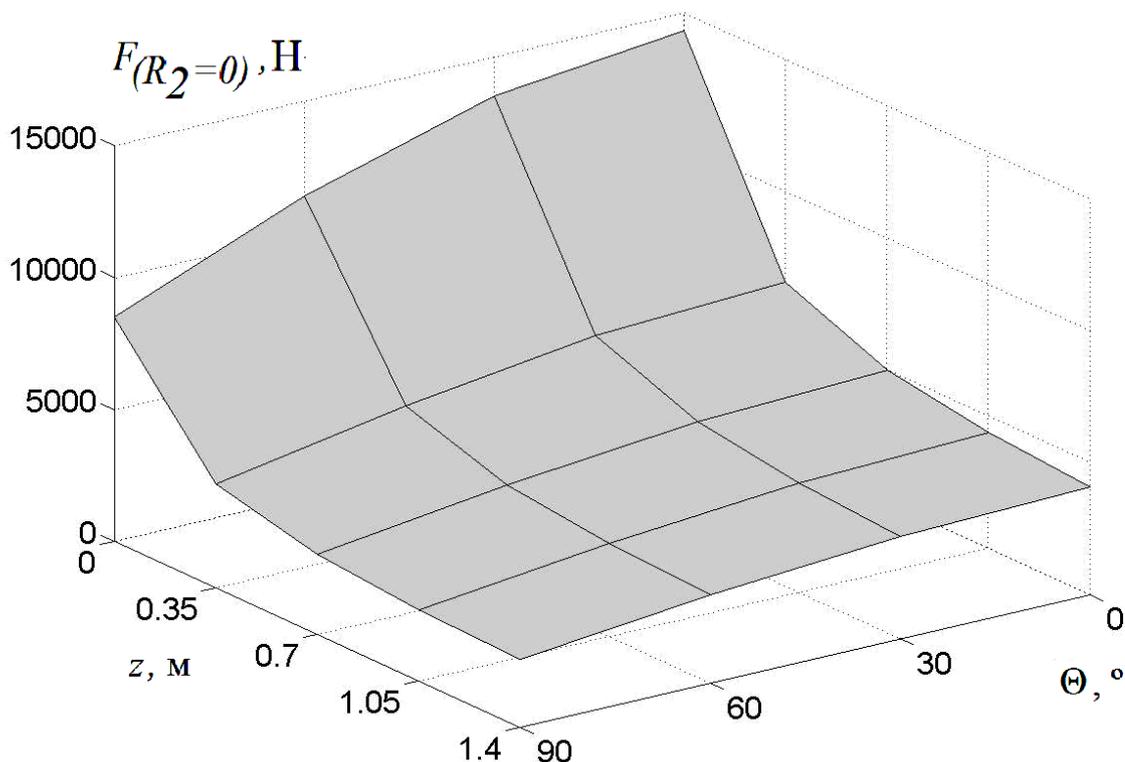


Рисунок 3.28 – Усилие поддержки  $F$ , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $R_2=0$  в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвигания его штока.

Но, что примечательно, оба значения много меньше полного прогиба гидроцилиндра традиционного конструктивного исполнения (Рис. 3.16), что подтверждает факт его разгрузки а, в целом, актуальность и целесообразность проводимых в этом направлении исследований.

Принимая во внимание величины напряжений  $\sigma_{СЖ}$ , возникающих в опасном сечении штока продольно и поперечно нагруженного гидроцилиндра традиционного исполнения и перспективного гидроцилиндра, надо отметить, что они, соответственно для каждого из рассматриваемых вариантов поддержки, составляют (75 ... 77)%, (65 ... 72)% и (70 ... 72)% от начальных  $\sigma_{СЖ}$  в пользу модернизированного гидроцилиндра (Раздел 3.2.1).

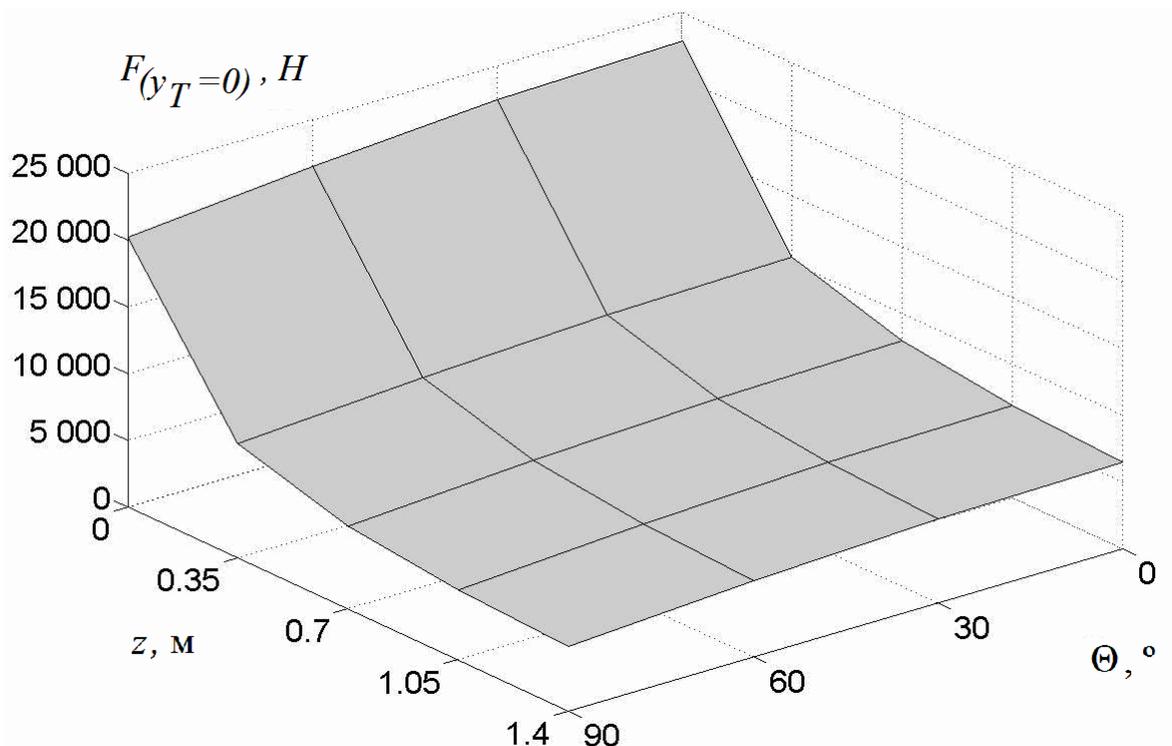


Рисунок 3.29 – Усилие поддержки  $F$ , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $y_T=0$  в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвижения его штока.

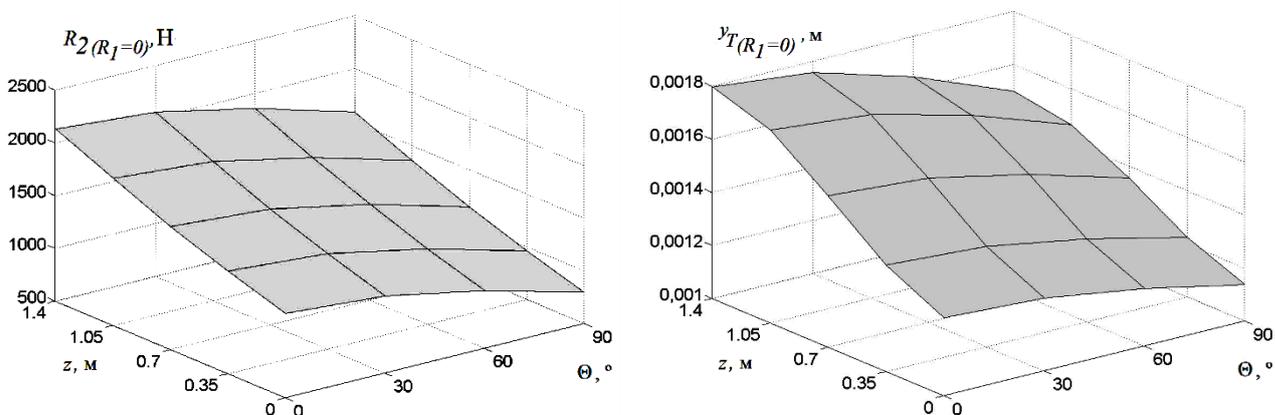


Рисунок 3.30 – Реакция  $R_2$  и прогиб  $y_T$  при условии поддержки  $R_1=0$ .

Анализируя вышеизложенное, отметим следующее.

Наиболее предпочтительным вариантом поддержки гидроцилиндра следует считать схему с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, реализующей, во-первых, минимальное по величине усилие поддержки  $F_{(R_1=0)}$ , а, во-вторых, дополнительно разгружающей наименее надёжное сопряжение гидроцилиндра «шток – направляющая втулка», граничащее с окружающей средой, насыщенной абразивной пылью [39].

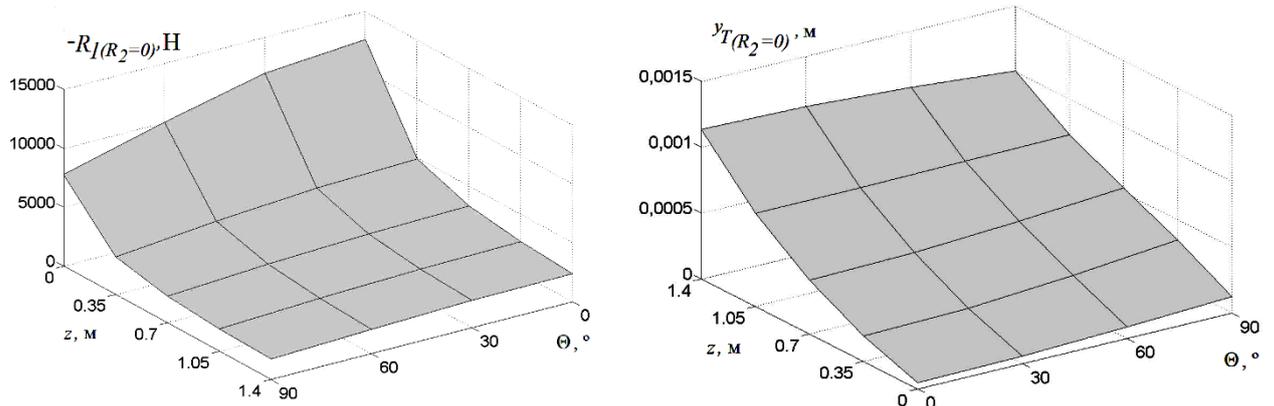


Рисунок 3.31 – Реакция  $R_1$  и прогиб  $y_T$  при условии поддержки  $R_2=0$ .

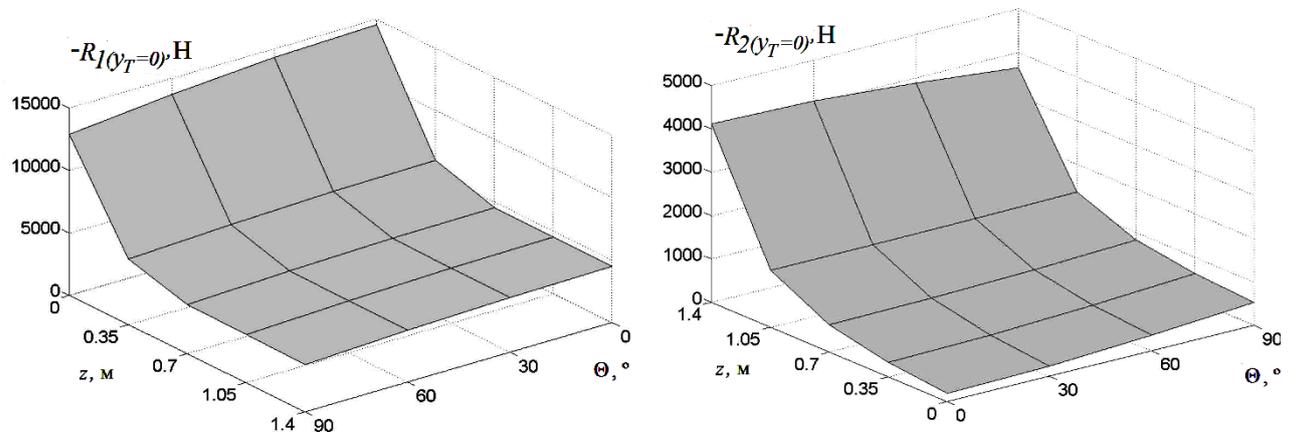


Рисунок 3.32 – Реакция  $R_1$  и  $R_2$  при условии поддержки  $y_T=0$ .

Снижение действующих в подвижных уплотняемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» реакций  $R_1$  до 0 и  $R_2$  более, чем в 2,5 ... 7,5 раз, в соответствии с основным уравнением изнашивания [153] способствует значительному снижению интенсивности изнашивания образующих их элементов при равенстве показателя степени  $\alpha=1+\beta t$  для гидроцилиндра традиционного и модернизированного исполнений, что повышает долговечность последнего [39].

Уменьшение более чем в 3,5 раза величины полного прогиба  $y_T$  сопровождается уменьшением напряжений  $\sigma_{СЖ}$  на (13 ... 15) % [39].

Кроме этого, поддержка гидроцилиндра позволяет снизить напряжения  $\sigma_{СЖ}$  за счёт суммарного уменьшения второго и третьего слагаемых уравнения (3.70) на величину до (10 ... 20)%.

При создании промежуточной сенсорной поддерживающей опоры

необходимо учитывать нелинейный характер поддерживающего усилия  $F$ .

Конструктивные параметры вспомогательного гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры следует принимать для конкретной гидрофицированной ДСМ с учётом её рабочего процесса и режима нагружения. Так, например, рабочий процесс гидроцилиндра рукояти одноковшового экскаватора IV размерной группы с рабочим оборудованием обратная лопата ограничивается характеристиками  $z=(0,0 \text{ м} \dots 0,8 \text{ м})$  и  $\Theta=(17^\circ \dots 18,5^\circ)$  [39], что значительно упрощает конструкцию опоры.

### 3.4. Контактное взаимодействие элементов сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндра

Как известно [153, 255] работоспособность узла в месте контакта двух деталей более точно описывает величина напряжения  $\sigma_{\text{см}}$ , чем давление в нём.

С учётом того, что выбран вариант поддержки, при котором  $R_1=0$  для  $F_{(R_1=0)}$ , в этом разделе работы производится оценка напряжённого состояния элементов сопряжения «поршень – гильза».

При этом необходимо принимать во внимание тот факт, что в результате деформации гидроцилиндра дорожно-строительной машины в процессе эксплуатации (Рис. 3.21), угол между поршнем и гильзой гидроцилиндра может снижаться до нуля (Раздел 3.1.4).

Анализируя известные работы [153, 255, 297] учитывая механические характеристики материалов [156, 282, 294] можно определить зависимость для оценки узла «цилиндр – полый цилиндр». Эта зависимость необходима для оценки величины напряжений  $\sigma_{\text{см}i}$ , соответствующих в  $i$ -му моменту времени в месте контакта «поршень – гильза», учитывающее условия прочности [204, 296] для величины напряжений смятия  $[\sigma_{\text{см}}]_{\text{п}}$  материала из которого изготовлен поршень [156, 282, 294] и принятых в данной работе обозначений в виде

$$\sigma_{\text{см}i} = 0,418 \sqrt{4 \frac{R_2 T}{l_1} \frac{E_1 E_3}{(1 - \mu_3^2) E_1 + (1 - \mu_1^2) E_3} \frac{D_3 - D_1}{D_1 D_3}} \leq [\sigma_{\text{см}}]_{\text{п}},$$

(3.84)

где:  $D_1, D_3$  – величины диаметров поршня и гильзы гидроцилиндра [82-84];  $\mu_1$  и  $\mu_3$  – коэффициенты Пуассона материалов поршня и гильзы, соответственно,  $E_1, E_3$  – модули Юнга соответственно для материала поршня и гильзы [156, 282, 294];  $R_{2T}$  – реакция в сопряжении «поршень – гильза» (Раздел 2.4.4) [36, 183, 232, 245, 284];  $l_1$  – ширина поршня;

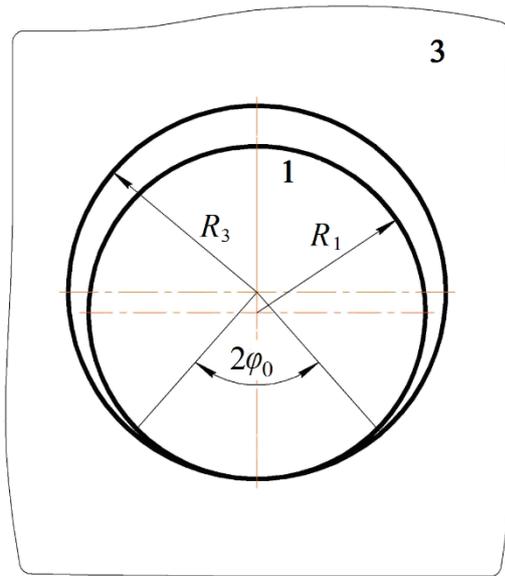


Рисунок 3.33 – Схема места контакта гидроцилиндра: 1 – поршень; 3 – гильза (корпус).

Для принятого примера на начальном этапе эксплуатации гидроцилиндра для вышперечисленных реакций  $R_{2T} = \max$  (Рис. 3.17) наибольшие напряжения  $\sigma_{СМП}$  составляют 28,3 МПа (Рис. 3.34).

После установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Раздел 1.5) вследствие уменьшения реакции  $R_{2T}$  напряжения смятия поршня  $\sigma_{СМП}$  также уменьшаются на величину до 15% в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвигания его штока (Рис. 3.34), что также свидетельствует о разгрузке гидроцилиндра.

Зона контакта, соответственно половина угла  $\varphi_0$  [299]

$$\varphi_0 = \arcsin \sqrt{\frac{8}{\pi} \left[ \left(1 - \mu_3^2\right) + \left(1 - \mu_1^2\right) \frac{E_3}{E_1} \right] \frac{R_{2T}}{E_3(D_3 - D_1)l_1}}$$

(3.85)

Для нового гидроцилиндра составляет 0,228 радиан, соответственно полный угол зоны контакта «поршень – гильза» равен  $2\varphi_0 = 0,456$  радиан, что примерно равно  $\approx 26^\circ$ .

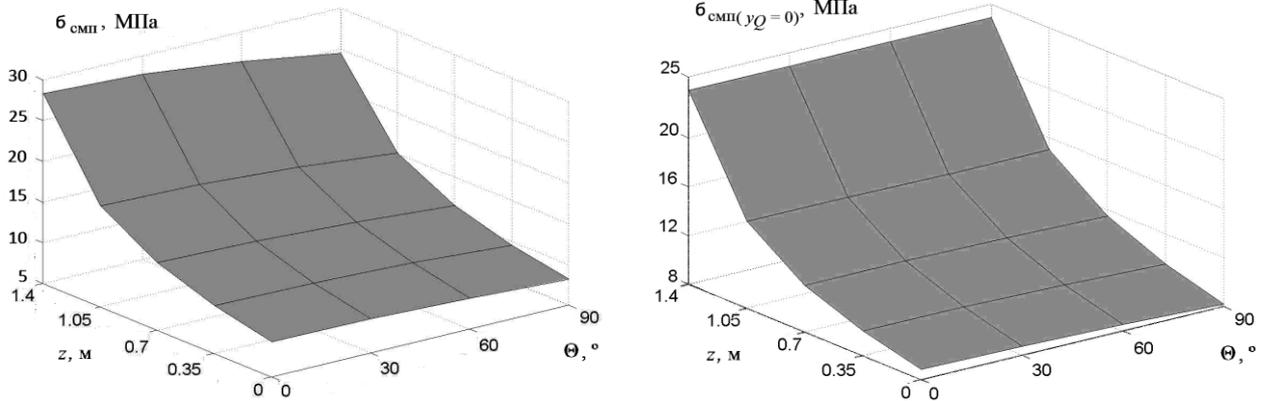


Рисунок 3.34 – Напряжения смятия поршня гидроцилиндра традиционного исполнения и с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $y_Q=0$  и  $F>0$ .

С учётом этого дуга длины окружности поршня, контактирующая с гильзой, определяется произведением

$$d = D_1 \varphi_0 \quad (3.86)$$

и составляет 0,032 м.

Ширина прямоугольной площадки контакта  $c$  определяется в соответствии с аналитической записью (3.87)

$$c = 2,257 \sqrt{\frac{R_{2T} (1 - \mu_1^2) E_3 + (1 - \mu_2^2) E_1}{2l_1 E_1 E_3} \frac{D_1 D_2}{D_1 - D_2}}, \quad (3.87)$$

известной из источника [300], и равна 0,031 м, что вполне согласуется с величиной  $d$ , полученной из выражений (3.85) и (3.86).

Тогда площадь контакта поршня с гильзой рассчитывается по формуле (3.88)

$$F = dl_1 \approx cl_1 \quad (3.88)$$

и максимально составляет  $2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

При этом сближение элементов сопряжения «поршень – гильза» из-за их упругой деформации описывается записью (3.89) согласно источнику [300]

$$e = 1,82 \frac{R_{2T}}{l_1} \frac{(1 - \mu_{\Gamma}^2)E_1 + (1 - \mu_1^2)E_3}{E_1 E_3} \left(1 - \ln \frac{c}{2}\right) \quad (3.89)$$

и равно  $2,337 \cdot 10^{-5}$  м.

Значение сближения  $e$  элементов гидроцилиндра, которое происходит, главным образом, за счёт деформации более мягкого поршня по сравнению с гильзой (корпусом), по всей видимости, целесообразно принимать во внимание при оценке полной деформации гидроцилиндра повышенного типоразмера [36] в его вертикальной продольной плоскости по методике оценки прогиба  $y_{\delta}(x)$  из-за радиальной деформации его гильзы (корпуса) [183].

### 3.5. Оценка эффективности модернизации гидроцилиндра

Известно, что ресурс гидроцилиндра определяется скоростью накопления конструктивными элементами гидроцилиндра эксплуатационных повреждений, вызывающих рост зазоров в сопряжениях гидроцилиндра [28, 36, 183]. При этом 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 [153, 187, 255, 301].

Из основных положений трибологии следует [153, 255, 302], 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  $I_h$  изнашивания известной записью

$$I_h \sim p^{\alpha} = p_a^{1+\beta t}.$$

(3.90)

В ней:  $\beta$  – микрогеометрическая характеристика изнашивающей поверхности (штока и гильзы);  $t$  – показатель фрикционной усталости материала изнашиваемого элемента (штулки и поршня) [153, 255]. По данным работы [302] показатель степени целесообразно принять равным  $\alpha = 1,5$ .

Понятно, что в случае с гидроцилиндром в качестве нагрузки  $p_a$  выступают составляющие её полные реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  (Раздел 2.4.4), возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза», отнесённые к площади  $F_{1-3}$  и  $F_{2-4}$  контакта элементов и определяющие интенсивность изнашивания, а также возникающие при трении повышенные температуры [28, 33, 35, 153, 195].

С учётом этого выражение (3.90) принимает вид [35]

$$I_h \sim \left(\frac{R}{F}\right)^\alpha = \left(\frac{R}{F}\right)^{1+\beta t}. \quad (3.91)$$

Для оценки эффективности модернизации длинноходового гидроцилиндра полагаем, что гидроцилиндр традиционного исполнения имеет характеристики  $I_{hT}$  и  $R_T$ , а модернизированный соответственно –  $I_{hM}$  и  $R_M$ .

Принимая во внимание основное уравнение изнашивания [153], запись (3.91) принимает вид

$$I_h = K_0 \left(\frac{R}{F}\right)^\alpha = K_0 \left(\frac{R}{F}\right)^{1+\beta t}, \quad (3.92)$$

Здесь коэффициент  $K_0$  учитывает механические свойства изнашиваемого материала, микрогеометрические характеристики изнашивающей поверхности и фрикционные характеристики [153].

С учётом выражения (3.92) линейная (безразмерная) интенсивность изнашивания для гидроцилиндров традиционного  $I_{hT}$  и модернизированного  $I_{hM}$  исполнений принимает вид, соответственно:

$$I_{hT} = K_0 \left( \frac{R_T}{F_T} \right)^\alpha ; \quad (3.94)$$

$$I_{hM} = K_0 \left( \frac{R_M}{F_M} \right)^\alpha . \quad (3.95)$$

Соотношение величин интенсивности изнашивания элементов гидроцилиндров традиционного и модернизированного исполнений имеет вид [35]

$$\frac{I_{hM}}{I_{hT}} = \frac{(R_M / F_M)^\alpha}{(R_T / F_T)^\alpha} . \quad (3.96)$$

Ряд преобразований выражения (3.96) с использованием записей (3.87) и (3.88) позволяет получить следующее соотношение [35]

$$I_{hM} = I_{hT} \left( \frac{R_M}{R_T} \right)^{\alpha/2} . \quad (3.97)$$

С учётом данных о значениях путей трения моторного хода  $z$  штока гидроцилиндра многозвенной ДСМ [145], например, за один машино-час  $t$  её работы, величина линейного износа поршня гидроцилиндра для обоих случаев составляет [35]:

$$I_{hT} = I_{hT} \frac{z}{t} ; \quad (3.98)$$

$$I_{hM} = I_{hM} \frac{z}{t} . \quad (3.99)$$

Принимая во внимание величину одинакового для обоих гидроцилиндров предельного износа  $\Delta_{\text{пред}}$  поршня, ограничивающего их герметизирующую [36, 198] или несущую (нагрузочную) [36, 183] способности, запишем формулы для

расчёта ресурса гидроцилиндра традиционного  $T_T$  и модернизированного  $T_M$  исполнений:

$$T_T = \frac{\Delta_{\text{пред}}}{I_{hT}}; \quad (3.100)$$

$$T_M = \frac{\Delta_{\text{пред}}}{I_{hM}}. \quad (3.101)$$

Подстановка в выражения (3.100) и (3.101) записей (3.97)-(3.99) и ряд преобразований позволяет окончательно получить соотношение этих ресурсов для известных значений реакций  $R_M$  и  $R_T$  сравниваемых гидроцилиндров

$$T_M = T_T \left( \frac{R_T}{R_M} \right)^{\alpha/2} = K_t T_T. \quad (3.102)$$

Для рассматриваемого примера коэффициент  $K_t$  выражения (3.102) лежит в диапазоне 1,4 ... 3,5 (Разделы 2.4.4 и 3.3) без учёта нагрузки, обусловленной кинематикой привода рабочего оборудования ДСМ, и в диапазоне 1,1 ... 4,9 (Разделы 3.1.4 и 3.3) с учётом таковой [35].

В обоих случаях необходимо учитывать пространственное расположение гидроцилиндра (угол  $\Theta$ ) и величину хода его штока  $z$  (Раздел 2.4.5).

Нормативный документ ГОСТ 16514-96 «Гидроцилиндры. Общие технические требования» рекомендует в качестве показателя безотказности [208, 303] принимать 90%-ную наработку до отказа одноступенчатого гидроцилиндра традиционного исполнения, составляющую не менее

$\frac{0,8 \cdot 10^9}{2z}$  циклов, а в качестве показателя долговечности [208, 303] – 90%-ный ресурс,

который не должен быть менее  $\frac{10^9}{2z}$  циклов для величины хода штока  $z$  при давлении рабочей жидкости более 16 МПа.

Так как упомянутый стандарт, опираясь на число циклов работы

гидроцилиндра, справедливо ориентируется на изнашивание его узлов трения «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», выражение (3.102), ориентированное на реакции, действующие в них, вполне пригодно для оценки упомянутых показателей надёжности для существующих и перспективных гидроцилиндров ДСМ, в том числе с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

Кроме этого, формула (3.102) позволяет оценить экономический эффект  $\mathcal{E}_M$  от модернизации гидроцилиндра традиционного исполнения посредством установки поддерживающей опоры за счёт снижения числа необходимых технических ремонтов и/или обслуживаний гидроцилиндров конкретной ДСМ за расчётный период  $T_{\mathcal{E}}$  её эксплуатации по формуле (3.103)

$$\mathcal{E}_M = \left( \frac{T_{\mathcal{E}}}{T_T} - \frac{T_{\mathcal{E}}}{T_M} \right) C_P, \quad (3.103)$$

где:  $C_P$  – стоимость одного технического ремонта и/или обслуживания гидроцилиндра;  $T_{\mathcal{E}}$  – рассматриваемый период эксплуатации конкретной ДСМ [35].

### **3.6. Комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой**

Для гидроцилиндра под понятием несущая способность [36, 183], имеется ввиду способность гидроцилиндра противостоять действующим на него нагрузкам без возникновения в его основных конструктивных элементах предельных напряжений.

Полная деформация гидроцилиндра в целом описываются формулой (3.53), деформация штока формулой (3.56), гильзы - (3.57) в соответствии с рисунком 3.15.

Комплексный критерий описывающий условия работоспособности гидроцилиндра  $W_{ork(НС)}$  по несущей способности [28, 36]

$$Work_{(HC)} \equiv \begin{cases} \sigma_i(x) \equiv \begin{cases} \sigma_{сжi} \leq [\sigma_{-1}]_{ш}; \\ \sigma_{сжi} \leq [\sigma_{и}]_{ш}; \\ \sigma_{pi} \leq [\sigma_p]_{г}; \\ \sigma_{смпи} \leq [\sigma_{см}]_{п}; \end{cases} \\ y_i(x) \equiv \begin{cases} y_{Ti} \leq [y_3]_{ш}; \\ y_{T_{шснi}} \leq [y_3]_{ш}, \end{cases} \end{cases} \quad (3.104)$$

Принимает во внимание условие не превышения [204, 296], которое для  $i$ -того момента времени для существующих текущих  $\sigma_i(x)$ ,  $y_i(x)$  и допускаемым значениям  $[\sigma]$ ,  $[y(x)]$  имеет вид:

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]; \quad (3.105)$$

$$y_i(x) \leq [y(x)], \quad (3.106)$$

В нём:  $[\sigma_{-1}]_{ш}$ ,  $[\sigma_{и}]_{ш}$  и  $[\sigma_p]_{г}$ ,  $[\sigma_{см}]_{п}$  – известные [294] предельные допускаемые значения прочности материалов штока, гильзы, поршня и направляющей втулки;  $[y_3]_{ш}$  – деформация штока гидроцилиндра в момент процесса его заклинивания в гильзе.

Значения:  $\sigma_{сжi}$ ,  $\sigma_{pi}$ ,  $\sigma_{смпи}$ ,  $y_{Ti}$  и  $y_{T_{шснi}}$  – их  $i$ -тые величины для вновь создаваемого гидроцилиндра, учитывающие условия эксплуатации дорожно-строительной машины, рабочего цикла, режима работы и характеристик нагружения.

Как было показано выше (Раздел 3.5) надёжность гидроцилиндра, а именно, его долговечность, главным образом, определяется реакциями в его подвижных герметизируемых сопряжениях, в нашем случае, в сопряжении «поршень – гильза». Отсюда следует, что комплексный критерий надёжности и работоспособности необходимо дополнить условиями, оговаривающими величину реакцию  $R_{2T}$  в нём.

Решая уравнение (3.84) относительно реакции  $R_{2T}$ , действующей в поршневом герметизируемом сопряжении гидроцилиндра, с учётом предельного

допускаемого напряжения смятия  $[\sigma_{см}]_1$  материала поршня из выражения (3.107) без труда определяется её предельное значение

$$[R_{2T_{см}}] = \frac{l_1 [\sigma_{см}]_1^2 \left( (1 - \mu_3^2) E_1 + (1 - \mu_1^2) E_3 \right) \frac{D_1 D_3}{D_3 - D_1}}{4 \cdot 0,418^2 E_1 E_3} \quad (3.107)$$

Однако, реакция  $R_{2T}$ , кроме этого, должна ограничиваться своими предельными значениями  $[R_{2T_{ср}}]$  и  $[R_{2T_{всп}}]$  для средней поверхностной температуры сопряжения  $t_{ср}$ , определяющей работоспособность и надёжность уплотнителей (эластомеров), и для температуры вспышки  $t_{всп}$  рабочей жидкости, которые согласно работы [153] описываются соответственно выражениями:

$$[R_{2T_{ср}}] = \frac{A_A (\lambda_1 K_3 + \lambda_1 K_1)}{dz/dt} t_{ср}; \quad (3.108)$$

$$[R_{2T_{всп}}] = \frac{2A_R \lambda_3}{c_{1-3} \alpha'_{1-3} dz/dt} \left( \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{2} + 1} \right) t_{всп}. \quad (3.109)$$

В них [153]:  $A_A$  – номинальная площадь контакта;  $A_R$  – фактическая площадь контакта;  $c_{1-3}$  – средний ширина пятна контакта;  $K_{1,3}$  – коэффициент, равный  $K_{1,3} = \sqrt{\frac{k_{1,3} u}{\lambda_{1,3} A_A}}$ ;  $k_{1,3}$  – коэффициент теплоотдачи;  $u$  – периметр теплоотдающей поверхности;  $dz/dt$  – скорость движения штока;  $\alpha'_{1-3}$  – коэффициент распределения тепловых потоков;  $\lambda_{1,3}$  – теплопроводность.

Работоспособность гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой для принятого варианта его поддержки (Раздел 3.3) определяется усилием  $F$  для условия  $R_{1T}=0$  с соблюдением условия  $F = F_{(R_{1T}=0)}$ .

При этом превышение усилием  $F$  значения  $F_{(R_{1T}=0)}$ , то есть  $F > F_{(R_{1T}=0)}$  приведёт к перегибу и возможному излому гидроцилиндра, а наступление

условия  $F \langle F_{(R_{1T}=0)}$  вернёт гидроцилиндр в состояние обычного контакта его длинномерных элементов в точках 1 и 2 (Рис. 3.21), близкого к состоянию, описанному неравенством  $F \geq F_{(y_Q=0)}$  (Рис. 3.8).

С учётом всего вышесказанного, а также положений разделов 3.2.1, 3.2.2 и 3.4, комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой принимает вид

$$K_{Work}^{Rel} \equiv \left\{ \begin{array}{l} \sigma_i(x) \equiv \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{сжi} \leq [\sigma_{сж\sigma-1}]_{ш}; \\ \sigma_{pi} \leq [\sigma_p]_r; \end{array} \right. \\ F \equiv \left\{ \begin{array}{l} F_{dz/dt=0} \geq F_{(y_Q=0)}; \\ F_{dz/dt \neq 0} = F_{(R_{1T}=0)}; \end{array} \right. \\ R_{2T_i} \equiv \left\{ \begin{array}{l} R_{2T_i} \leq [R_{2T_{см}}]; \\ R_{2T_i} \leq [R_{2T_{ср}}]; \\ R_{2T_i} \leq [R_{2T_{всп}}]; \end{array} \right. \\ dy_i(x)/dx \equiv \left\{ \begin{array}{l} dy_{T_i}(x)/dx \leq [dy_T(x)/dx]_{зш}; \\ dy_{T_{шснi}}(x)/dx \leq [dy_T(x)/dx]_{зш}. \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (3.110)$$

Первые два неравенства описывают напряжённое состояние штока и гильзы (корпуса) гидроцилиндра (Разделы 3.2.1 и 3.2.2). При этом величина  $x$  соответственно для случая один будет координатой для опасного сечения штока [183], которую для создаваемого гидроцилиндра следует принять  $(l_0 + z)$ , а для случая два будет координатой опасного сечения гильзы [169, 183], для проектируемого гидроцилиндра следует назначать  $\frac{1}{2}[l_3 + (l_0 + z) - l_6]$  (Рис. 2.2.6).

Третье и четвёртое условия оговаривают величину усилия поддержки  $F$  в первом случае при отсутствии движения штока ( $dx/dt=0$ ) для исключения начального прогиба  $y_Q(x)$  и обеспечения равенства  $y_Q(x)=0$  в момент приложения продольного сжимающего усилия  $P_s$ , и во втором для обеспечения условия  $R_{1T}=0$  при движении штока ( $dz/dt \neq 0$ ), то есть обеспечение усилия  $F_{(R_{1T}=0)}$  (Раздел 3.3).

В блоке реакции  $R_{2T_i}$  представленные условия описывают контактное взаимодействие поршня с гильзой (Раздел 3.4) в сопряжении «поршень – гильза» гидроцилиндра с позиции возможного смятия поршня  $[R_{2T_{CM}}]$ , температуры уплотнителя (эластомера)  $[R_{2T_{CP}}]$  и возможной вспышки рабочей жидкости  $[R_{2T_{BCП}}]$  в полостях гидроцилиндра при фрикционном взаимодействии элементов сопряжения.

Последние два неравенства записи (3.110) отражают совместную деформацию штока с поршнем внутри гильзы (корпуса) через угол поворота его сечения  $dy_i(x)/dx$  в точке  $x=(l_1+l_2)$  контакта поршня с гильзой с целью предотвращения их заклинивания в результате деформации гидроцилиндра  $dy_{T_i}(x)/dx$  или собственной деформации штока  $dy_{T_{шсн_i}}(x)/dx$  в обоих случаях в отношении угла заклинивания  $[dy_T(x)/dx]_{зш}$  [34].

Невыполнение хотя бы одного условия критерия (3.110) нарушает работоспособность гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

Предложенный комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра целесообразно принимать во внимание при создании перспективных гидроцилиндров повышенного типоразмера в рамках требований документов, регламентирующих параметры гидроцилиндра, а именно: ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, ISO 3320, ISO 3322 и ISO 4393, в соответствии с которыми предполагается 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 в поршневой и штоковой полостях  $\phi = (1,06 \dots 5,26)$ .

### 3.7. Критерий устойчивости гидроцилиндра

Рабочее оборудование современных дорожно-строительных машин приводится в движение гидроцилиндрами двустороннего действия с односторонним штоком, функционирование которых сопровождается их сложным плоскопараллельным перемещением в пространстве [36, 212, 304]. При этом каждый гидроцилиндр ДСМ подвержен воздействию целого комплекса эксплуатационной продольной и поперечной нагрузки [36, 145].

В настоящее время в большинстве случаев исследование работоспособности гидроцилиндров по параметрам их несущей (нагрузочной) способности осуществляется на основе оценки продольной устойчивости сжатого стержня переменного сечения [41, 46, 49, 147, 208, 232, 245, 291]. При этом по его гибкости делается заключение о применимости либо формулы Эйлера, либо формулы Ясинского, в которых, к сожалению, никоим образом не учитывается наклон стержня в пространстве [230, 282, 283, 286, 305].

Однако в процессе эксплуатации, как правило, наклонно расположенный в пространстве гидроцилиндр в результате продольно-поперечного нагружения деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением у него полного прогиба [36, 212, 304]. В этом случае предельная величина продольного сжимающего усилия для него меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня, из чего следует, что стержень, имеющий начальное искривление (прогиб), более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его элементов остаточных, пластических деформаций, нежели прямолинейный, расположенный вертикально и обладает меньшей надёжностью.

Отсюда, научнообоснованное описание областей функционирования гидроцилиндра в условиях продольно-поперечного изгиба либо устойчивости, а также разделяющей их границы является актуальной задачей.

Итак, установлено [36, 41, 46, 49, 145, 147, 208, 232, 245], что гидроцилиндр в процессе функционирования подвержен продольно-поперечному нагружению. По определению [214] под продольно-поперечным изгибом элемента следует

подразумевать его деформацию при действии продольного усилия в силу того, что либо имеет место начальная неправильность, по причине которой продольное усилие создаёт изгибающий момент относительно центра тяжести поперечных сечений, либо имеется эксцентриситет приложения нагрузки, то есть линия действия продольного усилия не проходит через центр тяжести для сплошных сечений или центр изгиба для полых, либо имеет место поперечная нагрузка, вызывающая прогиб, который, в свою очередь создаёт ненулевой изгибающий момент от продольного усилия  $P_S$ .

В нашем случае имеют место все три случая, вследствие чего расчёт возможен только по деформированной схеме, то есть с обязательным учётом полного прогиба гидроцилиндра [31, 35, 36, 39, 183, 187, 251].

Однако в целом ряде работ расчёт сжато-изогнутых стержней при их продольно-поперечном нагружении рекомендуется производить не по допускаемым напряжениям, а по допускаемым нагрузкам. Так, в работах [41, 159, 208, 230, 291, 306, 307] предельное значение продольного сжимающего усилия  $P_S$  для гидроцилиндра, а затем и его допускаемая величина рассчитывается по формуле Эйлера

$$P_S = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \tag{3.111}$$

из условия потери гидроцилиндром или другим подобным ему элементом устойчивости.

В ней:  $E$  – модуль Юнга материала стержня,  $I$  – минимальный момент инерции его сечения и  $l$  – его длина [308].

Понятно [303, 304, 306], что стержень с бóльшей гибкостью, при прочих неизменных параметрах, имеет более низкую прочность на сжатие и сжатие с изгибом, из-за чего исчерпание несущей способности по устойчивости наступает, как правило, до исчерпания запаса прочности по материалу.

Как отмечается в работе [308] при расчёте на продольно-поперечный изгиб не имеет смысла говорить о потере устойчивости в плоскости действия

поперечной нагрузки, так как, во-первых, при любом значении осевой силы  $P_S$  стержень испытывает изгиб, а при увеличении её не происходит качественного изменения характера деформации, как это имеет место при потере устойчивости. Во-вторых, формула Эйлера применима лишь при условии [305, 308].

$$\frac{\mu l}{i_{min}} = \lambda \geq \lambda_{пред} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{пц}}}, \quad (3.112)$$

где:  $\lambda$  – гибкость рассматриваемого стержня, зависящая от его приведённой длины  $\mu l$ , размеров и формы поперечного сечения, то есть от главного центрального радиуса инерции  $i$ , обычно минимального  $i_{min}$ ;  $l$  – длина стержня;  $\lambda_{пред}$  – предельная или граничная гибкость для материала стержня, зависящая только от физико-механических свойств: модуля  $E$  и предела пропорциональности  $\sigma_{пц}$  материала стержня;  $\mu$  – коэффициент приведения длины.

Отсюда, интерес представляет задача описания граничных условий и областей функционирования гидроцилиндра, при которых возможна потеря им работоспособности по причине утраты несущей способности либо из-за продольно-поперечного изгиба, либо из-за потери устойчивости.

Гидроцилиндры многозвенных ДСМ в процессе работы совершают значительное пространственное плоскопараллельное перемещение, которое описывается возможными и рабочими диапазонами их перемещения [36, 187].

В соответствии с предложенными в работе [187] расчётными схемами рабочего оборудования некоторых многозвенных ДСМ, а также их геометрическими характеристиками и параметрами применяемых на них гидроцилиндров [42, 83] возможные диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров, применительно к гидроцилиндрам стрелы, рукояти и ковша, например, одноковшовых экскаваторов ЭО-3322А и ЭО-4121А с обратной лопатой, соответственно составили:  $88^\circ$ ,  $103^\circ$ ,  $214^\circ$  и  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $191^\circ$  [251]. При этом диапазоны изменения пространственного расположения этих

гидроцилиндров только за счёт перемещения собственных штоков составили: 88°, 9°, 7° и 90°, 6°, 9°, соответственно [36, 187, 212, 304].

Рабочие диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша одноковшового экскаватора, в нашем случае ЭО-3322А (обратная лопата), соответственно +84° ... +19°, -19° ... -36° и -64 ... -111° [251].

С учётом положений известных работ [36, 251] напряжения сжатия  $\sigma_{сж}(x_\sigma)$ , возникающие в опасном сечении  $x_\sigma$  штока гидроцилиндра, находящегося в условиях продольно-поперечного нагружения без учёта кинематических особенностей рабочего оборудования конкретной ДСМ аналитически описываются уравнением

$$\sigma_{сж}(x_\sigma) = \frac{P_S}{F(x_\sigma)} + \frac{M_Q(x_\sigma)}{W(x_\sigma)} + \frac{P_S \cdot e_S(x_\sigma)}{W(x_\sigma)} + \frac{P_S \cdot y_T(x_\sigma)}{W(x_\sigma)}. \quad (3.113)$$

В нём: первое слагаемое даёт величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего усилия  $P_S$ , второе – величину наибольших напряжений сжатия, вызванных действием поперечной нагрузки  $M_Q(x_\sigma)$  от веса гидроцилиндра, третье и четвёртое – то же, вызванные дополнительным его изгибом при наличии статического эксцентриситета  $e_S(x_\sigma)$  в его опорах и полного прогиба  $y_T(x_\sigma)$  (Раздел 3.1.4), являющихся плечом приложения продольного сжимающего усилия  $P_S$ ;  $F(x_\sigma)$  и  $W(x_\sigma)$  – площадь и осевой момент сопротивления сечения штока, соответственно;  $x_\sigma$  – координата его опасного сечения.

Заменив напряжения  $\sigma_{сж}(x_\sigma)$  предельными  $\sigma_{пч}$  и расписав, преобразовывая выражение (3.113) относительно продольного сжимающего усилия, получаем выражение для нахождения его максимального значения  $P_{СИ}^{гор}$ , при котором горизонтально или наклонно расположенный гидроцилиндр теряет работоспособность в условиях продольно-поперечного нагружения в результате остаточной деформации его штока, в данном случае, сплошного сечения (Рис. 3.35) [301]

$$P_{S_{II}}^{\text{гор}} = \frac{\sigma_{\text{пч}} W(x_{\sigma}) - M_Q(x_{\sigma})}{0,125D_{\text{ш}} + [e(x_{\sigma}) + y_T(x_{\sigma})]}. \quad (3.114)$$

Так как запись (3.114) справедлива для горизонтально и наклонно под углом  $\Theta$  расположенного в пространстве гидроцилиндра, то для вертикально стоящего она принимает вид

$$P_{S_{II}}^{\text{верт}} = \frac{\pi D_{\text{ш}}^2}{4} \sigma_{\text{пч}}, \quad (3.115)$$

в связи с тем, что входящие в равенство (3.114) силовая  $M_Q(x_{\sigma})$  и геометрическая  $[e_S(x_{\sigma}) + y_T(x_{\sigma})]$  характеристики практически равны нулю [36, 183].

С учётом параметров  $(x_{\sigma}, z^k, \Theta^k, p^k)$  [36, 251] наибольшего нагружения конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ выражение (3.114) принимает вид

$$P_{S_{II}}^{\text{гор}} = \frac{\sigma_{\text{пч}} W(x_{\sigma}) - M_Q(x_{\sigma}, z^k, \Theta^k, p^k)}{0,125D_{\text{ш}} + [e(x_{\sigma}, z^k, \Theta^k, p^k) + y_T(x_{\sigma}, z^k, \Theta^k, p^k)]}. \quad (3.116)$$

В нём  $\Theta^k$  – угол наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения [251].

При этом запись (3.115) свой вид не меняет в не зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра.

Максимальное допустимое значение продольного сжимающего усилия  $P_{S_{уст}}$  при условии утраты гидроцилиндром работоспособности вследствие потери им устойчивости согласно рекомендации [157] находится из уравнения (3.117)

$$\frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_1 (D_5^4 - D_3^4) \operatorname{tg} [l_{\Gamma} \frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_1 (D_5^4 - D_3^4)}]} + \frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_2 D_2^4 \operatorname{tg} (l_{\text{ш}} \frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_2 D_2^4})} = 0, \quad (3.117)$$

в котором:  $D_5$  – наружный диаметр гильзы (корпуса) гидроцилиндра;  $E_1$  и  $E_2$  – модули Юнга материалов гильзы и штока, соответственно;  $l_{\Gamma}$  и  $l_{\text{ш}}$  – соответственно длины гильзы и внешней части штока.

Предельная сжимающая нагрузка  $P_{S_{уст}}$  связана с усилием  $P_{S_{\text{э}}}$ , описываемым известной формулой Эйлера опять-таки с учётом параметра  $z^k$  наибольшего эксплуатационного нагружения конкретного гидроцилиндра

$$P_{S_{\text{э}}} = \frac{\pi^2 E_1 I_1}{l_{\Gamma\text{ц}}^2 (z^k)} = \frac{\pi^3 E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{64 [l_{\Gamma} + l_{\text{ш}} (z^k)]^2}, \quad (3.118)$$

коэффициентом  $\xi < 1$

$$P_{S_{уст}} = \xi P_{S_{\text{э}}}, \quad (3.119)$$

учитывающим переменность поперечного сечения гидроцилиндра по длине [41, 230] и равным в нашем случае 0,405, 0,441 и 0,297 соответственно для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша одноковшового строительного экскаватора IV размерной группы при конкретном значении усилия  $P_{S_{\text{э}}}$  для каждого из них.

В выражении (3.118):  $I_1$  – осевой момент инерции поперечного сечения гильзы, равный, в нашем случае,  $\frac{\pi(D_5^4 - D_3^4)}{64}$ , а  $l_{\Gamma\text{ц}}(z^k) = [l_{\Gamma} + l_{\text{ш}}(z^k)]$  – полная длина гидроцилиндра со штоком, выдвинутым из гильзы на величину  $z^k$ .

Исходя из всего вышеизложенного максимальное допустимое продольное сжимающее усилие  $P_S$ , действующее на гидроцилиндр без нарушения работоспособности по причине чрезмерного изгиба либо потери им

устойчивости, целесообразно определять как минимальное усилие  $P_{S_{min}}$  из комплекса усилий  $[P_{S_{изг}}^{гор}]$ ,  $[P_{S_{изг}}^{верт}]$  и  $[P_{S_{уст}}]$  с учётом параметров  $(x_{\sigma}, z^k, \Theta^k, p^k)$  наибольшего эксплуатационного нагружения конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования гидрофицированной ДСМ, то есть определяться из записи (3.120).

$$P_S \leq P_{S_{min}} \equiv \begin{cases} [P_{S_{изг}}^{гор}] = \frac{P_{S_{изг}}^{гор}}{k_d k_S}; \\ [P_{S_{изг}}^{верт}] = \frac{P_{S_{изг}}^{верт}}{k_d k_S}; \\ [P_{S_{уст}}] = \frac{P_{S_{уст}}}{k_d k_y}. \end{cases} \quad (3.120)$$

В записи (3.120):  $k_d$  – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме ДСМ,  $k_d = 1,15$  [41, 230];  $k_y$  – запас устойчивости, для стальных цилиндров  $k_y = (1,5 \dots 3,0)$  [41, 230];  $k_S$  – статистический коэффициент запаса прочности, рассчитываемый в соответствии с рекомендациями литературного источника [204].

Однако формула Эйлера применима лишь при условии (3.112) [304, 307], что накладывает ограничение и на выражения (3.119) и (3.120).

С учётом того, что коэффициент приведения длины  $\mu$ , определяющий характер закрепления опор, для наиболее распространённых на ДСМ [27, 41, 157, 301] гидроцилиндров двустороннего действия с односторонним штоком и проушинами с обеих сторон, равен единице [41, 230, 232, 291], условие применимости формулы Эйлера (3.112) относительно минимальной длины  $l_{гц_{min}}$  гидроцилиндра для нашего примера имеет вид

$$l_{гц}(z^k) \geq l_{гц_{min}} = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{\sigma_{шц} (D_5^2 - D_3^2)}} \quad (3.121)$$

для главного центрального радиуса инерции  $i = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{(D_5^4 - D_3^4)}{(D_5^2 - D_3^2)}}$ .

Для нашего примера ( $D_3 = 0,14$  м,  $D_5 = 0,18$  м,  $z = 1,4$  м) предельная гибкость  $\lambda_{\text{пред}}$  согласно правой части равенства (3.112) составляет 50,563, а минимальная допустимая длина  $l_{\text{ГЦ}min}$  гидроцилиндра равна 2,88 м для характеристик материала гильзы  $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа и  $\sigma_{\text{шт}} = 830$  МПа, в качестве которого принята сталь 30ХГСА [309]. При этом  $l_{\text{ГЦ}}(z^k) = 3,45$  м.

На рисунке 3.36 представлена взаимосвязь минимальной допустимой длины  $l_{\text{ГЦ}min}$  гидроцилиндра и внутреннего диаметра его гильзы  $D_3$ . Ниже этой прямой формула Эйлера, согласно записи (3.121), не применима, а любой стержень, в силу малой гибкости из-за относительно небольшой длины и значительного диаметра, надо полагать, устойчив.



Рисунок 3.35 – Изгиб штока  $D_2 = 90$  мм гидроцилиндра рукояти одноковшового строительного экскаватора IV размерной группы.

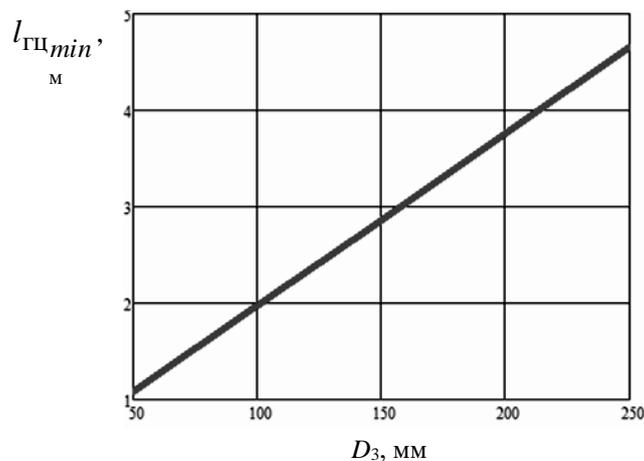


Рисунок 3.36 – Минимальная допустимая длина гидроцилиндра  $l_{\text{ГЦ}min}$  для внутреннего диаметра гильзы  $D_3$ .

На рисунке 3.37 представлены зависимости гибкости  $\lambda$  гидроцилиндра от полной его длины  $l_{\text{ГЦ}}$  для различных значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3$  согласно ГОСТ 6540-68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных размеров», применительно к ДСМ [42] с учётом их предельной гибкости  $\lambda_{\text{пред}}$ .

С учётом этой информации (Рис. 3.36 и 3.37) особое внимание с позиции

потери гидроцилиндром работоспособности вследствие утраты им устойчивости следует уделять стержневым объектам значительных длин с малыми диаметральными размерами.

На рисунке 3.38 приведены зависимости силы  $P_{S_{уст}}$  от величины полной длины  $l_{гц}$  гидроцилиндра для различных значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 80 \dots 250$  мм, характер которых подтверждает правильность предложенной выше рекомендации.

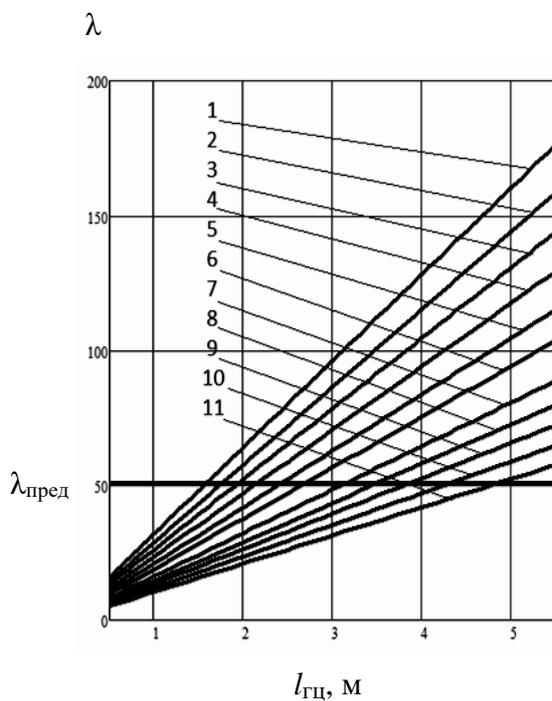


Рисунок 3.37 – Зависимости гибкости  $\lambda$  гидроцилиндра (прямые 1 ... 11) от полной его длины  $l_{гц}$  для различных значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 80 \dots 250$  мм, соответственно.

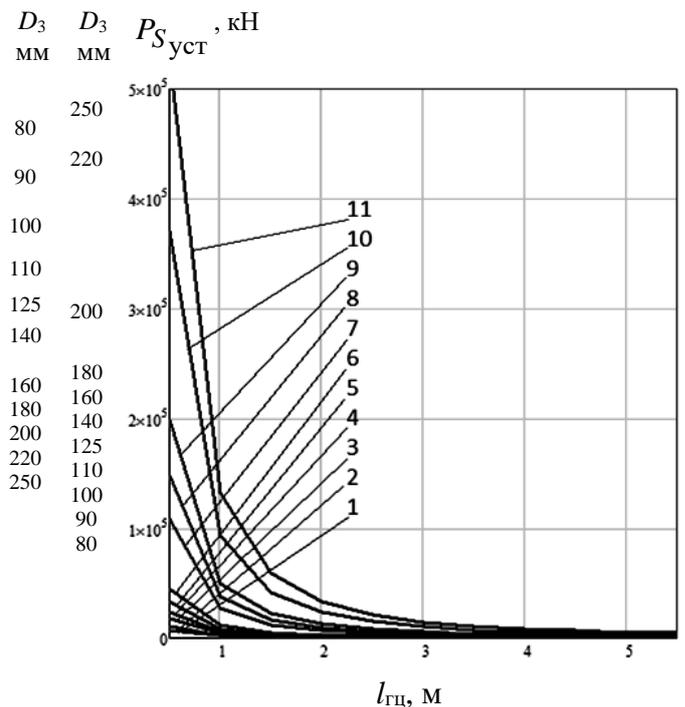


Рисунок 3.38 – Зависимости силы  $P_{S_{уст}}$  (кривые 1 ... 11) от величины полной длины  $l_{гц}$  гидроцилиндра для различных значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 80 \dots 250$  мм, соответственно.

Кроме этого, следует учитывать тот факт, что в процессе функционирования гидроцилиндр в результате подачи под давлением  $p = 16 \dots 20 \dots 25$  МПа [42] рабочей жидкости в его поршневую полость развивает на штоке толкающее усилие  $P_{S_{гц}}$  [150, 157, 183, 187], которое реактивно сжимает гидроцилиндр.

В этом случае, как показывают исследования (Рис. 3.39 и 3.40), возможно

превышение этим усилием  $P_{S_{ГЦ}}$  силы  $P_{S_{уст}}$ , то есть вероятна потеря гидроцилиндром работоспособности вследствие потери устойчивости.

$$\frac{\pi D_3^2}{4} p = P_{S_{ГЦ}} \geq P_{S_{уст}} = \xi \frac{\pi^3 E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{64 l_{ГЦ}^2}. \quad (3.122)$$

На рисунках 3.39 и 3.40 условие  $P_{S_{ГЦ}} = P_{S_{уст}}$  отображается пересечением соответствующей размеру  $D_3$  кривой  $P_{S_{уст}}$  с аналогичной прямой  $P_{S_{ГЦ}}$  с отметкой длины  $l_{ГЦ}$  гидроцилиндра.

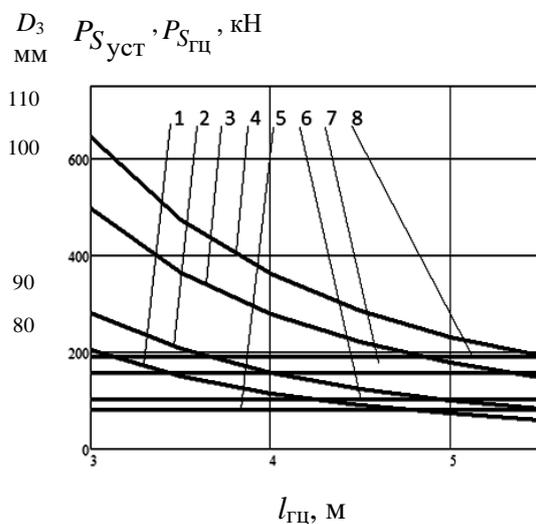


Рисунок 3.39 – Взаимосвязь силы  $P_{S_{уст}}$  (кривые 1 ... 4) и усилия  $P_{S_{ГЦ}}$  на штоке (линии 5 ... 8) при полной длине  $l_{ГЦ}$  гидроцилиндра для значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 80$  и  $90$  мм при давлении  $p = 16$  МПа и  $D_3 = 100$  и  $110$  мм при давлении  $p = 20$  МПа.

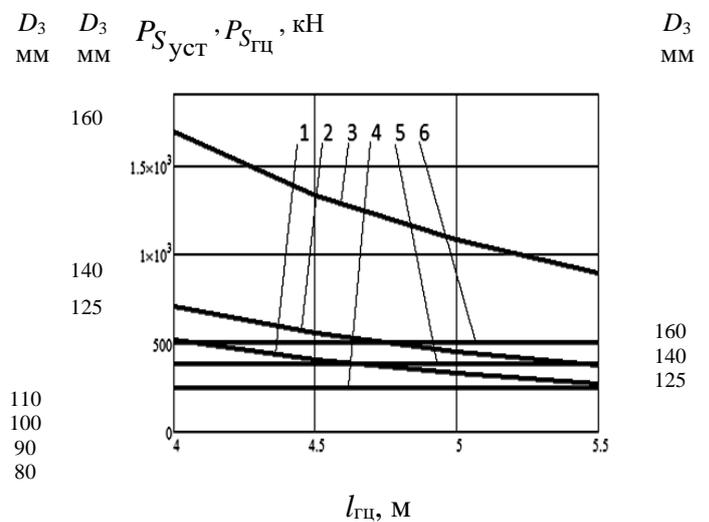


Рисунок 3.40 – Взаимосвязь силы  $P_{S_{уст}}$  (кривые 1 ... 3) и усилия  $P_{S_{ГЦ}}$  на штоке (линии 4 ... 6) при полной длине  $l_{ГЦ}$  гидроцилиндра для значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 125$  мм при давлении  $p = 20$  МПа и  $D_3 = 140$  и  $160$  мм при давлении  $p = 25$  МПа.

Видно, что с увеличением его диаметральных размеров, повышающих жёсткость гидроцилиндра, вероятность потери устойчивости по мере роста его длины снижается, о чём свидетельствует кривая  $D_3 = 160$  мм на рисунке 3.40 и все кривые  $D_3 = 180 \dots 250$  мм на рисунке 3.41.

Обобщённая графическая информация рисунков 3.39 ... 3.41, полученная в результате преобразования условия (3.122) относительно полной длины  $l_{ГЦ}$

гидроцилиндра

$$l_{\text{ГЦ}} = \sqrt{\xi \frac{\pi^2 E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{16 D_3^2 p}} \quad (3.123)$$

и представленная на рисунке 3.42, даёт возможность оценить наибольшую возможную длину  $l_{\text{ГЦ}}$  проектируемого гидроцилиндра при заданной величине давления  $p$  рабочей жидкости в поршневой полости для различных значений внутреннего диаметра его гильзы  $D_3 = 80 \dots 250$  мм.

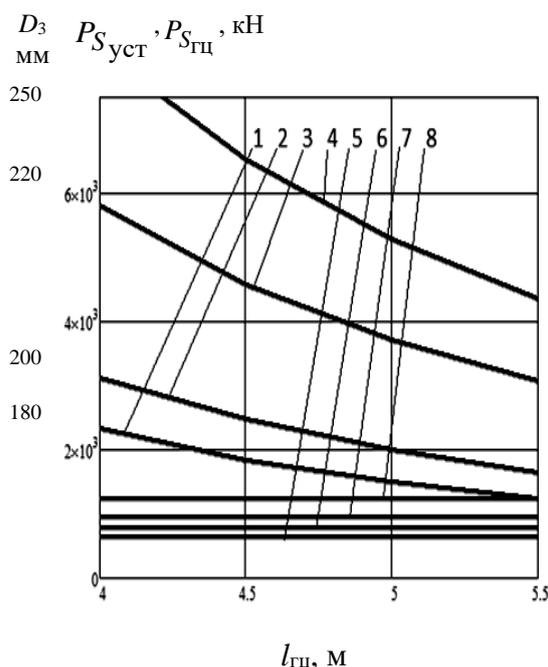


Рисунок 3.41 – Взаимосвязь силы  $P_{S_{уст}}$  (кривые 1 ... 4) и усилия  $P_{S_{ГЦ}}$  на штоке (линии 5 ... 8) при полной длине  $l_{\text{ГЦ}}$  гидроцилиндра для значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 180, 200, 220$  и  $250$  мм при давлении  $p = 25$  МПа.

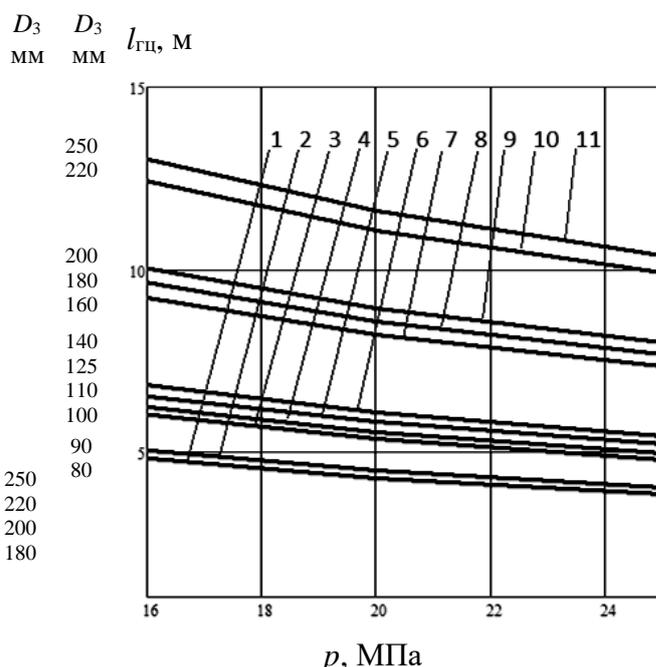


Рисунок 3.42 – Зависимости полной длины  $l_{\text{ГЦ}}$  гидроцилиндра (линии 1 ... 11) от величины давления  $p = 16 \dots 20 \dots 25$  МПа в его поршневой полости для различных значений внутреннего диаметра гильзы  $D_3 = 80 \dots 250$  мм, соответственно.

При этом обязательна проверка работоспособности проектируемого гидроцилиндра с использованием предложенного выше критерия устойчивости (3.120), результатом которой могут быть следующие возможные комбинации усилий  $[P_{S_{изг}}^{\text{гор}}]$ ,  $[P_{S_{изг}}^{\text{верт}}]$  и  $[P_{S_{уст}}]$  по их величинам:

$$[P_{S_{изг}}^{\text{гор}}] > [P_{S_{уст}}] < [P_{S_{изг}}^{\text{верт}}];$$

(3.124)

$$[P_{S_{ИЗГ}}^{ГОР}] < [P_{S_{УСТ}}] < [P_{S_{ИЗГ}}^{ВЕРТ}];$$

(3.125)

$$[P_{S_{ИЗГ}}^{ГОР}] < [P_{S_{УСТ}}] > [P_{S_{ИЗГ}}^{ВЕРТ}] \quad (3.126)$$

с учётом того факта, что, как следует из анализа записей (3.114) и (3.115), всегда справедливо условие  $[P_{S_{ИЗГ}}^{ГОР}] < [P_{S_{ИЗГ}}^{ВЕРТ}]$ .

Здесь первое неравенство (3.124) соответствует условию нарушения работоспособности гидроцилиндра по причине возможной утраты им несущей способности [36, 183] в результате потери устойчивости, тогда как вторая (3.125) и третья (3.126) записи указывают на то же самое, но из-за предельной продольно-поперечной деформации длинномерных несущих элементов гидроцилиндра, главным образом, его штока (Рис. 3.35).

В заключение надо отметить, что гидроцилиндры с большой гибкостью должны в первую очередь подвергаться проверке на устойчивость. Для этого рекомендуется использовать предложенный критерий устойчивости (3.120). При этом во внимание во всех случаях следует принимать параметры их наибольшего эксплуатационного нагружения и характеристики пространственного расположения, применительно к конкретной ДСМ.

Если же имеет место условие  $\lambda < \lambda_{\text{пред}}$  или наличествуют две последние комбинации усилий  $[P_{S_{ИЗГ}}^{ГОР}]$ ,  $[P_{S_{ИЗГ}}^{ВЕРТ}]$  и  $[P_{S_{УСТ}}]$  оценку работоспособности гидроцилиндра следует проводить по критериям надёжности и работоспособности, известным, в частности, из работ [28, 36, 195] по характеристикам напряжённно-деформированного состояния длинномерных элементов гидроцилиндра и реакциям в его подвижных герметизируемым сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» с учётом известных рекомендаций [153].

### **3.8. Выводы по главе и практические результаты исследования**

В рамках проведённого исследования:

- разработана методика для установления прогиба гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в результате его поперечного нагружения;
- разработана методика для установления прогиба гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой до приложения продольного сжимающего усилия;
- разработана методика для определения полного прогиба гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой вследствие его нагружения толкающим усилием;
- разработана методика определения прогиба гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения;
- количественно оценены характеристики вышеперечисленных деформаций гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой и его длинномерных несущих элементов;
- уточнена ранее разработанная методика оценки напряжений, возникающих в штоке, применительно к гидроцилиндру с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой;
- уточнена методика оценки напряжений в корпусе гидроцилиндра с промежуточной следящей опорой, при его нагружении в процессе эксплуатации;
- оценены характеристики состояния конструктивных элементов гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, применительно к гидроцилиндрам рабочего оборудования экскаваторов;
- предложены и проанализированы варианты поддержки гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой;
- разработана методика оценки контактного взаимодействия элементов сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой;

- предложена методика оценки эффективности модернизации гидроцилиндра посредством его поддержки промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в сравнении с гидроцилиндром традиционного исполнения;

- предложен комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой;

- предложен критерий устойчивости гидроцилиндра традиционного исполнения.

Основные положения проведённого исследования позволяют заключить:

- при установке промежуточной сенсорной поддерживающей опорой полный прогиб  $u_T(x)$  гидроцилиндра снижается в 1,5 ... 3,5 раза, а реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  в его подвижных герметизируемых сопряжениях – снижаются до 0 и от 2,5 ... до 7,5 раз, соответственно, в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвижения его штока, что наглядно свидетельствует о разгрузке гидроцилиндра и подтверждают актуальность проводимых в этой области исследований;

- установка промежуточной сенсорной поддерживающей опоры приводит к снижению напряжений сжатия  $\sigma_{сж}(x)$  в наиболее нагруженном сечении штока на величину до 20%;

- после установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры изменяются в сторону полного либо частичного уменьшения изгибающие моменты  $M_Q(x)$ ,  $M_{A,Bs}(x)$ ,  $M_{A,Br}(x)$ ,  $M_{A,Be}(x)$  и  $M_y(x)$ , снижая, тем самым, напряжения  $\sigma_x''(x)$  и, в конечном итоге, напряжения  $\sigma_{max}(x)$  в гильзе (корпусе) гидроцилиндра;

- напряжения  $\sigma_{сж}$ , возникающие в опасном сечении штока продольно и поперечно нагруженного гидроцилиндра традиционного исполнения и перспективного гидроцилиндра, составляют (75 ... 77)%, (65 ... 72)% и (70 ... 72)% от начальных  $\sigma_{сж}$  в пользу модернизированного гидроцилиндра для каждого из рассмотренных вариантов поддержки;

- наиболее предпочтительным вариантом поддержки гидроцилиндра следует считать схему с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, реализующей, во-первых, минимальное по величине усилие поддержки  $F_{(R_1=0)}$ , а, во-вторых, дополнительно разгружающей наименее надёжное сопряжение гидроцилиндра «шток – направляющая втулка», граничащее с окружающей средой, насыщенной абразивной пылью;

- кроме этого, поддержка гидроцилиндра позволяет дополнительно снизить напряжения  $\sigma_{СЖ}$  на величину до (10 ... 20)%;

- при создании промежуточной сенсорной поддерживающей опоры необходимо учитывать нелинейный характер поддерживающего усилия  $F$ ;

- конструктивные параметры вспомогательного гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры следует принимать для конкретной гидрофицированной ДСМ с учётом её рабочего процесса и режима нагружения, например, рабочий процесс гидроцилиндра рукояти одноковшового экскаватора IV размерной группы с рабочим оборудованием обратная лопата ограничивается характеристиками  $z=(0,0 \text{ м} \dots 0,8 \text{ м})$  и  $\Theta=(17^\circ \dots 18,5^\circ)$ , что значительно упрощает конструкцию опоры;

- после установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры вследствие уменьшения реакции  $R_{2T}$  напряжения смятия поршня  $\sigma_{СМП}$  уменьшаются на величину до 15% в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвижения его штока, что также свидетельствует о разгрузке гидроцилиндра;

- предложенная методика оценки эффективности модернизации гидроцилиндра посредством его поддержки промежуточной сенсорной поддерживающей опорой позволяет оценить экономический эффект  $\mathcal{E}_M$  от модернизации гидроцилиндра за счёт снижения числа необходимых технических ремонтов и/или обслуживаний гидроцилиндров конкретной ДСМ за расчётный период  $T_{\mathcal{E}}$  её эксплуатации;

- предложенный комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра целесообразно принимать во внимание при создании

перспективных гидроцилиндров повышенного типоразмера в рамках требований документов, регламентирующих параметры гидроцилиндра, а именно: ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, ISO 3320, ISO 3322 и ISO 4393, в соответствии с которыми предполагается 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 в поршневой и штоковой полостях  $\phi = (1,06 \dots 5,26)$ ;

- в настоящее время оценка продольной устойчивости сжатого стержня переменного сечения делается на основе либо формулы Эйлера, либо формулы Ясинского, в которых, к сожалению, никоим образом не учитывается наклон стержня в пространстве и, как следствие, влияние на его несущую способность поперечной нагрузки;

- гидроцилиндры с большой гибкостью должны в первую очередь подвергаться проверке на устойчивость, для чего рекомендуется использовать предложенный критерий устойчивости. С учётом параметров их наибольшего эксплуатационного нагружения и характеристик пространственного расположения, применительно к конкретной ДСМ;

- если имеет место условие  $\lambda < \lambda_{\text{пред}}$  или наличествуют две последние комбинации усилий критерия устойчивости, оценку работоспособности гидроцилиндра следует проводить по характеристикам напряжённо-деформированного состояния длинномерных элементов гидроцилиндра и реакциям в его подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка».

## ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ДЛИННОХОДОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СЕНСОРНОЙ ПОДДЕРЖИВАЮЩЕЙ ОПОРОЙ

Экспериментальные исследования проводились с целью проверки теоретических положений. Экспериментальные исследования носили качественный характер и не ставили целью определение эмпирических зависимостей. Численные значения, полученные при этом, имеют отклонение от теоретических 4–8%, что соответствует цели экспериментов.

Эксперименты выполнялись в условиях эксплуатации экскаватора и в лабораторных условиях с использованием специально разработанных моделей, в частности точной модели гидроцилиндра (Рис. 4.1), выполненной оргстекла.

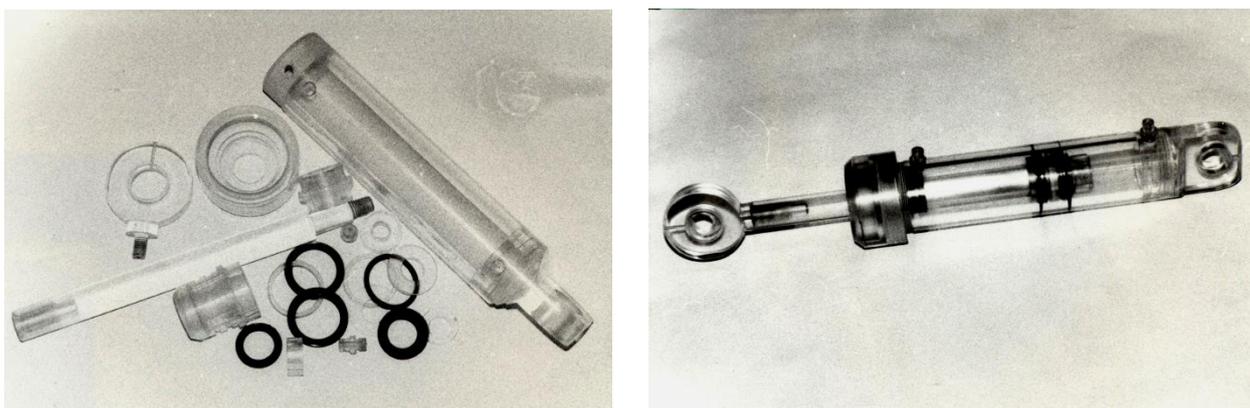


Рисунок 4.1 – Модель гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком из оптически прозрачного материала.

### 4.1. Экспериментальное исследование прогиба гидроцилиндра в результате его поперечного нагружения

Экспериментальная проверка положений разделов 2.4.3, 3.1.1 и 3.1.2 работы относительно прогиба  $y_Q(x)$  гидроцилиндра традиционного исполнения проводилась на основе анализа величины угла  $\frac{dy_Q(x)}{dx}$  с учётом значения угловой несоосности  $\frac{dy_\alpha(x)}{dx}$  из-за зазоров в сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка». Исследования проводились в лабораторных условиях и в условиях эксплуатации на основе разработанных технологий [150,

183, 253, 262, 280, 310] с использованием универсального контактного приспособления (Рис. 4.2) [150, 311, 312] или специализированного (Рис. 4.3). Во всех случаях учитывалось пространственное расположение гидроцилиндра  $\Theta$ , а также величина текущего выдвигания его штока  $z$ .

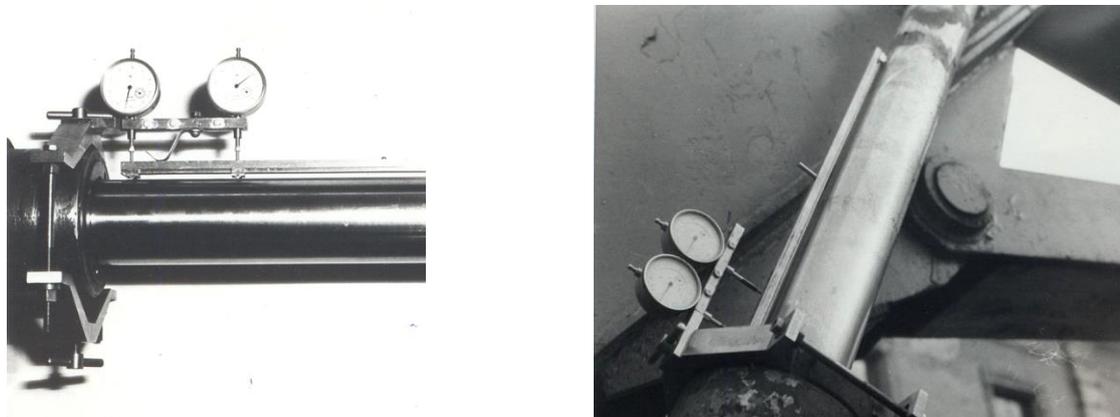


Рисунок 4.2 – Устройство для контроля прогиба  $y_Q(x)$  гидроцилиндра по величине угла  $\frac{dy_Q(x)}{dx}$  в лабораторных условиях и в условиях эксплуатации.

Кроме этого, проверка положений раздела 2.4.3 дополнительно проводилась в лабораторных условиях на установке, моделирующей встроенную диагностическую систему (Рис. 4.3), в основу которой положен контроль величины магнитного сопротивления воздушного зазора между датчиком и поверхностью штока по разработанной технологии [313].

Дополнительно для эксплуатационных экспериментальных исследований пригодно разработанное устройство и методика диагностирования гидроцилиндров ДСМ по величине полного прогиба до приложения продольного сжимающего усилия [149].

Устройство включает в себя излучатель (Рис. 4.4), в качестве которого может использоваться лазерная указка, и два приёмника: конечный и промежуточный. Все элементы устройства закрепляются на диагностируемом гидроцилиндре с помощью постоянных магнитов и имеют соответствующие формы опорных поверхностей. Излучатель устанавливается на опоре корпуса (гильзы) гидроцилиндра, а именно, на торцевую поверхность крепёжного пальца проушины и фиксируется относительно его центрирующего отверстия.

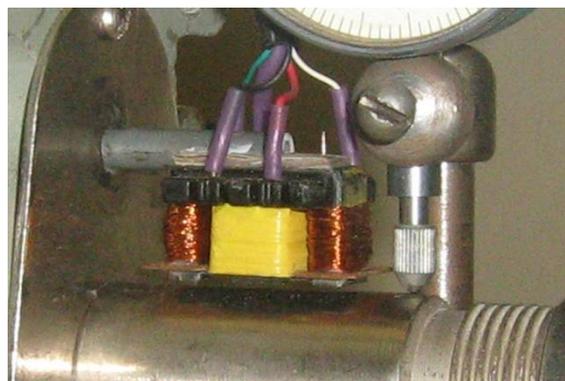


Рисунок 4.3 – Устройство для контроля угловой несоосности гидроцилиндра при измерении кривизны штока.

Конечный приёмник устанавливается и аналогично центрируется относительно проушины штока (Рис. 4.5). Полусферы опор излучателя и конечного приёмника обеспечивают изменение их углового положения относительно друг друга и гидроцилиндра в двух плоскостях.



Рисунок 4.4 – Излучатель на проушине гильзы гидроцилиндра.



Рисунок 4.5 – Конечный приёмник на проушине штока.

Промежуточный приёмник, опора которого выполнена в виде «ласточкиного хвоста», что обеспечивает его расположение строго перпендикулярно оси абсцисс, устанавливается на гильзе вблизи крышки (Рис. 4.6).

Луч лазера проецируется на промежуточном приёмнике в виде сетки, по линиям которой последний может быть сориентирован по оси ординат в поперечной плоскости гидроцилиндра. (Рис. 4.7).

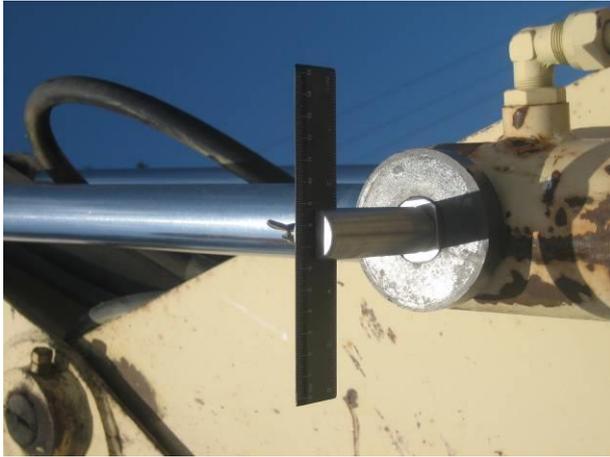


Рисунок 4.6 – Промежуточный приёмник на гильзе гидроцилиндра.

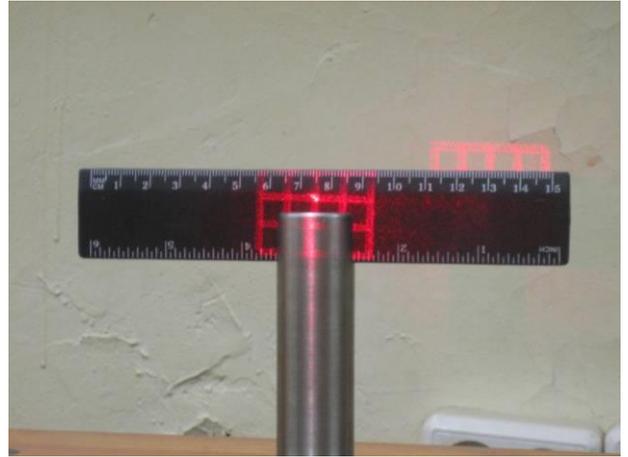


Рисунок 4.7 – Проекция луча лазера на промежуточном приёмнике.

При отсутствии такого приспособления промежуточный приёмник может быть выверен по строительному пузырьковому уровню.

Экспериментальные исследования с использованием предлагаемого метода и средства осуществляется в три этапа. На первом этапе необходимо сфокусировать луч лазера в центре шкалы конечного приёмника, тем самым, «построив» ось абсцисс, являющуюся линией отсчёта прогиба. На втором этапе, устанавливается промежуточный приёмник на гильзу вблизи крышки с выверкой его по сетке (Рис. 4.7) либо по строительному пузырьковому уровню относительно оси ординат. На третьем этапе при пошаговом выдвигении штока гидроцилиндра в статическом режиме фиксируется отклонение проекции луча лазера на линейке приёмника.

Однако, для эксплуатационных экспериментальных исследований более эффективно устройство (Рис. 4.8) [314] для оценки деформации длинноходового гидроцилиндра по величине прогиба  $y_Q(x)$  до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия [150, 183].

Упомянутое устройство (Рис. 4.8 ... 4.12) включает в себя излучатель, в качестве которого используется лазерная указка, приёмник, в качестве которого используется линейка, и мини видеокамеру для автоматической фиксации показаний. Излучатель с мини видеокамерой крепятся к проушине корпуса (гильзы) гидроцилиндра в точке 1, а приёмник – к проушине штока в точке 2.

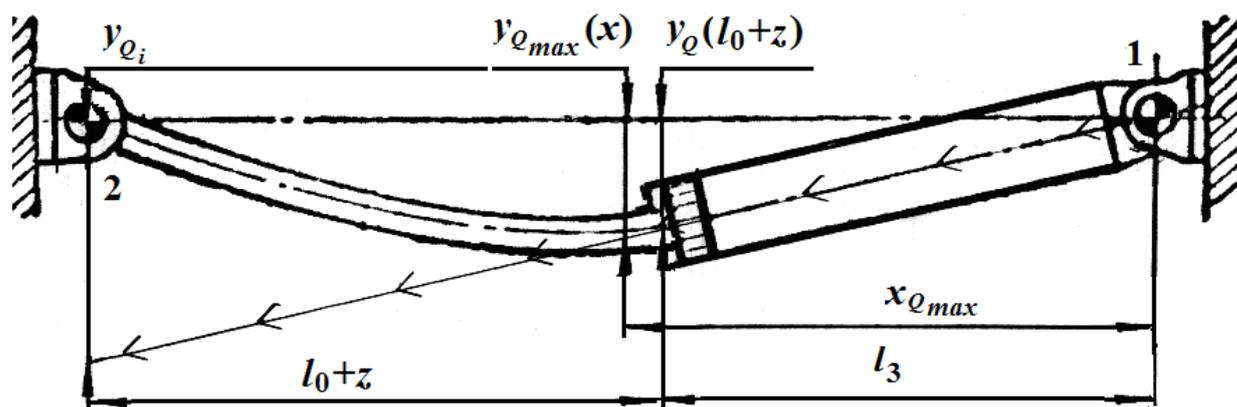


Рисунок 4.8 – Принципиальная схема устройства для экспериментального исследования деформации длинноходового гидроцилиндра от его веса до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия.

В случае значительных линейных размеров длинноходовых гидроцилиндров видеокамеру целесообразно крепить на проушину штока, непосредственно вблизи приёмника, причём оба устройства крепятся справа либо слева в зависимости от расположения трубопровода для подвода рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра (Рис. 4.9).



Рисунок 4.9 – Приёмник и мини видеокамера на штоке исследуемого гидроцилиндра привода рукояти одноковшовых экскаваторов Liebherr R317 Litronic с ковшом 0,85 м<sup>3</sup>, Hitachi Zaxis 230 с ковшом 1,4 м<sup>3</sup> и Hyundai R330 LC-9S с ковшом 1,73 м<sup>3</sup>, соответственно.

Крепление излучателя на корпусе (гильзу) гидроцилиндра осуществляется с использованием струбины, так же расположенной с учётом подвода жидкости в штоковую полость гидроцилиндра: на Liebherr R317 Litronic и Hyundai R330 LC-9S слева, на Hitachi Zaxis 230 справа (Рис. 4.10).

Исследование в условиях эксплуатации (Рис. 4.8 и 4.13) прогиба нагружения гидроцилиндра при помощи данного устройства проводилось в два этапа.

На первом этапе при полностью задвинутом штоке гидроцилиндра необходимо сфокусировать луч лазера в центре шкалы приёмника, тем самым, «построив» ось абсцисс, являющуюся линией отсчёта прогиба гидроцилиндра.



Рисунок 4.10 – Излучатель устройства на корпусе (гильзе) исследуемого гидроцилиндра привода рукояти одноковшовых экскаваторов Liebherr R317 Litronic с ковшом 0,85 м<sup>3</sup> и Hyundai R330 LC-9S с ковшом 1,73 м<sup>3</sup> (фото слева), а также Hitachi Zaxis 230 с ковшом 1,4 м<sup>3</sup> (фото справа).

На втором этапе при пошаговом движении штока гидроцилиндра в статическом режиме посредством видеокamеры записывается отклонение проекции  $y_{Qi}$  луча лазера на линейке приёмника.



Рисунок 4.11. – Приёмник и мини видеокamera на штоке исследуемого гидроцилиндра.

Рисунок 4.12 – Устройство для экспериментального исследования деформации длинноходового гидроцилиндра на его штоке и корпусе.

Окончательно искомое значение прогиба  $y_Q(x)$ , в частности значение

$y_{Q_{max}}(x)$ , следует выделять из зафиксированных опытных значений  $y_{Q_j}$  гидроцилиндра в вертикальной продольной плоскости, связанных со значением проекции луча лазера  $y_{Q_i}$  (Рис. 4.8) и включающих в себя прогибы  $y_\alpha(x)$ ,  $y_\beta(x)$  и  $y_\gamma(x)$ , изначально имеющиеся у гидроцилиндра (Разделы 2.4.3 и 3.1).

Так, например, прогиб  $y_{Q_j}$  гидроцилиндра в точке крепления к его гильзе промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 4.8), то есть, для координаты  $x=l_0+z$  (Раздел 2.4.1), составляет

$$\begin{aligned} y_Q(x) &= y_{Q_j} - [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x)] = \\ &= y_{Q_i} \left[ \frac{l_3}{(l_0 + z) + l_3} \right] - [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x)], \end{aligned} \quad (4.1)$$

а максимальный  $y_{Q_{max}}(x)$  для координаты  $x_{Q_{max}}$  равен

$$y_{Q_{max}}(x) = y_{Q_i} \left[ \frac{x_{Q_{max}}}{(l_0 + z) + l_3} \right] - [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x)]. \quad (4.2)$$



Рисунок 4.13 – Фрагмент экспериментального исследования деформации гидроцилиндра привода рукояти от его веса до приложения продольного сжимающего усилия в экскаваторе Liebherr R317 Litronic.

#### **4.2. Экспериментальное исследование прогиба в результате продольного нагружения гидроцилиндра традиционного исполнения**

Экспериментальное исследование деформации штока гидроцилиндра внутри гильзы для проверки положений разделов 3.1.3 проводилась по

описанной технологии [150, 183, 270, 310] в лабораторных условиях с применением разработанных и изготовленных оригинальных приспособлений и моделей (Рис. 4.10, 4.11 и 4.12).

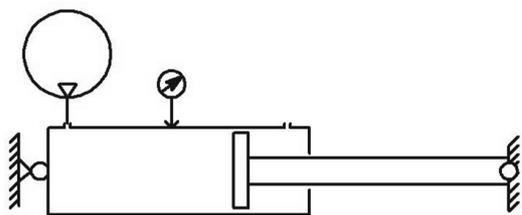
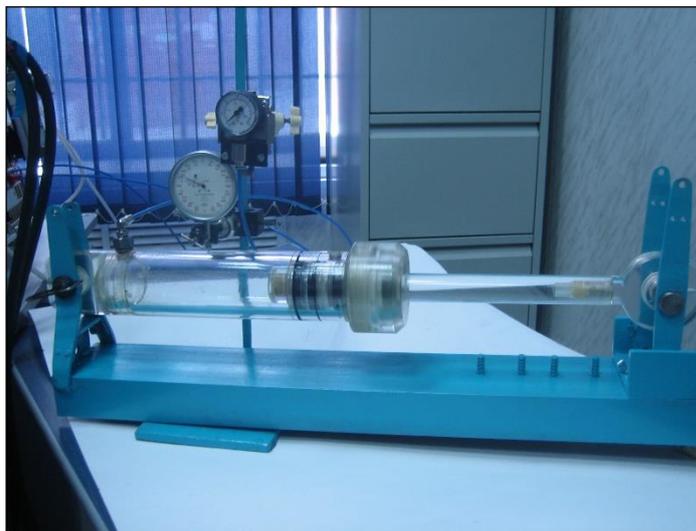


Рисунок 4.14 – Определение прогиба гидроцилиндра



Давление воздуха в создавалось. Деформация гильзы фиксировалась индикатором часового типа модели ИЧ с ценой деления 1 мкм (Рис. 4.14).

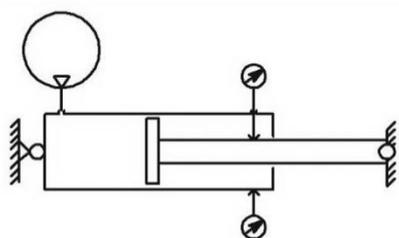
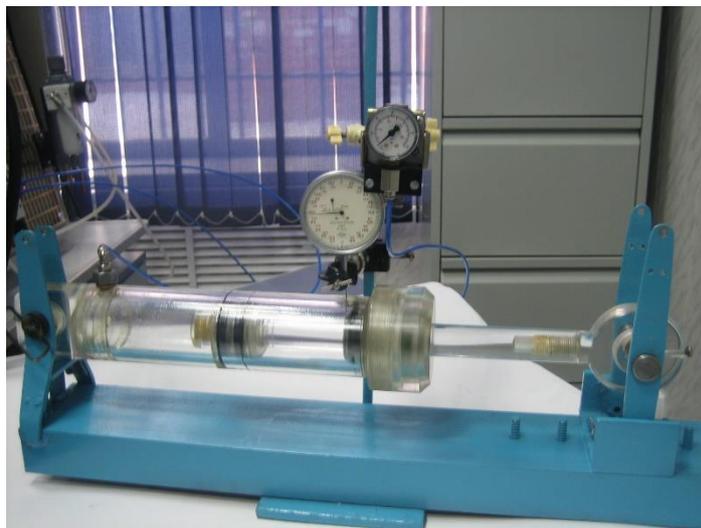


Рисунок 4.15 – Определение деформации штока внутри гидроцилиндра.



Экспериментальное исследование деформации штока гидроцилиндра внутри гильзы для проверки положений разделов 3.1.3 проводилась по описанной технологии [150, 183] в лабораторных условиях. Для этих целей применялся компрессор и стенда ЗАО УИЦ «Экоинвест» (Рис. 4.15 и 4.16).



Рисунок 4.16 – Определение деформации штока внутри гидроцилиндра

Кроме этого, для эксплуатационных экспериментальных исследований более эффективно устройство (Рис. 4.17 и 4.18) [314] для оценки деформации длинноходового гидроцилиндра в результате приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия [183].

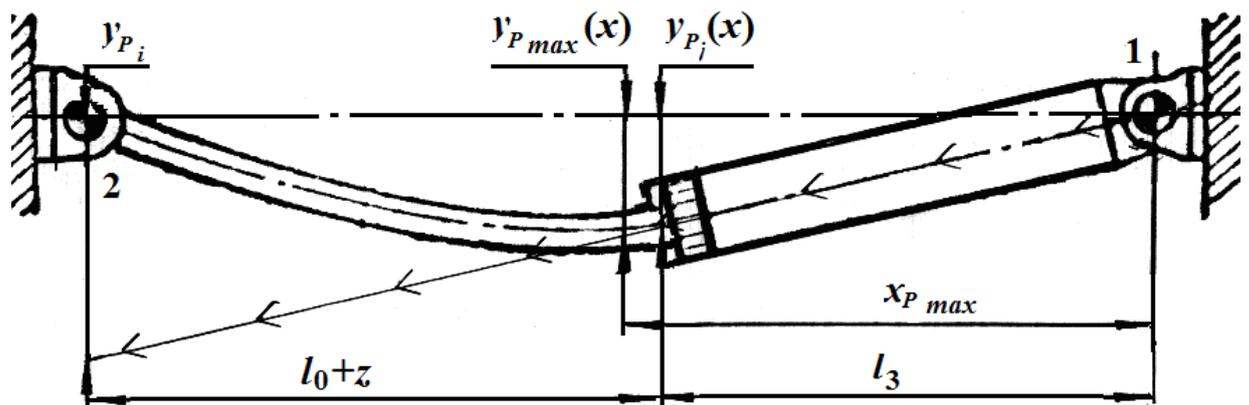


Рисунок 4.17 – Принципиальная схема устройства для экспериментального исследования деформации длинноходового гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольного нагружения.

Исследование прогиба гидроцилиндра в результате его продольного нагружения с применением описанного устройства (Рис. 4.17 и 4.18) осуществляется в три этапа.

На первом этапе при полностью задвинутом штоке гидроцилиндра необходимо сфокусировать луч лазера в центре шкалы приёмника, тем самым, «построив» ось абсцисс, являющуюся линией отсчёта прогиба.

На втором этапе при пошаговом движении штока ненагруженного

давлением гидроцилиндра в статическом режиме посредством видеокамеры также пошагово фиксируется отклонение проекции луча лазера на линейке приёмника, которое впоследствии переводится в значение прогиба  $y_{\alpha}(x)+y_{\beta}(x)+y_{\gamma}(x)+y_{\delta}(x)+y_{Q}(x)$  (Раздел 3.1).

На третьем этапе при пошаговом движении штока нагруженного гидроцилиндра в статическом режиме посредством видеокамеры также пошагово фиксируется отклонение проекции луча лазера на линейке приёмника, которое затем переводится в значение прогиба  $y_P(x)$ , являющегося приращением ранее зафиксированного прогиба  $y_{\alpha}(x)+y_{\beta}(x)+y_{\gamma}(x)+y_{\delta}(x)+y_{Q}(x)$ .

При этом нагружение для каждого положения штока исследуемого силового гидроцилиндра ДСМ на третьем этапе осуществляется её силовой установкой в процессе экскавации грунта или упором рабочего оборудования в непреодолимое препятствие при фиксированном значении давления рабочей жидкости в гидросистеме (Рис. 4.19).



Рисунок 4.18 – Фрагмент экспериментального исследования деформации гидроцилиндра рукояти в результате его эксплуатационного нагружения продольным сжимающим усилием в экскаваторе Liebherr R317 Litronic.

Окончательно искомое значение прогиба  $y_P(x)$ , в частности значение  $y_{P_{max}}(x)$ , следует выделять из зафиксированных опытных значений  $y_{P_i}$  гидроцилиндра в вертикальной продольной плоскости, связанных со значением проекции луча лазера  $y_{P_i}$  (Рис. 4.17) и включающих в себя прогибы  $y_{\alpha}(x)$ ,  $y_{\beta}(x)$ ,  $y_{\gamma}(x)$  и  $y_{Q}(x)$ , уже имеющиеся у гидроцилиндра (Разделы 2.4.3 и 3.1).



Рисунок 4.19 – Фрагменты нагружения исследуемого гидроцилиндра привода рукояти одноковшового экскаватора Hitachi Zaxis 230 копанием, а экскаватора Liebherr R317 Litronic посредством упора его рабочего оборудования в непреодолимое препятствие при экспериментальном исследовании деформации гидроцилиндра в результате приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия.

Так, например, прогиб  $y_{Pj}$  гидроцилиндра в точке крепления к его гильзе промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 4.17), то есть, для координаты  $x=l_0+z$  (Раздел 2.4.1), составляет

$$\begin{aligned} y_P(x) &= y_{Pj} - [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_Q(x)] = \\ &= y_{P_i} \left[ \frac{l_3}{(l_0 + z) + l_3} \right] - [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_Q(x)]', \end{aligned} \quad (4.3)$$

а максимальный прогиб  $y_{P_{max}}(x)$  для координаты  $x_{P_{max}}$  равен

$$y_{P_{max}}(x) = y_{P_i} \left[ \frac{x_{P_{max}}}{(l_0 + z) + l_3} \right] - [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_Q(x)]. \quad (4.4)$$

### 4.3. Экспериментальное исследование полного прогиба гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения

Проверка положений раздела 3.1.4 относительно деформации гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения [183] проводилась на основе предложенной технологии [314] по схеме (Рис. 4.20) в условиях эксплуатации ДСМ с применением разработанных

и изготовленных оригинальных приспособлений (Рис. 4.21).

Исследование полного прогиба  $y_T(x)$  гидроцилиндра с применением описанного устройства (Рис. 4.20 и 4.21) осуществляется в два этапа.

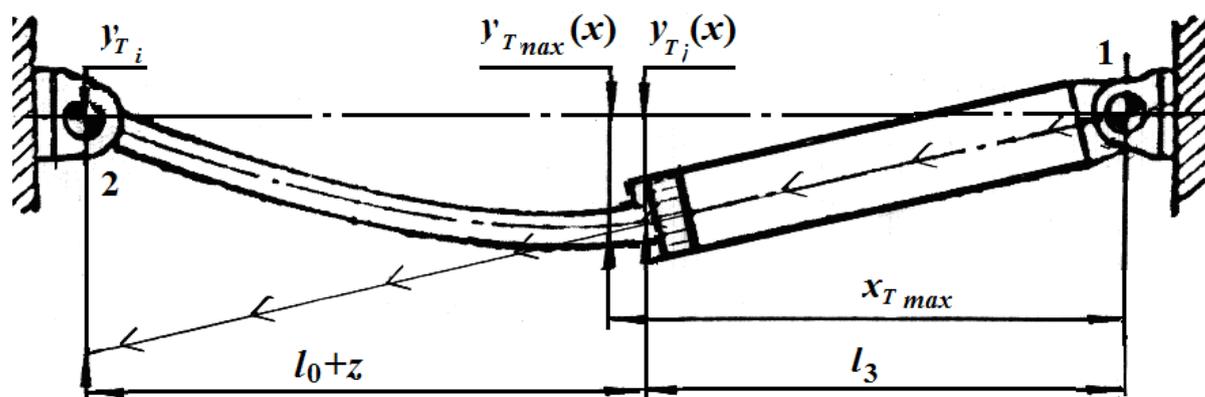


Рисунок 4.20 – Принципиальная схема устройства для экспериментального исследования деформации длинноходового гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения.

На первом этапе при полностью задвинутом штоке гидроцилиндра необходимо сфокусировать луч лазера в центре шкалы приёмника, тем самым, визуально «построив» ось абсцисс, являющуюся линией отсчёта прогиба  $y_{Tj}$ .

На втором этапе в процессе штатного функционирования ДСМ (Рис. 4.20), в условиях воздействия на исследуемый гидроцилиндр всего комплекса эксплуатационной нагрузки [187] посредством видеокамеры непрерывно фиксируется отклонение проекции  $y_{Ti}$  луча лазера на линейке приёмника, которое впоследствии переводится в значение полного прогиба  $y_T(x)$  (Раздел 3.1.4), в том числе, в значение  $y_{Tmax}(x)$  в точке  $x_{Tmax}$  опасного сечения штока гидроцилиндра [314].

Нагружение для каждого положения штока исследуемого силового гидроцилиндра ДСМ осуществляется её силовой установкой в процессе экскавации грунта либо упором рабочего оборудования в непреодолимое препятствие при фиксированном значении давления рабочей жидкости в гидросистеме (Рис. 4.19).

Другими словами, прогиб  $y_T(x) = y_{Tj}$  гидроцилиндра в точке крепления к его гильзе промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 4.20), то есть,

для координаты  $x=l_0+z$  (Раздел 2.4.1), составляет

$$y_T(x) = y_{Tj} = y_{Ti} \left[ \frac{l_3}{(l_0 + z) + l_3} \right], \quad (4.5)$$

а максимальный прогиб  $y_{Tmax}(x)$  для координаты  $x_{Tmax}$  равен

$$y_{Tmax}(x) = y_{Ti} \left[ \frac{x_{Tmax}}{(l_0 + z) + l_3} \right]. \quad (4.6)$$



Рисунок 4.21 – Фрагмент экспериментального исследования деформации гидроцилиндра привода рукояти в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения в экскаваторе Liebherr R317 Litronic.

Кроме этого, в процессе эксплуатации проводились экспериментальные исследования продольно-поперечной деформации гидроцилиндра привода рукояти экскаватора Hitachi Zaxis 230 при разработке грунта III категории в процессе осуществления тринадцати циклов экскавации при загрузке грузового автомобиля [315], целью которых было выявление операций копания с наибольшими нагрузками, действующими на этот гидроцилиндр.

На рисунках 4.22 и 4.23 представлены фрагменты этого исследования с фиксацией длины  $L=[l_3+(l_0+z)]$  (Разделы 2 и 3) гидроцилиндра привода рукояти и угла  $\Theta$  его наклона к поверхности тяготения, которые, в частности [187, 251, 308, 310], характеризуют его предельное нагружение.

При этом принималось во внимание, что одноковшовый экскаватор Hitachi Zaxis 230 использовался для создания котлована глубиной  $\approx 5$  м с зачисткой донной поверхности, образованной из песчаника, что вполне объясняет

стохастический характер изменения этих величин.

На рисунке 4.22 представлен фрагмент проведённого эксплуатационного экспериментального исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти с фиксацией изменения длины  $L$  гидроцилиндра в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания, а также её изменения  $\Delta L$ , применительно к экскаватору Hitachi Zaxis 230.

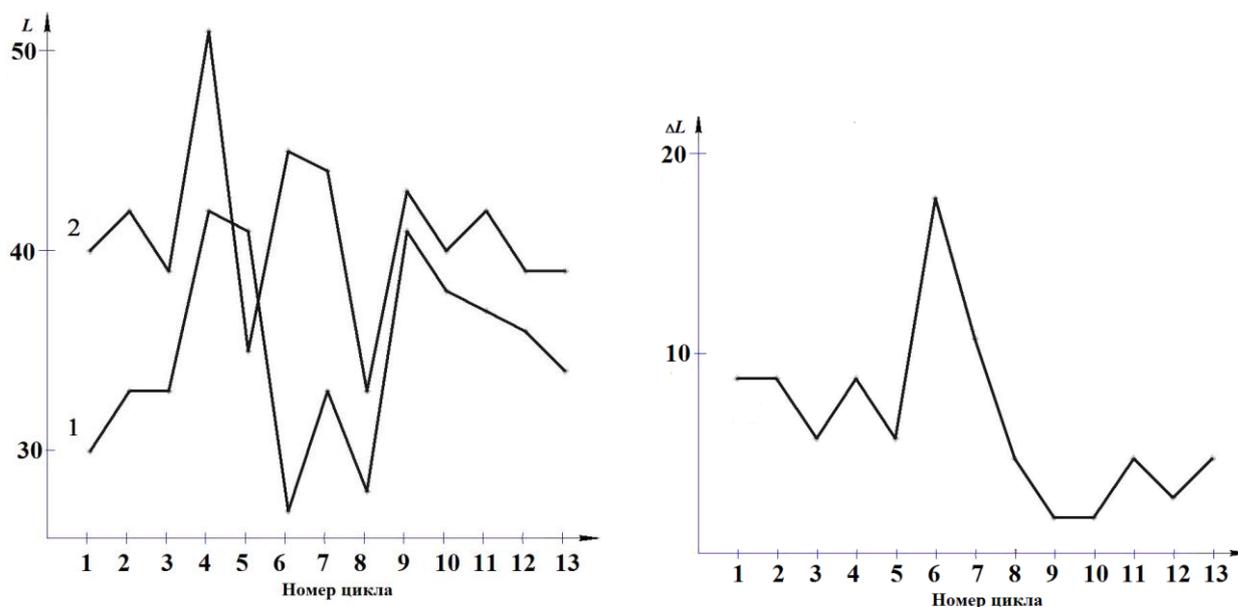


Рисунок 4.22 – Фрагмент экспериментального исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти с фиксацией изменения его длины  $L$  и её разности  $\Delta L$  в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания экскаватора Hitachi Zaxis 230 (в единицах масштаба).

На рисунке 4.23 представлен фрагмент исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти с фиксацией угла  $\Theta$  его наклона к горизонту в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания, а также величины его изменения  $\Delta\Theta$ , применительно к экскаватору Hitachi Zaxis 230.

Однако использование эмпирических кривых, представленных на рисунках 4.22 и 4.23, не всегда достаточно достоверно иллюстративно представляют области копания одноковшового экскаватора с наибольшими параметрами  $L$  и  $\Theta$  нагружения гидроцилиндра привода его рукояти.

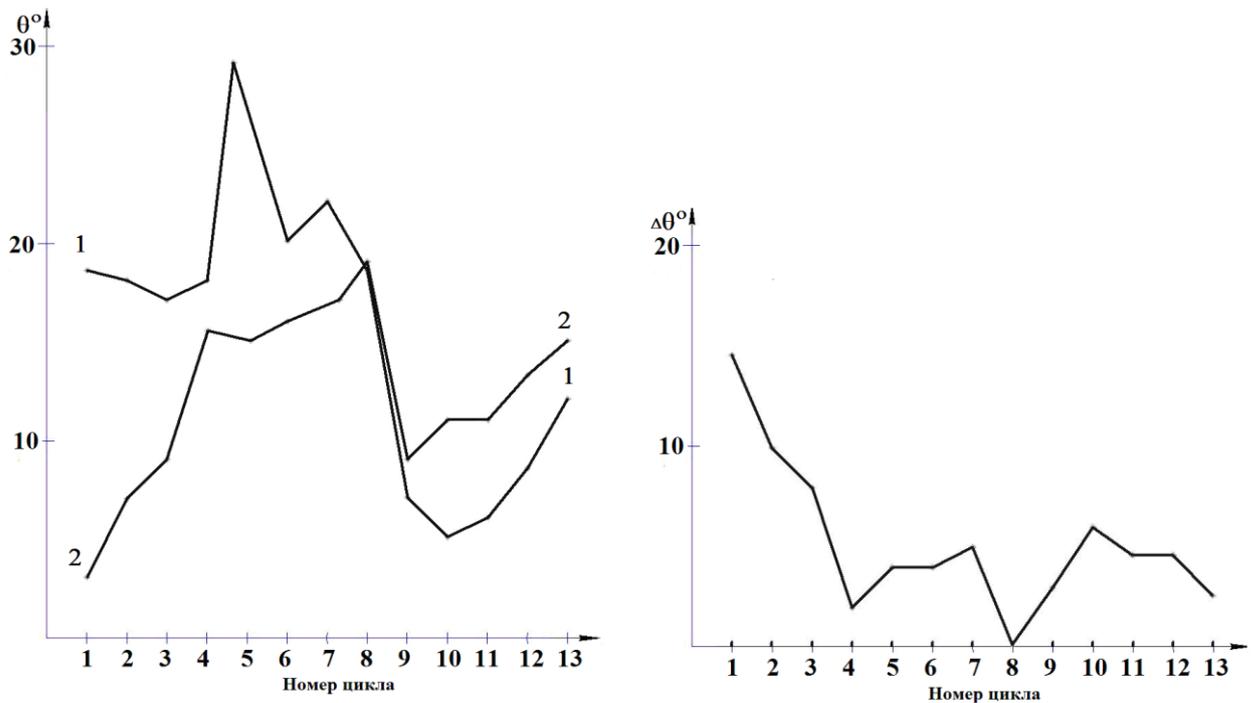


Рисунок 4.23 – Фрагмент экспериментального исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти с фиксацией угла  $\Theta$  его наклона к горизонту и его изменения  $\Delta\Theta$  в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания экскаватора Hitachi Zaxis 230.

С целью устранения этого недостатка при обработке полученной эмпирической информации с учётом уже названных величин  $L$  и  $\Theta$  целесообразно использовать критерий  $K$  наибольшего нагружения гидроцилиндра рабочего оборудования ДСМ: длина максимальная, положение горизонтальное, аналитически отображённого записью (4.7) и представленного на рисунке 4.24

$$K = L \cdot \cos\Theta \rightarrow \max. \quad (4.7)$$

С этой позиции наибольший интерес эксплуатационного продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти одноковшового экскаватора при разработке им грунта III категории в процессе осуществления тринадцати циклов экскавации представляют первый, второй, шестой и седьмой циклы [316], что же подтверждается и кривыми  $y_{T_i}$  и  $\Delta y_{T_i}$  (Рис. 4.20 и 4.25).

Думается, что предложенная технология экспериментального исследования продольно-поперечной деформации гидроцилиндров рабочего оборудования гидрофицированных ДСМ, наряду с известными технологиями аналогичного

назначения [145, 166, 179, 187, 216, 219], представляет определённый интерес, благодаря известной простоте и достоверности [149].

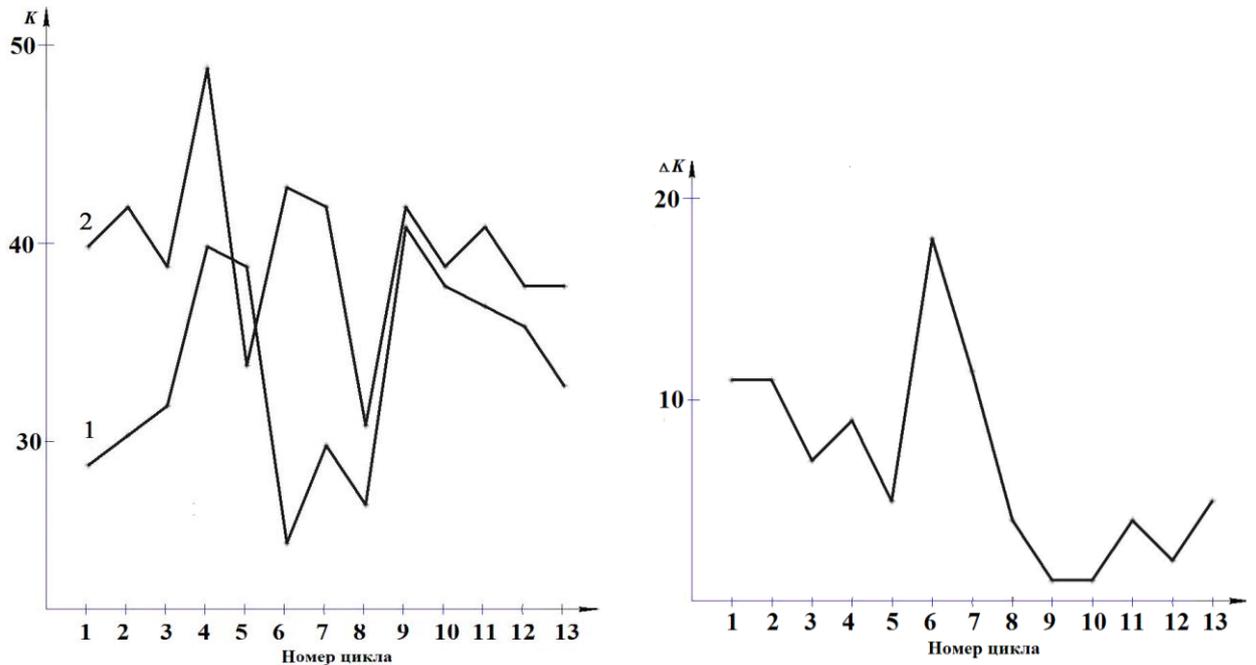


Рисунок 4.24 – Фрагмент экспериментального исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти с оценкой критерия  $K$  и диапазона его изменения  $\Delta K$  в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания экскаватора Hitachi Zaxis 230.

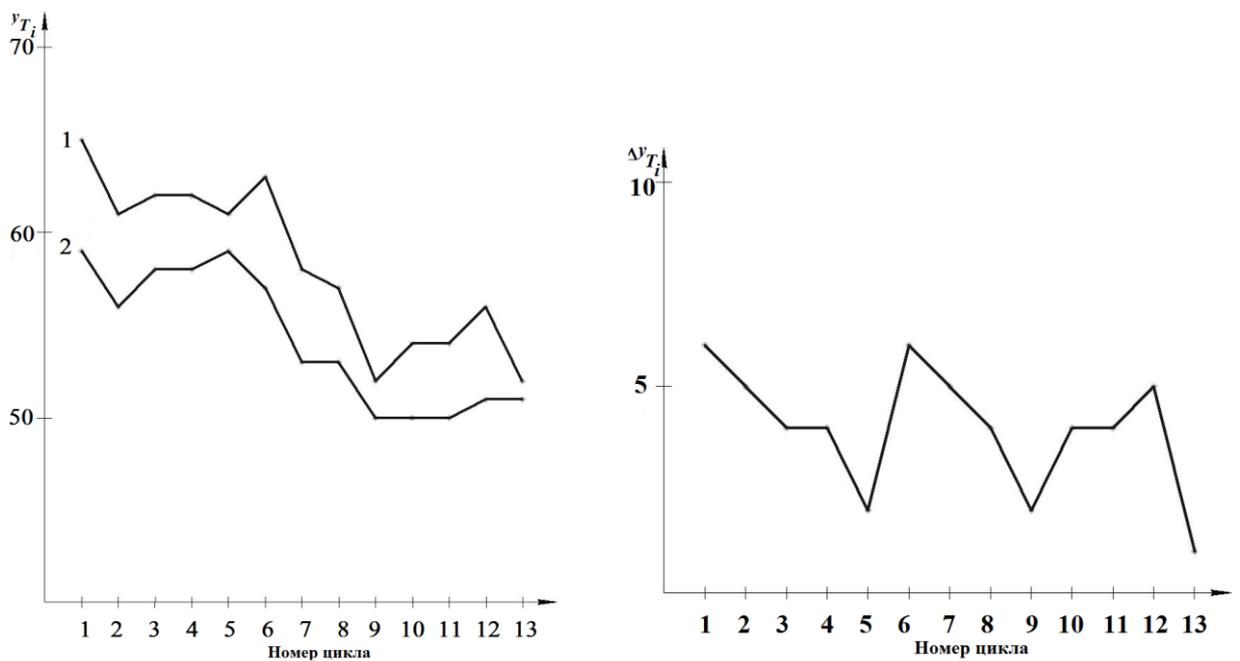


Рисунок 4.25 – Фрагмент экспериментального исследования продольно-поперечного нагружения гидроцилиндра привода рукояти с оценкой отклонения луча  $y_{T_i}$  и диапазона его изменения  $\Delta y_{T_i}$  в начале (линия 1) и в конце (линия 2) операции копания экскаватора Hitachi Zaxis 230.

#### 4.4. Экспериментальное исследование прогиба в результате продольного нагружения гидроцилиндра перспективного исполнения

Проверка положений раздела 3.3 относительно деформации гидроцилиндра в результате его продольного нагружения в условиях наличия промежуточной сенсорной поддерживающей опоры проводилась с учётом положений работ [31, 35, 39, 40] в лабораторных условиях с применением разработанных и изготовленных оригинальных приспособлений и моделей (Рис. 4.26 и 4.27).

Поперечное усилие на гидроцилиндр создавалось талрепами и контролировалась динамометром (Рис. 4.26). Возникающий при этом полный прогиб  $u_P(x)$  гидроцилиндра измерялся индикатором часового типа модели ИЧ с ценой деления 1 мкм, а окончательная заключение учитывало поправку на деформацию гильзы гидроцилиндра вследствие давления [270].

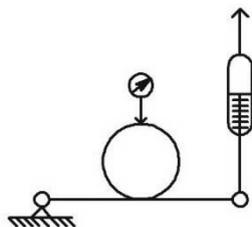
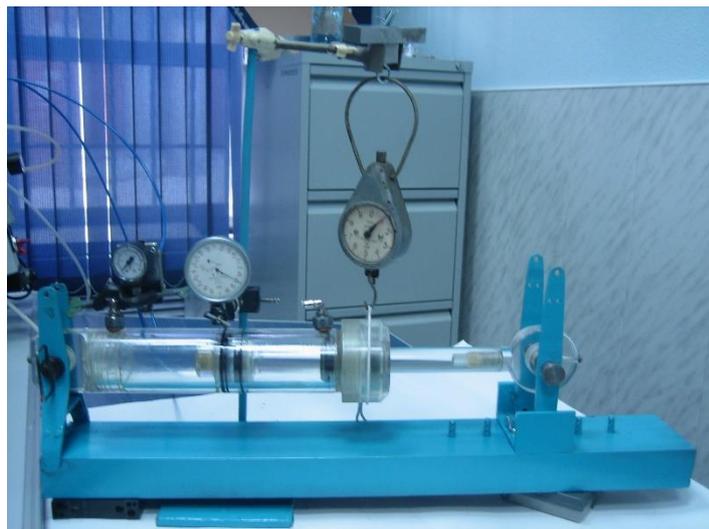


Рисунок 4.26 – Схема и фрагмент экспериментального исследования приложения поперечной сосредоточенной нагрузки, моделирующей промежуточную сенсорную поддерживающую опору.



Кроме того, проверка положений раздела 3.3 в условиях наличия промежуточной сенсорной поддерживающей опоры проводилась с учётом положений работ [31, 35, 39, 40] в лабораторных условиях с применением учебного лабораторного комплекса «Гидравлические и пневматические приводы» производства ЗАО УИЦ «Экоинвест», а также разработанных и изготовленных оригинальных моделей (Рис. 4.26).

В этом случае (Рис. 4.27) сосредоточенная поперечная поддерживающая нагрузка, воздействующая снизу на основной цилиндр, создавалась

вспомогательным пневматическим цилиндром, поршневая полость которого соединена с поршневой полостью основного. Продольный прогиб  $u_P(x)$  гидроцилиндра также фиксировался индикатором часового типа модели ИЧ с ценой деления 1 мкм, а окончательная его количественная оценка также осуществлялась с поправкой на радиальную деформацию корпуса гидроцилиндра под давлением воздуха в его поршневой полости [270].

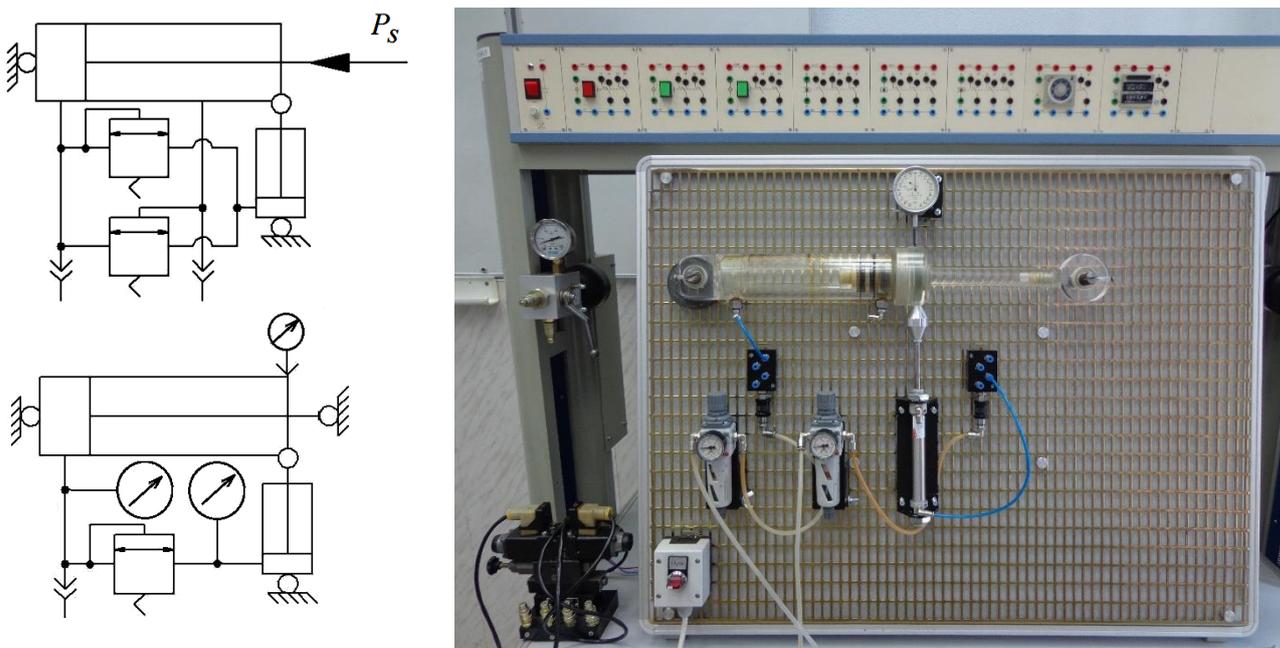


Рисунок 4.27 – Принципиальная схема промежуточной сенсорной поддерживающей опоры, принципиальная схема лабораторной установки и фрагмент исследования деформации гидроцилиндра перспективного исполнения в результате его продольного нагружения.

#### 4.5. Практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой

Согласно положениям раздела 3.3 основным параметром промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 4.28), определяющим её конструктивное исполнение, является развиваемое ею поддерживающее усилие  $F$ , величина которого зависит от конструктивных характеристик конкретного длинноходового гидроцилиндра ДСМ, его рабочего процесса и действующих нагрузок.

Как следует из принципиальных схем промежуточной сенсорной опоры (Рис. 4.28) в ней в качестве поддерживающего элемента используется

гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком, а развиваемое им усилие при моторном и насосном ходах, описывается выражениями, известными, в частности, из работ [41-44, 157, 217-224].

При известном требуемом поддерживающем усилии  $F$  (Рис. 4.29 и 4.30) диаметр поршня  $D_1$  гидроцилиндра сенсорной опоры при моторном ходе штока, то есть при подаче жидкости в его поршневую полость, находится по формуле (4.8)

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi k_k \left( p_1 - \frac{1}{\varphi} p_2 \right)}}, \quad (4.8)$$

при насосном ходе, то есть при подаче жидкости в штоковую полость – по формуле (4.9)

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi k_k \left( \frac{1}{\varphi} p_1 - p_2 \right)}}, \quad (4.9)$$

после чего значение  $D_1$  корректируется по основному либо дополнительному рядам источника [154].

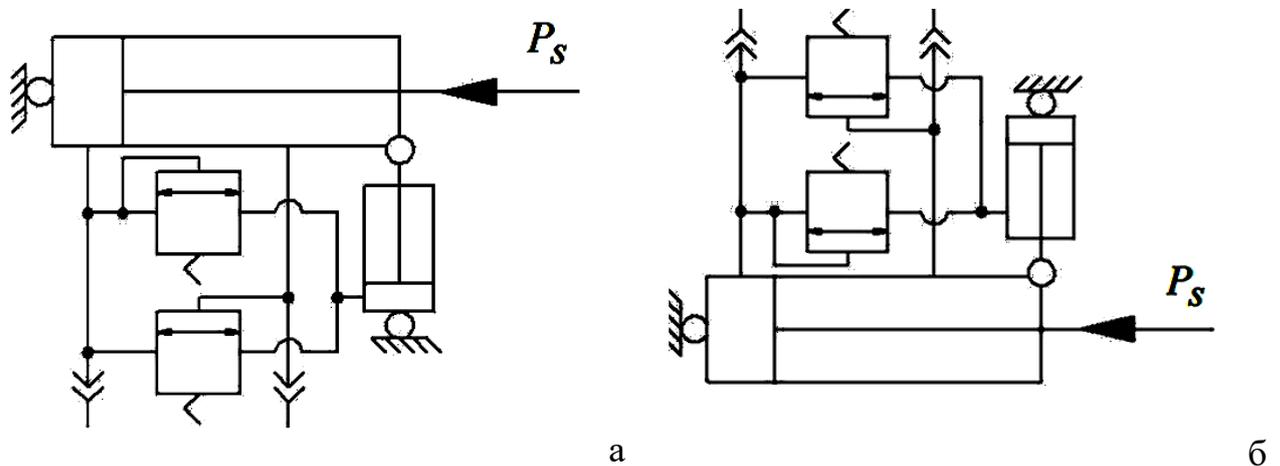


Рисунок 4.28 – Принципиальные схемы промежуточной сенсорной поддерживающей опоры гидроцилиндра снизу (а) и сверху (б) по А. с. СССР № 1386758 и № 1735620, по патентам РФ № 2046893 и № 2050479

В записях (4.8) и (4.9):  $p_1$ ,  $p_2$  – номинальное давление жидкости в поршневой и штоковой полости, соответственно [42, 83, 222, 229];  $k_k$  – механический коэффициент полезного действия (КПД) гидроцилиндра,

рекомендуемый [42, 43] либо определяемый, например, из работ [46, 226, 227, 230, 231];  $\varphi$  – коэффициент, учитывающий соотношение площадей поршневой и штоковой полости гидроцилиндра [154], в частности, для применяемых на ДСМ [42].

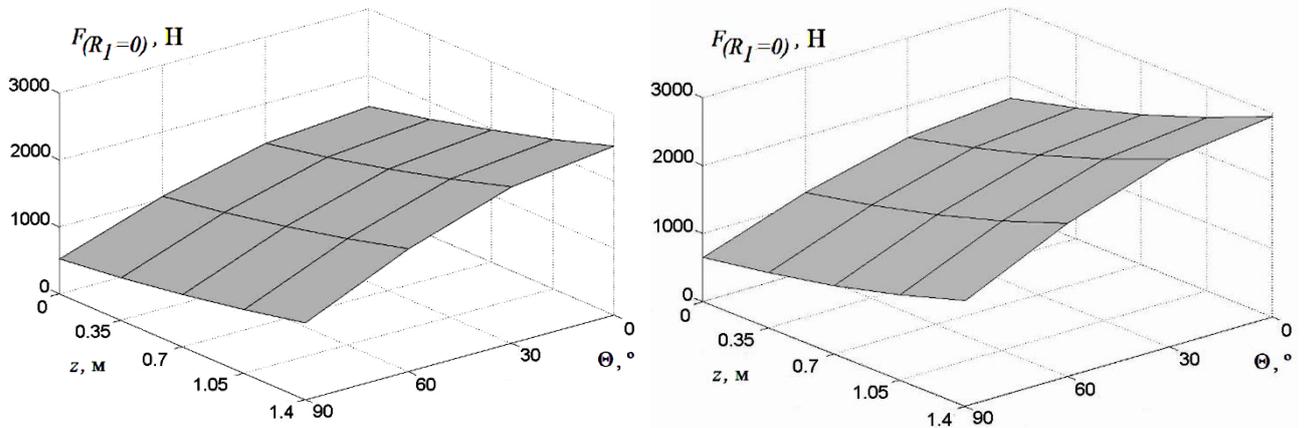


Рисунок 4.29 – Усилие поддержки  $F$ , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $R_1=0$  в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра, величины выдвигения его штока и давления рабочей жидкости в гидросистеме 16 МПа и 20 МПа, соответственно.

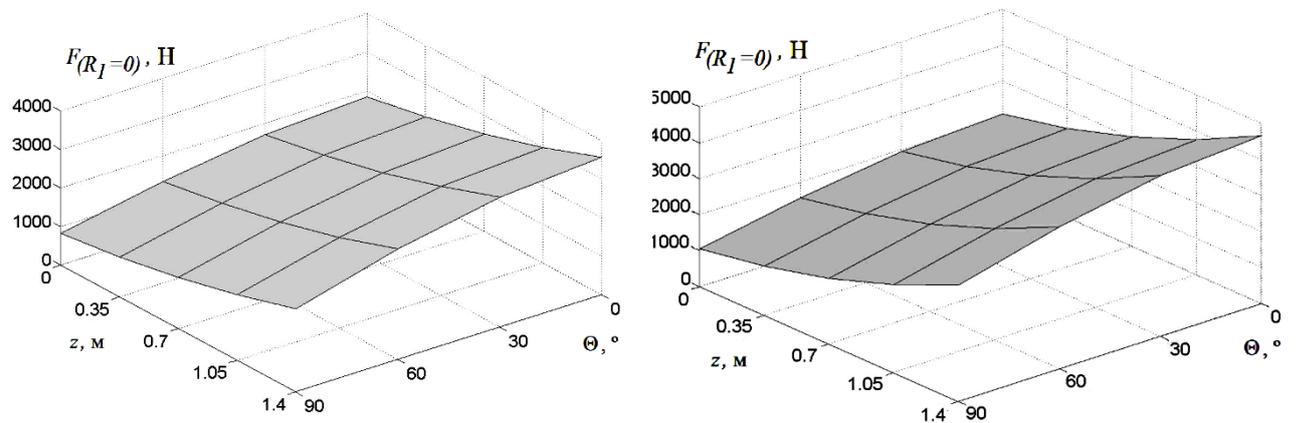


Рисунок 4.30 – Усилие поддержки  $F$ , реализуемые промежуточной сенсорной поддерживающей опорой при  $R_1=0$  в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра, величины выдвигения его штока и давления рабочей жидкости в гидросистеме 25 МПа и 32 МПа, соответственно.

Диаметр штока  $D_2$  поддерживающего гидроцилиндра подбирается из основного либо дополнительного рядов источника [154] после определения его по формуле (4.10)

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 \left(1 - \frac{1}{\varphi}\right)}, \quad (4.10)$$

полученной путём несложных преобразований из известной [154] записи (4.11)

при известном диаметре поршня  $D_1$

$$\varphi = \frac{D_1^2}{D_1^2 - D_2^2}. \quad (4.11)$$

Однако, как следует из последних иллюстраций (Рис. 4.29 и 4.30), требуемая величина усилия  $F$  возрастает по мере увеличения давления в штатной гидросистеме ДСМ, а её изменение, в зависимости от характеристик  $z$  и  $\Theta$ , имеет, к сожалению, нелинейный характер, что должно приниматься во внимание при создании промежуточной сенсорной поддерживающей опоры с конкретными значениями  $D_1$  и  $D_2$ .

Здесь, с целью разрешения названной проблемы, целесообразно обратить внимание на рабочий процесс поддерживаемого гидроцилиндра ДСМ, разбирая его варианты пошагово от простого к сложному.

В первом случае, если гидроцилиндр в процессе своего функционирования не перемещается в пространстве, имеет фиксированное вертикальное, горизонтальное или наклонное расположение и в процессе функционирования полностью использует ход штока  $z$ , то изменение поддерживающего усилия  $F$  при максимальном перемещении штока, то есть в диапазоне  $0 \leq z \leq z_{max}$ , составляет для нашего примера (Рис. 4.29 и 4.30) ориентировочно:

- при вертикальном расположении: 600 Н, 900 Н, 1200 Н и 2100 Н;
- при горизонтальном расположении: 1000 Н, 1500 Н, 1700 Н и 2600 Н;
- при наклонном расположении ( $\approx 45^\circ$ ): 900 Н, 1200 Н, 1500 Н и 2500 Н

для номинального давления рабочей жидкости в штатной гидросистеме ДСМ: 16 МПа, 20 МПа, 25 МПа и 32 МПа, соответственно.

Во втором случае, когда ход штока  $z$  используется не полностью, с целью уточнения выше приведённых диапазонов изменения усилия  $F$ , необходимо воспользоваться безразмерным коэффициентом  $k_z$  использования хода штока гидроцилиндра от его номинального значения в процессе функционирования ДСМ, описываемым [187, 315] выражением

$$k_z = k_{z1} + k_{z2} = k_{z3} + k_{z4} = z / z_{НОМ} \leq 1, \quad (4.12)$$

где:  $k_{z1}, k_{z3}$  – коэффициенты использования хода штока гидроцилиндра при его работе под нагрузкой соответственно при моторном и насосном движении его поршня;  $k_{z2}, k_{z4}$  – то же при работе гидроцилиндра без нагрузки при моторном и насосном ходе его штока, соответственно;  $z$  – рабочее (моторное, насосное) перемещение штока;  $z_{ном}$  – номинальный ход штока гидроцилиндра [14, 82, 84].

Здесь, коэффициенты  $k_{z1}, k_{z3}, k_{z2}$  и  $k_{z4}$  без особого труда устанавливаются из анализа типовых осциллограмм [58, 95, 145, 216, 247, 276], в которых масштаб по времени соотнесены основные параметры системы привода ДСМ, например, одноковшового гидравлического экскаватора за цикл экскавации [145].

Отсюда, реальная величина эксплуатационного хода штока  $z$  составляет диапазон  $[z_{min} \dots (z_{min} + k_z z_{ном})] = [z_{min} \dots (z_{min} + z)] = (z_{min} \dots z_{max})$ , который, согласно выражению (4.12), как правило, меньше перечисленных выше, так как не превышает единицу. В нём  $z_{min}$  – нижняя граница, то есть значение, характеризующее положение штока в момент начала рабочего цикла гидроцилиндра,

Подобным же образом могут быть получены, например, из источника [205] данные  $k_z$  об использовании хода штока  $z$  гидроцилиндров автогрейдера, некоторых марок бульдозеров и скреперов.

В третьем случае, если длинноходовой гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, то дополнительно к параметру  $z$  следует обратить внимание на рабочий диапазон его пространственного перемещения, то есть на угол  $\Theta$  наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения в процессе работы [150, 251].

Здесь, обработка данных [145] (Рис. 2.14 и 2.15) позволяет выявить протяжённость хода штоков гидроцилиндров, используемых при экскавации конкретной земляной выемки в процессе копания грунта III категории. Так, для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаватора III размерной группы [104] она соответственно составила  $z = (0,774 \text{ м}; 0,768 \text{ м}; 0,496 \text{ м})$  от значений

$z_{min}=(0,226 \text{ м}; 0,112 \text{ м}; 0 \text{ м})$  до значений  $z_{max}=(1,0 \text{ м}; 0,880 \text{ м}; 0,496 \text{ м})$ , соответственно [150].

При этом рабочее перемещение в пространстве гидроцилиндра рукояти, как пример, ограничивается парами характеристик  $\Theta=-36^\circ$  при  $z_{min}=0,112 \text{ м}$  и  $\Theta=-19^\circ$  при  $z_{max}=0,88 \text{ м}$  [145, 150], а изменение требуемой величины поддерживающего усилия  $F$  происходит в границах четырёхугольного фрактала с координатами  $(0,112 \text{ м}; |-19^\circ|)$ ,  $(0,88 \text{ м}; |-19^\circ|)$ ,  $(0,112 \text{ м}; |-36^\circ|)$  и  $(0,88 \text{ м}; |-36^\circ|)$  от значения  $F=1451 \text{ Н}$  до значения  $F=2071 \text{ Н}$  при разнице в  $620 \text{ Н}$  для давления  $p_{ном}$  жидкости в гидросистеме ДСМ.

Наконец, в четвёртом случае, длинноходовой гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ также совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, но с реальными значениями давления  $p_1$  и  $p_2$  рабочей жидкости в полостях конкретного гидроцилиндра при его нагружении в процессе копания, вследствие чего вместо номинального давления  $p_{ном}$  жидкости в гидросистеме ДСМ, следует принимать во внимание величины  $p_1$  и  $p_2$ , которые в рассматриваемом случае составляют (Рис. 2.14 и 2.15)  $16,1 \text{ МПа}$  и  $1,0 \text{ МПа}$ , соответственно.

Здесь изменение требуемой величины поддерживающего усилия  $F$  происходит так же в границах четырёхугольного фрактала с координатами  $(0,112 \text{ м}; |-19^\circ|)$ ,  $(0,88 \text{ м}; |-19^\circ|)$ ,  $(0,112 \text{ м}; |-36^\circ|)$  и  $(0,88 \text{ м}; |-36^\circ|)$ , но уже от значения  $F=1200 \text{ Н}$  до значения  $F=1770 \text{ Н}$  при разнице в  $570 \text{ Н}$ .

Кроме упомянутого выше графоаналитического метода, для уточнения действующей нагрузки, в данном случае, величин давления  $p_1$  и  $p_2$ , рекомендуется [213, 248, 317] использовать коэффициенты  $k_{ИН}$  интенсивности и  $k_{КН}$  концентрации нагрузки

$$k_{ИН} = p / p_{ном}; \quad (4.13)$$

$$k_{КН} = p_{max} / p_{ном}, \quad (4.14)$$

где:  $p_{ном}$  – номинальное значение действующей нагрузки;  $p$  – нагрузка наибольшей частоты;  $p_{max}$  – максимальное значение нагрузки.

Так, в отношении давления жидкости в гидросистеме ДСМ, коэффициент  $k_{\text{ИН}}$  полагается коэффициентом использования номинального давления и количественно приводится для некоторых видов ДСМ в источниках [148, 150, 160, 205].

Надо отметить, что учёт действующего давления в полостях гидроцилиндра ДСМ также уместен в случае его фиксированного пространственного расположения.

Переводя проведённый анализ с величины усилия  $F$  промежуточной сенсорной поддерживающей опоры, например, по схеме 4.28.а, на значение диаметра поршня  $D_1$  её гидроцилиндра с использованием выражения (4.8), надо, так же пошагово, отметить (Табл. 4.1 ... 4.3).

В первом случае разброс значений  $D_1$  составляет 3 ... 5 мм, во втором случае он уменьшается до 1 ... 3 мм, в третьем случае равен 2,5 мм и, наконец, при последнем уточнении он составил 2 мм при перемещении штока от  $z_{\text{min}}$  до  $z_{\text{max}}$ , известном изменении угла  $\Theta$  и диапазоне  $D_1$ , равном 0,0108 ... 0,0128 м.

Для проверки правильности назначения величины диаметра  $D_1$  следует воспользоваться параметрами наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенной ДСМ, известными для принятого нами примера, в частности, из работ [187, 251], а именно,  $z=0,768$  м,  $\Theta=-19^\circ$ . Отсюда, уточнённая величина диаметра  $D_1$  (выражение 4.8) окончательно составила 0,0126 м при усилении  $F=1700$  Н, что соответствует последнему из выше приведённых диапазонов.

Таблица 4.1 – Диаметр поршня  $D_1$  гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры при поддержке снизу вертикально ( $\Theta=90^\circ$ ) расположенного длинноходового гидроцилиндра

Давление рабочей жидкости, $p_1$ , МПа	Диаметр поршня $D_1$ , м				
	$z=0$ м	$z=0,35$ м	$z=0,70$ м	$z=1,05$ м	$z=1,40$ м
16	0,007	0,007	0,008	0,009	0,010
20	0,007	0,007	0,008	0,009	0,010

25	0,007	0,007	0,008	0,009	0,010
32	0,007	0,007	0,009	0,010	0,011

Таблица 4.2 – Диаметр поршня  $D_1$  гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры при поддержке снизу горизонтально ( $\Theta=0^\circ$ ) расположенного длинноходового гидроцилиндра

Давление рабочей жидкости, $p_1$ , МПа	Диаметр поршня $D_1$ , м				
	$z=0$ м	$z=0,35$ м	$z=0,70$ м	$z=1,05$ м	$z=1,40$ м
16	0,011	0,012	0,013	0,013	0,014
20	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014
25	0,010	0,011	0,011	0,012	0,014
32	0,009	0,010	0,011	0,012	0,014

Примечательно, что эта же методика применима для определения диаметра поршня  $D_1$  гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры по схеме 4.28.б и расчётным формулам (4.8) и (4.10).

В заключение, анализируя силовое взаимодействие гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры с длинноходовым гидроцилиндром, совершающим в процессе своего функционирования пространственное перемещение относительно опорного элемента рабочего оборудования ДСМ, надо отметить следующее.

Таблица 4.3 – Диаметр поршня  $D_1$  гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры при поддержке снизу наклонно ( $\Theta \approx 45^\circ$ ) расположенного длинноходового гидроцилиндра

Давление рабочей жидкости, $p_1$ , МПа	Диаметр поршня $D_1$ , м				
	$z=0$ м	$z=0,35$ м	$z=0,70$ м	$z=1,05$ м	$z=1,40$ м
16	0,010	0,011	0,011	0,012	0,013
20	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013
25	0,009	0,010	0,010	0,012	0,013
32	0,008	0,009	0,010	0,012	0,013

Как известно [301], в 75 % случаев гидроцилиндр рабочего оборудования ДСМ образует треугольник с другими элементами привода, например, как это

иллюстрируется на рисунке 4.31: для гидроцилиндра подъёма стрелы  $\Delta A_1 B_1 C_1$ , для гидроцилиндра привода рукояти  $\Delta A_2 B_2 C_2$  и для гидроцилиндра поворота ковша  $\Delta A_3 B_3 C_3$ .

Применительно к нашему примеру (Рис. 4.28.а и 4.31), при выдвигании штока гидроцилиндра привода рукояти в начальный период он начинает отдаляться от стрелы до достижения углом  $A_2 C_2 B_2$  значения  $90^\circ$ , после чего вновь начинает к ней приближаться. Угол  $A_2 B_2 C_2$  при этом сначала увеличивается с  $9^\circ$  до  $18^\circ$ , а затем уменьшается до  $11^\circ$  [150].

Другими словами, на первом этапе шток гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры выдвигается, а затем задвигается под действием на него со стороны длинноходового гидроцилиндра усилия  $P_F$ . Но и в том, и в другом случае гидроцилиндр опоры развивает усилие поддержки  $F$ , которое уравнивается действующей на длинноходовой гидроцилиндр эксплуатационной нагрузкой при условии, что реакция  $R_1=0$  (раздел 3.3).

Усилие  $P_F$  в случае применения опоры по схеме 4.28.а описывается общей для треугольников  $\Delta A_2 B_2 C_2$  и  $\Delta A_3 B_3 C_3$  (Рис. 4.31) формулой (4.14)

$$P_F = P_S \frac{[(l_0 + z) + l_3]}{l_3} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \angle ACB\right) \cos \angle ACB \quad (4.14)$$

и должно превышать усилие  $P_T$  от сопротивления рабочей жидкости, вытесняемой из поршневой полости гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры.

Применительно к рабочему оборудованию прямая лопата одноковшового гидравлического строительного экскаватора (Рис. 4.32) с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой по схеме 4.28.б, при выдвигании штока гидроцилиндра привода рукояти в начальный период он начинает отдаляться от стрелы до достижения углом  $A_2 C_2 B_2$  значения  $90^\circ$ , после чего вновь начинает к ней приближаться.

Другими словами, на первом этапе шток гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры выдвигается под действием на него со стороны длинноходового гидроцилиндра усилия  $P_F$ , а затем задвигается. Но и в

том, и в другом случае гидроцилиндр опоры развивает усилие поддержки  $F$ , которое уравнивается действующей на длинноходовой гидроцилиндр эксплуатационной нагрузкой при условии, что реакция  $R_1=0$  (раздел 3.3).

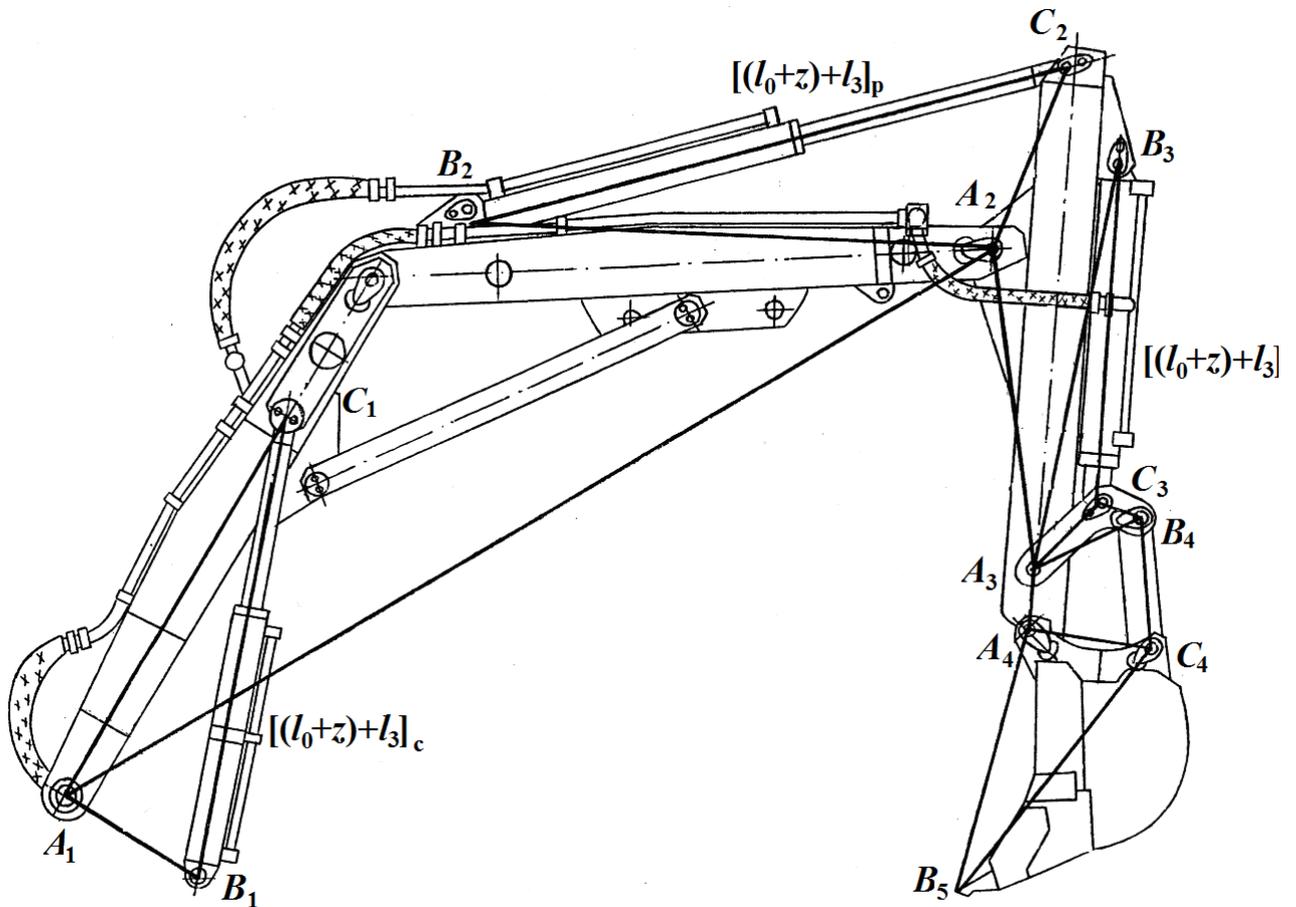


Рисунок 4.31 – Расчётная схема рабочего оборудования обратная лопата одноковшового гидравлического строительного экскаватора.

Усилие  $P_F$  в случае применения опоры по схеме 4.28.б описывается общей для треугольников  $\Delta A_1B_1C_1$ ,  $\Delta A_2B_2C_2$  и  $\Delta A_3B_3C_3$  (Рис. 4.32) формулой (4.15)

$$P_F = P_S \frac{[(l_0 + z) + l_3]}{l_3} \cos(\angle ACB - \frac{\pi}{2}) \cos(\pi - \angle ACB) \quad (4.15)$$

и должно превышать усилие  $P_\Gamma$  от сопротивления рабочей жидкости, вытесняемой из штоковой полости гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (Рис. 4.28.б).

Гидравлическое сопротивление  $P_\Gamma$  в случае применения промежуточной сенсорной поддерживающей опоры по схеме 4.27.а составляет

$$P_\Gamma = \frac{\pi D_1^2}{4} p_1 (1 - \eta_\Gamma), \quad (4.16)$$

а в случае применения схемы 4.28.б

$$P_{\Gamma} = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} p_1(1 - \eta_{\Gamma}), \quad (4.17)$$

где  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический коэффициент полезного действия [41-48].

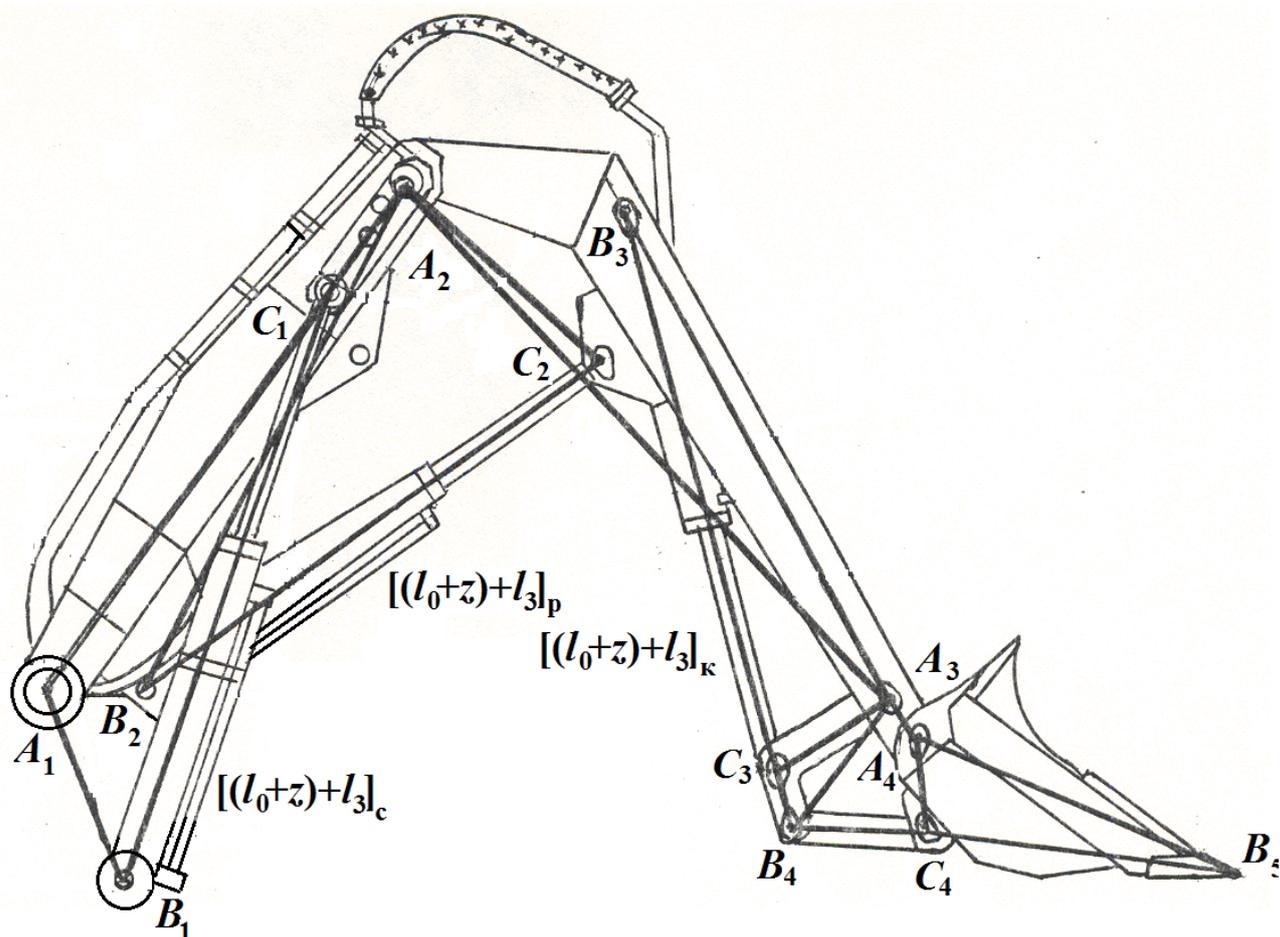


Рисунок 4.32 – Расчётная схема рабочего оборудования прямая лопата одноковшового гидравлического строительного экскаватора.

Окончательное же назначение величины  $D_1$  должно сопровождаться оценкой объекта применения длинноходового гидроцилиндра с позиций ответственности его функционального назначения и безопасности жизнедеятельности.

Предлагаемый вариант конструктивного исполнения промежуточной сенсорной поддерживающей опоры на примере многозвенной гидрофицированной ДСМ, в качестве которой принят одноковшовый гидравлический строительный экскаватор V размерной группы, представлен на рисунках 4.32-4.34.

На два спаренных гидроцилиндра привода рукояти и гидроцилиндр поворота ковша устанавливаются захваты (Рис. 4.34 и 4.35.а), изготовленные из стандартных профилей посредством сварки и болтовых соединений.

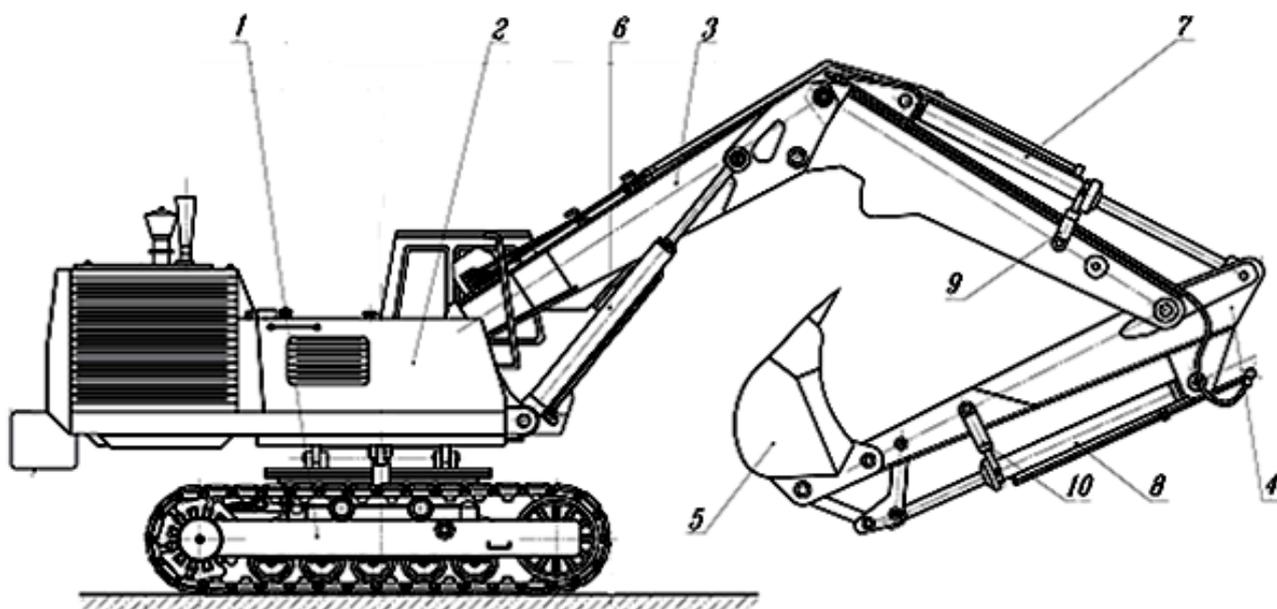


Рисунок 4.33 – Принципиальная схема установки промежуточных сенсорных поддерживающих опор на гидроцилиндрах привода рукояти и поворота ковша одноковшового гидравлического строительного экскаватора: 1 – ходовое оборудование; 2 – опорно-поворотная платформа; 3 – стрела; 4 – рукоять; 5 – ковш; 6 – гидроцилиндры стрелы; 7 – гидроцилиндры рукояти; 8 – гидроцилиндр ковша; 9, 10 – гидроцилиндры поддерживающих опор.

К торцевым поверхностям захватов приварены цапфы (Рис. 4.35.б), к которым прикрепляются проушины штоков гидроцилиндров промежуточных сенсорных поддерживающих опор.

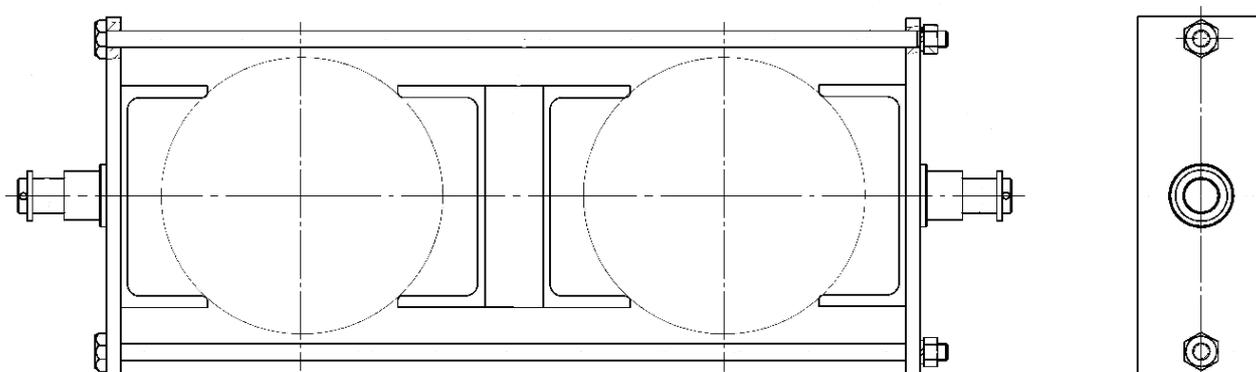


Рисунок 4.34 – Фронтальный и торцевой виды захвата спаренных гидроцилиндров рукояти.

Подобные же цапфы, к которым крепятся проушины гильз гидроцилиндров промежуточных сенсорных поддерживающих опор, прикрепляются по одной с каждой стороны к боковым поверхностям стрелы для поддержки двух гидроцилиндров привода рукояти, а также к боковым поверхностям рукояти для поддержки гидроцилиндра поворота ковша (Рис. 4.33).

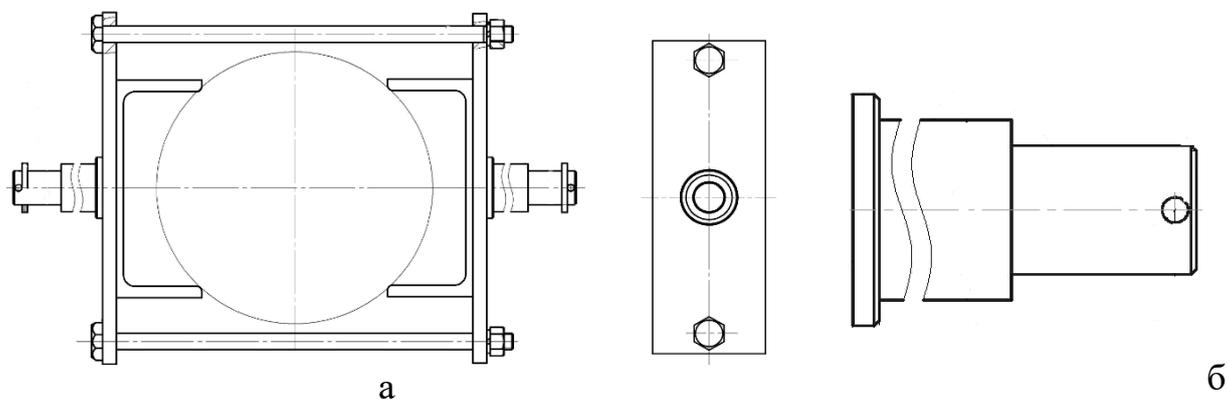


Рисунок 4.35 – Фронтальный вид захвата гидроцилиндра ковша (а) и цапфа (б).

Поршневая и штоковая полости гидроцилиндров промежуточных сенсорных поддерживающих опор гибкими рукавами высокого давления присоединяются к штатной гидросистеме машины в соответствии со схемами, представленными на рисунке 4.28.

#### 4.6. Выводы по главе и практические результаты исследований

Экспериментальное исследование полного эксплуатационного прогиба  $y_T(x)$  гидроцилиндра проводились как в лабораторных условиях по величине угла  $\frac{dy_Q(x)}{dx}$  несоосности штока и корпуса (гильзы) гидроцилиндра вблизи места их взаимного контакта в сопряжении «шток – направляющая втулка», так и в условиях эксплуатации одноковшовых экскаваторов Liebherr R317 Litronic с ковшом  $0,85 \text{ м}^3$  и Hyundai R330 LC-9S с ковшом  $1,73 \text{ м}^3$ , а также Hitachi Zaxis 230 с ковшом  $1,4 \text{ м}^3$  с контролем величин  $y_{Q_i}$ ,  $y_{P_i}$  и  $y_{T_i}$  отклонения луча лазера на приёмнике и последующем их переводом в максимальные значения прогибов  $y_{Q_{max}}(x)$ ,  $y_{P_{max}}(x)$  и  $y_{T_{max}}(x)$ .

Кроме этого, в рамках экспериментального исследования прогиба  $y_P(x)$  в лабораторных условиях произведено исследование деформации штока внутри корпуса (гильзы) гидроцилиндра.

Эксплуатационные экспериментальные исследования в динамике прогиба  $y_T(x)$  с фиксацией величины  $y_{T_i}$  отклонения луча лазера на приёмнике и последующим её переводом в значение  $y_{T_{max}}(x)$  проведены с использованием гидроцилиндра привода рукояти экскаватора Hitachi Zaxis 230 с ковшем 1,4 м<sup>3</sup>.

Также в лабораторных условиях проведено экспериментальное исследование прогиба  $y_P(x)$  гидроцилиндра перспективного исполнения с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в его результате продольного нагружения с использованием лабораторного стенда, а также точной модели гидроцилиндра, изготовленной из оргстекла.

Полученные значения величин имеют небольшое отклонение от теоретических, в пределах 4-8% для исследований в лаборатории и в условиях эксплуатации до 10%.

Разработанные практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой позволяют заключить:

- главным параметром промежуточной сенсорной поддерживающей опоры является диаметр поршня  $D_1$ , который описывается предложенными в работе формулами, в зависимости от схемы поддержки, и корректируется в соответствии с основным или дополнительным рядами стандарта ГОСТ 6540-68;

- диаметр штока  $D_2$  определяется так же из основного либо дополнительного ряда стандарта ГОСТ 6540-68 в зависимости от известного параметра  $\varphi$  с учётом параметра  $D_1$ ;

- при установлении значения диаметра поршня  $D_1$  в случае, когда основной гидроцилиндр в процессе своего функционирования не перемещается в пространстве, имеет фиксированное вертикальное, горизонтальное или наклонное расположение и в процессе функционирования полностью использует ход штока  $z$ , следует принимать во внимание изменение поддерживающего

усилия  $F$  при максимальном перемещении штока, то есть в диапазоне  $0 \leq z \leq z_{max}$  ;

- во втором случае, когда ход штока  $z$  основного гидроцилиндра при его фиксированном расположении используется не полностью, с целью уточнения диапазона изменения усилия  $F$  при установлении значения  $D_1$ , необходимо учитывать величину использования хода штока  $z$  основного гидроцилиндра;

- в третьем случае, если длинноходовой гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, то дополнительно к ходу штока  $z$  при определении величины  $D_1$  следует обращать внимание на оценку рабочий диапазон перемещения гидроцилиндра в пространстве, то есть на угол  $\Theta$  его наклона к горизонту;

- в четвёртом случае при установлении величины  $D_1$  в случае, когда длинноходовой гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ также совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, но с реальными значениями давлением  $p_1$  и  $p_2$  рабочей жидкости в его полостях при нагружении в процессе копания, вместо номинального давления  $p_{ном}$  жидкости в гидросистеме ДСМ, следует учитывать их значения;

- в общем случае, изменение требуемой величины поддерживающего усилия  $F$  для реализации условия  $R_1=0$ , главным образом, определяющего величину диаметра поршня  $D_1$ , происходит в границах четырёхугольного фрактала с конкретными координатами  $z$  и  $\Theta$  при известных значениях  $p$ ;

- наконец, определение значения диаметра поршня  $D_1$ , необходимо осуществлять с учётом конструкции рабочего оборудования ДСМ.

Подытоживая всё выше сказанное, окончательно надо отметить, что конструктивные параметры вспомогательного гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры следует принимать для конкретной гидрофицированной ДСМ с учётом её функционального назначения, безопасности жизнедеятельности, а также конструкции её рабочего оборудования, условий эксплуатации, особенностей рабочего процесса, действующих нагрузок и режима нагружения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ надёжности гидроагрегатов дорожно-строительных машин показывает, что наиболее нагруженными и наименее надёжными являются гидроцилиндры, на долю которых приходится до 65% всех отказов гидроагрегатов вследствие изнашивания элементов направляющих и герметизируемых сопряжений «поршень – гильза» и «шток –направляющая втулка» из-за значительных величин реакций, действующих в них.

2. Такой недостаток конструкции гидроцилиндра устраняются приведением его из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой.

3. К основным параметрам гидроцилиндров дорожно-строительных машин являются такие как: эксплуатационное перемещение штока и угол наклона гидроцилиндра к горизонту. Рабочие диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров дорожно-строительных машин необходимо определять с учитывая все особенности конструкции и эксплуатации рабочего оборудования. Всё вышеперечисленное позволяет повысить достоверность математической модели описания несущей способности длинноходового гидроцилиндра.

4. При установке промежуточной сенсорной поддерживающей опоры полный прогиб  $y_T(x)$  гидроцилиндра снижается в 1,5 ... 3,5 раза, а реакции  $R_{1T}$  и  $R_{2T}$  в его подвижных герметизируемых сопряжениях – снижаются до 0 и от 2,5 ... до 7,5 раз в зависимости от назначения гидроцилиндра, его пространственного расположения и величины выдвижения его штока, что наглядно свидетельствует о разгрузке длинноходового гидроцилиндра и подтверждают актуальность проводимых в этой области исследований.

5. Установка промежуточной сенсорной поддерживающей опоры приводит к снижению напряжений  $\sigma_{сж}(x)$  в наиболее нагруженном сечении штока на величину до 20%.

6. Опасные напряжения в штоке модернизированного гидроцилиндра составляют (75 ... 77)%, (65 ... 72)% и (70 ... 72)% соответственно, для каждого варианта поддержки.

7. Наиболее предпочтительным вариантом поддержки длинноходового гидроцилиндра следует считать схему с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, реализующую, во-первых, минимальное по величине усилие поддержки, а, во-вторых, разгружающую наименее надёжное сопряжение гидроцилиндра «шток – направляющая втулка», граничащее с окружающей средой, насыщенной абразивной пылью.

8. При создании промежуточной сенсорной поддерживающей опоры необходимо учитывать нелинейный характер изменения величины поддерживающего усилия.

9. После установки промежуточной сенсорной поддерживающей опоры, вследствие уменьшения реакции в сопряжении «поршень – гильза», напряжения смятия поршня  $\sigma_{СМП}$  уменьшаются на величину до 15% в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра и величины выдвижения его штока.

10. В настоящее время оценка продольной устойчивости гидроцилиндра, как сжатого стержня переменного сечения, осуществляется без учёта его пространственного расположения, и, как следствие, без учёта влияние на его несущую способность поперечной нагрузки, что снижает достоверность математической модели несущей способности длинноходового гидроцилиндра.

11. В случае, когда имеет место условие соотношения гибкостей  $\lambda < \lambda_{пред}$  оценку работоспособности гидроцилиндра следует проводить по характеристикам напряжённо-деформированного состояния длинномерных элементов гидроцилиндра и реакциям в его подвижных герметизируемым сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка».

12. Экспериментальное исследование несущей способности гидроцилиндра проводились как в лабораторных условиях, так и в условиях эксплуатации одноковшовых экскаваторов Liebherr R317 Litronic с ковшом 0,85 м<sup>3</sup> и Hyundai

R330 LC-9S с ковшом 1,73 м<sup>3</sup>, а также Hitachi Zaxis 230 с ковшом 1,4 м<sup>3</sup> с контролем величин деформации несущих элементов гидроцилиндра по величине отклонения луча лазера на приёмнике и последующем их переводом в максимальные значения прогиба гидроцилиндра.

13. Эксплуатационные экспериментальные исследования в динамике проведены также в условиях эксплуатации с фиксацией величины отклонения луча лазера на приёмнике и последующим её переводом в значение максимального полного прогиба гидроцилиндра привода рукояти экскаватора Hitachi Zaxis 230 с ковшом 1,4 м<sup>3</sup>.

14. В лабораторных условиях проведено экспериментальное исследование прогиба гидроцилиндра перспективного исполнения с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой в результате его продольного нагружения с использованием точной модели гидроцилиндра, изготовленной из оргстекла.

15. Полученные значения величин имеют небольшое отклонение от теоретических, в пределах 4-8% для исследований в лаборатории и в условиях эксплуатации до 10%.

16. Главным параметром промежуточной сенсорной поддерживающей опоры является диаметр поршня вспомогательного гидроцилиндра, который описывается предложенными в работе формулами, в зависимости от схемы поддержки, и корректируется в соответствии с основным либо дополнительным рядами стандарта ГОСТ 6540-68;

17. В работе предложены комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, а также критерий устойчивости гидроцилиндра традиционного исполнения.

18. Запатентованы конструктивные решения промежуточных сенсорных поддерживающих опор, а также разработаны инженерные методики и программы определения характеристик несущей способности перспективных гидроцилиндров для ЭВМ.

19. Предложенная методика оценки эффективности модернизации гидроцилиндра посредством его поддержки промежуточной сенсорной поддерживающей опорой позволяет оценить экономический эффект от модернизации гидроцилиндра за счёт снижения числа необходимых технических ремонтов и/или обслуживаний гидроцилиндров конкретной ДСМ за расчётный период её эксплуатации. Методика основана на сравнении реакций, действующих в подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндров традиционного и перспективного исполнений.

20. Конструктивные параметры вспомогательного гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры окончательно следует принимать для конкретной гидрофицированной ДСМ с учётом её функционального назначения, безопасности жизнедеятельности, а также конструкции её рабочего оборудования, условий эксплуатации, особенностей рабочего процесса, действующих нагрузок и режима нагружения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смоляницкий Э.А., Сумбулов А.Н. Современное состояние и основные направления комплексной механизации земляных работ // Строительные и дорожные машины, 2015, №1. С. 2-6.
2. Смоляницкий Э.А., Сумбулов А.Н. Современное состояние и основные направления комплексной механизации земляных работ // Строительные и дорожные машины, 2015, №2. С. 16-19.
3. Определяющая роль науки в развитии строительного и дорожного машиностроения // Строительные и дорожные машины, 2006, №4. С. 2-4.
4. Takeuchi. Идеальная техника для созидания // Строительные и дорожные машины, 2007, №12. С. 7-9.
5. Оскерко В.Е. Ваума – зеркало устойчивого развития строительного и дорожного машиностроения в мире // Строительные и дорожные машины, 2007, №9. С. 10-17.
6. Оскерко В.Е. Ваума – зеркало устойчивого развития строительного и дорожного машиностроения в мире // Строительные и дорожные машины, 2007, №11. С. 2-10.
7. Оскерко В.Е. Ваума – зеркало устойчивого развития строительного и дорожного машиностроения в мире // Строительные и дорожные машины, 2008, №1. С. 3-10.
8. Скоблов А.В. Шаг в тяжёлый класс // Строительные и дорожные машины, 2007, №6. С. 2-4.
9. Керров И.П., Янсон Р.А., Агапов А.Б. Основные тенденции развития строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины, 2008, №3. С. 9-16.
10. Горбовец М.Н. Сохранение и развитие строительной индустрии в условиях вступления России в ВТО // Строительные и дорожные машины, 2012, №10. С. 2-5.
11. Варфоломеев В.П. Российские одноковшовые гидравлические экскаваторы // Строительные и дорожные машины, 2007, №2. С. 2-6.

12. Варфоломеев В.П. Российские одноковшовые гидравлические экскаваторы // Строительные и дорожные машины, 2007, №3. С. 2-7.
13. Варфоломеев В.П. Особенности экскаваторов большой мощности фирмы Komatsu // Строительные и дорожные машины, 2009, №7. С. 4-7.
14. Смоляницкий Э.А. К вопросу обоснования и оптимизации кинематической схемы рычажных механизмов перемещения ковша гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины, 2012, №6. С. 7-12.
15. Баловнев В.И. Научные исследования в строительном и дорожном машиностроении при переходе отрасли к рыночной экономике // Строительные и дорожные машины, 1992, №2. С. 2-4.
16. Раннев А.В. Развитие конструкций одноковшовых экскаваторов // Строительные и дорожные машины, 1993, №3. С. 2-5.
17. Баладинский В.Л., Фомин А.В. Основы создания высокопроизводительной мобильной землеройной техники // Строительные и дорожные машины, 1996, №4. С. 7-8.
18. Слепов Б.Н. Состояние производства и перспективы развития стреловых самоходных кранов // Строительные и дорожные машины, 1996, №4. С. 8-9.
19. Попов Н.С., Баловнев В.И. Перспективные отечественные дорожно-строительные машины и комплексы // Строительные и дорожные машины, 1996, №6. С. 2-6.
20. Абдразаков Ф.К. Тенденции развития строительных машин ведущих зарубежных фирм // Строительные и дорожные машины, 1996, №7. С. 29-31.
21. Werner H.D. The future of hydraulics // Design Engineering, USA, 32 (1986) №3. pp. 16-20. (на англ. яз.)
22. Исихара Т., Абэ Е., Икэбэ Х. и др. Перспективы дальнейшего развития гидравлики и пневматики // Hydraulics & Pneumatics, Япония, 15 (1984) №4. С. 333-344. (на яп. яз.)
23. Stryczek S. Tendencje rozwojowe napędów hydraulicznych // Przegląd mechaniczny, 1980, №12. С. 8-10. (на пол. яз.)

24. Stryczek S. Posiom rozwoju, rola i znaczenie napedy hydrostatycznego oraz wlasnosci eksploatacyjne stosowanych cieczy rabocznych // Przegląd mechaniczny, 1988, №9. С. 5-9. (на пол. яз.)

25. Королёв А.В. Гидравлические экскаваторы итало-японского объединения Fiat-Hitachi // Строительные и дорожные машины, 1994, №2. С. 9-11.

26. Чмиль В.П. Гидропневмопривод: монография / В.П. Чмиль; СПбГАСУ. – СПб., 2010. – 176 с.

27. 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. 2007. №4 (16). С. 39-44.

28. Кобзов Д.Ю. О надёжности и работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера // Вестник Таджикского технического университета. Душанбе, 2012. №4 (20). С. 30-39.

29. Буренин В.В. Новые конструкции гидроцилиндров строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины, 2015, №5. С. 25-29.

30. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Губанов В.Г., Лханаг Д., Плеханов Г.Н., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Кулаков А.Ю., Трофимов А.А. Уточнённая классификация гидроцилиндров // Механики XXI века. Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов - Братск: БрГУ, 2017. С. 354-361.

31. Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Корякина Д.С., Трофимов А.А. О реакциях в сопряжениях гидроцилиндра // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2015. №4 (28). С. 62-67.

32. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Кобзова И.О., Лханаг Д., Кулаков А.Ю., Трофимов А.А. О контактном взаимодействии элементов поршневого сопряжения гидроцилиндра // Механики XXI века. Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов - Братск: БрГУ, 2015. С. 52-57.

33. Корякина Д.С., Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Губанов В.Г., Кулаков А.Ю.,

Трофимов А.А. О взаимодействии поршня с гильзой гидроцилиндра // Научный альманах, Тамбов, 2015. №11-3 (13). С. 229-235.

34. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Ереско С.П., Жмуров В.В., Кобзова И.О. О механизме заклинивания гидроцилиндра // Системы. Методы. Технологии / Научный журнал БрГУ, Братск, №1 (25), 2015. С. 66-72.

35. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Губанов В.Г. Количественная оценка эффективности модернизации длинноходового гидроцилиндра // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2016. №4 (52). 2016. С. 61-66.

36. Кобзов Д.Ю. Научные основы повышения надёжности и обеспечения работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера: Дисс. ... д.т.н. / Томский ГАСУ, 2013. – 645 с.

37. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Кобзова И.О., Корякина Д.С., Черезов С.А. Варианты модернизации гидросистем с длинноходовыми гидроцилиндрами // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2014. – №3 (23). С. 83-89.

38. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Кобзова И.О., Жмуров В.В., Корякина Д.С., Черезов С.А., Лханаг Д. О поддержке силового гидроцилиндра // Механики XXI века. Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов – Братск: БрГУ, 2015. С. 44-52.

39. Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., Жмуров В.В., Корякина Д.С., Трофимов А.А. О некоторых аспектах проточки длинноходового гидроцилиндра // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2016. №1 (29). С. 40-45.

40. Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г. О разгрузке гидроцилиндра повышенного типоразмера // Архитектура – строительство – транспорт: материалы 72-й научной конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета. 5-7 октября 2016 г.: [в 3 ч.]. Ч. II. Транспортные и инженерно-экологические системы; СПбГАСУ. – СПб., 2016. – 275 с. С. 55-59.

41. Элементы гидропривода: Справочник / С.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Киев: «Техніка», 1977. – 320 с.
42. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
43. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / [Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалёв, Б.Б. Некрасов и др.]. Под общ. ред. Б.Б. Некрасова. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Минск: Высшая школа, 1985. – 382 с.
44. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. Изд. 2-е, перераб. – М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
45. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. – М.: Недра, 1991. – 331 с.
46. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. – М.: Лесная промышленность, 1981. – 424 с.
47. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
48. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Богдан Н.В. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объёмные гидро- и пневмомашины и передачи. Под ред. В.В. Гуськова. – Минск, «Вышэйшая школа», 1987. – 310 с.
49. Буренин В.В. Конструкции силовых гидроцилиндров строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины, 1990, №2. С. 3-6.
50. Плужников А.И. Системный поиск новых структур гидроцилиндров с помощью морфологического анализа // Пневматика и гидравлика: Приводы и системы управления: Сб. научн. ст. Вып.15. Под общ. ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1990. С. 224.
51. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2008. – 640 с.: ил. (Б-ка конструктора)
52. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 414 с.
53. Goldoftas T. Cylinders for profit-making design // Hydraulics & Pneumatics, OH, USA, 1976. pp. 1-32. (на англ. яз.)

54. Иринг Ю. Проектирование гидравлических и пневматических систем. – Л.: Машиностроение, 1985. – 363 с.
55. Li Tian Jue. Hydraulic engineering handbook. – Beijing: Mechanics Industry Press, 1990. – 2230 p. (на кит. яз.)
56. Li Mu Jie. Гидро- и пневмоприводы. – Пекин: Машиностроение, 1989. – 459 с. (на кит. яз.)
57. Chen Jian Kong. Основы гидроприводов. – Пекин: Издательство сельскохозяйственных машин, 1987. – 232 с. (на кит. яз.)
58. Seals: design and performance / Society of Automotive Engineers, Inc. – Warrendale, PA, USA, 1986, February. pp. 241-250. (на англ. яз.)
59. Yeaple, Franklin D. Fluid power design handbook / Marcel Dekker, Inc. – New York and Basel, USA, 1984. pp. 78-100, pp. 528-538. (на англ. яз.)
60. Yeaple, Franklin D. Fluid power design handbook. – 2nd ed., rev. and expanded / Marcel Dekker, Inc. – New York and Basel, USA, 1990. pp. 175-181, pp. 615-649. (на англ. яз.)
61. Imre K. Dulay. Fundamentals of hydraulic power transmission. – Budapest, Hungary, 1988. pp. 85-93. (на англ. яз.)
62. Wang Guang Da. Справочник машиностроителя. – Пекин: Машиностроение, 1989. – 3500 с. (на кит. яз.)
63. Nie Chong Jia. Передачи с использованием гидравлической энергии / Jiao Tong University, Xi Nan, 1991. – 390 с. (на кит. яз.)
64. Hydraulic accessories / Society of Manufacturing Engineers. - Dearborn, MI, USA, 1984, pp. 91-193. (на англ. яз.)
65. James A. Sullivan. Hydraulic cylinders and cushioning devices // Fluid power: theory and applications / Southern Illinois University, Carbondale, IL, USA, 1989. pp. 160-180. (на англ. яз.)
66. Chen Dong Sheng, Zhong Guang Yuan. Передачи с использованием гидравлической энергии. – Пекин: Издательство гидро- и электроэнергетики, 1991. – 485 с. (на кит. яз.)
67. Gu Yong Quan. Уплотнительная техника / Shi You University, Shi You,

1990. – 436 с. (на кит. яз.)

68. Gu Ming Xin. Контроль и управление объёмным гидроприводом. – Пекин: Издательство строительного университета, 1991. – 355 с. (на кит. яз.)

69. Строительные машины и оборудование: Справочник / С.С. Добронравов. – М.: Высшая школа, 1991. – 456 с.

70. Строительные машины: Справочник: в 2-х т. Т.1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / Раннев А.В., Корелин В.Ф., Жаворонков А.В. и др. Под общ. ред. Э.Н.Кузина. Изд. 5-е, перераб. – М.: Машиностроение, 1991. – 496 с.

71. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Ч.1. – М.: Машиностроение, 1976. – 391 с.

72. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Ч.1. – М.: Машиностроение, 1976. – 391 с.

73. Гальперин М.И., Домбровский Н.Г. Строительные машины. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971. – 408 с.

74. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7-ми т. Т.1. Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы. Изд. 2-е, перераб. – М.: Наука, 1979. – 495 с.

75. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7-ми т. Т.2. Кулисно-рычажные и кривошипно-ползунные механизмы. Изд. 2-е, перераб. – М.: Наука, 1979. – 559 с.

76. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7-ми т. Т.3. Рычажно-кулачковые, рычажно-зубчатые, рычажно-храповые, рычажно-клиновые и винто-рычажные механизмы. Механизмы с гибкими и упругими звеньями. Изд. 2-е, перераб. – М.: Наука, 1979. – 415 с.

77. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7-ми т. Т.5.

Кулачковые и фрикционные механизмы с гибкими звеньями. Изд. 2-е, перераб. – М.: Наука, 1979. – 400 с.

78. Артоболовский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7-ми т. Т.6 -7. Электрические механизмы. Гидравлические и пневматические механизмы. Изд. 2-е, перераб. – М.: Наука, 1981. – 784 с.

79. Добронравов С.С., Сергеев В.П. Строительные машины. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1981. – 320 с.

80. Лысяков А.Г. Вспомогательное оборудование для перемещения грузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 232 с.

81. Ремонтно-строительные машины и механизмы / Аринченков В.И., Болотный А.В., Гаркави Н.Г. и др. Под общ. ред. Н.Г. Гаркави. – М.: Высшая школа, 1988. – 280 с.

82. Справочник молодого машиниста автомобильных, пневмоколёсных и гусеничных кранов / М.Д. Полосин, Ю.И. Гудков. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1990. – 271 с.

83. Справочник молодого машиниста экскаватора / В.М. Донской, В.П. Корнеев, В.А. Маркин, А.И. Филатов. – М.: Высшая школа, 1988. – 320 с.

84. Справочник молодого машиниста бульдозера, скрепера, грейдера / В.В. Колесниченко. – М.: Высшая школа, 1988. – 224 с.

85. Сбалансированные манипуляторы / Владов И.Л., Данилевский В.Н., Ионов П.Б. и др. Под общ. ред. П.Н. Белянина. – М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.

86. Таубер Б.А. Подъёмно-транспортные машины. Изд. 5-е, перераб. и доп. – М.: Экология, 1991. – 528 с.

87. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / Силенок С.Г., Борщевский А.А., Горбовец М.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.

88. Хмара Л.А. Устройство для монтажа и демонтажа колёс скреперов // Строительные и дорожные машины, 1992, №5. С. 32.

89. Гоберман Л.А. Основы теории, расчёта и проектирования строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
90. Забегалов Г.В., Ронинсон Э.Г. Бульдозеры, скреперы, грейдеры. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1991. – 334 с.
91. Беркман И.Л., Буланов А.А., Раннев А.В. и др. Одноковшовые экскаваторы и самоходные краны с гидравлическим приводом. – М.: Машиностроение, 1971. – 304 с.
92. Картвелишвили Ю.Л. Механизмы вертикального перемещения самоподъёмного башенного крана // Строительные и дорожные машины, 1993, №11-12. С. 13-14.
93. Chao Shan Hua. Исследование эффективности строительных и дорожных машин: Сб.тр. / Tong Ji University, Shanghai, 1988. С. 1-243. (на кит. яз.)
94. Li Cheng Hai. Гидравлические агрегаты. Конструкция и монтаж / Qing Hua University, Beijing, 1992. – 179 с. (на кит. яз.)
95. Chao Shan Hua. Одноковшовые экскаваторы. – Шанхай: Изд. министерства машиностроительной промышленности КНР, 1989. – 282 с. (на кит. яз.)
96. Филиппович В.И. Исследование динамических и статических характеристик пневмомеханического захватного устройства промышленного робота // Вестник машиностроения, 1991, №10. С. 34-39.
97. Никифоров В.М., Извеков В.С., Филиппов Р.И. Тяговые и дорожные машины. – М.: Экология, 1991. – 223 с.
98. Гаранин Н.П., Брауде В.И., Артемьев П.П. Грузоподъёмные машины на речном транспорте. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1981. – 319 с.
99. Гоберман Л.А. Основы теории, расчёта и проектирования строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 407 с.
100. Лубнин В.В., Заикина В.З. Машины и оборудование для погружения свай. – М.: Высшая школа, 1989. – 215 с.
101. Анисимов В.С., Макушкин Д.О., Каган И.Л. Самоходные бурильно-крановые машины. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1989. – 215 с.
102. Щербаков В.Д. Автопогрузчики. – М.: Высшая школа, 1989. – 184 с.

103. Машины для земляных работ / Гаркави Н.Г., Аринченков В.И., Карпов В.В., Батулов А.И. и др. Под ред. Гаркави Н.Г. – М.: Высшая школа, 1982. – 335 с.
104. Беляков Ю.И., Левинзон А.Л., Галимуллин В.А. Земляные работы. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 271 с.
105. Захарчук Б.З., Телушкин В.Д., Шлойдо Г.А. и др. Бульдозеры и рыхлители. – М.: Машиностроение, 1987. – 240 с.
106. Загороднюк В.Т., Паршин Д.Я. Строительная робототехника. – М.: Стройиздат, 1990. – 268 с.
107. Кожевников П.А. Манипуляторы в лесной промышленности // Лесная промышленность, 1990, №11. С. 27.
108. Фохт Л.Г. Одноковшовые погрузчики. – М.: Стройиздат, 1986. – 110с.
109. Румянцев В.А., Фиглин И.З. Траншейные экскаваторы. – М.: Машиностроение, 1980. – 102 с.
110. Строительные машины: Справочник: в 2-х т. Под ред. В.А. Баумана и Ф.А. Лапира. Т.1. Машины для строительства промышленных, гражданских, гидротехнических сооружений и дорог. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 502 с.
111. Красиков В.В., Дубинин В.Ф., Акимов В.Ф. и др. Подъёмно-транспортные машины. – М.: Агропромиздат, 1987. – 272 с.
112. Плешков Д.И., Хейфец М.И., Яркин А.А. Бульдозеры, скреперы, грейдеры. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1980. – 271 с.
113. Гороховский К.Ф., Лившиц Н.В. Машины и оборудование лесосечных и лесоскладских работ. – М.: Экология, 1991. – 528 с.
114. Королёв А.В. Конструктивные особенности экскаваторов фирмы JCB // Строительные и дорожные машины, 1991, №8. С. 6-9.
115. Машины для земляных работ в строительстве: Каталог в 3-х частях. – М.: МАШМИР, 1991.
116. Строительные машины / Волков Д.П., Алёшин Н.И., Крикун В.Я. и др. Под ред. Д.П. Волкова. – М.: Высшая школа, 1988. – 319 с.

117. Балабанов В.Ф., Ремизович Ю.В., Немировский П.И. Аналитическое и экспериментальное определение основных параметров манипулятора. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №139-сд86, Омск, 1986. – 37 с.

118. Подсвиров А.Н. Математическая модель энергосберегающего рабочего оборудования погрузчика. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №12-сд90, Омск, 1990. – 11 с.

119. Балабанов В.Ф., Ремизович Ю.В., Немировский П.И. Анализ динамики модернизированного строительного манипулятора. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №147-сд87, Омск, 1987. – 73 с.

120. Болотный А.В., Алексеенко П.Д., Хютте В.И. и др. Исследование надёжности и динамики одноковшового экскаватора: Отчёт о НИР; ГР 01860002777, ИН 02890015807 / ЛИСИ, Л., 1988. – 65 с.

121. Тургумбаев Д.Д., Джылкычиев А.И., Раймкулов К.И. и др. Бульдозерное оборудование с управляемым отвалом для содержания горных дорог // Строительные и дорожные машины, 1992, №2. С. 17-18.

122. Ледзинский А.С. Рабочее оборудование экскаватора. А.с. №1548349.

123. Баладинский В.Л., Пелевин Л.Е., Фомин А.В. и др. Гидропривод управления ковшом гидравлического экскаватора. А.с. СССР №1548367.

124. Стрекалов Л.Н., Казаков В.А., Солохин Б.И. и др. Рабочее оборудование одноковшового экскаватора. А.с. СССР №1652446.

125. Болтыхов В.П., Филатов А.И., Фрейдлес А.П. и др. Гидравлический экскаватор ЭО-5124. – М.: Машиностроение, 1991. – 256 с.

126. Кантович Л.И., Гетопанов В.Н. Горные машины. – М.: Недра, 1989. – 304 с.

127 Справочник конструктора дорожных машин / Бондаков Б.Ф., Варганов С.А., Гарбер М.Ф. и др. Под ред. И.П. Бородачёва. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – 504 с.

128. Хмара Л.А., Кулик И.А. Рычажный механизм гидропривода землеройноманипуляторного рабочего органа в виде двухпальцевого схвата // Исследование рабочих органов-манипуляторов дорожных машин: Сб.тр. /

МАДИ, М., 1989. С. 21-26.

129. Савельев А.Г., Поливанов Ю.П. Структурный анализ подвески роторного снегоочистителя // Строительные и дорожные машины, 1991, №10. С. 22-24.

130. Строительные краны: Справочник / Станевский В.П., Моисеенко В.Г., Колесник Н.П. и др. Под общ. ред. В.П. Станевского. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Киев: «Будивэльнік», 1989. – 296.

131. Хмара Л.А., Шатов С.В. Научные основы создания строительных машин для аварийно-спасательных и восстановительных работ // Строительные и дорожные машины, 1996, №4. С. 10-11.

132. Суздальский С.О. Выбор параметров приводов с качающимися гидроцилиндрами // Строительные и дорожные машины, 1993, №11-12. С. 24-26.

133. Хозяинов А.А. Выбор геометрических параметров кинематических звеньев свайного манипулятора // Гидропривод и системы управления строительных и дорожных машин: Сб.тр. / СиБАДИ, Омск, 1991. С. 43-47.

134. Павлов В.В., Попов В.А. Универсальные экскаваторы-погрузчики нового поколения фирмы JCB // Строительные машины и оборудование, 1994, №1. С. 16-19.

135. Савельев А.Г., Поливанов Ю.П. Структурный анализ подвески роторного снегоочистителя // Строительные и дорожные машины, 1991, №10. С. 22-24.

136. Королёв А.В. Сменное рабочее оборудование экскаваторов и погрузчиков, изготавливаемое специализированными зарубежными фирмами // Строительные и дорожные машины, 1991, №12. С. 7-9.

137. Королёв А.В. Малогабаритный универсальный погрузчик UNC-060 // Строительные и дорожные машины, 1990, №10. С. 12-14.

138. Шлойдо Г.А., Комарницкий М.В., Сергеев Л.В. и др. Многоцелевой рыхлитель в агрегате с бульдозером на тракторе Т-330 // Строительные и дорожные машины, 1990, №11. С. 4-7.

139. Королёв А.В. Зарубежные гидравлические экскаваторы с рабочим

оборудованием для грузопереработки // Строительные и дорожные машины, 1993, №6. С. 3-5.

140. Королёв А.В. Гидравлические одноковшовые экскаваторы фирмы Weimar Baumaschinen // Строительные и дорожные машины, 1995, №10. С. 8-10.

141. Балабанов В.Ф., Ремизович Ю.В., Немировский П.И. Основные проблемы строительной робототехники. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №146-сд87, Омск, 1987. – 24 с.

142. Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции: Каталог / Коллектив составителей. – М., Машиностроение, 1992. – 232 с.

143. 36-th Annual Designer's Guide: To fluid power products – Cylinders // Hydraulics & Pneumatics, USA, 1992, January. pp. 84-86. (на англ.яз.)

144. Гаркави Н.Г., Бардышев О.А., Тесленко Н.Г. Обеспечение эксплуатационной надёжности работы строительных машин зимой – Л.: ЛДНТП, 1980. – 23 с.

145. Провести исследование и разработать предложения по повышению надёжности и эксплуатационных качеств одноковшовых экскаваторов. Часть 2. Экскаваторы с гидравлическим приводом ЭО-3322А, ЭО-4121, ЭО-4123, ЭО-5122, ЭО-6121, ЭО-4121А: Отчет о НИР/ВНИИСДМ, М., 1977. – 248 с.

146. Кондрашов П.М. Исследование работоспособности уплотнителей гидроцилиндров рабочего оборудования строительных машин при рабочем давлении до 50 МПа: Дисс. ... канд. техн. наук. Л., 1980. – 122 с.

147. Баранов А.П., Фролов И.О. Диагностирование гидроприводов одноковшовых строительных экскаваторов // Повышение эффективности использования машин в строительстве: Сб. тр. / ЛИСИ, Л., 1983. С. 104-113.

148. Фролов И.О. Влияние эксплуатационных повреждений на работоспособность гидроцилиндров и способы повышения их надёжности, применительно к одноковшовым строительным экскаваторам: Дисс... канд. техн. наук. Л., 1984. – 221 с.

149. Кобзов Д.Ю. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин / Кобзов Д.Ю., Усова С.В. // Современные технологии.

Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2009. №3 (23). С. 174-179.

150. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: Дисс. ... к.т.н. / ЛИСИ, Л., 1987. – 345 с.

151. Алифанов А.Л., Диев А.Е. Предварительный анализ узлов экскаваторов, эксплуатирующихся на Севере. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №106-сд86, Норильск, 1986. – 8 с.

152. Исследование и разработка конструкции оборудования для технического обслуживания строительных машин с гидроприводом: Отчёт о НИР/Ленингр. инж. – строит.ин-т. – Л., 1981. – 78 с. ил.

153. Крагельский И.В., Добычин Н.Н., Комбалов С.В. Основы расчетов на трение и износ – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.: ил. – Библиогр.: С. 483-513.

154. ГОСТ 6540-68 (СТ СЭВ 3936-82) «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров».

155. Cui Xiao Chao, Pei En. Анализ постоянных параметров гидроцилиндров и их приложение // Construction machinery and equipment, КНР, 1990, №10. С. 29-32. (на кит. яз.)

156. Справочник конструктора-машиностроителя / Анурьев В.И. // В 3-х т. Т.1. – 6-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 736 с.

157. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры – М.: Машиностроение, 1966. – 171 с.

158. Котельников Р.Б. Анализ результатов наблюдений – М.: Энергоиздат, 1986. – 144 с.: ил.

159. Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надёжности – М.: Советское радио, 1968. – 288 с.: ил.

160. Эфендиев Ф.М., Аскербейли Р.К., Алиев Я.С. Анализ причин отказа машин, эксплуатируемых в западной зоне Азербайджана // Строительные и дорожные машины, 1992, №5. С. 27-29.

161. Allen J.M. Help yourself avoid hydraulic oil problems // Hydraulics &

Pneumatics, OH, USA, 1981, July. pp. 82-84.

163. Мруз Р. Определение значений показателей надёжности гидросистемы одноковшового экскаватора К-606. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №5-сд89, Л., 1989. – 14 с.

164. Алифанов А.Л., Диев А.Е. Предварительный анализ узлов экскаваторов, эксплуатирующихся на Севере. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №106-сд86, Норильск, 1986. – 8 с.

165. Жулев Ю.К., Тябликов Ю.Е. Долговечность уплотнений в гидроцилиндрах // Вестник машиностроения, 1966, №11. С. 15-16.

166. Ереско С.П. Исследование влияния нагрузочного режима одноковшовых экскаваторов на надёжность гидроцилиндров рабочего оборудования и их уплотнительных устройств: Дисс. ... к.т.н./ЛИСИ, Л., 1981. – 260 с.

167. Алексеенко П.Д. Исследование процесса изнашивания уплотнителей гидроцилиндров экскаваторов: Дисс. ... к.т.н./ЛИСИ, Л., 1971. – 148 с.

168. Петров И.В. Текущий ремонт и техническое обслуживание строительных машин. – М.: Высшая школа, 1985. – 239 с.

169. Hunt R.E. Hydraulic cylinder maintenance // Hydraulics & Pneumatics, Mechanical Power, GB, 1978, October. pp. 452-455. (на англ. яз.)

170. Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алфёров А.К. Надёжность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296 с.

171. Фейгин Л.А. Техническое обслуживание дорожных машин. – М.: Транспорт, 1978. – 160 с.

172. Сергеев А.П. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов по параметрам герметичности: Дисс. ... к.т.н. / ЛИСИ, Л., 1989. – 351 с.

173. Ремарчук Н.П. Повышение надёжности силовых гидроцилиндров машин для земляных работ: Дисс. ... к.т.н. / Харьков. авто-дор. ин-т, Харьков, 1985. – 233 с.

174. Кобзов Д.Ю. Разработка приспособления для технического обслуживания гидроцилиндров СДМ // Повышение эффективности методов ремонта

гидрооборудования СДМ с применением полимерных материалов: Отчёт о НИР; ГР 01890045279, ИН 02890045400 / Братск. индустр. ин-т, Братск, 1988. С. 24-67.

175. Мамаев Л.А., Кобзов Д.Ю., Калашников Л.А. и др. Оказание технической помощи по совершенствованию гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: Отчёт о НИР; ГР 01900052221, ИН 02900039190/Братск. индустр. ин-т, Братск, 1990. – 81 с.

176. Харазов А.М. Техническая диагностика гидроприводов машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 112 с.

177. Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г. и др. Диагностирование гидроцилиндров экскаваторов / ЛДНТП, Л., 1988. – 5 с.

178. Kobzov D.Y., Martynenko O.P., Gubanov V.G. There must be no alternative to the right choice of diagnostic parameters. Proceedings of 2nd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit. October 22-25, 1990. Los Angeles, CA, USA, pp. 374-380. (на англ. яз.)

179. Алексеев В.И., Лажинцев К.В., Завадина Г.Г. и др. Исследование температурного режима гидросистемы экскаватора и эксплуатационных показателей экскаваторов ЭО-4124ХЛ с целью повышения технического уровня и надёжности: Отчёт о НИР; ГР 01850064394, ИН 02870062653/НПО ВНИИСДМ, Красноярск, 1986. – 64 с.

180. Аскарходжаев Т.И., Левитин М.А., Шамшидов Б.Г. и др. Модернизация гидроцилиндров строительно-дорожных машин: Отчёт о НИР; ГР 01860022857, ИН 02880061344/Таш. авт. – дор. ин-т, Ташкент, 1988. – 231 с.

181. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П., Карпович П.М. Анализ факторов, определяющих надёжность гидроцилиндров экскаваторов. Деп. в МАШМИР №2-сд97. Братск, 1997. – 11 с.

182. Баржанский Е.Е. Определение надёжности гидроприводов, выпускаемых в условиях единичного и мелкосерийного производства // Пневматика и гидравлика: Сб. науч. ст. Вып. 13. Под общ. ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение, 1987, С. 19-28.

183. 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.

184. 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, 2008. №3 (19). С. 26-30.

185. 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, 2010. №4 (28). 2010. С. 64-69.

186. 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, 2009. №4. С. 46-53.

187. 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.

188. 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-В2010.

189. 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, 2007. №3 (15). С. 40-46.

190. 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.

191. 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, 2008. №1 (17). 2008. С. 28-33.

192. 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., 2009. №3. С. 38-43.

193. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д. О механизме образования эксцентриситета в опорах гидроцилиндра // Вестник Таджикского технического университета. Душанбе, 2012. №3 (19). С. 77-78.

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

195. 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-В2012.

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

197. Кобзов Д.Ю., Лханаг Д., Дэлэг Д. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2008. №1 (17). С. 93-99.

198. 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.

199. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Кулаков А.Ю. Практические

рекомендации по повышению конструктивной надёжности гидроцилиндров // Системы. Методы. Технологии. Научный журнал БрГУ, Братск, 2012. №1 (13). С. 45-49.

200. Ji Yun Tian. Техническое обслуживание и ремонт гидрообъёмного привода.- Пекин: Машиностроение, 1988. С. 102-124.

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

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

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

204. Сырицын Т.А. Надёжность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

205. Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А. и др. Машины для земляных работ. – М.: Машгиз, 1959. – 350 с.

206. Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. и др. Машиностроительный гидропривод. Под ред. В.Н.Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

207. Надёжность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. / Ред.совет: В.С. Авдучевский (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1986. – (В пер.) Т.1: Метрология. Организация. Терминология. Под ред. А.И. Рембезы. – 224 с.

208. Бедрин С.Ф. Расчёты гидроцилиндров на устойчивость и прочность // Вестник машиностроения, 1981, №7. С. 32.

209. Ничке В.В., Ремарчук Н.П., Музыкин Ю.Д. Характеристики эксплуатационной нагруженности гидроцилиндров бульдозеров // Строительные и дорожные машины, 1980, №11. С. 17-18.
210. Папок К.К., Рагозин Н.А. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям. – М.: Химия, 1975. – 392 с.
211. Киселёв М.М. Топливо-смазочные материалы для строительных машин: Справочник. – М.: Стройиздат, 1988. – 271 с.
212. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов // Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве: Сб.тр. / Ярослав. политех. ин-т, Ярославль, 1989. С. 95-100.
213. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л., Справочник по расчётам механизмов ПТМ. – Минск: Высшая школа, 1983. – 350 с.
214. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
215. Башкарёв А.Я., Букреев В.В., Заборский Е.В. Методика расчёта металлополимерных пар в гидроцилиндрах строительных машин // Повышение эффективности использования машин в строительстве: Сб.тр. / ЛИСИ, Л., 1980. С. 108-116.
216. Елизарова В.Б., Смоляницкий Э.А. Определение сопротивления грунта копанию экскаваторами // Строительные и дорожные машины, 1987, №9, С. 16-17.
217. Ребеко Л.В., Кириллов Г.В. Определение ёмкости ковша гидравлического экскаватора с учётом устойчивости при копании // Строительные и дорожные машины, 1977, №7. С. 23-24.
218. Тимошенко В.К., Кулик И.А. Исследование и выбор рациональных параметров механизма привода ковша гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины, 1990, №10. С. 22-25.
219. Тимошенко В.К. Оптимизация параметров механизма привода рукояти

обратной лопаты гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины, 1991, №2. С. 25-26.

220. Половинко В.А., Наймушин В.П., Мирошниченко В.А., Мамаев Ю.А., Суслов А.А. Методика определения сил сопротивления копания // Строительные и дорожные машины, 1991, №8. С. 21-22.

221. Крикун В.Я. Приближённая оценка сил сопротивления грунта копания поворотом ковша обратной лопаты // Строительные и дорожные машины, 1992, №8. С. 4-5.

222. Грушецкий Ю.Л. Повышение надёжности гидравлических приводов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины, 1993, №5. С. 34-36.

223. Королёв А.В. Расчёт рабочего оборудования гидравлических экскаваторов // Строительные и дорожные машины, 1995, №7. С. 7-8.

224. Хмара Л.А., Коротких В.Б., Скажутин И.Г. Взаимодействие с грунтом отвала бульдозера, оснащённого выступающими ножами и боковыми косынками // Строительные и дорожные машины, 1996, №7. С. 3-6.

225. Кобзов Д.Ю., Тимошенко А.А. Об эксцентричном нагружении гидроцилиндра в опорах. Деп. в МАШМИР №48-сд92, Братск, 1992. – 23 с.

226. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.

227. Кобзов Д.Ю. Критерий выбора гидроцилиндров гидромеханических передач // Совершенствование рабочих процессов строительных и дорожных машин: Сб. тр. / Ирк. политехн. ин-т, Иркутск, 1991. С. 72-78.

228. Sheng Fan. Основы гидропривода. – Пекин: Машиностроение, 1985. С. 258-307. (на кит. яз.)

229. Панов В.К., Данчев Д.И. Упругость гидропривода рабочего оборудования экскаватора // Строительные и дорожные машины, 1995, №11. С. 20-22.

230. Астахов М.Ф. Справочная книга по расчёту самолёта на прочность. – М.: Оборонгиз, 1954. – 702 с.

231. Хаймович Е.М. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. – М.:

Машгиз, 1959. – 555 с.

232. Gerhard Schmausser, Klaus J.Pittner. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland, 35 (1991), Nr.10. С. 767-775. (на нем. яз.)

233. Кобзов Д.Ю., Головатюк В.В. Показатели режима работы гидроцилиндров строительных машин. Деп. В МАШМИР №2-сд94, Братск, 1994. – 37 с.

234. Диев А.Е., Алифанов А.Л. Анализ режима работы гидроприводов экскаваторов на основании экспериментальных данных в условиях Севера // Гидропривод и системы управления строительных и дорожных машин: Сб. тр. / СибАДИ, Омск, 1991. С. 31-38.

235. Алиева А.И. Машинный парк и региональные факторы // Механизация строительства, 1990, №6. С. 28-30.

236. ЕНиР. Сборник Е2. Земляные работы. Вып.1. Механизированные и ручные земляные работы / Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1988. – 224 с.

237. Гидравлические одноковшовые экскаваторы / Tong Ji University, Shanghai, 1986. – 323 с. (на кит. яз.)

238. Загвоздин Ю.Г., Власов В.М. Исследовательские испытания гидроприводов одноковшового экскаватора. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №149-сд86, Омск, 1986. – 24 с.

239. Алыев И.А., Абдуллаев Э.Д., Кармызов В.Ф. Методика проведения экспериментальных исследований процесса копания гидравлическим экскаватором с прямой лопатой. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №47-сд86, М., 1985. – 23 с.

240. Обидин В.Я., Пашкевич В.В., Смоляков А.И. Эквивалентный цикл нагружения гидрорулей при стендовых ресурсных испытаниях // Строительные и дорожные машины, 1991, №1. С. 24-25.

241. Стендовые испытания гидрорулей строительных машин: Обзорная информация / В.Я. Обидин, В.В.Пашкевич, А.И.Смоляков, В.В. Кравцов. – М.: МАШМИР, 1991, вып. 5. – 43 с.

242. Баржанский Е.Е., Москвитин В.В., Овчинников В.А. Анализ динамики ворот шлюза с многонасосным источником питания // Пневматика и гидравлика: Сб. науч. ст. Вып.14. Под общ. ред. Е.В.Герц. – М.: Машиностроение, 1989, С. 45-56.

243. Тимошенко В.К. Расчёт рациональных параметров стрелоподъёмного механизма гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины, 1986, №3. С.18-20.

244. Щербаков В.С., Дерюженко С.А. Определение нагрузки на гидроцилиндре при повороте на месте машин комплекта ДС-160. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №94-сд89, Омск, 1989. – 21 с.

245. Szymanski K. Zusammenhänge zwischen den drücken in den arbeitszylindern und den kraften am löffel bei universalbaggern // Hebezeuge und Fördermittel, Berlin, 20 (1980) 10. С. 296-298. (на нем. яз.)

246. Востриков А.А., Ноговицын Б.Ф. Расчёт усилия цилиндра запираения гидрорычажного механизма // Вопросы динамики механических систем: Сб. тр. / НЭТИ, Новосибирск, 1989. С. 36-42.

247. Акинфиев А.А., Дёмин Ю.И. Потoki в гидролиниях экскаватора // Строительные и дорожные машины, 1991, №12. С. 5-7.

248. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студ. машиностроит. спец. вузов. -М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

249. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. Под общ. ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 463 с.

250. Живейнов Н.Н., Карасёв Г.Н. Цвей И.Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с.

251. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Губанов В.Г. Определение параметров наибольшего нагружения гидроцилиндров многозвенной машины // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2016. №2 (50). 2016. С. 49-58.

252. Буше Н.А. Трение, износ и усталость в машинах. (Транспортная

техника): Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

253. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Влияние несоосности элементов гидроцилиндра на его нагрузочную способность. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №21-сд87, Л., 1987. – 25 с.

254. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

255. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

256. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. – Киев: Высшая школа, 1988. – 424 с.

257. Мачульский И.И., Киреев В.С. Подъёмно-транспортные и погрузочно-разгрузочные машины на железнодорожном транспорте. – М.: Транспорт, 1988. – 319 с.

258. Russel W. Henke, P.E. Fluid power system and circuits // Hydraulics & Pneumatics, OH, USA, 1983. pp. 52-61. (на англ. яз.)

259. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

260. Кобзов Д.Ю. Создание методики исследования нагрузочного режима гидроцилиндров СДМ // Повышение надёжности гидропривода СДМ: Отчёт о НИР; ГР 01910054187, ИН 02920009233 / Братск. индустр. ин-т, Братск, 1991. С. 15-20.

261. Кобзов Д.Ю., Хютте В.И. Оценка деформации штока и корпуса гидроцилиндра. Деп. в МАШМИР №52-сд92, 1992. – 11 с.

262. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Влияние зазоров в сопряжениях гидроцилиндра на величину его полного прогиба. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №49-сд87, Л., 1987. – 10 с.

263. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Учёт возможного начального искривления гидроцилиндра при исследовании его напряжённо-деформированного состояния. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №29-сд87. Л., 1987. –

8 с.

264. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Свиридо И.В. Оценка прогиба гидроцилиндра в результате деформации под давлением его корпуса. Деп. в МАШМИР №14-сд94. Братск, 1994. – 17 с.

265. Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г. Устройство для контроля кривизны штоков гидроцилиндров – Л.: ЛЦНТИ, №1057-86. 1986. – 5 с.

266. Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г. Устройство для контроля технического состояния гидроцилиндров и их элементов – Л.: ЛЦНТИ, №1058-86. 1986. – 5 с.

267. Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., Калинин В.Р. О локализации повреждений направляющих гидроцилиндра – М. 1992. – 6 с. – Деп. МАШМИР 1992. № 15-сд92.

268. Жмуров В.В. Повышение ресурса одноковшовых гидрофицированных машин путём модернизации привода ковша рабочего оборудования: Дисс. ... к.т.н. / Братск. гос. ун-т, Братск, 2009. – 179 с.

269. 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.

270. 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.

271. Gu Pei Qi. Гидроагрегаты. – Пекин, 1987. – 371 с. (на кит. яз.)

272. John F. Harvey, P.E. Theory and design of pressure vessels / Van Nostrand Reinhold Company. – New York, USA, 1985. p. 623. (на англ. яз.)

273. 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. Научный журнал БрГУ, Братск, 2012. – №2 (14). С. 27-39.

274. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Дорлигсурэнгийн. Несущая

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

275. Рустанович А.В., Иванов В.Е., Михайлов А.М. Сравнительные испытания экскаватора ЭО-3323 с серийным и экспериментальным гидроприводом Load Sensing (LS) // Совершенствование приводов строительных и дорожных машин. Сб.тр. ВНИИСДМ, М., 1989. С.76-82.

276. Крикун В.Я., Крикун А.В. Расчёт параметров привода рабочего оборудования гидравлических экскаваторов как единой механической системы // Строительные и дорожные машины, 1993, №5. С. 27-29.

277. 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.

278. 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.

279. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Свиридо И.В. и др. Об оценке экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Повышение надёжности гидропневмопривода ДСМ: Отчёт о НИР; ГР 01980003263, ИН02980002698 / Братск. индустр. ин-т, Братск, 1997. С. 9-20.

280. А. с. № 1467374 СССР, МКИ G01B15/14. Способ измерения зазоров / Алексеенко 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.

281. Ravishankar N. Finite element analysis of hydraulic cylinders // Journal Mechanical Design, January 1981, Vol. 103. pp. 239-243. (на англ. яз.)

282. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: «Наукова думка», 1988. – 736 с.

283. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976. – 608 с.

284. Schusztter M., Röhrich M. Theoretische untersuchungen zur

schadensfrunerkennung on hydraulischen arbeitszylinder // Hebezeuge und Fördermittel, Berlin, 24 (1984) 11. С. 332-334. (на нем. яз.)

285. Волков А.И., Шишкевич А.М. Надёжность летательных аппаратов. – М.: Высшая школа, 1975. – 296 с.

286. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976. – 608 с.

287. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник: в 2 ч. – Киев: «Наукова думка», 1987.

288. Тихонов Л.В., Кононенко В.А., Прокопенко Г.И. и др. Структура и свойства металлов и сплавов. Механические свойства металлов и сплавов: Справочник. – Киев: «Наукова думка», 1986. – 567 с.

289. Сосуды и трубопроводы высокого давления: Справочник / Е.Р. Хисматулин, Е.М. Королёв, В.И. Лившиц и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.

290. Тарасов В.А., Ситников М.А., Кобзов Д.Ю. Сопоставление эквивалентных напряжений по третьей и четвёртой теориям прочности. Деп. в МАШИМОР №54-сд92. Братск, 1992. – 5 с.

291. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland, 34 (1973), Nr.6. С. 237-244. (на нем. яз.)

292. Никулин К.К., Устименко А.Ю. Оценка деформаций гидроцилиндров при динамическом нагружении. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №80-сд89, Тула, 1989. – 7 с.

293. Писаренко Г.С., Агарёв В.А., Квитка А.Л. и др. Сопротивление материалов. – Киев: «Наукова думка», 1986. – 775 с

294. Сорокин В.Г., Волосникова А.В., Вяткин С.А. и др. Марочник сталей и сплавов / Под общ. ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.

295. Ерёменко Е.К., Зарецкий Л.Б., Лифшиц В.Л., Сидоров В.И. Автоматизированный расчёт металлоконструкций бетонораспределительных стрел // Проблемы повышения технического уровня строительных и дорожных машин: Сб.тр. / ВНИИСДМ, М., 1987. С. 89-92.

296. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надёжность гидро- и пневмоприводов. - М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.
297. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор.: Справочник: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.: ил.
298. 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-B2003.
299. Методы оценки триботехнических свойств материалов и покрытий. Рекомендации Р 50-54-107-88. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1989. – 33 с.
300. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник. – Л., Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. – 669 с.
301. 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.
302. Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
303. Терегулов И.Г. Сопротивление материалов и основы теории упругости и пластичности. – М., Высшая школа, 1984. – 472 с.
304. Любошиц М.И., Ицкович Г.М. Справочник по сопротивлению материалов. – 2-е изд. испр. и доп. – Минск: Высшэйшая школа, 1969. – 464 с.
305. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – 8-е изд., стереотип. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
306. Машины для разработки мёрзлых грунтов / Под общ. ред. Телушкина В.Д. – М.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
307. Дибир А.Г., Макаров О.В., Пекельный Н.И. Устойчивость продольно-сжатых стержней. – Харьков.: ХАИ, 2008. – 43 с.

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

309. <http://www.baltstroy metall.ru/marki-stali/304-stal-30>.

310. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Методика поиска предельных значений диагностических параметров нагрузочной способности гидроцилиндров // Повышение эффективности использования машин в строительстве: Сб. тр. / ЛИСИ, Л., 1987. С. 118-120.

311. Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. и др. Диагностирование гидроцилиндров строительных экскаваторов // Современные направления развития технологии, организации обслуживания и ремонта строительных машин / ЛДНТП. – Л., 1988. – 8 с.

312. Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г. Устройство для контроля технического состояния гидроцилиндров и их элементов: Информ. листок №1057-86 / ЛЦНТИ. – Л., 1986.

313. 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.

314. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Губанов В.Г., Кулаков А.Ю., Трофимов А.А. Устройство для экспериментального исследования деформации длинноходового гидроцилиндра // Актуальные проблемы авиации и космонавтики [Электронный ресурс]: материалы XII Междунар. науч.-практ. конф., посвященной Дню космонавтики (10–15 апреля 2016 г., Красноярск): в 2 т. Т. 1. – Электрон. текстовые дан. (1 файл: 24,8 МБ). – Систем. Требования: Internet Explorer; Acrobat Reader 7.0 (или аналогичный продукт для чтения файлов формата .pdf) / под общ. ред. Ю. Ю. Логинова; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. – Красноярск, 2016. – Режим доступа: <https://apak.sibsau.ru/page/materials>. – С. 366-367.

315. <http://cloud.mail.ru/public/DaaG%2Fxt9x5mF> .

316. <http://cloud.mail.ru/public/2DHe%2F5bPboMoEh> .

317. 315. Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Жмуров В.В., Китаев А.С., условия эксплуатации гидроцилиндров ДСМ // Механики XXI века. Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов - Братск: БрГУ, 2005. № 4 С. 37-40.

318. Кобзов, Дмитрий Юрьевич Научные основы повышения надежности и обеспечения работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера : диссертация ... доктора технических наук : 05.02.02 Томск 2013

319. Научные основы повышения надежности и обеспечения работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера диссертация по машиностроению и машиноведению, скачайте бесплатно автореферат диссертации на тему 'Машиноведение, системы приводов и детали машин' Кобзов Д.Ю.