

**ХРИСТОФОРОВ Е.Н.  
САКОВИЧ Н.Е.  
СЛУЧЕВСКИЙ А.М.  
БЕЗЗУБ Ю.В.**

**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА  
ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ  
ОПЕРАТОРОВ  
СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

**БРЯНСК – 2014**

УДК 621.86/.4(075.32)  
ББК 36.81  
Х 93

*Христофоров Е.Н. ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ОПЕРАТОРОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН.* Монография /Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.М. Случевский, Ю.В. Беззуб. – Брянск: Изд-во ФГБОУ ВПО «Брянская ГСХ», 2014. – 204 с.

**ISBN 978-5-88517-254-7**

В монографии рассмотрен один из важнейших и актуальных вопросов — обеспечение безопасности операторов строительных машин (на примере строительных транспортных и грузоподъемных машин и автомобильных кранов), применяемых в сельском строительстве и других отраслях АПК.

Значительное внимание уделено: проблемам надежности и безопасности строительных машин с гидроприводом, основу которого составляет гидроцилиндр; разработке математической модели причин самопроизвольного опускания (падения) грузовой самосвальной платформы; исследованию параметров рабочего процесса гидроцилиндра на основе разработанной имитационной математической модели и ее программной реализации на ПЭВМ; разработке и исследованию блокировочных и предохранительных систем грузовых платформ и рабочих органов строительных машин.

Монография предназначена для инженерно-технических работников, аспирантов, занимающихся проблемами обеспечения безопасности операторов строительных машин в сельском строительстве, а также может быть использована в учебном процессе для студентов по направлению «Техносферная безопасность»

**ISBN 978-5-88517-254-7**

***Рецензенты:***

декан инженерно – технологического факультета ФГБОУ ВПО «Брянская ГСХА», д.т.н. профессор А.И. Купреенко;

заведующий кафедрой «Безопасность жизнедеятельности и химия» ФГБОУ ВПО «Брянский ГТУ», д.т.н профессор А.В. Тотай;

© Христофоров Е.Н., 2014  
© Сакович Н.Е., 2014  
© Беззуб Ю.В., 2014  
© Брянская ГСХА, 2014

## **Введение**

Сегодня российский строительный комплекс активно включился в восстановление основных фондов предприятий, строительство и эксплуатацию дорог. Несмотря на кризисные явления, спрос на строительство в стране растет. Однако реализация планов в строительной отрасли возможна лишь при применении в технологических процессах строительства современной высокопроизводительной, надежной и безопасной техники, основу которой составляют машины с гидроприводом, которые уже сейчас, обеспечивает механизацию и автоматизацию всех основных и вспомогательных операций. Применение гидропривода имеет ряд преимуществ: малые массы и габариты, возможность плавного регулирования скорости подъема (опускания) грузоподъемных платформ, гидрофицированных рабочих органов, снижение тяжести труда и обеспечение безопасности операторов. Системы гидропривода обеспечивают выполнение предъявляемых к ним технологических требований, т. е. реализацию заданных усилий и скоростей на рабочем органе по заданным траекториям их движения, реализацию момента на поворотной платформе и тягово-скоростных характеристик при передвижении малые массы и габариты.

Однако, как показывает анализ производственной деятельности в строительстве, рост числа гидрофицированной техники имеет и негативную сторону, опасность увеличения числа несчастных случаев, связанных с рядом конструктивных недостатков гидропривода. Проблема травмоопасности дорожно – транспортных и грузоподъемных машин заключается в самопроизвольном опускании (падении) гидрофицированных частей и механизмов машин, грузовых платформ автомобиля – самосвала и самосвальных прицепов.

Технология работ в строительстве определяет высокие требования к надежности строительной техники в целом и их гидроприводов в частности. Обеспечение надежности, долговечности и безопасности гидроприводов – задача сложная, требующая комплексного решения, как на этапе создания, так и в процессе эксплуатации на основе качественного и статистического анализа

причин отказов и неисправностей, анализа влияния внешних факторов на накопление необратимых изменений в элементах, понимания картины протекания физических процессов в гидроприводе при его работе.

В полной мере не решают проблему, вновь разработанные промышленностью дорожно-транспортные и грузоподъемные машины (ГПМ), на которых системы гидропривода кардинально не изменились.

В связи с этим, повышение надежности и безопасности дорожно – транспортных машин и грузоподъемных машин за счет совершенствования гидропривода остается актуальной, требует постоянных научных исследований, разработки новых эффективных методов и технических средств.

# ГЛАВА 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ОПЕРАТОРОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ И ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

## 1.1 Анализ, классификация и индексация строительных машин

За основу классификации строительных машин положены виды строительных работ. Исходя из этого, строительные машины и оборудование подразделяют на следующие основные группы: транспортные, транспортирующие и погрузочно-разгрузочные; грузоподъемные; для земляных работ; свайных работ; дробления и сортировки каменных материалов; приготовления, транспортирования и укладки бетонов и растворов; отделочных работ; механизированный инструмент (ручные машины). Каждая группа машин разделена на подгруппы, которые делятся на типы, отличающиеся друг от друга конструкцией отдельных узлов или всей машины в целом. Внутри каждого типа машины разделяют на типоразмеры (модели), отличающиеся друг от друга техническими характеристиками (производительностью, размерами рабочего органа, массой, габаритными размерами, мощностью и т.д.), но близкие по конструкции [55].

Рассмотрим основы классификации строительных машин и оборудования:

**1. По назначению** (технологическому признаку) машины делят на транспортные; транспортирующие; погрузочно-разгрузочные; грузоподъемные; для земляных работ; для свайных работ; для переработки и сортировки каменных материалов; для приготовления, транспортировки, укладки и уплотнения бетонных и растворных, смесей; для уплотнения грунтов; для ремонта и содержания дорог; для отделочных работ; ручные машины. Каждая группа делится на подгруппы (бульдозеры, скреперы, экскаваторы в группе машин для земляных работ). Внутри подгрупп машины отдельных типов различаются конструкцией узлов или машин в целом (экскаваторы одноковшовые с прямой или обратной лопатой, траншейные роторные или цепные, шагающие, с поперечным копанием). Каждый тип машин имеет ряд типоразмеров (моделей), близких по конструкции, но отличающихся отдельными параметрами (емкость ковша, размеры, масса, мощность, производительность). При изготовлении машин од-

ного типоразмерного ряда широко используются стандартные детали и унифицированные сборочные единицы.

**2. По режиму работы** (принципу действия) различают машины периодического (циклического) действия, выполняющие работу путем периодического многократного повторения одних и тех же чередующихся рабочих и холостых операций с циклической выработкой продукции (бульдозеры, скреперы, одноковшовые экскаваторы) и машины непрерывного действия, выдающие или транспортирующие продукцию непрерывным потоком (многоковшовые экскаваторы непрерывного действия, конвейеры). Машины циклического действия отличаются их универсальностью и приспособленностью к работе в различных производственных условиях, а машины непрерывного действия – повышенной производительностью. Имеются машины и комбинированного действия (шагающие экскаваторы, экскаваторы поперечного копания для формирования откосов каналов и т.п.).

**3. По степени подвижности** машины делят на переносные, стационарные и передвижные (в том числе в кузове автотранспорта, прицепные и полуприцепные к грузовым автомобилям, тракторам, тягачам и самоходные).

**4. По типу ходового оборудования** различают машины на гусеничном, пневмоколесном, рельсовом ходу, шагающие и комбинированные.

**5. По виду силового оборудования** машины подразделяют на работающие от электрических двигателей и двигателей внутреннего сгорания. Первые обладают большой готовностью к работе, но зависят от наличия электроэнергии, а вторые не зависят от источников энергии и являются автономными. Многие строительные машины имеют комбинированный привод с использованием гидравлических и пневматических двигателей. К таким относят дизель-электрический, дизель-гидравлический (наиболее распространен), дизель-пневматический, электрогидравлический, электропневматический и т.п.

**6. По количеству двигателей, установленных на машине,** различают одномоторные (все механизмы приводятся в действие от одной силовой установки) и многомоторные (для каждого механизма предусмотрен индивидуальный двигатель).

**7. По системам управления** машины делят на механические (рукоятки и педали, приводящие в действие системы рычагов), гидравлические (безнасосные и насосные, где частично или полностью используются гидроустройства), пневматические (с использованием сжатого воздуха), электрические (с использованием электрооборудования) и комбинированные (электрогидравлические, пневмоэлектрические и т.п.).

**8. По степени универсальности** машины подразделяют на универсальные многоцелевого назначения, снабженные различными видами быстросъемных рабочих органов, приспособлений и оборудования для выполнения большого разнообразия технологических операций (строительные одноковшовые экскаваторы, погрузчики) и специализированные, имеющие один вид рабочего оборудования и предназначенные для выполнения только одного технологического процесса (дробильные машины, бетононасосы).

**9. По степени автоматизации** различают машины с механизированным управлением, с автоматизированным управлением и контролем на базе микропроцессорной техники, с автоматизированным управлением на расстоянии, с автоматическим управлением на базе микропроцессоров и мини-ЭВМ, строительные манипуляторы и роботы, а также роботизированные машины и комплексы.

На все выпускаемые в нашей стране строительные машины распространяется единая система индексации, в соответствии с которой каждой машине разработчиком присваивается индекс (марка), содержащий буквенное и цифровое обозначение. Основные буквы индекса, располагаемые перед цифрами, обозначают вид машины. Например, буквенная часть индекса одноковшовых строительных экскаваторов содержит буквы **ЭО**, экскаваторов траншейных роторных – **ЭТР**, цепных – **ЭТЦ**, землеройно-транспортных машин – **ДЗ**, машин для подготовительных работ и разработки мерзлых грунтов – **ДП**, машин для уплотнения грунтов и дорожных покрытий – **ДУ**, кранов стреловых самоходных – **КС**, строительных башенных кранов – **КБ**, оборудования для погружения свай – **СП**, бурильных и бурильно-крановых машин – **БМ**, машин для отделоч-

ных работ – *СО*, лебедок – *ТЛ*, погрузчиков многоковшовых – *ТМ* и одноковшовых – *ТО*, подъемников – *ТП*, конвейеров и питателей – *ТК*, машин для уборки и очистки городов – *КО*, ручных машин электрических – *ИЭ*, пневматических – *ИП*, вибраторов – *ИВ* и т.п. Цифровая часть индекса означает техническую характеристику машины. После цифровой части в индекс могут быть включены дополнительные буквы, обозначающие порядковую модернизацию машины, вид ее специального исполнения и т.п.

В нашей стране все строительные машины выпускают в соответствии с Государственными стандартами (ГОСТами). В каждом ГОСТе указываются область его распространения, основные параметры и размеры, технические требования, методы испытаний, маркировка, упаковка, транспортирование и хранение машин. Предусмотренные в Государственных стандартах показатели и нормы отражают достигнутый передовой уровень техники в нашей стране и за рубежом.

### **1.1.1 Классификация строительных транспортных машин**

Автомобильный транспорт для перевозок строительных грузов на объекты строительства классифицируется по типу кузова, роду и мощности двигателя, проходимости, грузоподъемности, функциональному назначению и ряду других признаков:

**1. По типу** кузова автотранспортные средства подразделяются на автомобили с кузовом общего назначения для перевозки любых видов грузов в пределах его вместимости (бортовые автомобили), автомобили с кузовом для перевозки определенного вида строительных грузов (самосвалы, автогудронаторы и др.) и автомобили со специальным кузовом (фургоны, цистерны и т. д.).

**2. По роду** установленного двигателя различают автомобили карбюраторные (грузовые автомобили малой и средней грузоподъемности); с дизелями (автомобили большой грузоподъемности); с двигателями, работающими на сжиженном или сжатом газе и с газотурбинными двигателями, применяемыми на автомобилях большой грузоподъемности (карьерных самосвалах и мощных тягачах).



**3. По проходимости** автомобили подразделяются на дорожные, передвигающиеся по дорогам общего назначения; повышенной и высокой проходимости и внедорожные (карьерные). В свою очередь автомобили повышенной и высокой проходимости в зависимости от конструкции движителя разделяют на колесные, колесно-гусеничные, на воздушной подушке и автомобили-амфибии.

**4. По грузоподъемности** автомобили и прицепы разделяются на следующие классы: особо малой грузоподъемности – до 1 т; малой грузоподъемности – 1 ...2 т; средней грузоподъемности – 2... 5 т; большой грузоподъемности – свыше 5 т до предела, установленно-дорожными весовыми ограничениями; особо большой грузоподъемности – свыше предела, установленного дорожными ограничениями (внедорожные автомобили).

Номинальная грузоподъемность автомобиля или прицепа определяется предприятием-изготовителем в соответствии с типом кузова и размером шин. Наиболее распространены в дорожном строительстве автомобили с грузоподъемностью 3; 5; 8; 10; 12 т.

В дорожном строительстве в основном используются автомобили средней и большой грузоподъемности, позволяющие перевозить массовые строительные грузы и материалы крупными партиями. Автомобили особо большой грузоподъемности используются при больших и постоянных грузовых потоках на крупных дорожных объектах и при разработке строительных материалов открытым способом.

**5. По функциональному назначению** автомобили, применяемые в дорожном строительстве, подразделяются на производственный транспорт, непосредственно участвующий в доставке грузов на объекты строительства; технологический транспорт, обеспечивающий бесперебойную работу дорожно-строительных механизмов производственного автотранспорта и дорожно-строительных участков; вспомогательный транспорт, используемый для связи между строительными участками, оперативного руководства строительством, доставки рабочих и инженерно-технических работников на объекты строительства.

**К производственному транспорту** относятся автосамосвалы, землевозы,

автобетоновозы, автобетоносмесители, авторастворовозы, автобитумовозы, автогудронаторы.

**Технологический транспорт** включает в себя тягачи для буксировки прицепов и трейлеров, обеспечивающих перевозку строительных и дорожных механизмов; автоцементовозы; топливо- и маслзаправщики; передвижные мастерские.

**Вспомогательный транспорт** – это бортовые автомобили, легковые автомобили, автофургоны и автобусы.

**Автомобили-тягачи**, выполненные на базе двух-, трех- или четырехосных шасси грузового автомобиля, предназначены для буксировки прицепов и оборудуются буксирными устройствами.

**Седельные тягачи** работают в сочетании с полуприцепом, часть веса которого передается на шасси тягача, для чего на его раме устанавливают опорно-сцепное устройство (седло). В них также предусмотрены соединительные устройства для подключения тормозного привода к электросети полуприцепов.

**Прицепы и полуприцепы** для перевозки дорожно-строительных грузов подразделяются на общетранспортные и специальные, получающие все большее распространение. Последние, в свою очередь, разделяются на прицепы, буксируемые автомобилями или автомобилями-тягачами при помощи дышла (одноосные, двухосные, многоосные); прицепы-ропуски - для перевозки длинномерных строительных грузов и полуприцепы, буксируемые седельными тягачами.

Эффективность строительства в значительной степени зависит от рационального использования производственного транспорта, основу которого составляют автомобили – самосвалы.

Автомобили – самосвалы стали одним из популярных видов техники, используемых для перевозки различных строительных грузов. Самосвалы (полуприцеп с кузовом или прицеп) чаще всего применяют для транспортировки сыпучих, навалочных и других видов грузов, которые пригодны для выгрузки посредством опрокидывания из кузова. На отечественном рынке представлено множество различных моделей самосвалов, которые выполняют разгрузочные работы с помо-

щью механического (гидравлического) наклона кузова. Самосвальные транспортные машины обладает грузоподъемностью в пределах 40 тонн. Для проведения основных видов работ используют машины, имеющие 2 – 4 оси. Для перевозки более внушительных грузов используются 5 – 7 осные самосвалы.

Классифицируя транспортные самосвальные машины, выделяют следующие группы:

1. Основному назначению – строительные, узкоспециализированные и другие;

2. Грузоподъемности – малой (до 2 т), средней (от 2 до 6 т), большой (от 7 до 14 т), особо большой (большегрузные, свыше 14 т);

3. Типу подвижного состава – автомобиль – самосвал (одионочный без прицепа), самосвальный автопоезд (самосвал – тягач с одним или двумя прицепами – самосвалами), прицеп – самосвал, полу – прицеп-самосвал;

4. Соответствию требованиям эксплуатации на автомобильных дорогах (дорожные ограничения) – приспособленные для эксплуатации по всем видам автомобильных дорог или ограниченного использования (только для дорог, допускающих нагрузку на мост не более 100 кН);

5. Проходимости – дорожные (колесная формула 4х2 или 6х4), повышенной проходимости (колесная формула 4х4, 6х6 и другие);

6. Способу разгрузки платформы – односторонняя назад, односторонняя на боковую сторону, двусторонняя на боковые стороны, трехсторонняя назад и на боковые стороны;

7. Приспособленности для работы с прицепом – одионочный самосвал (не приспособлен для работы с прицепом), самосвал – тягач (имеет все необходимые устройства и соответствующую мощность двигателя для работы с прицепом).

8. По типу кузова (платформа, бункер, съезжающая платформа, съезжающий бункер);

9. По направлению выгрузки (боковая, задняя, двусторонняя и универсальная разгрузка);

10. По типу выгрузки (принудительная, наклоном);

11. По области использования (карьерные (внедорожные), для подземных работ);

12. По особенностям конструкции (колесная формула, гусеничная).

Основным преимуществом самосвальных транспортных машин является сокращение времени на разгрузки. Такая эксплуатационная особенность выгодно отличает самосвалы от аналогичных грузовиков, имеющих фиксированную грузовую платформу [2,11,23,49,5481,88,102,148].

Прицепы и полуприцепы для перевозки строительных грузов подразделяются на общетранспортные и специальные. В зависимости от назначения их разделяют на универсальные и специальные, а по числу осей – на одноосные, двухосные и трехосные.

Механизированная разгрузка современных самосвалов осуществляется в результате подъема (наклона) платформы назад или на боковые стороны. По способу подъема платформы современные самосвалы разделяют на три принципиально отличные группы:

1. Самопрокидывающиеся самосвалы. Платформа самосвалов наклоняется под действием собственного веса и веса груза. Эти самосвалы конструктивно наиболее просты.

2. Полусамосвалы – это главным образом прицепы и полуприцепы, реже автомобили, которые разгружают, наклоняя платформу стационарным краном на месте разгрузки.

3. Самосвалы с принудительным подъемом платформы. Это самая многочисленная группа современных автомобилей и автопоездов – самосвалов.

В конструкции самосвалов предусмотрены механизмы для подъема платформы. Очевидным преимуществом самосвалов последнего типа является механизация процесса разгрузки и возможность разгрузки в любом месте независимо от наличия постороннего источника энергии.

Энергия, необходимая для подъема платформы, передается гидравлическим, пневматическим, электрическим, механическим и комбинированным приводами.

### 1.1.2 Компоновка автомобиля – самосвала

Компоновка является первоочередным и важнейшим этапом конструкторской разработки. В процессе компоновки определяются все основные параметры технической характеристики самосвала.

На рисунке 1.1 представлены шесть наиболее распространенных принципиальных схем самосвалов с гидравлическим подъемным механизмом. Отличие схем состоит в направлении разгрузки платформы, размещении основного исполнительного органа – гидроцилиндра, устройстве подъемного механизма.

Наибольшее распространение имеют самосвальные установки, выполненные по схеме, показанной на рисунке 1.1,а. Платформа 1 разгружается на одну сторону — назад; гидроцилиндр 2 расположен под платформой и передает усилие непосредственно на ее основание. По этой схеме выполнены самосвальные установки автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555, ЗИЛ-ММЗ-4502, МАЗ-503А и другие.

Самосвал, выполненный по схеме, приведенной на рисунке 1.1,б, имеет также разгрузку платформы 1 назад, но гидроцилиндр 2 размещен между кабиной и платформой и воздействует на передний ее борт. Такая схема применяется на самосвалах, имеющих шасси с расположением кабины над двигателем и привод только на задние колеса (4×2 и 6×4). При компоновке таких самосвалов для обеспечения рационального распределения полной нагрузки по мостам приходится существенно смещать центр тяжести платформы назад. При этом неизбежно образуется зазор между кабиной и платформой, в котором легко может быть размещен гидроцилиндр.

Такое расположение гидроцилиндра имеет ряд преимуществ:

- исключение сосредоточенной нагрузки на несущую систему платформы, что позволяет снизить массу (металлоемкость) платформы;
- уменьшение усилия на гидроцилиндре (позволяет при заданном давлении рабочей жидкости уменьшить диаметр гидроцилиндра);
- сокращение числа выдвижных звеньев в гидроцилиндре и соответственно числа уплотнительных узлов.

– облегчение доступа к гидроцилиндру при обслуживании. По такой схеме выполнены самосвальные установки КамАЗ- 5511, КрАЗ-6505.

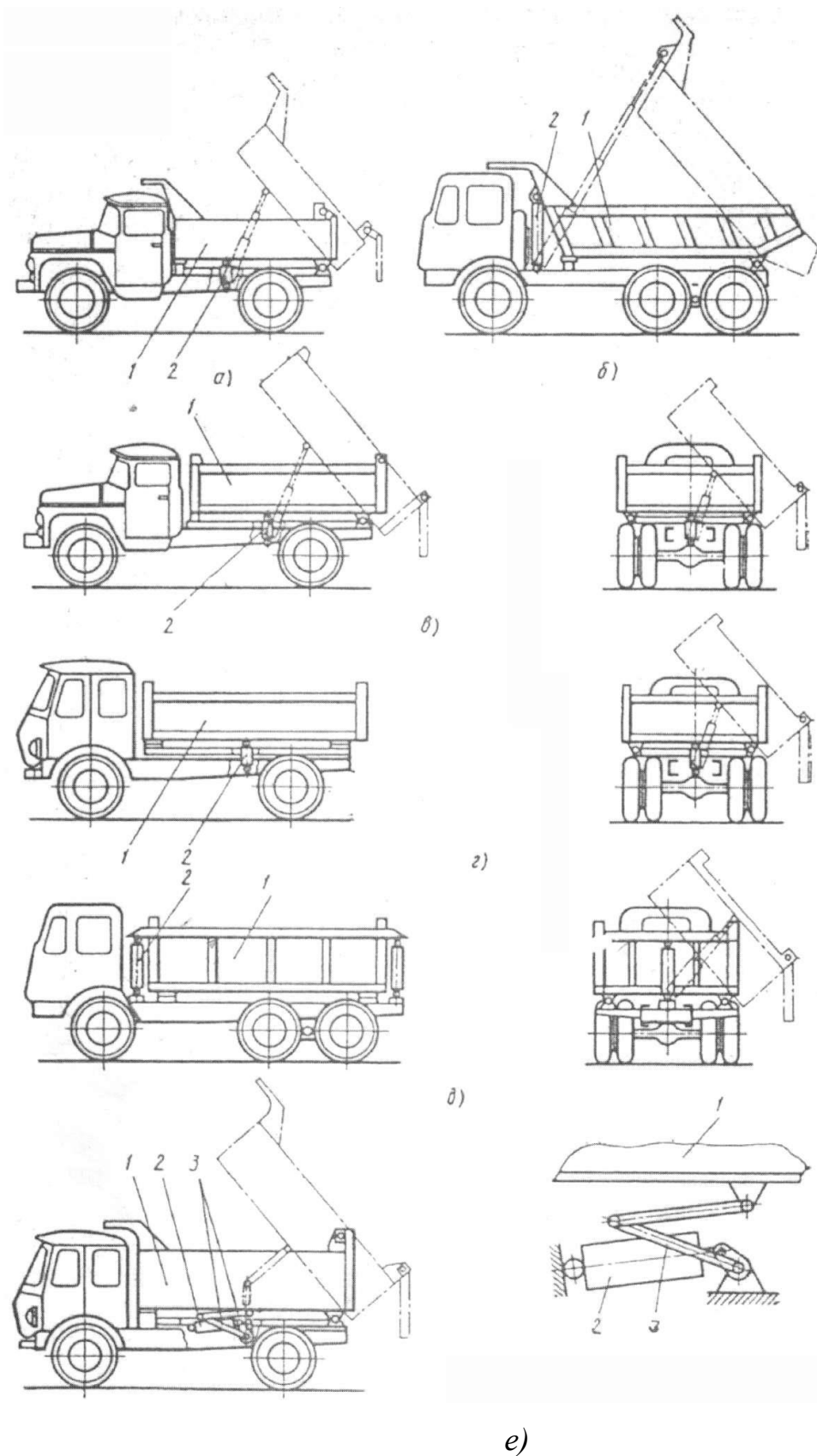


Рисунок 1.1 – Основные принципиальные схемы компоновки автомобилей – самосвалов

Следует подчеркнуть, что при переднем расположении гидроцилиндра может быть обеспечена только односторонняя разгрузка платформы назад.

На рисунке 1.1,в показана самосвальная установка для разгрузки платформы на три стороны, гидроцилиндр 2 расположен под платформой 1. Эта самосвальная установка обеспечивает наибольшую универсальность автомобиля-самосвала: он может работать как тягач с прицепом-самосвалом (разгрузка на боковую сторону), так и одиночно (разгрузка назад и на боковую сторону). По такой схеме выполняются все сельскохозяйственные самосвалы, в частности ЗИЛ-ММЗ-554М, ЗИЛ-ММЗ-4504, КАЗ-4540. На этих ; самосвалах платформа имеет прямоугольную форму и три открывающихся борта (два боковых и задний).

Самосвальная установка, показанная на рисунке 1.1,г, имеет разгрузку платформы только на две боковые стороны (направо и налево), гидроцилиндр расположен под платформой. Такая схема применяется на автомобилях-самосвалах, предназначенных для систематической работы с прицепом-самосвалом. Отсутствие разгрузки назад ограничивает эксплуатационные возможности автомобиля-самосвала при его работе без прицепа. Такая схема имеет и свои преимущества: более простая конструкция платформы с жестким (не открывающимся) задним бортом, унифицированным с передним бортом, менее металлоемка и трудоемка. При разгрузке на боковую сторону значительно меньше, чем при разгрузке назад, нагружается рама шасси крутящим моментом, что позволяет не применять надрамник.

Самосвал на рисунке 1.1,д имеет также двустороннюю разгрузку платформы, но в отличие от предыдущей схемы он снабжен двумя гидроцилиндрами, расположенными впереди и сзади платформы и передающими усилие соответственно на передний и задний борта. Существенным преимуществом такой схемы является снижение сосредоточенной нагрузки на основание платформы. Это позволяет снизить металлоемкость основания и общую массу платформы. Такую схему целесообразно применять, когда размещению гидроцилиндра под платформой мешают агрегаты шасси (карданный вал, задний мост, аппараты тормозной системы и др.). К преимуществам следует также от-

нести хороший доступ к гидроцилиндрам при их обслуживании. Существенным недостатком схемы является увеличение числа гидроцилиндров, что кроме увеличения стоимости снижает безотказность работы самосвала, так как гидроцилиндр и в первую очередь его уплотнительные кольца являются наиболее уязвимым местом гидравлического подъемного механизма.

На схеме, приведенной на рисунке 1.1,е, представлена самосвальная установка с рычажной системой подъема платформы назад и поршневым гидроцилиндром. Усилие гидроцилиндра передается не непосредственно на днище платформы, а через систему рычагов 3. Эта схема имеет следующие преимущества:

- горизонтальное расположение гидроцилиндра улучшает условия его компоновки;

- поршневой гидроцилиндр имеет значительно более простое уплотнение выдвижного штока по сравнению с уплотнениями многоступенчатого телескопического гидроцилиндра, что повышает надежность гидропривода и позволяет увеличить давление;

- рычажная система в определенной степени препятствует боковому смещению платформы при опрокидывании назад, что повышает боковую устойчивость самосвала.

К недостаткам следует отнести трудоемкость и металлоемкость рычажной системы.

Описанные принципиальные схемы самосвальных установок применяются на шасси как грузовых автомобилей, так и полуприцепов и прицепов.

### **1.1.3 Грузоподъемные механизмы для самосвальных платформ**

Механизированная разгрузка современных самосвалов осуществляется в результате подъема (наклона) платформы назад или на боковые стороны. На некоторых грузовых автомобилях механизированная разгрузка сыпучих грузов из платформ осуществляется принципиально другими способами [1].

Основные из таких, разгружающих устройств:

- кузов-бункер с наклонным полом; разгрузка осуществляется после от-



крывания бокового борта путем естественного ссыпания груза;

– кузов-бункер с пневморазгрузкой сыпучего или пылевидного груза; компрессорная установка может быть на самом автомобиле или стационарная на пункте разгрузки;

– платформа с подвижным (конвейерным) полом; груз для разгрузки смещается к заднему или боковому борту;

– телескопические кузова; сталкивание груза обеспечивается сдвиганием звеньев кузова;

– платформа с подвижным щитом; от переднего борта к заднему двигается щит, сталкивающий груз; привод щита механический или гидравлический.

Ниже рассматриваются самосвалы с поднимающимися платформами. По способу подъема платформы современные самосвалы разделяют на три принципиально отличные группы.

1. **Самоопрокидывающиеся самосвалы.** Платформа самосвалов наклоняется под действием собственного веса и веса груза. Эти самосвалы конструктивно наиболее просты.

2. **Полусамосвалы** – это главным образом прицепы и полуприцепы, реже автомобили, которые разгружают, наклоняя платформу стационарным краном на месте разгрузки. Важным преимуществом полусамосвалов является то, что при разгрузке не происходит потери боковой устойчивости, а недостатком – ограниченная область их использования.

3. **Самосвалы с принудительным подъемом платформы.** Это самая многочисленная группа современных автомобилей и автопоездов – самосвалов. В конструкции самосвалов предусмотрены механизмы для подъема платформы.

Очевидным преимуществом самосвалов последнего типа является механизация процесса разгрузки и возможность разгрузки в любом месте независимо от наличия постороннего источника энергии. Энергия, необходимая для подъема платформы, передается гидравлическим, пневматическим, электрическим, механическим и комбинированным приводами.

На большинстве современных самосвалов применяются гидравлические

подъемные механизмы. Гидравлические подъемные механизмы классифицируют по следующим основным признакам (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Классификация гидравлических подъемных механизмов

Привод насоса гидравлических подъемных механизмов; осуществляется, как правило, от двигателя автомобиля через коробку отбора мощности. Применение гидравлических подъемных механизмов позволяет снизить затраты времени на подъем и опускание платформ, повысить надежность и безопасность работы.

При проектировании гидравлических подъемных механизмов выбирают принципиальные кинематическую и гидравлическую схемы; рассчитывают действующие усилия (кинематический расчет), мощность, потребляемую при подъеме платформы; выбирают, конструируют и рассчитывают элементы гидравлической системы; унифицируют основные узлы гидравлических подъемных механизмов.

Значительно меньшее распространение на современных самосвалах имеют рычажно – балансирные гидравлические подъемные механизмы.

На рисунке 1.3 дан схематический чертеж подъемного механизма автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555.

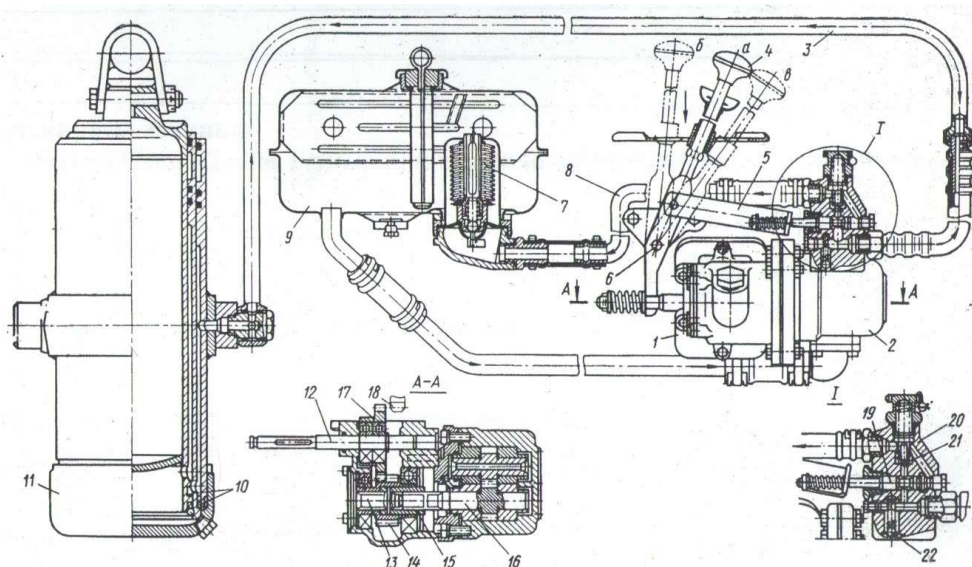


Рисунок 1.3 – Подъемный механизм автомобиля – самосвала

Основными узлами гидропривода являются: коробка отбора мощности, масляный насос, кран управления, масляный бак, трубопроводы и телескопический гидроцилиндр. Картер коробки отбора мощности крепится болтами к привалочной поверхности люка отбора мощности коробки передач с правой стороны. На оси 12, имеющей возможность перемещаться вправо и влево, на двух шариковых подшипниках установлено промежуточное зубчатое колесо 17, которое находится в постоянном зацеплении с колесом 14, расположенным в картере коробки отбора мощности на двух шариковых подшипниках. К картеру коробки отбора мощности болтами крепится шестеренный масляный насос 2.

Ось 16 шестерни масляного насоса через шлицевую втулку и шлицевой валик 13 соединена с колесом 14 коробки отбора мощности. Чтобы привести в действие масляный насос 2, ось перемещается вправо (вперед по ходу автомобиля); при этом насаженное на оси 12 промежуточное зубчатое колесо 17 входит в зацепление с колесом 18 блока зубчатых колес заднего хода коробки передач. Перемещение оси 12 осуществляется переводом рычага 4, качающегося на оси 6, из положения а в положение б.

Для безударного введения в зацепление зубчатого колеса 17 с колесом 18 при работающем двигателе предварительно нажимают до отказа на педаль сцепления; после включения сцепления масляный насос приходит во вращение и начинает перекачивать масло из масляного бака 9 через обратный клапан 22 по трубопроводу 3 в телескопический цилиндр 11. Звенья 10 телескопического гидроцилиндра под давлением масла начинают выдвигаться и воздействуют на платформу. После полного выдвижения звеньев цилиндра давление масла в гидравлической системе поднимается от 12 до 13 МПа; при этом давление отжимается шарик 21 предохранительного клапана, и масло начинает перепускаться в бак по трубопроводу 8. Чтобы в систему предельное давление действовало непродолжительно, масляный насос после полного выдвижения звеньев цилиндра должен быть отключен переводом рычага 4 из положения *б* обратно в нейтральное положение *а*.

Для того чтобы опустить платформу, рычаг 4 переводят из положения *а* в положение *в*. При этом через промежуточную скобу 5, шарнирно соединенную с рычагом, происходит перемещение золотника 19 вправо и открывается проход маслу из полости цилиндра по трубопроводу 3 через каналы в корпусе крана управления 20, по трубопроводу 8, через масляный фильтр 7 в масляный бак 9. Выдавливание масла из полости цилиндра в масляный бак происходит под действием усилия, создаваемого пустой опускающей платформой.

Чтобы остановить груженую или пустую платформу в любом промежуточном положении, нужно рычаг 4 установить в положение *а*; при этом золотник 19 крана управления разобщает полость цилиндра с масляным баком, обратный клапан 22 препятствует перепуску масла через гидронасос, а промежуточное зубчатое колесо 17 оказывается выведенным из зацепления с колесом 18 коробки передач; масляный насос не работает.

Конструкции гидроприводов, применяемых на современных автомобилях-прицепах и полуприцепах-самосвалах, весьма разнообразны, однако все они аналогичны описанному выше гидроприводу по принципу работы и основным узлам.

Подъемный механизм автомобилей ГАЗ-93А и ГАЗ -93Б с разгрузкой назад показан на рисунке 1.4.

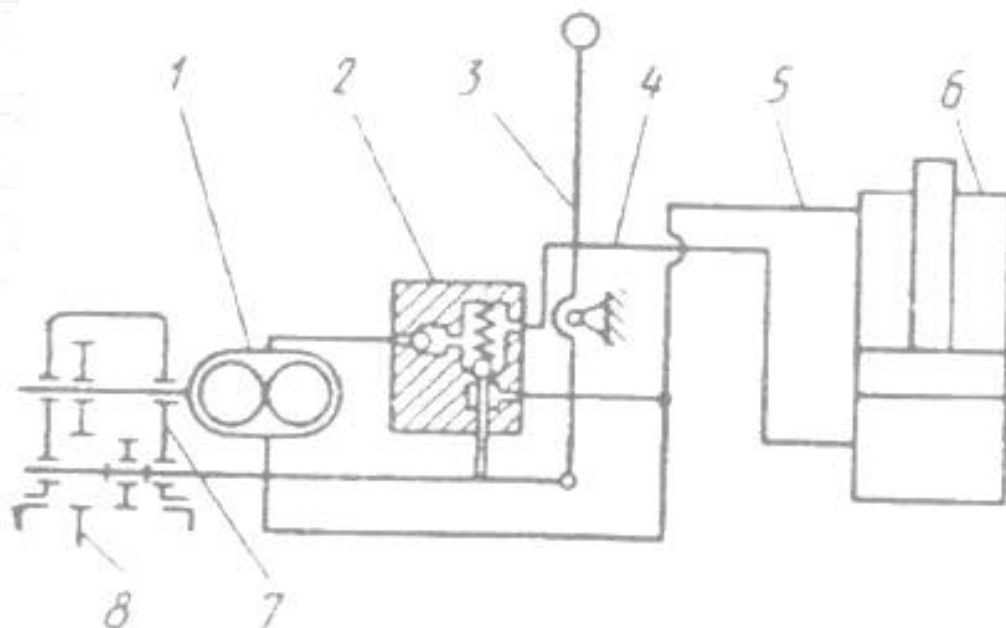


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма с гидроцилиндром поршневого типа

Отбор мощности осуществляется от коробки передач через специальную шестерню 8 промежуточного вала. Для этого к правому люку коробки передач крепится коробка отбора мощности 7. Гидронасос 1 агрегатирован с коробкой отбора мощности. Управление потоком рабочей жидкости осуществляется гидравлическим краном 2, соединенным трубопроводами с гидроцилиндром 6 поршневого, типа, одноступенчатого одностороннего действия. Рабочую жидкость заливают в штоковую полость гидроцилиндра. Элементы гидравлической системы соединены между собой всасывающим 5 и нагнетающим 4 трубопроводами.

Управление механизмом осуществляет водитель рычагом 3 из кабины.

Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма автомобиля - самосвала марки ГАЗ – САЗ – 35071 (рисунок 1.5)

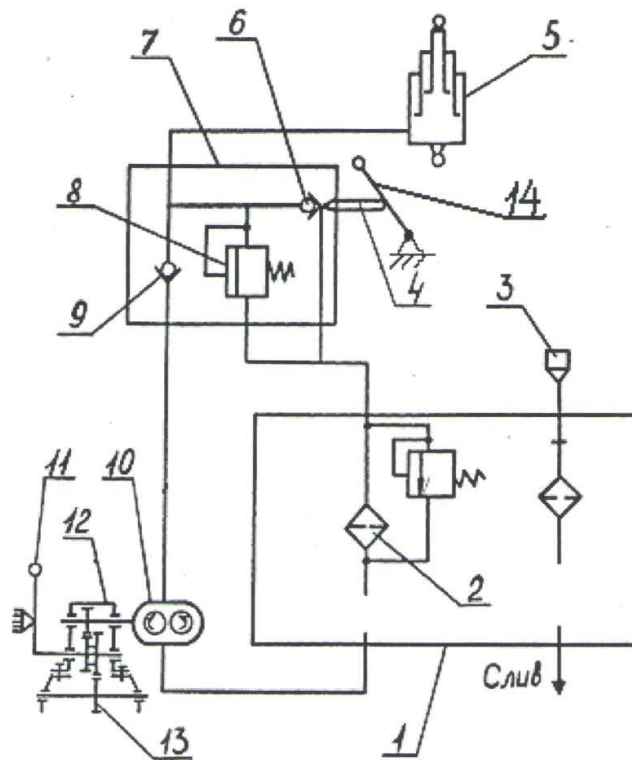


Рисунок 1.5 – Принципиальная схема гидравлического опрокидывающего устройства автомобиля-самосвала ГАЗ – САЗ 35071:

1 – маслобак; 2 – сливной сетчатый фильтр с предохранительным клапаном; 3 – заливная горловина маслобака; 4 – толкатель клапана опускания платформы; 5 – гидроцилиндр; 6 – клапан опускания платформы; 7 – кран управления; 8 – предохранительный клапан крана управления; 9 – обратный клапан; 10 – насос шестеренный; 11 – рычаг управления КОМ; 12 – коробка отбора мощности; 13 – шестерня заднего хода коробки передач автомобиля; 14 – рычаг управления КУ

Подъемный механизм самосвалов КраЗ показан на рисунке 1.6. Отбор мощности осуществляется от шестерни 11 раздаточной коробки через коробку отбора мощности 9, установленную на специальном люке раздаточной коробки. Гидронасос 1 приводится во вращение карданной передачей 8. В нагнетательной магистрали 4 установлен обратный клапан 3. Кран управления 7 имеет три положения: I – нейтраль, II – подъем платформы и III – опускание платформы. Рабочую жидкость заливают в штоковую полость гидроцилиндров 6. В гидравлическую систему входят всасывающий 2, нагнетательный 4 и сливной 5 трубопроводы.

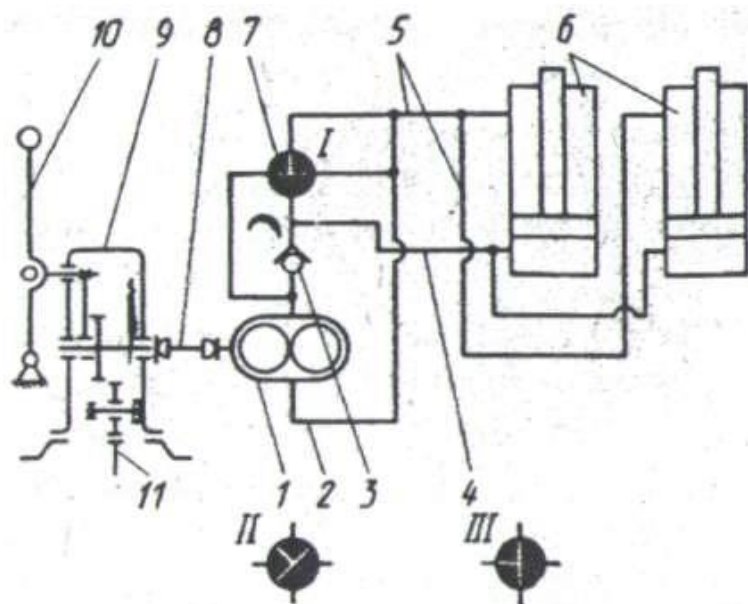


Рисунок 1.6 – Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма с двумя гидроцилиндрами поршневого типа автомобилей КрАЗ

Управление подъемным механизмом осуществляется двумя рычагами, расположенными в кабине водителя: один рычаг служит для переключения крана управления, другой 10 – для включения коробки отбора мощности. Гидроцилиндры 4 расположены наклонно и качаются на оси 7, закрепленной в надрамнике 9. В опорной головке каждого цилиндра выполнены каналы для подвода рабочей жидкости; один из них соединен с верхней полостью цилиндра, другой – с нижней (трубой 5 и двумя отверстиями в стенке цилиндра). Поршни цилиндров со штоками 8 соединены с рычажным механизмом.

К фланцам опорных головок присоединена распределительная головка 3 с каналами для соединения цилиндров и масляного насоса 1, управляемого краном 6 и имеющего перепускной клапан 2. Рычажный механизм состоит из балансира 10 и рычагов. Штоки 8 присоединены к балансиру шарнирно, а балансиры рычагами шарнирно соединены с основанием платформы. Платформа наклоняется только назад, на угол, не превышающий  $60^\circ$ .

Основные агрегаты подъемного механизма представлены на рисунке 1.7.



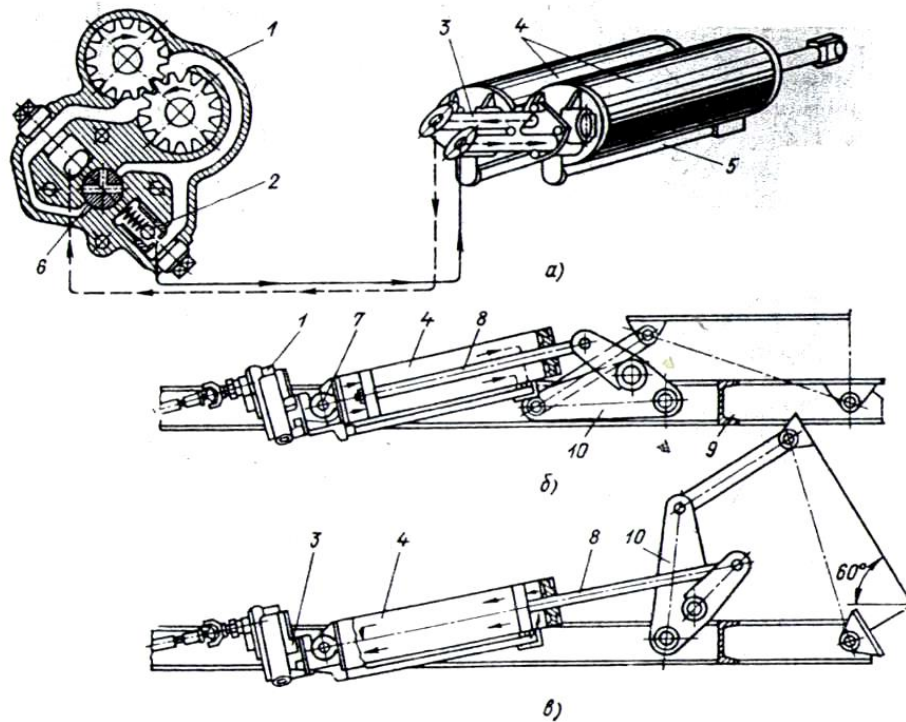


Рисунок 1.7 – Основные агрегаты подъемного механизма самосвала КрАЗ:  
*а* – распределение масла по цилиндрам (стрелки указывают направление потока масла);  
*б* и *в* – положение цилиндра соответственно в момент начала подъема и начала опускания платформы

Подъемный механизм самосвала МАЗ состоит из двух телескопических гидроцилиндров 8, спаренных трубопроводами и закрепленных шарнирно одним концом на раме (рисунок 1.8).

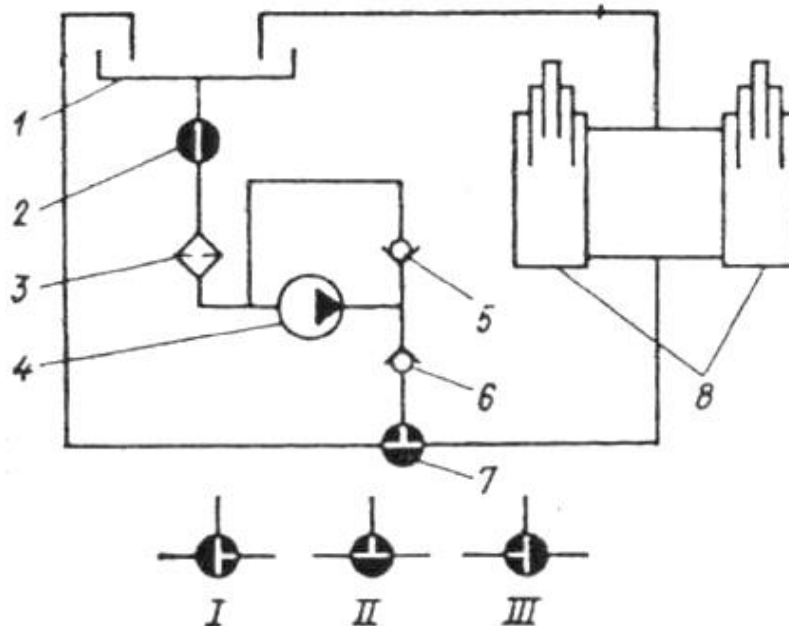


Рисунок 1.8 – Принципиальная схема подъемного механизма с двумя телескопическими гидроцилиндрами



Штоки цилиндров соединены непосредственно с платформой. Шестеренный насос 4 приводится в действие от коробки отбора мощности через карданную передачу и подает масло через обратный клапан к трехходовому крану 7 управления. Между насосом 4 и краном 7 установлен обратный клапан 6.

Кран управления может иметь три положения: I – подъем платформы; II – опускание платформы; III – остановка платформы в любом положении при подъеме и опускании. При достижении цилиндрами крайнего верхнего положения в их стенках открываются перепускные окна, масло из цилиндров поступает в бак, и обеспечивается автоматическое прекращение подъема платформы. Масляный бак 1 через перекрывающий кран 2 и фильтр 3 соединен с насосом, который имеет предохранительный клапан 5.

Максимальный угол наклона платформы  $65^\circ$ ; для предохранения от запрокидывания и возврата платформа оборудована пружинно-цепным ограничительным устройством.

Автомобили-самосвалы ЗИЛ имеют возможность производить разгрузку на боковые стороны и назад, а также работать с самосвальным прицепом, для чего они снабжены буксирным прибором, гидро-, пневмо- и электровыводами. На рисунке 1.9 представлена принципиальная схема гидравлического подъемного механизма самосвала ЗИЛ.

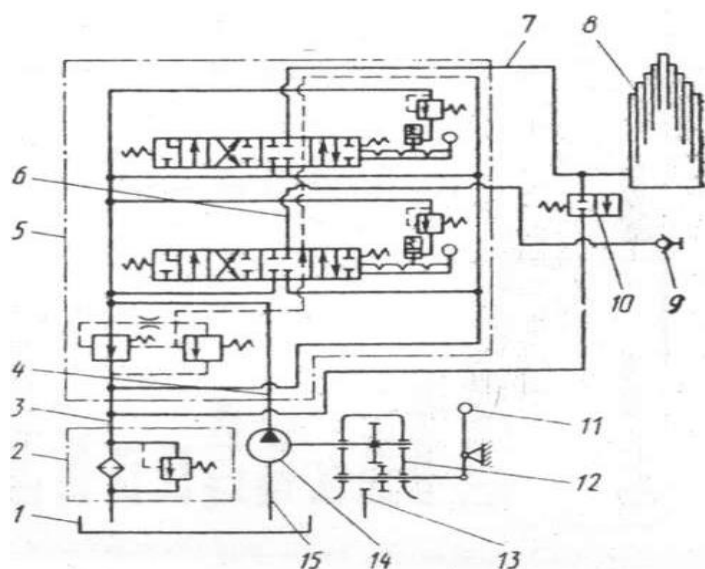


Рисунок 1.9 – Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма с распределителем

Механизм имеет гидробак 1, фильтр с перепускным клапаном 2, сливной трубопровод 3, нагнетательный трубопровод 4, распределитель 5 для управления разгрузкой платформы автомобиля-самосвала и прицепа самосвала, трубопроводы высокого давления 6 и 7, гидроцилиндр 8, запорное устройство 9 для подсоединения гидравлической системы прицепа, ограничительный клапан 10 для ограничения угла наклона платформы, рычаг 11 коробки отбора мощности 12, шестерню коробки передач 13, насос 14, всасывающий трубопровод 15.

Самосвалы Камского объединения по производству большегрузных автомобилей имеют подъемные механизмы с дистанционным (кнопочным) управлением. Необходимость дистанционного управления подъемным механизмом обусловлена тем, что автомобили семейства КамАЗ имеют откидывающуюся кабину, это затрудняет применение механического привода. Кнопочное управление значительно облегчает работу водителя, но при этом усложняется конструкция и снижается надежность.

Гидроцилиндры расположены перед платформой (КамАЗ – 5511) или под платформой (КамАЗ-55102). На рисунке 1.10 приведена принципиальная схема гидравлического подъемного механизма автомобиля – самосвала КамАЗ-5511.

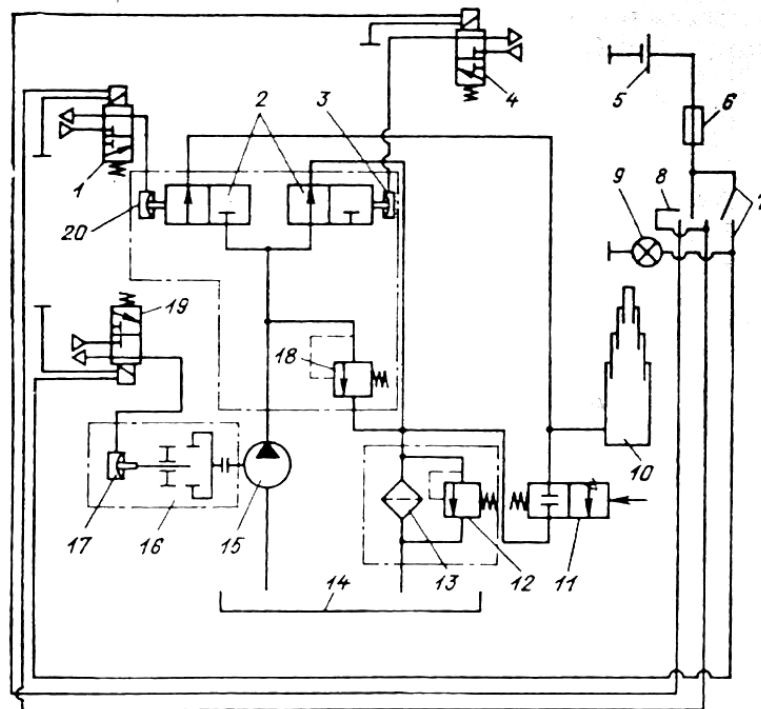


Рисунок 1.10 – Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма платформы самосвала КамАЗ-5511

Механизм состоит из гидроцилиндра 10, расположенного перед платформой, насоса 15, коробки отбора мощности 16, крана управления 2, масляного бака 14 с фильтром 13 и предохранительным клапаном Ш, электропневмоклапанов 4 и 19, пневмокамер 3, 17 и 20, клапана ограничения; угла подъема платформы И, выключателя 7 коробки отбора мощности, переключателя подъема – опускания платформы 8, контрольной лампы 9 включения коробки отбора мощности, предохранительного клапана 18 гидравлической системы, источника тока 5 (24 В) и предохранителя 6.

Самосвал КамАЗ-55102 кроме унифицированных с самосвалом КамАЗ-5511 узлов имеет запорное устройство, предназначенное для соединения гидравлической системы тягача с гидравлической системы прицепа, и распределитель, служащий для распределения поток масла между гидроцилиндром тягача и гидроцилиндром, который расположен под платформой.

#### **1.1.4 Гидравлические цилиндры для самосвальных платформ**

На современных автомобилях-самосвалах, а также прицепах и полуприцепах-самосвалах в качестве исполнительного органа в гидроприводе подъема платформы чаще применяют телескопические гидроцилиндры одностороннего действия двух типов: буртовые и безбуртовые, которые отличаются конструкцией уплотнительных и направляющих элементов и технологией изготовления.

*Буртовый гидроцилиндр* автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554ЛШ| с пятью выдвигными звеньями в качестве примера показан на рисунке 1.11 Осевое усилие от звена к звену передается разрезными упорными кольцами 17 круглого сечения. Ход выдвигных звеньев осуществляется до упора торцовых поверхностей буртов, выполненных на наружных поверхностях звеньев, в соответствующие поверхности буртов, выполненных на внутренних поверхностях корпуса и звеньев.

В верхней части корпуса 9 и выдвигных звеньев 13 (кроме звена наименьшего диаметра) установлены верхние чугунные направляющие 12,

каждая из которых состоит из трех частей — секторов; резиновые уплотнительные кольца 11 круглого сечения, имеющие стандартизованные размеры; защитные кольца 10 из фторопласта и резиновые грязесъемники 8. В нижней части выдвижных звеньев установлены нижние чугунные направляющие 16, каждая из которых состоит из двух частей (полуколец). Защитные фторопластовые кольца, установленные над уплотнительными кольцами в одной с ними проточке, повышают долговечность уплотнений. Внутренняя полость гидроцилиндра закрыта днищем 26, установленным посредством резьбового соединения и уплотнительного кольца 18 на корпусе 9.

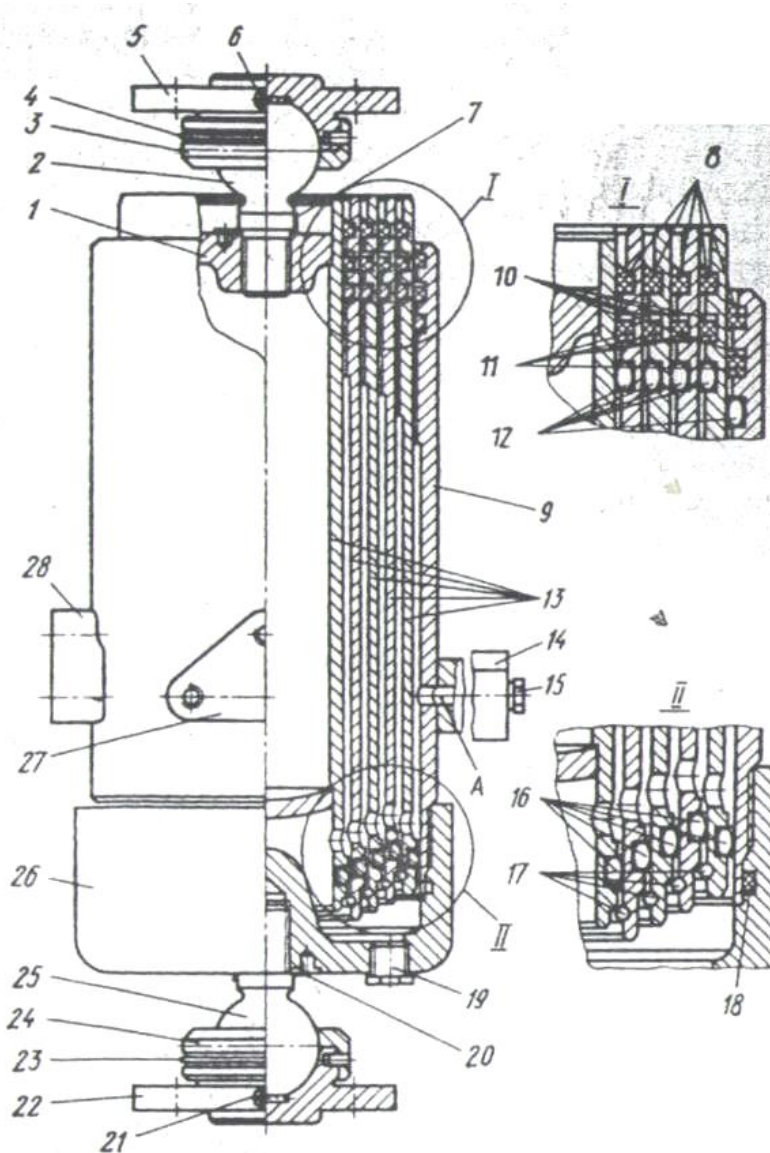


Рисунок 1.11 – Буртовой гидроцилиндр

Рабочая жидкость к гидроцилиндру подается через отверстие А, выполненное в штуцере 14 и корпусе 9. При транспортировании и хранении гидроцилиндра отверстие А закрывают пробкой 15.

Для проведения диагностических работ, технического обслуживания, слива отстоя и рабочей жидкости из гидроцилиндра в днище 26 установлена пробка 19. На корпусе 9 установлена бонка 27 для крепления толкателя механизма ограничения угла наклона платформы назад и на боковые стороны и бонка 28 для крепления кулисы механизма предохранения гидроцилиндра от вращения вокруг продольной оси.

Для крепления к надрамнику и платформе гидроцилиндр снабжен шаровыми опорами 22 и 5, закрепленными на шаровых В головках 25 и 2 с помощью гаек 24 и 3 со стопорными кольцами 23 и 4. Шаровые головки закреплены в днище 26 и в головке 1 выдвигного звена стопорными кольцами 20 и 7. Для смазывания сферических шарниров гидроцилиндра на шаровых опорах установлены масленки 21 и 6.

Рабочие поверхности выдвигных звеньев, изготовленных из стали 35, обработаны роликовой накаткой, что обеспечивает ее упрочнение и высокую чистоту поверхности, это позволяет повысить длительность эксплуатации и надежность уплотнительных колец.

*Безбуртовый гидроцилиндр* (самосвал КамАЗ-5511) показан на рисунке 1.12.

Отличительной особенностью такого гидроцилиндра является отсутствие выступающих буртов на наружных поверхностях звеньев и на внутренних поверхностях корпуса и звеньев. Отсутствие буртов обусловило и оригинальную, несколько более сложную конструкцию уплотнительных и направляющих элементов. В корпусе 15 гидроцилиндра размещены выдвигные звенья 16, ход которых при выдвигении ограничивается стопорными кольцами 17, а при движении вниз – стопорными кольцами 12 и днищем 1.

Направляющими для выдвигных звеньев служат латунные полукольца 13 и втулки 20, которые удерживаются стопорными кольцами 19. Для увеличения срока службы гидроцилиндра наружные поверхности выдвигных звеньев под-

вергнуты накатке, покрыты хромом и отполированы. Уплотнение выдвигных звеньев осуществляется резиновыми манжетами 22, находящимися между проставками 23 и защитными кольцами 21. От попадания пыли и грязи извне полость гидроцилиндра защищена грязесъемниками 24. Грязесъемник (II, рисунок 1.10) состоит из манжеты и кольца. Снизу в корпус 15 вставлено днище 1 с уплотнительным кольцом 2, буртик днища соединен с буртиком корпуса полукольцами 10. Полукольца соединены хомутом 11, скрепленным болтом 3 с стопорной шайбой 4.

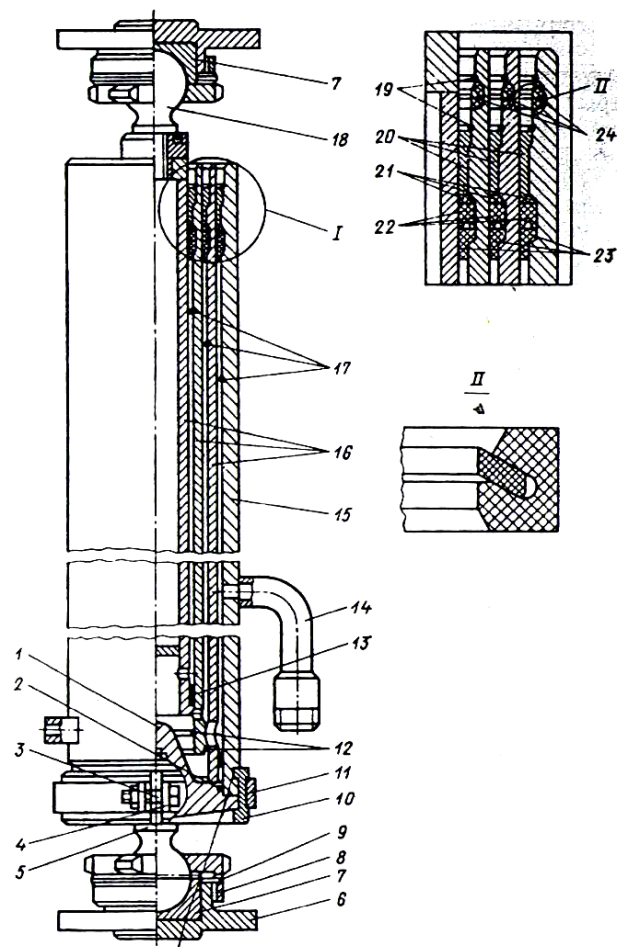


Рисунок 1.12 – Безбуртовый гидроцилиндр

Гидроцилиндр имеет шаровые головки 18; сферическая часть головки гайкой 8 укрепена в опоре гидроцилиндра 6. Металлические вкладыши 7 обеспечивают работу этого соединения без смазочного материала; гайка крепления шаровой опоры застопорена пружинным кольцом 9; к корпусу гидроци-

линдра приварен патрубок 14 с резьбовым концом, к которому крепится шланг высокого давления. На днище 1 укреплен шаровая головка 5.

Гидроцилиндр подъемного механизма самосвалов семейства МАЗ телескопический (рисунок 1.13).

Он состоит из корпуса 21 и выдвигаемых звеньев 22, 23, 24. Уплотнение выдвигаемых звеньев осуществляется с помощью резиновых колец 13, 14, 18 круглого сечения, размещенных в канавках направляющих гильз 8, 10, 20, с уплотнительными кольцами 15, 17, 19. От попадания грязи и пыли извне уплотнительные кольца подвижных звеньев защищены резиновыми грязесъемниками 11, 12, 16.

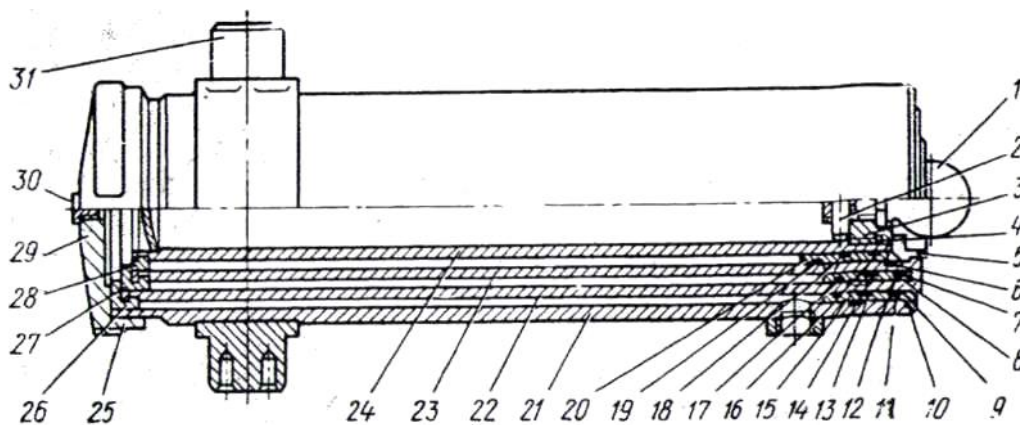


Рисунок 1.13 – Гидроцилиндр

Направление выдвигаемых звеньев и ограничение их хода достигается с помощью верхних направляющих гильз 8, 10, 20, закрепленных в звеньях стопорными кольцами 6, 7, 9, и направляющих полуколец 26, 27, 28, которые закладываются в канавки в нижней части подвижных звеньев. Наружные поверхности выдвигаемых звеньев подвергнуты поверхностной закалке, хромированы и отполированы. Внутренняя полость гидроцилиндра закрыта днищем 29, установленным посредством резьбового соединения на корпусе 21. Уплотнение обеспечивается резиновым кольцом 25. Крышка имеет сливную пробку 30. К корпусу 21 приварен хомут 1 с цапфами 31, с помощью которых цилиндр устанавливается и поворачивается в постелях качающейся опоры, которая в свою

очередь, может поворачиваться во втулках поперечин рамы, образуя шарнир карданного типа.

Гидроцилиндр имеет верхнюю шаровую опору. Для этого в переходнике 3 выдвижного звена 24 с помощью штифта 2 закреплен шаровой палец 1, который крепится к сферической пяте платформы с помощью гайки 5.

## 1.2 Анализ средств безопасности грузовых платформ строительных транспортных машин

Выполненный анализ литературных и патентных источников, содержащих описание современных технических методов и средств, предотвращающих самопроизвольное опускание грузовых самосвальных платформ, позволяет, исходя из основных требований к техническим средствам обеспечивающим безопасность труда операторов работающих на самосвальной технике, классифицировать эти средства (рисунок 1.14).



Рисунок 1.14 – Классификация технических средств безопасности грузовых самосвальных платформ



### 1.2.1 Анализ механических средств безопасности

К основным механическим средствам, предотвращающим самопроизвольного опускания грузовых платформ самосвальной техники, относятся средства, обеспечивающие безопасность работы оператора с помощью различных опорных стержней, стоек, платформ, фиксирующих узлов и других предохранительных упорных элементов.

На рисунке 1.15 представлен упор для самосвальной платформы.

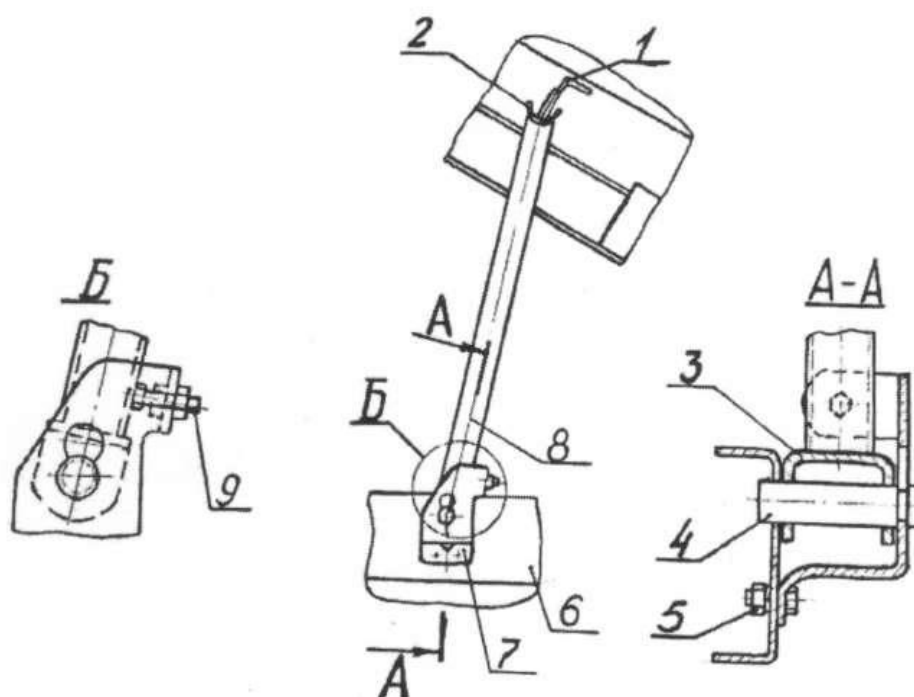


Рисунок 1.15 – Упор платформы автомобиля-самосвала:

- 1 – верхняя опора; 2 – скоба; 3 – вилка; 4 – ось;
- 5 – дополнительная опора; 6 – лонжерон надрамника; 7 – кронштейн;
- 8 – стойка; 9 – регулировочный болт.

Для установки порожней платформы на упор необходимо полностью поднять платформу назад и зафиксировать ее в этом положении, переведя рукоятку гидрораспределителя в нейтральное положение, установить рычаг коробки отбора мощности в переднее положение, выйти из кабины, установить упор с наклоном назад, чтобы стойка 8 опиралась в головку регулировочного болта 9, войти в кабину, медленно опустить платформу. При опускании верхняя опора должна опереться на скобу 2.

Преимуществом является повышение безопасности оператора в случае самопроизвольного опускания грузовой платформы в случае повреждения рукава гидропривода, а также простота изготовления.

Недостаток – недостаточная надежность устройства; выход оператора для установки упора в опасную зону.

Упоры платформ, применяемые и на других автомобилях и прицепах- самосвалах, не имеют принципиальных конструктивных отличий, от описанного выше.

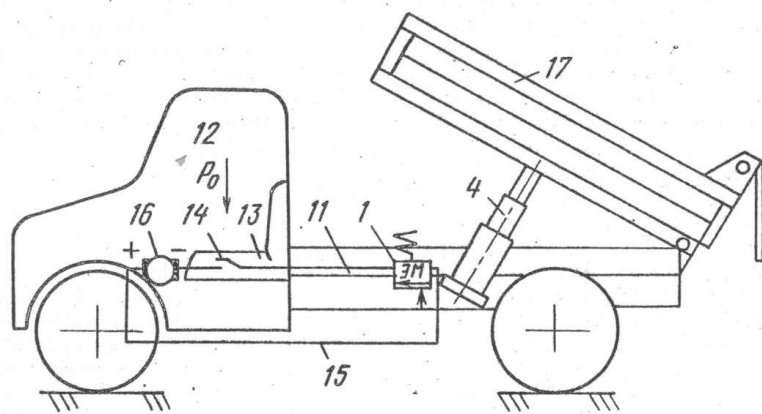
К механическим средствам предотвращения самопроизвольного опускания грузовых платформ также относятся устройства, разработанные: Ветцел Вилхелм, Вишняковым Ю.А., Шнайдером А.И., Смирновым В.С., Фирсовым Н.В., Курач В.В., Барановским А.И., Сметаевым С.Д., Нестеренко А.М., Нестеровским В.Г., Кунец В.И., Белагой Я.Б., Пилипенко А.Д., Волковым В.В., Глушенко А.Д., Славинским Е.В., Белагой Я.Б., Грищенковым Г.И., Канашка Д.И., Глущенко А.Д., Сливинским Е.В., Тульчинским Н.Н., Мелик – Саркисянц А.С., Омельченко А.С., Степановым Л.А., Арутюняном А.Р., Шаманиным А.В. другими.

### **1.2.2 Анализ электрических средств безопасности**

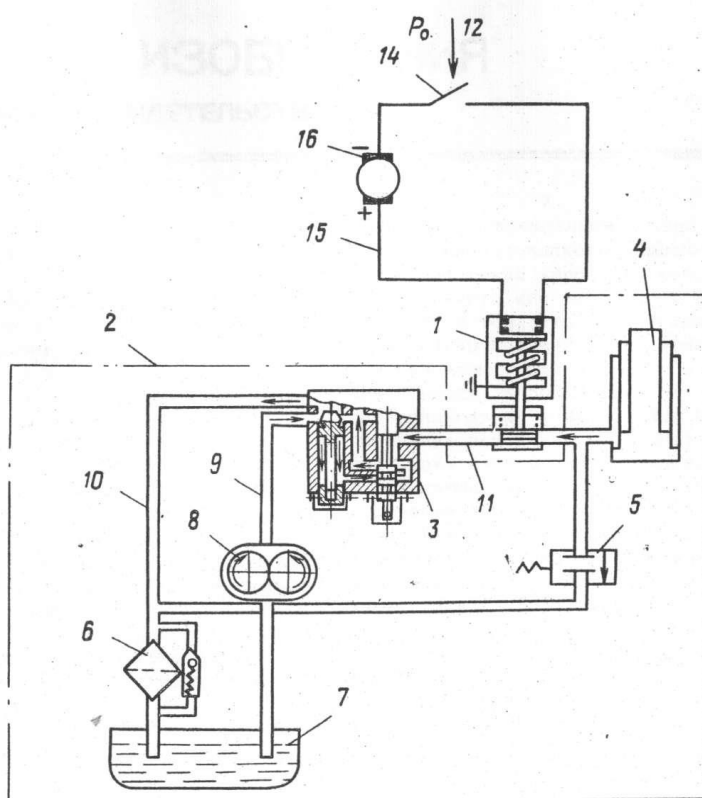
Канашка Д.И., Клясменя И.Я. разработали блокировочное устройство гидравлического подъемника кузова самосвала (рисунок 1.16, а.с. SU 1567421 А1).

К преимуществам данного устройства следует отнести его способность повысить безопасность операторов в случае самопроизвольного опускания кузова самосвала или тракторного прицепа, вызванного, к примеру, утечкой масла.

Безопасность обеспечивается тем, что устройство дополнительно снабжено электромагнитным клапаном, установленным в гидрролинии между гидрораспределителем и гидроцилиндром и включенным в дополнительную цепь электропитания источника тока автомобиля последовательно с замыкающим контактом, размещенным в сидении оператора.



а)



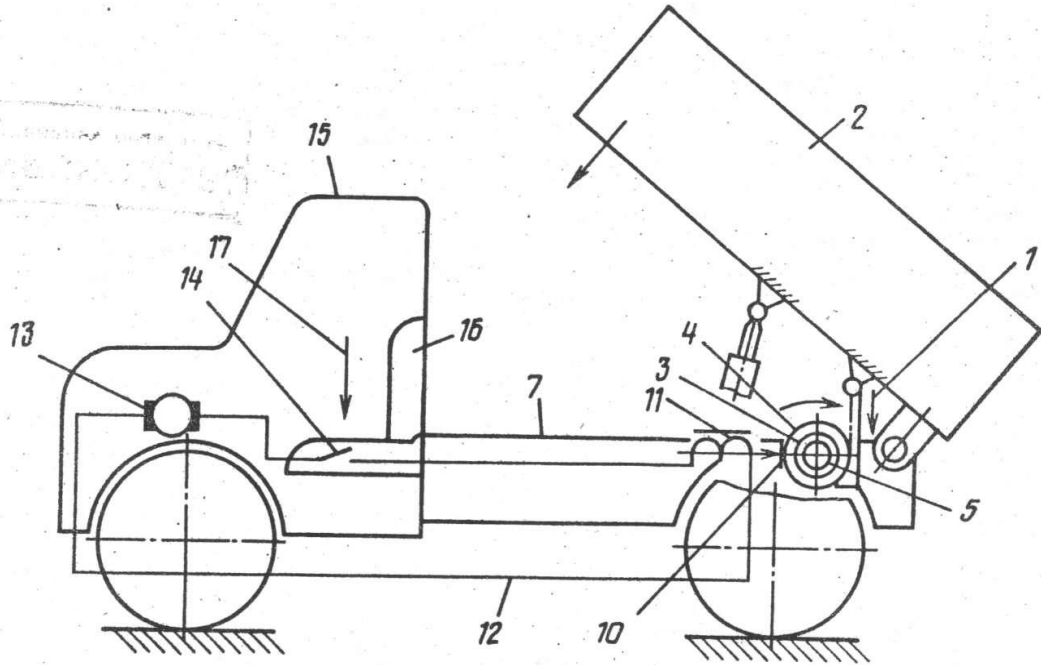
б)

Рисунок 1.16 – Принципиальная схема устройства гидравлического подъемника кузова самосвала, исключающая травматические ситуации:  
а – размещение схемы на автомобиле; б – схема включения устройства в гидросистему.

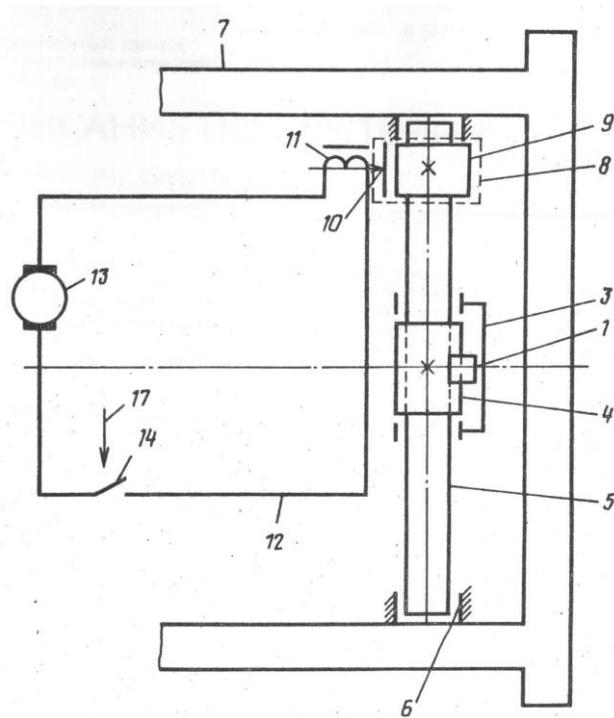
Другим важнейшим преимуществом работы узла, является то, что оператор обязательно должен находиться в кабине и своей массой замыкать контакты. Таким образом, автоматически исключается его нахождение в опасной зоне при операциях подъема и опускании платформы.

### 1.2.3 Анализ электромеханических средств безопасности

Канашка Д.И., Махин В.П. разработали устройство для блокирования самосвальной платформы транспортного средства (рисунок 1.17, а.с. SU 1586935 А1).



а)



б)

Рисунок 1.17 – Устройство для блокирования самосвальной платформы транспортного средства: а – компоновка схемы на машине; б – принципиальная схема устройства

К электромеханическим средствам предотвращения самопроизвольного опускания грузовых платформ также относится устройство, разработанное Канашка Д.И., Клясменя И.Я., которые разработали устройство для торможения самопроизвольного опрокидывания кузова самосвала (а.с. SU 1689148 А1).

### 1.2.4 Анализ гидравлических средств безопасности

Одним из гидравлических средств предотвращения самопроизвольного опускания грузовых платформ является устройство для ограничения скорости опускания кузова самосвала (а.с. SU 1049291 А) является устройство, приведенное на рисунке 1.18.

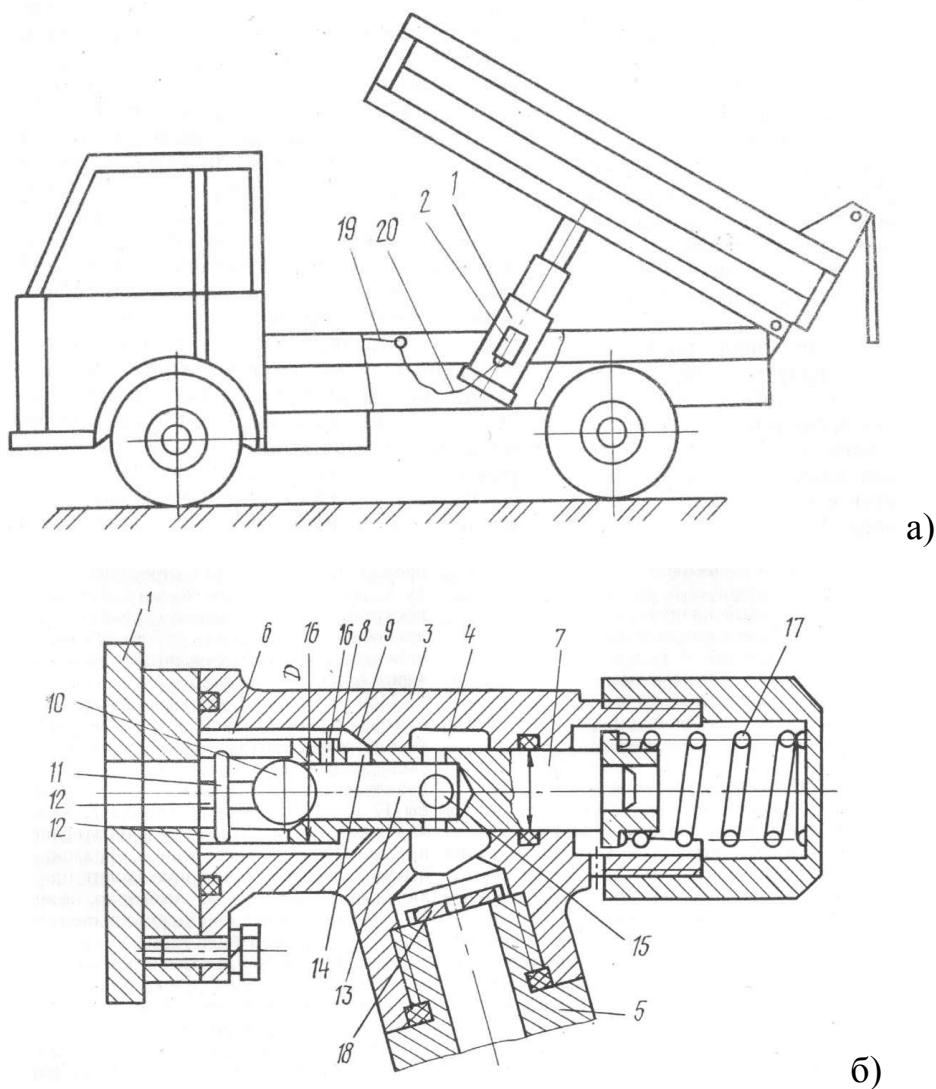


Рисунок 1.18 – Автомобиль-самосвал с гидравлическим опрокидывающим механизмом, снабженным предлагаемым устройством

В случае аварийного разрыва шланга 20 (рисунок 1.18а) или другого нарушения герметичности гидросистемы устройство обеспечивает безопасность за счет дросселирования потока рабочей жидкости, обеспечивается плавное опускание платформы, а, следовательно, и выполнение требований техники безопасности.

### **1.3 Правила техники безопасности при эксплуатации автомобиля – самосвала**

В процессе эксплуатации автомобиля – самосвала необходимо строго выполнять следующие правила техники безопасности:

1. Запрещается работать на автомобиле – самосвале лицам, не прошедшим инструктаж по технике безопасности.

2. Запрещается выполнять работу по техническому обслуживанию автомобиля – самосвала под опрокинутой платформой без установки платформы на предохранительный упор, находящийся на левом лонжероне надрамника.

3. Запрещается выполнять любые ремонтные работы, снимать детали, узлы и агрегаты, разъединять трубопроводы и т. д., если под платформой, кроме установленного предохранительного упора, не поставлены дополнительные ремонтные упоры (распорные стойки, металлические башмаки), надежно фиксирующие платформу от падения. Дополнительные упоры являются ремонтным оборудованием, предприятием не изготавливаются и к автомобилю – самосвалу не прикладываются.

4. Запрещается устанавливать груженую или не полностью разгруженную платформу на предохранительный упор.

5. Запрещается находиться под платформой во время ее опрокидывания или опускания.

6. Запрещается разгружать автомобиль – самосвал на неровных и наклонных площадках.

7. Запрещается продолжать разгрузку платформы при появлении признаков потери боковой устойчивости автомобиля-самосвала.

8. Запрещается оставлять автомобиль – самосвал с опрокинутой платформой.

9. Запрещается перевозить людей в платформе.

10. Запрещается производить первую установку платформы на предохранительный упор без проверки правильности его регулировки. Порядок регулировки упора изложен в разделе «Упор платформы» настоящего руководства.

11. Запрещается производить установку платформы на предохранительный упор при расположении автомобиля – самосвала на неровной площадке.

12. Запрещается находиться в зоне поворота боковых и заднего бортов при открывании их запоров.

13. Запрещается производить разгрузку платформы с закрытым бортом со стороны опрокидывания.

14. Запрещается находиться посторонним лицам ближе 4-х метров от автомобиля-самосвала при опрокидывании платформы.

15. С целью очистки платформы от остатков или не полностью свалившегося груза запрещается залезать на поднятую платформу или находиться под ней.

16. Разгрузку сельскохозяйственных грузов, склонных к зависанию (силосная масса, измельченная трава, навоз с соломой), производить опрокидыванием платформы только назад, так как разгрузка на боковую сторону может привести к потере устойчивости автомобиля-самосвала.

17. Установку и регулировку механизма облегчения закрывания боковых основных бортов производить только при транспортном положении боковых бортов платформы. Во избежание травмирования при открывании бокового борта запрещается находиться в зоне расположения пружины облегчения закрывания со стороны открываемого борта.

18. При техническом обслуживании необходимо обращать особое внимание на состояние узлов, непосредственно влияющих на безопасную эксплуатацию автомобиля – самосвала:

– следить за исправностью предохранительного упора платформы;

– следить за состоянием крепления гидроцилиндра, запасного колеса, шлангов высокого и низкого давления;

– следить за состоянием крепления заднего противоподкатного бруса и боковой защиты.

19. При работе с горюче – смазочными материалами (заливка топлива, смазка узлов и механизмов и т. п.) необходимо выполнять требования техники безопасности, изложенные в ГОСТ 12.1.004-91, а также требования взрывобезопасности, изложенные в ГОСТ 12.1.010-76.

20. Погрузочно-разгрузочные работы при перевозке разных грузов (несыпучих, штучных и т. п.) следует выполнять в соответствии с требованиями ГОСТ 12.3.002-75.

21. При техническом обслуживании узлов и механизмов шасси необходимо выполнять требования техники безопасности, изложенные в руководстве по эксплуатации автомобилей ГАЗ-3307 и ГАЗ-3309.

22. При техническом обслуживании и ремонте самосвальной установки необходимо также дополнительно соблюдать соответствующие правила по технике безопасности.

#### **1.4 Землеройно – транспортные машины в строительстве**

Землеройно-транспортными машинами называют такие машины, которые одновременно с послойным резанием грунта осуществляют его перемещение и разгрузку. Эти машины обладают высокими транспортирующими возможностями и могут перемещать грунт на расстояние нескольких сот метров и даже нескольких километров.

Таким образом, в землеройно – транспортных машинах в одном агрегате совмещены функции землеройного и транспортного оборудования. Движение рабочего органа машины производится перемещением всей машины под действием тягача или собственного двигателя.

По типу рабочего органа и технологическому назначению землеройно-транспортные машины разделяют на ковшовые (рис. 1.19,а) и ножевые (рис. 1.19,б).



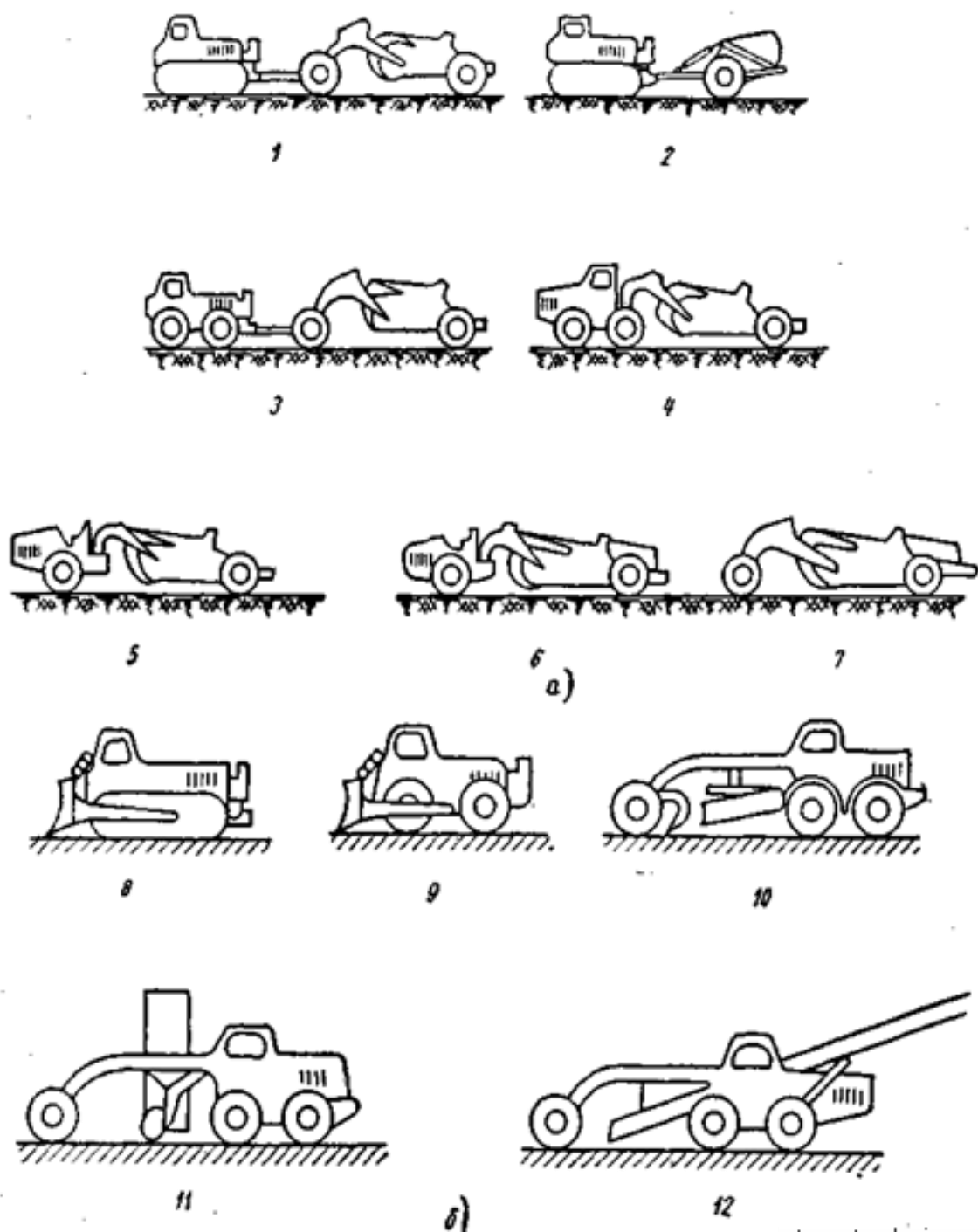


Рисунок 1.19 – Схемы землеройно-транспортных машин: а) – ковшовые; б) – ножевые; 1 – скрепер прицепной двухосный гусеничный; 2 – скрепер прицепной одноосный; 3 – скрепер прицепной двухосный колесный; 4 – скрепер полуприцепной одноосный с колесным двухосным (седельным) тягачом; 5 – скрепер полуприцепной одноосный с одноосным тягачом; 6 – скрепер полуприцепной с одноосным тягачом с дополнительным двигателем, для привода задней оси; 7 – скрепер колесный самоходный; 8 – бульдозер гусеничный; 9 – бульдозер колесный; 10 – автогрейдер; 11 – грейдер – элеватор; 12 – диагональный грейдер – элеватор (струг)

К ковшовым машинам относятся скреперы, к ножевым – бульдозеры, грейдеры, грейдер – элеваторы или струги.

Рабочим органом скрепера является ковш, установленный обычно на пневмоколесах, иногда – на гусеницах. Скреперы обладают наиболее высокой транспортирующей способностью.

Рабочим органом ножевых машин является нож с отвалом для направления срезаемого грунта, установленным на тракторе или специальном колесном шасси.

Ножевые машины, срезая грунт, ‘накапливают его перед отвалом и перемещают образовавшуюся при этом призму грунта по поверхности забоя волоком, а потому с большим сопротивлением и потерями. Поэтому пределы экономически целесообразного расстояния, на которое производится перемещение грунта ножевыми машинами, обычно не превышают 100 – 200 м.

Землеройно – транспортные машины могут быть прицепными, полуприцепными и самоходными, за исключением бульдозеров, которые выполняются в виде навесного оборудования на тракторе или специальном шасси.

Наибольшее развитие получили два типа землеройно – транспортных машин: бульдозеры и скреперы.

Бульдозеры классифицируют:

а) по мощности и силе тяги базовой машины;

б) по конструкции и способу крепления рабочего органа (отвала) – с неповоротным отвалом, жестко укрепленным в положении, перпендикулярном к продольной оси базовой машины, и с поворотным отвалом (универсальные), углы установки которого можно менять в горизонтальной и вертикальной плоскостях;

в) по типу (механизма управления – с гидравлическим, канатным, смешанным и электрическим управлением;

г) по типу ходового оборудования базовой машины – на гусеничные и колесные.

Изготавливают также бульдозеры с комбинированным рабочим органом

(бульдозер – погрузчик), которые могут не только перемещать срезанный грунт, но и производить его погрузку в транспортные средства, т. е. работать как одноковшовый погрузчик, грейферный ковш и распределитель сыпучих материалов и грунта.

Бульдозеры с неповоротным отвалом перемещают разрабатываемый грунт только в направлении движения машины. Бульдозеры с поворотным отвалом могут перемещать грунт, как в направлении движения машины, так и в боковом направлении по отношению к ее движению.

Бульдозеры разрабатывают грунты всех категорий, включая гравелистые и галечниковые, взорванные и разборные скальные породы.

Основными частями каждого бульдозера являются отвал, толкающая рама и оборудование для установки отвала в рабочее или транспортное положение (рисунок 1.20).

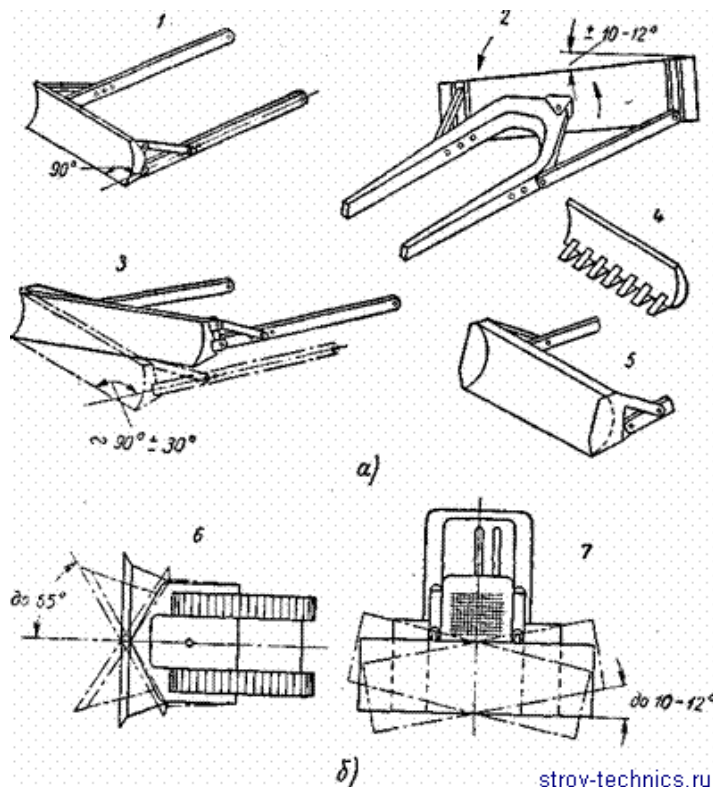


Рисунок – 1.20 – Рабочее оборудование бульдозера:

- а) – основные виды рабочего оборудования; б) – схемы установки отвала;  
 1 – отвал неповоротного бульдозера; 2 – отвал универсального бульдозера;  
 3 – поперечный перекос отвала; 4 – отвал-рыхлитель; 5 – отвал с торцовыми стенками; 6 – положение отвала в плане универсального бульдозера; 7 – пере-  
 кос отвала в вертикальной плоскости

Отвал бульдозера изготавливают из листовой стали в форме криволинейного щита, усиленного ребрами жесткости и сваренного с подножовой плитой, на которой крепятся режущие ножи или зубья.

Высота отвала, определяется силой тяги и грунтовыми условиями, для которых предназначается бульдозер.

У бульдозеров с отвалом неповоротного типа толкающая рама состоит из двух продольных толкающих балок, расположенных по обе стороны базовой машины (рисунок 1.21).

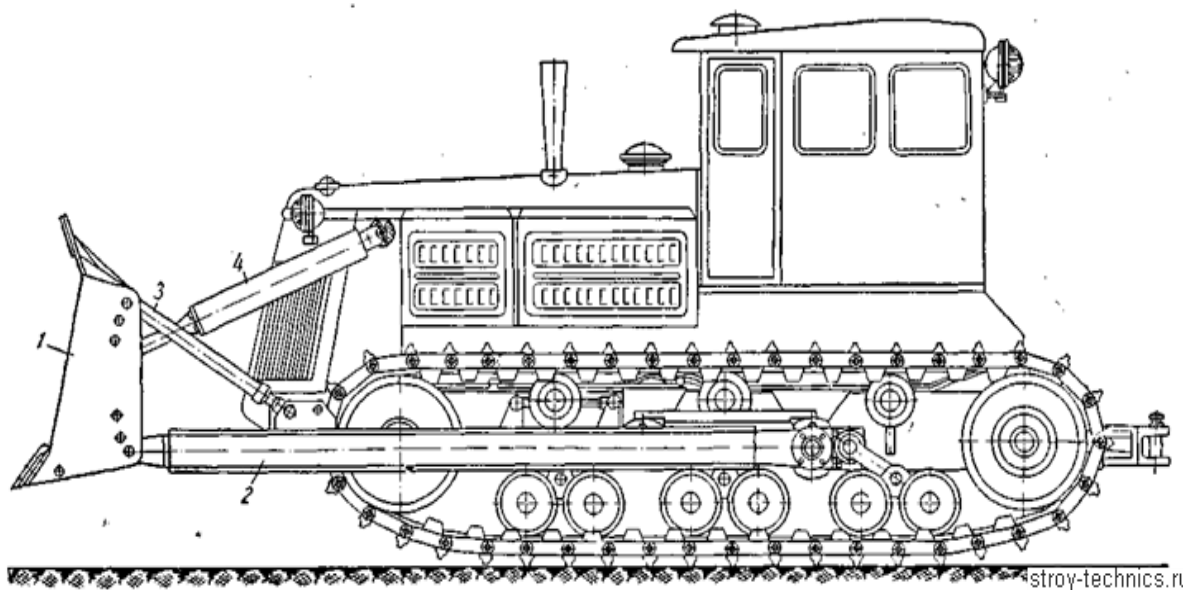


Рисунок 1.21 – Гусеничный бульдозер с отвалом неповоротного типа

У бульдозеров с гидравлическим приводом подъем и опускание отвала, а в некоторых моделях и поворот отвала в горизонтальной плоскости принудительные и производятся штоками гидроцилиндров, питаемых рабочей жидкостью от установленного на машине насоса; благодаря этому врезание ножей отвала в грунт осуществляется быстрее и на более коротком пути. Принципиальная схема гидропривода показана на рисунке 1.22.

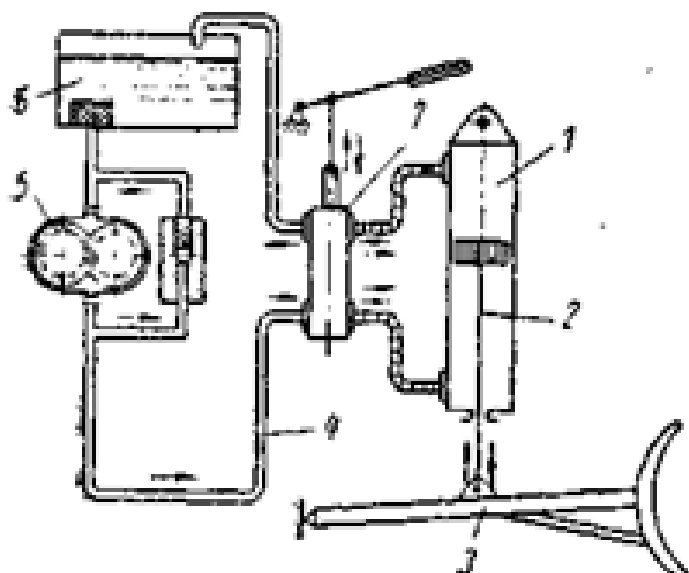


Рисунок 1.22 – Принципиальная схема гидропривода бульдозера

Гидропривод в основном состоит из одного или двух гидроцилиндров двустороннего действия, масляного насоса с мультипликатором и золотникового; распределителя.

### 1.5 Классификация экскаваторов

Широкое распространение в строительстве получили экскаваторы. Классификация одноковшовых экскаваторов представлена на рисунках (1.23)



Рисунок 1.23 – Классификация одноковшовых экскаваторов

### 1.5.1 Конструктивные решения грузоподъемных машин

В настоящее время грузоподъемные машины (ГПМ) участвуют в технологических процессах строительства зданий, сооружений, дорог и являются составной и неотъемлемой частью производственного процесса на строительных площадках. Большой вклад в развитие ГПМ внесли ученые Абрамович И.И., Александров М.П., Вершинский А.В., Зарецкий В.П., Ерохин М.Н., Ешуткин Д.М., Кафер Л.Г., Казанцев С.П., Колобов Л.Н., Козьмин Н.С., Лобов Н.А., Никольская Т.А., Полковников В.С. Ушаков Л.С. и другие.

Отечественная промышленность выпускает различные модели ГПМ, основу которых составляют краны, подъемники и вышки, разнообразного назначения и конструктивного исполнения. Краны представляют наиболее распространенную группу машин. Краны классифицируют по: конструкции, грузоподъемности, способу установки, по степени поворота.

Классификация кранов по конструкции показана на рисунке 1.24.



Рисунок 1.24 – Классификация кранов по конструкции

Классификация кранов по грузоподъемности, способу установки, степени поворота представлена на рисунке (1.25).

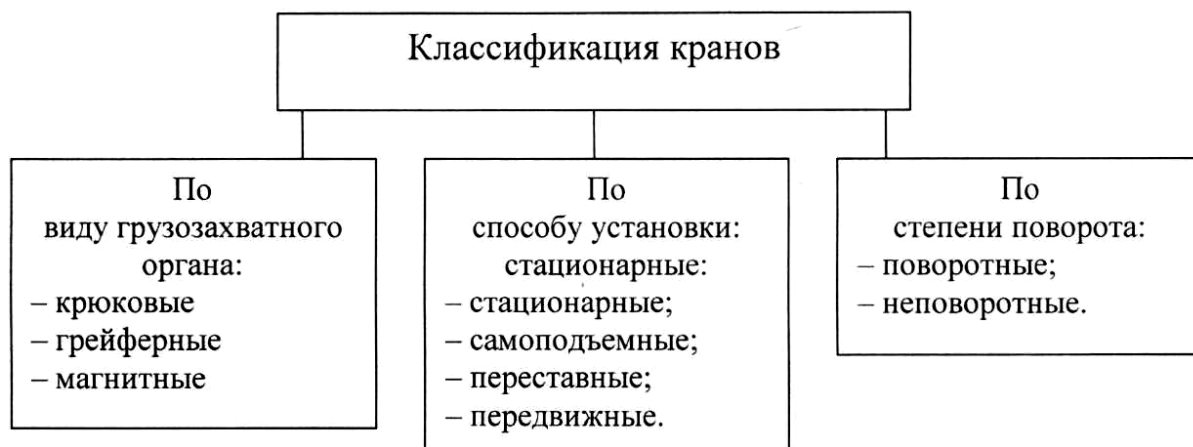


Рисунок 1.25 – Классификация кранов

Подъемник определяется как ГПМ непрерывного действия, предназначенная для перемещения людей (груза) с одного уровня на другой.

Вышка – грузоподъемная машина прерывного действия, предназначенная для перемещения людей (груза) с одного уровня на другой в вертикальном направлении.

Подъемники и вышки классифицируются по: назначению, конструкции, возможности перемещения, возможности поворота.

Классификация подъемников и вышек представлена на рисунке (1.26).



Рисунок 1.26 – Классификация подъемников и вышек

Одним из представителей колесного крана является кран КС-55717, грузоподъемностью 12 тонн, смонтирован на шасси КамАЗ-53229 (рисунок 1.27).

На кране установлена четырехсекционная телескопическая стрела длиной 9,4...27,4 м. В качестве сменного вспомогательного стрелового оборудования предусмотрен гусек шириной 7 м.

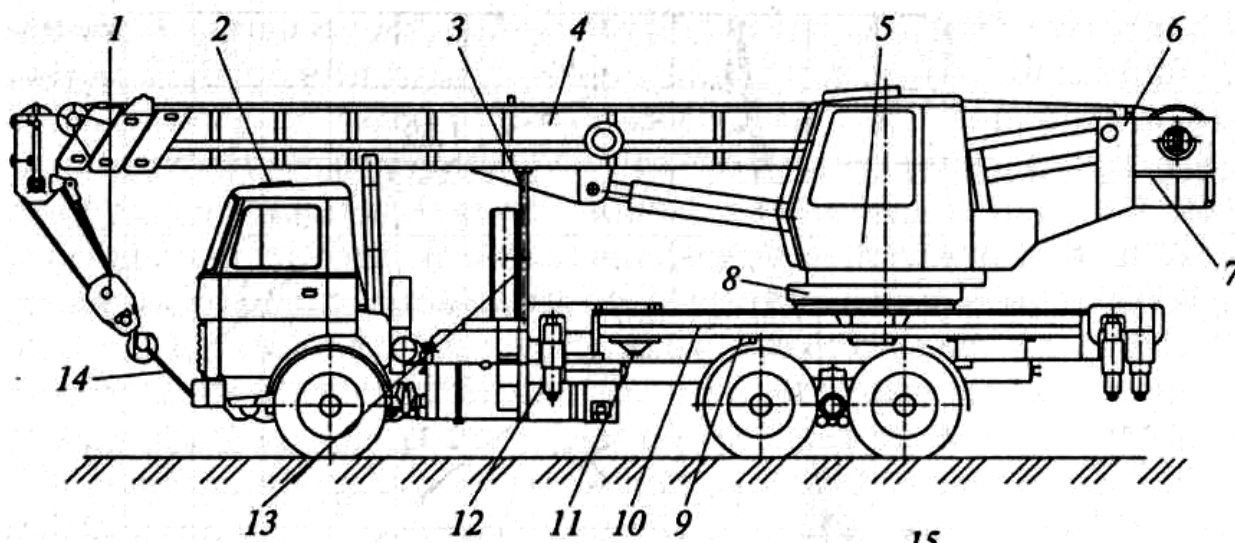


Рисунок 1.27 – Общий вид крана КС-55717А с основной стрелой

- 1 – крюковая подвеска; 2 – шасси; 3 – стойка стрелы; 4 – стрела; 5 – кабина машиниста; 6 – поворотная рама (поворотная платформа); 7 – противовес; 8 – опорно-поворотный круг; 9 – нижняя опорная рама; 10 – облицовка; 11 – подпятник; 12 – выносная опора; 13 – запасное колесо; 14 – петля;

Гидравлическая схема кранов КС-55717 позволяет выполнять подъем (опускание) груза, подъем (опускание) стрелы, выдвижение (втягивание) секций стрелы, выдвижение (втягивание) выносных опор, подъем (опускание) штоков гидроцилиндров вывешивания крана (рисунок 1.28).

Гидравлическая схема крана позволяет совмещать следующие рабочие операции: подъем груза с вращением поворотной платформы; опускание груза с вращением поворотной платформы; подъем груза с выдвижением секций стрелы; подъем груза с втягиванием секций стрелы; опускание груза с выдвижением секций стрелы; опускание груза с втягиванием секций стрелы; подъем стрелы с вращением поворотной платформы; опускание стрелы с вращением поворотной платформы; подъем стрелы с выдвижением секций стрелы; подъем стрелы с втягиванием секций стрелы; опускание стрелы с выдвижением секций стрелы; опускание стрелы с втягиванием секций стрелы.



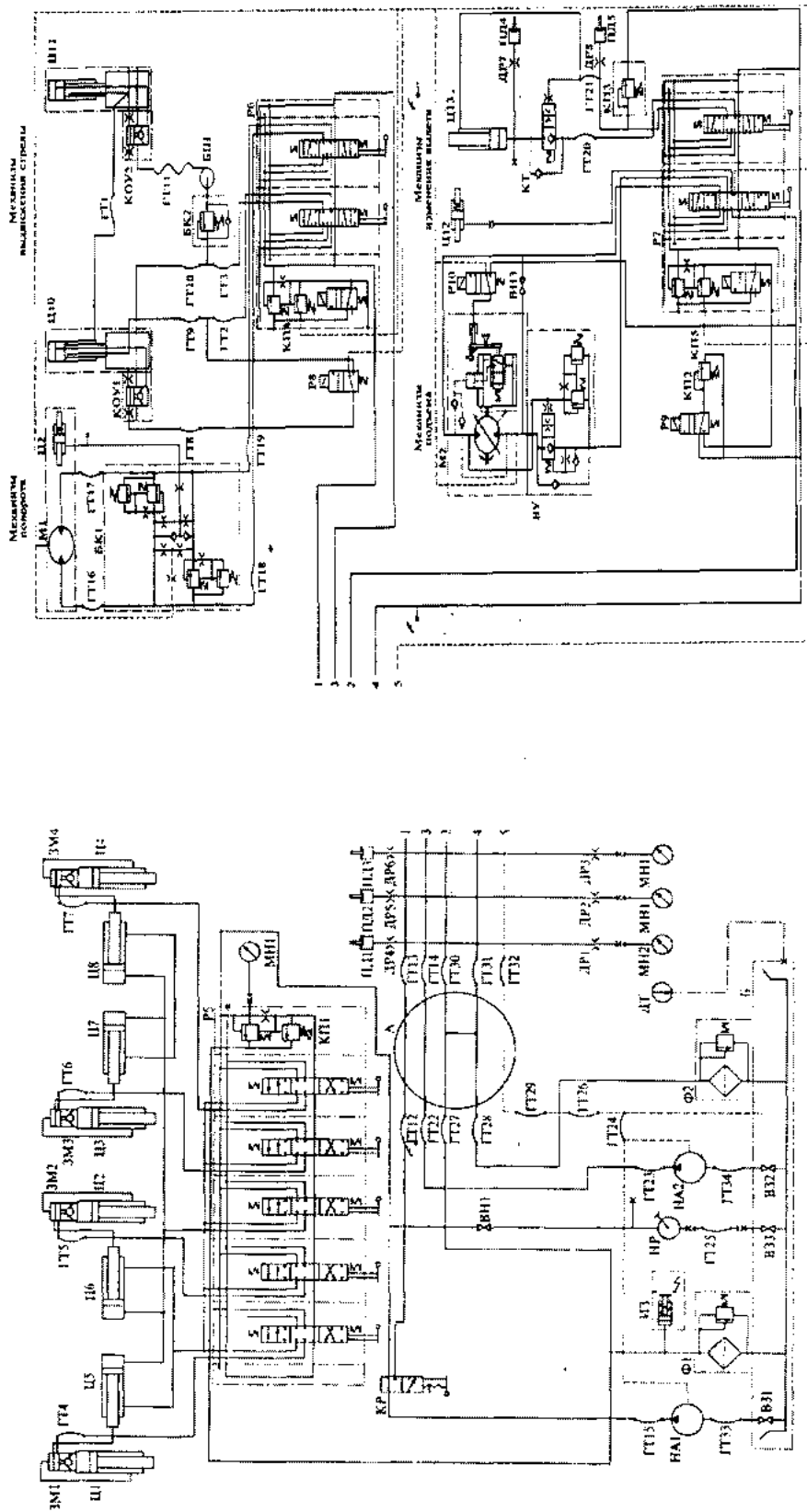


Рисунок 1.28 – Принципиальная гидравлическая схема крана КС-55717 (обозначения соответствуют документации завода-изготовителя);

А – вращающееся соединение; Б – гидробак; БК1 – гидроклапанный блок; БК2 – гидроклапанный блок; БУ – гидроблок уравновешивания; БШ – шланговый барабан; В31 – В33 – запорные вентили; ВН1, ВН3 – вентили; ГТ1 – ГТ34 – рукава гидросистемы; ДР1–ДР8 – дрессели; ДТ – датчик температуры; ЗМ1–ЗМ4 – гидрозамки; И3 – индикатор загрязнения; КОУ1, КОУ2 – обратные управляемые клапаны; КП1 – КП5 – предохранительные клапаны; КР – двухпозиционный кран; КТ – тормозной клапан; М1, М2 – гидромоторы; МН1, МН2 – манометры; НА1, НА2 – гидронасосы; НР – ручной насос; ПД1–ПД5 – преобразователи давления;

Р1–Р10 – гидрораспределители; Ф1, Ф2 – фильтры; Ц1–Ц4 – гидроцилиндры выносных опор; Ц5–Ц8 – гидроцилиндры выдвижения (втягивания) выносных опор; Ц9, Ц12 – размыкатели тормоза; Ц10, Ц11 – гидроцилиндры выдвижения секций стрелы;

Ц13 – гидроцилиндр подъема (опускания) стрелы (гидроцилиндр изменения вылета)

В зависимости от положения рукоятки управления двухпозиционного крана КР гидравлическая схема обеспечивает работу гидродвигателей механизма выносных опор или гидродвигателей механизмов Р6 и Р7, установленных на поворотной части. От гидрораспределителя Р5 поток рабочей жидкости направляется к гидроцилиндрам Ц1 — Ц8, расположенным на опорной раме, а от гидрораспределителей Р6, Р7 — к гидромоторам М1, М2 и к гидроцилиндрам Ц10, Ц11, Ц13, расположенным на поворотной раме. Давление рабочей жидкости в системе гидроцилиндров Ц1 — Ц8 ограничивается предохранительным клапаном КП1, встроенным в напорную секцию гидрораспределителя Р5.

Для автоматического запираания поршневой полости гидроцилиндра подъема стрелы при повреждении магистрали, соединяющей эту полость с гидроцилиндром датчика усилий ограничителя грузоподъемности установлен аварийный клапан (рисунок 1.29 а). Клапан работает следующим образом. При нормальных условиях работы крана клапан 2 прижат к торцу отверстия в тройнике 1 пружиной 4, а полости П и О сообщаются между собой.

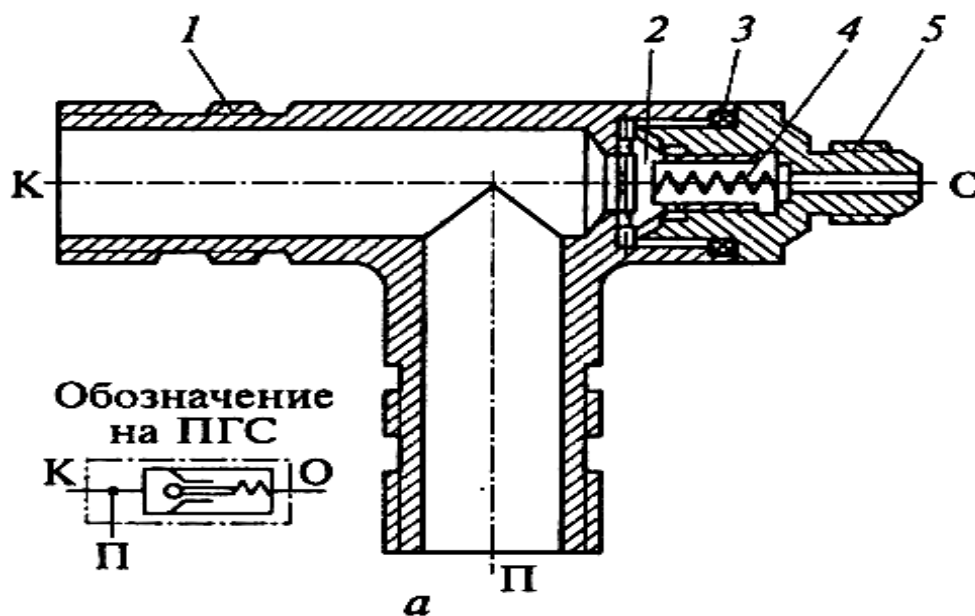


Рисунок 1.29 – Аварийный клапан:

- 1 – тройник; 2 – клапан; 3 – уплотнительные кольца; 4 – пружины; 5 – штуцеры;  
 К – к обратному управляемому клапану; О – к гидроцилиндру датчика усилий  
 ограничителя грузоподъемности;  
 П – к гидроцилиндру подъема (опускания) стрелы;

При внезапном появлении течи в магистрали подвода жидкости к датчику усилий давление в полости **О** снижается, и клапан под действием давления в полости **П** прижимается к седлу штуцера 5, закрывая проход рабочей жидкости из полости **П** в полость **О**. Открытие клапана под действием пружины происходит при давлении в полости **П** около 0,5 МПа. Для возврата клапана в исходное положение после устранения течи необходимо опустить стрелу на стойку в нижнее положение до упора штока цилиндра.

## **1.6 Мониторинг травматизма на производстве в Российской Федерации**

По прогнозу Минэкономразвития в России сохранится тенденция сокращения числа работающих на производстве, В ближайшие 10 – 15 лет здесь будет работать 50,1 млн человек, около 7 млн из которых будет занято на работах с вредными и опасными условиями труда.

По самым скромным подсчетам в России ежегодные экономические потери, связанные со смертностью, травматизмом и профессиональной заболеваемостью работников, занятых на работах с вредными и опасными условиями труда, составляют более 400 млрд руб., или 1,9% ВВП. В частности, расходы Фонда социального страхования Российской Федерации на выплату обеспечения по страхованию, то есть прямые потери в связи с несчастными случаями на производстве и профессиональными заболеваниями, за 2010 г. составили свыше 44 млрд 124 млн руб., или 0,1% от ВВП [100].

Наряду с экономическими потерями, связанными с неудовлетворительными условиями труда, производственным травматизмом и профессиональными заболеваниями, страна несет большие социальные издержки. За последние 20 лет, смертность возросла в 2,4 раза у мужчин и в 2,3 раза у женщин. Самый высокий темп прироста смертности (в 2 раза и более) у мужчин в возрасте от 25 до 50 лет, у женщин от 25 до 40 лет.

С учетом этого, становится очевидным, что одним из факторов, сдерживающих развитие экономики, снижающих качество трудового потенциала и производительность труда, является значительная численность рабочих мест с вредными и опасными условиями труда.

Среди главных причин производственного травматизма и профессиональной заболеваемости в Российской Федерации – старение производственных фондов, износ которых достигает 70%, сокращение объемов капитального и профилактического ремонта зданий, сооружений, оборудования. Слабо внедряются новая техника и безопасные технологии. Во многих организациях в нарушение Трудового кодекса Российской Федерации не введены должности соответствующих специалистов по охране труда или продолжается их сокращение. Нет должной ответственности работодателей, руководителей участков работ и других должностных лиц за состояние условий и охраны труда, производственной и технологической дисциплины.

Число пострадавших по отраслям экономики РФ представлено в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Численность пострадавших на производстве по отраслям экономики РФ

	Всего	Промышленность	Сельское и лесное хозяйство	Строительство	Транспорт
Всего пострадавших на производстве, тыс.					
2000	151,8	66,8	44,4	12,3	11,0
2001	144,7	66,0	38,7	11,7	10,7
2002	127,7	57,8	31,2	10,6	10,9
2003	106,7	50,2	23,1	9,4	8,1
2004	87,8		19,9	7,1	6,5
2005	77,7		15,9	7,2	7,9
2006	70,7		12,9	6,6	7,4
2007	66,1		10,6	6,6	7,2
2008	58,3		7,9	6,3	6,6
2009	46,1		6,7	4,9	5,6
Со смертельным исходом, тыс.					
2000	4,40	1,67	1,07	0,70	0,47
2001	4,37	1,61	1,05	0,69	0,48
2002	3,92	1,43	0,88	0,68	0,48
2003	3,54	1,26	0,77	0,67	0,4
2004	3,3	1,30	0,70	0,5	0,4
2005	3,1	1,30	0,60	0,5	0,4
2006	2,9	1,20	0,5	0,5	0,4
2007	3,0		0,5	0,6	0,4
2008	2,6		0,4	0,6	0,3
2009	2,0		0,3	0,5	0,3

Проведенные исследования показали, что большинство несчастных случаев зарегистрированных в строительстве, связано с эксплуатацией и ремонтом строительной техники. При техническом обслуживании и устранении отказов гидрофицированных составных частей и механизмов строительных машин ежегодно погибают до 30 человек, при травматической ситуации – придавливание опускающимися платформами, другими гидрофицированными частями и механизмами.

Как видно из таблицы 1, начиная с 2000 года в строительной отрасли, число пострадавших регулярно снижалось, однако это не говорит о том, что принимаемые меры по снижению числа пострадавших имели эффективное действие, в основном снижение связано с уменьшением числа занятых в строительном комплексе. Об этом свидетельствуют исследования ученых ВНИИ охраны и экономики труда Минздравсоцразвития России Пашина И.П., Панькова В.В., Михина Т.В. и других.

Основной группой причин гибели в строительной отрасли России явились нарушение требований безопасности работниками (опасные действия пострадавшего) – 39,2% погибших. В состав этой группы причин входят, прежде всего, оперирование под платформами другими гидрофицированными частями и механизмами машин находящимися в поднятом положении (30,7% погибших), применение неисправных или не использование защитных приспособлений – 3,2%, оперирование с узлами машин при работающем двигателе 10% и другие.

Сравнительно высокий травматизм – 27,2 % приходится на группу причин, связанных с технической неисправностью и конструктивными недостатками строительных машин, механизмов и оборудования. На рисунке 1.30, представлен перечень неисправностей, из которого видно, что наибольшее количество травм связано, неисправностью гидропривода.

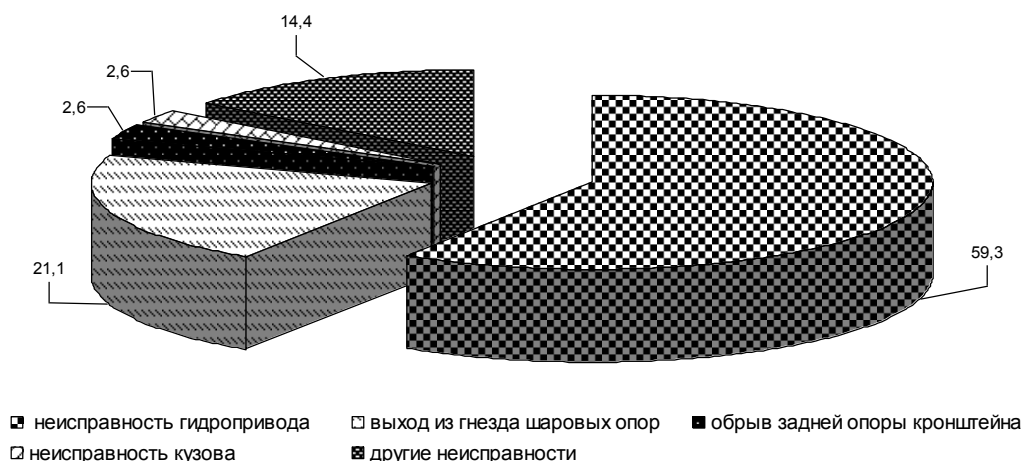


Рисунок 1.30 – Перечень неисправностей, приведших к летальному исходу пострадавших, %

Выявлено, что наиболее опасным источником травмирования стали, прицепы – самосвалы – 58,0% случаях, автомобили – самосвалы – 23, 2%; автомобили – 10,1 % и другие.

### 1.6.1 Анализ травматизма в строительной отрасли Брянского региона

Увеличение объемов строительства на территории Российской Федерации имеет свою негативную сторону, связанную с состоянием охраны труда в строительных организациях страны. По данным Федеральной службы государственной статистики (Росстата), такая отрасль экономики страны как «Строительство» регулярно входит в тройку самых опасных (таблица 1.1).

Определенную лепту в скорбную статистику травматизма вносит строительный комплекс Брянской области. Исследования, выполненные авторами, показали, что состояние охраны труда в строительной отрасли региона требуют принятия дополнительных мер по ее улучшению (табл. 1.2)

Отсутствие надлежащих условий работы приводит к высокому травматизму в строительных организациях Брянской области. За период с 2006 по 2012 год включительно, при строительстве объектов на территории региона пострадало 128 человек, при этом 37 человек (каждый третий) получили смертельную травму (табл. 1.3, рисунок 1.31).

Таблица 1.2 – Условия труда в строительной отрасли Брянской области (в процентах от общей численности работников)

ПОКАЗАТЕЛИ/ГОДЫ	2006	2007	2008	2009	2010	2011
<b>РАБОТАЛИ В УСЛОВИЯХ, НЕ ОТВЕЧАЮЩИХ САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИМ НОРМАМ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	8,8	10,5	12,5	10,3	11,2	11,7
<b>МУЖЧИНЫ</b>	10,3	11,5	14,3	11,4	12,7	13,8
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	4,8	7,3	7,5	6,6	5,1	3,0
<b>РАБОТАЛИ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОГО (НОЙ) УРОВНЯ ШУМА, УЛЬТРА- И ИНФРАЗВУКОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	3,4	4,2	3,4	4,6	4,0	2,6
<b>МУЖЧИНЫ</b>	4,2	5,1	4,0	4,9	5,1	3,2
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	1,1	1,3	1,7	0,5	1,3	-
<b>УРОВНЯ ВИБРАЦИИ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	1,1	1,5	1,7	4,1	2,8	3,2
<b>МУЖЧИНЫ</b>	1,4	2,0	2,2	5,2	3,4	4,0
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	0,3	0,2	0,7	0,3	1,2	-
<b>ЗАПЫЛЕННОСТИ ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	0,6	0,2	0,1	0,4	0,7	0,2
<b>МУЖЧИНЫ</b>	0,8	0,3	0,2	0,5	0,9	0,2
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	-	-	-	-	-	0,2
<b>ЗАГАЗОВАННОСТИ ВОЗДУХА РАБОЧЕЙ ЗОНЫ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	1,9	1,7	1,2	1,2	1,4	0,2
<b>МУЖЧИНЫ</b>	2,2	2,0	1,5	1,6	1,8	0,2
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	0,3	0,7	0,3	-	-	0,2
<b>УРОВНЯ НЕИОНИЗИРУЮЩЕГО ИЗЛУЧЕНИЯ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	0,3	0,3	0,5	0,4	0,2	-
<b>МУЖЧИНЫ</b>	0,1	1,2	0,2	1,2	0,1	-
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	0,8	0,9	1,4	0,2	0,7	-
<b>ЗАНЯТЫ ТЯЖЕЛЫМ ФИЗИЧЕСКИМ ТРУДОМ</b>						
<b>ВСЕГО</b>	4,1	8,0	9,0	8,8	7,8	8,5
<b>МУЖЧИНЫ</b>	4,5	10,	11,2	10,5	9,1	10,0
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	3,0	1,6	2,4	3,1	2,8	1,9
<b>ЗАНЯТЫЕ НА РАБОТАХ СВЯЗАННЫХ С НАПРЯЖЕННОСТЬЮ ТРУДОВОГО ПРОЦЕССА</b>						
<b>ВСЕГО</b>	-	2,4	3,1	3,2	5,9	3,6
<b>МУЖЧИНЫ</b>	-	2,7	3,3	3,6	7,1	4,2
<b>ЖЕНЩИНЫ</b>	-	1,4	2,7	1,9	1,2	1,2

Таблица 1.3 – Распределение пострадавших строителей по годам, тяжести последствий и полу (Брянский регион)

ГОДЫ	ОБЩЕЕ КОЛИЧЕСТВО	ТЯЖЕСТЬ ПОСЛЕДСТВИЙ		ПОЛ ПОСТРАДАВШИХ	
		ТЯЖЕЛЫЙ ИСХОД	СМЕРТЕЛЬНЫЙ ИСХОД	МУЖСКОЙ ТЯЖ./СМЕРТ.	ЖЕНСКИЙ ТЯЖ./СМЕРТ.
2006	26	22	4	19/3	3/1
2007	16	12	4	10/4	2/-
2008	25	18	7	16/6	2/1
2009	12	7	5	7/5	-
2010	19	11	8	11/8	-
2011	18	12	6	10/6	2/-
2012	12	9	3	8/3	1/-
<b>ВСЕГО</b>	<b>128</b>	<b>91</b>	<b>37</b>	<b>81/35</b>	<b>10/2</b>

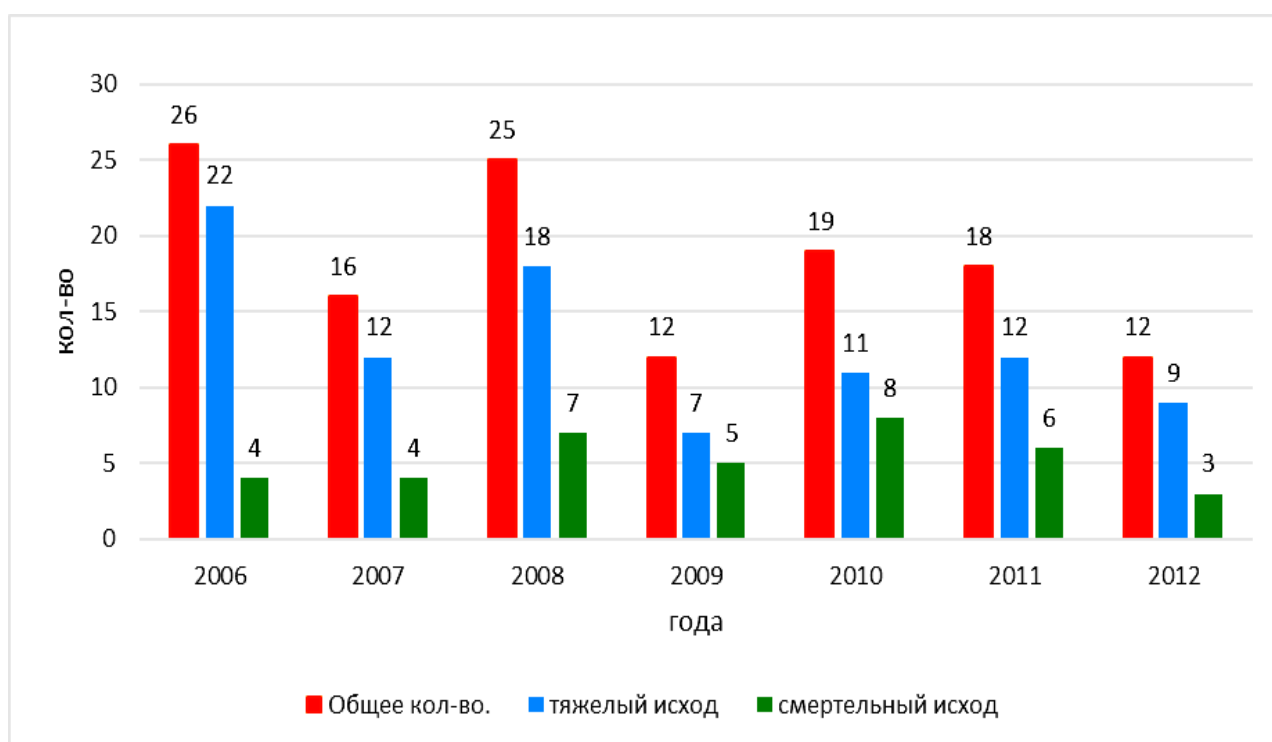


Рисунок 1.31 – Распределение пострадавших по годам

По данным Брянскстата в 2009, 2010, 2011 годах в области на производстве погибли соответственно 10, 18, 22 человека, то в строительстве в эти годы погибли 5, 8, 6 человек, соответственно, т.е. каждый второй и третий погибший (таблица 1.4).



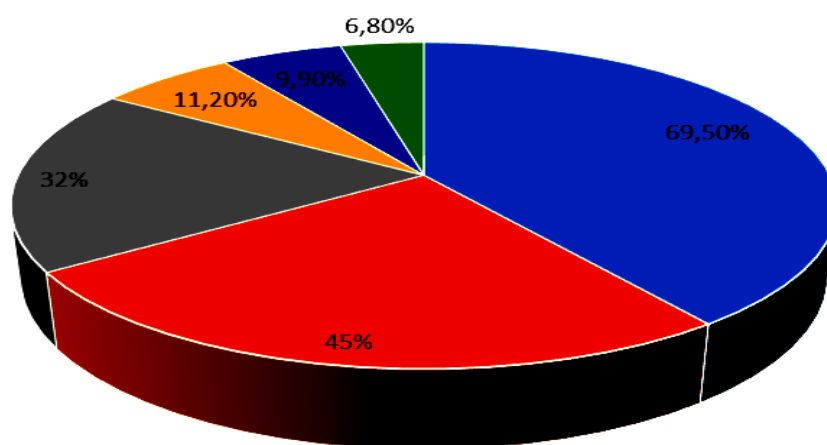
Таблица 1.4 – Травматизм на производстве (Брянская область)

ГОДЫ	ЧИСЛО ПОСТРАДАВШИХ ПРИ НЕСЧАСТНЫХ СЛУЧАЯХ НА ПРОИЗВОДСТВЕ С УТРАТОЙ ТРУДОСПОСОБНОСТИ НА 1 РАБОЧИЙ ДЕНЬ И БОЛЕЕ И СО СМЕРТЕЛЬНЫМ ИСХОДОМ		ЧИСЛО ПОСТРАДАВШИХ ПРИ НЕСЧАСТНЫХ СЛУЧАЯХ НА ПРОИЗВОДСТВЕ СО СМЕРТЕЛЬНЫМ ИСХОДОМ	
	ВСЕГО, ЧЕЛОВЕК	НА 1000 РАБОТАЮЩИХ	ВСЕГО, ЧЕЛОВЕК	НА 1000 РАБОТАЮЩИХ
2001	1410	4,9	45	0,155
2002	1313	4,5	40	0,139
2003	1026	3,8	30	0,112
2004	803	3,3	33	0,135
2005	716	3,0	36	0,15
2006	582	2,5	32	0,135
2007	579	2,5	20	0,087
2008	537	2,5	22	0,10
2009	349	1,8	10	0,051
2010	436	2,3	18	0,097
2011	459	2,5	22	0,121

Исследования причин возникновения несчастных случаев позволяют разделить их на следующие группы:

1. Организационные причины (89 несчастных случаев, 69,5% общего количества, рисунок 1.32):

- неудовлетворительное содержание и недостатки в организации рабочих мест (по данной причине произошло 36 несчастных случаев, 45,5%);
- неудовлетворительная организация работ (29 случаев, 32,6%);
- нарушение работниками трудового распорядка (10 случаев, 11,2%);
- необученность по охране труда (8 случаев, 9,9%);
- неприменение СИЗ (6 несчастных, 6,8%);



- организац. причины от общего кол-ва
- недостатки в орг. рабочих. мест
- неудовл. организация работ
- нарушение трудового распорядка
- необученность по охране труда
- неприменение СИЗ

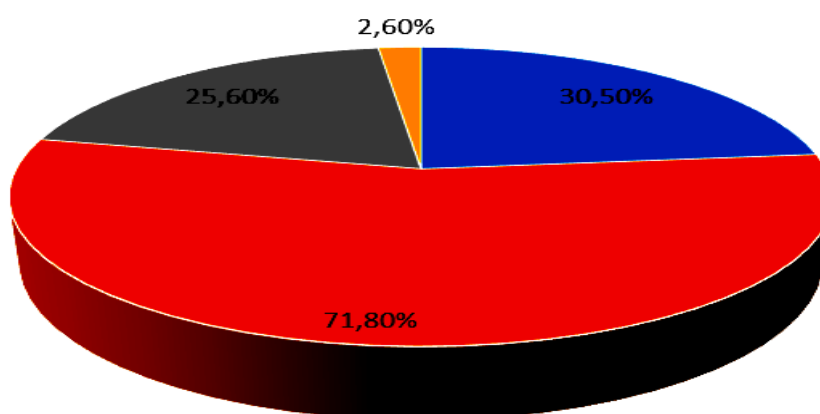
Рисунок 1.32 – Распределение травматизма по организационным причинам

2. Технические причины (39 случаев, 30,5% от общего количества, рисунок 1.33):

– эксплуатация неисправных машин, механизмов и оборудования (28 несчастных случаев, 71,8%);

– отсутствие оградительных устройств (10 случаев, 25,6%)

– конструктивно-производственные недостатки машин (1 случай, 2,6%)



- технические причины от общего кол-ва
- эксплуатация неисправ. машин, механизмов и оборудования
- отсутствие оградительных устройств
- конструкт.-производственные недостатки машины

Рисунок 1.33 – Распределение травматизма по организационным причинам

Самой опасной профессией в строительстве региона является профессия разнорабочего, на втором месте оператор транспортных и грузоподъемных машин (таблица 1.5).

Таблица 1.5 – Распределение пострадавших на строительных объектах Брянского региона по профессиям

<b>ПРОФЕССИЯ /ГОДЫ</b>	<b>2006</b>	<b>2007</b>	<b>2008</b>	<b>2009</b>	<b>2010</b>	<b>2011</b>	<b>2012</b>	<b>ВСЕ-ГО</b>
<b>ИТР:</b>	<b>5</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>14</b>
<b>ПРОРАБ</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>2</b>
<b>МЕХАНИК</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>3</b>
<b>МАСТЕР</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>6</b>
<b>ЗАВ. СКЛАДОМ</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>2</b>
<b>БУХГАЛТЕР</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>1</b>
<b>КАМЕНЩИК</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>-</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>14</b>
<b>ШТУКАТУР - МАЛЯР</b>	<b>4</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>-</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>-</b>	<b>14</b>
<b>СТРОПАЛЬЩИК</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>12</b>
<b>ОПЕРАТОР МАШИН (ВОДИТЕЛЬ АВТОМОБИЛЯ)</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>-</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>1</b>	<b>22</b>
<b>СЛЕСАРЬ</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>6</b>
<b>ПЛОТНИК</b>	<b>2</b>	<b>-</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>12</b>
<b>ТОКАРЬ</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>2</b>
<b>ЭЛЕКТРОМОНТАЖ- НИК</b>	<b>2</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>4</b>
<b>ЭЛЕКТРОСВАРЩИК</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>-</b>	<b>1</b>	<b>-</b>	<b>4</b>
<b>РАЗНОРАБОЧИЙ</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>6</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>24</b>
<b>ИТОГО</b>	<b>26</b>	<b>16</b>	<b>25</b>	<b>12</b>	<b>19</b>	<b>18</b>	<b>12</b>	<b>128</b>

Вызывает опасения тот факт, что в число самых опасных профессий вошла профессия оператора машин. За исследуемый период пострадало 22 оператора машин, при этом 7 человек получили смертельные травмы. В результате несчастных случаев пострадали: водитель цементовоза – 2; водитель миксера – 1; машинист автомобильного крана – 9; машинист башенного крана – 2; машинист мостового крана – 2; машинист бульдозера – 1; машинист погрузчика – 2, машинист экскаватора – 1; машинист автогрейдера – 1; водитель автомобиля – панелевоза – 1.

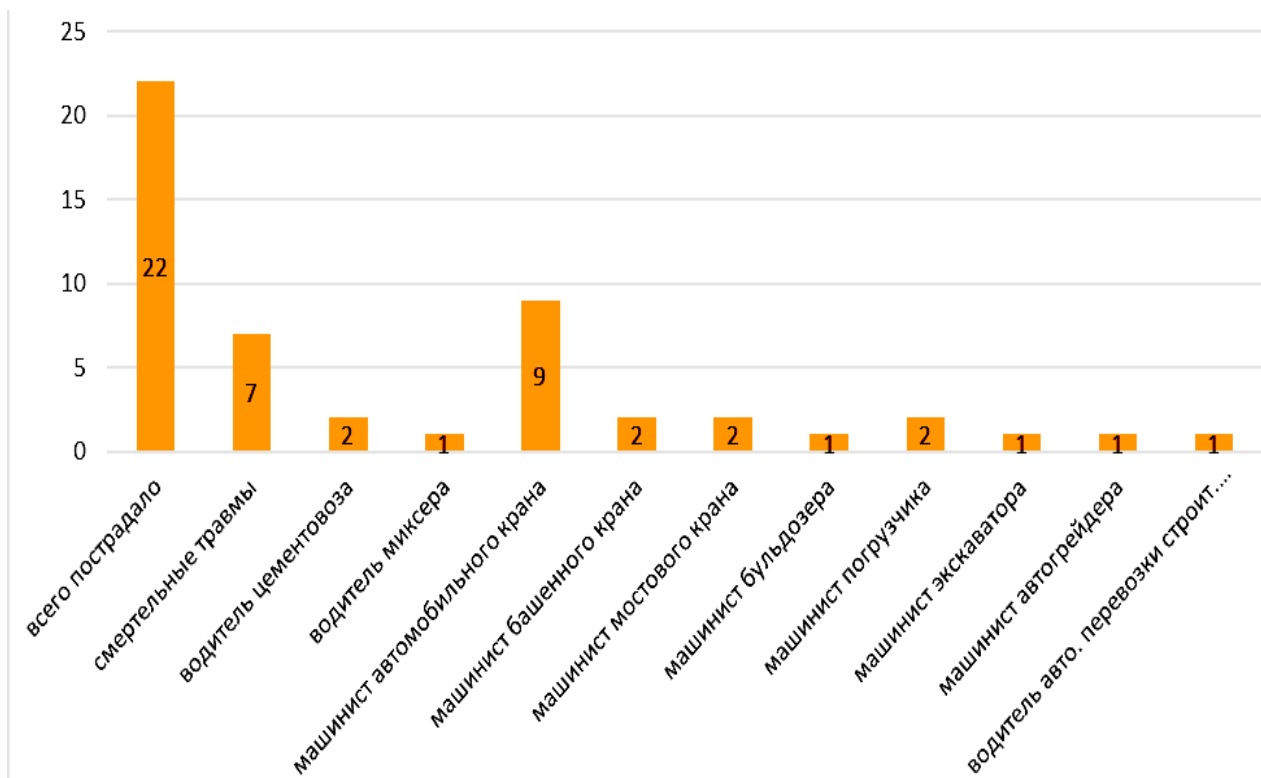
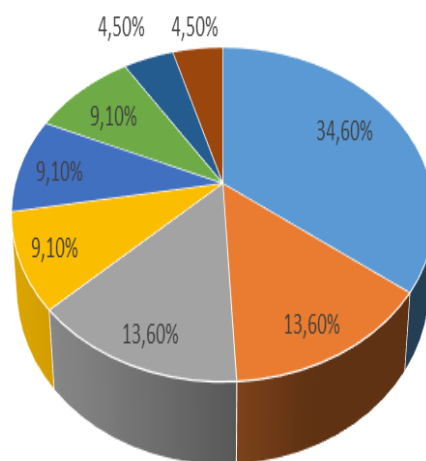


Рисунок 1.34 – Распределение пострадавших на строительных объектах Брянского региона по профессиям

Причинами несчастных случаев операторов стали (рисунок 1.35):

- дорожно-транспортные происшествия (8 несчастных случаев, 34,6% от общего числа пострадавших);
- взрыв автошин при их накачке (3 случая, 13,6%);
- падение машиниста с высоты (3 случая, 13,6%);
- падение крана (2 случая, 9,1%);
- пожар (2 случая, 9,1%);
- наезд транспортного средства (2 случая, 9,1%);
- отказ средства безопасности при работе вблизи ЛЭП (1 случай, 4,5%);
- придавливание кузовом грузоподъемной платформы самосвальной машины (1 случай, 4,5%).



- ДТП
- Взрыв автошин при их накачке
- падение машиниста с высоты
- падение крана
- пожар
- наезд ТС
- отказ средства безопасности при работе вблизи ЛЭП
- придавливание кузовом грузоподъемной платформы самосвальной машины

Рисунок 1.35 – Причинами несчастных случаев операторов стали

Таким образом, высокие показатели травматизма в строительной отрасли Брянского региона, наблюдаемые с 2006 года можно отнести за счет:

- низких знаний охраны труда инженерно – техническими работниками. За период 2006 – 2012 г. пострадало 14 ИТР, что составляет 10,9% пострадавших;
- необученности работников строительных специальностей требованиям охраны труда;
- нарушения трудовой дисциплины работников.

### **1.7 Перспективные технические средства безопасности для строительных машин**

Перспективное направление, по мнению многих ученых, – применение средств предотвращения самопроизвольного опускания платформ в самом гидроцилиндре.

В частности, Д.Н. Мачурин и В.В. Осташенков предлагают применять в качестве гидроцилиндра многоступенчатый телескопический гидроцилиндр (рисунок 1.36).

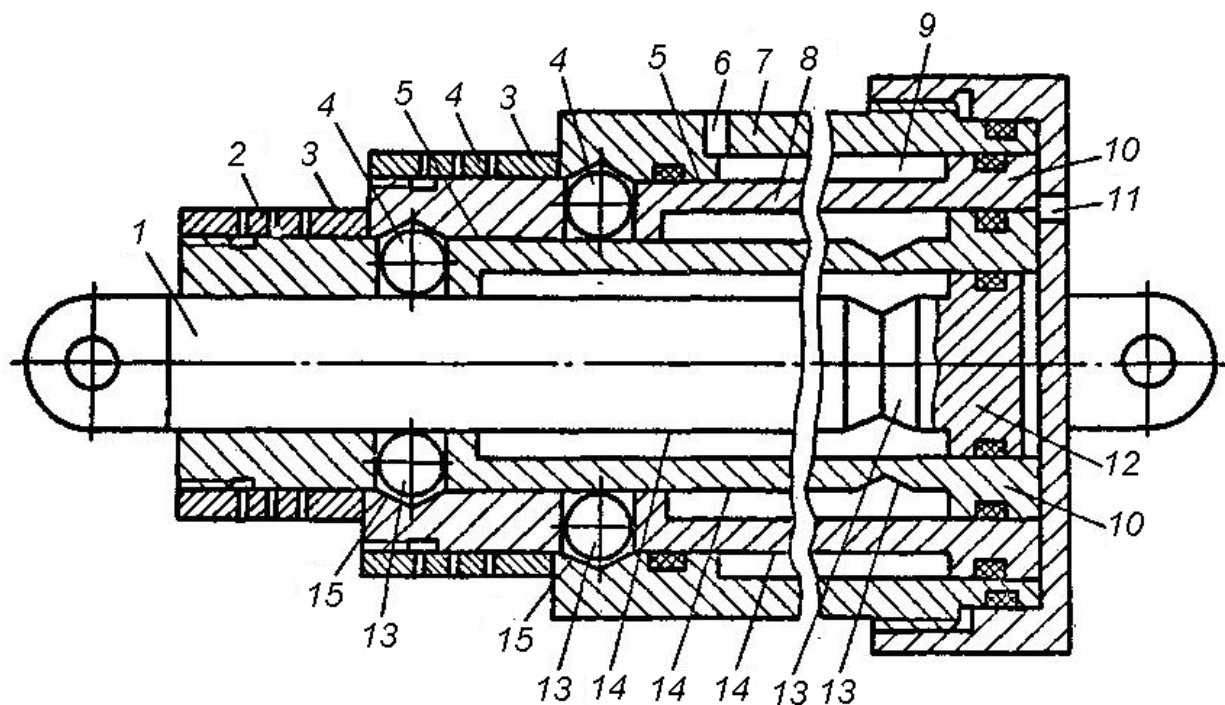


Рисунок 1.36 – Схема многоступенчатого телескопического гидроцилиндра:

- 1 – шток последней ступени; 2 – пружина; 3 – запорные элементы;
- 4 – шарики; 5 – внутренняя поверхность цилиндра; 6, 11 – каналы для подвода жидкости; 7 – корпус; 8 – цилиндры; 9 – полость; 10 – поршни;
- 12 – поршень; 13 – упорные элементы; 14 – наружные поверхности цилиндров; 15 – радиальные отверстия;

Многоступенчатый телескопический гидроцилиндр работает следующим образом. Жидкость через канал 11 подается под поршни 10 и поршень 12, так как шток 1 свободен, то он начинает выдвигаться. В конце хода упорный элемент 13 штока 1 совпадает с шариками 4 механического замка и освобождает упорный элемент на внутренней поверхности 5 цилиндра 8. При этом цилиндр 8 одной ступени отсоединяется от цилиндра 8 соседней ступени и начинает выдвигаться. В это время запорный элемент 3 под действием пружины 2 перемещается в осевом направлении и запирает шарики в упорном элементе штока, препятствуя его втягиванию под действием нагрузки в цилиндр.

В конце хода цилиндра шарики также совпадут с упорным элементом на наружной поверхности 14 цилиндра и освобождается следующий цилиндр 8. При этом запорный элемент 3 механического замка замыкает соседний цилиндр 8, препятствуя таким образом втягиванию цилиндров 8.

При обратном ходе (складывании) гидроцилиндра рабочая жидкость подается в полость 9 через канал 6, при этом цилиндр 8 втягивается в корпус 7, запорный элемент 3 перемещается и освобождает шарики 4. Затем процесс повторяется в обратном направлении.

На рисунке 1.37 представлено регулировочно – запорное устройство для гидрофицированных частей дорожно – транспортных и грузоподъемных машин, который разработал И.Т. Агапов [1].

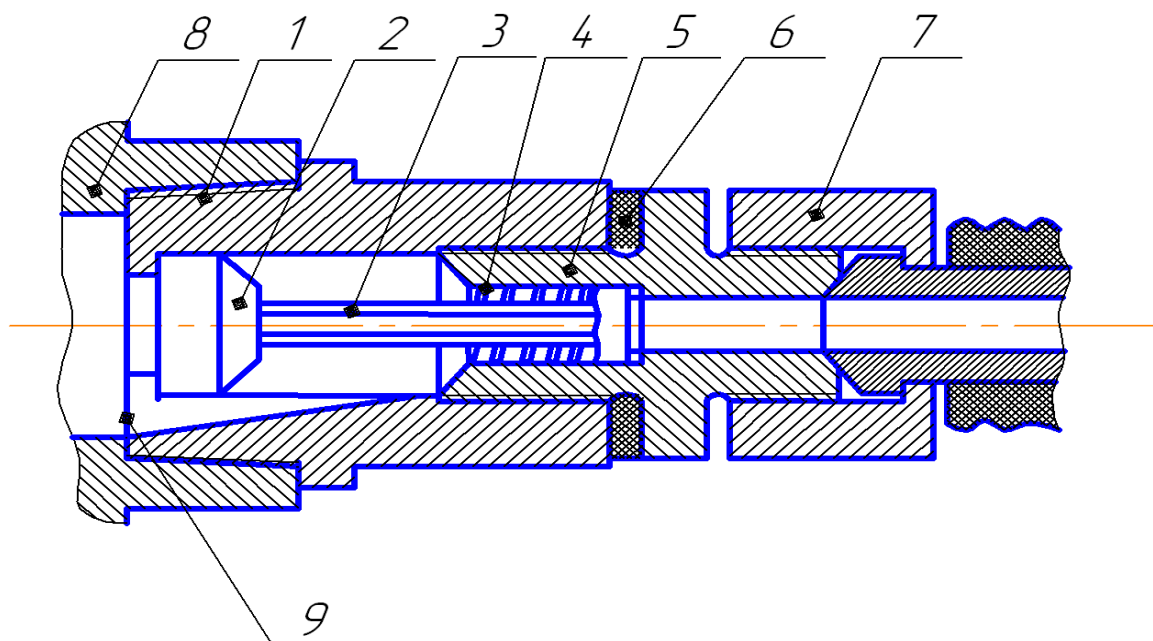


Рисунок 1.37 – Регулировочно – запорное устройство

Устройство состоит из корпуса 1, в котором расположен регулировочно-запорный клапан 2, на хвостовике 3 которого установлена пружина 4. На штуцер 5 устанавливается прокладка 6 для увеличения герметичности. Штуцер 5 до отказа вворачивается в корпус 1. Корпус 1 с размещенными в нём указанными деталями вворачивается в резьбовое отверстие гидроцилиндра 8 а на штуцер 5 наворачивается гайка 7 шланга высокого давления. Канавка переменного сечения 9.

Устройство работает следующим образом. При подъеме грузовой платформы рабочая жидкость подводится от масляного насоса через распределитель, шланг высокого давления, штуцер 5 и корпус 1 к гидроцилиндру 8. При этом регулировочно-запорный клапан 2 отжат пружиной 4 в крайнее левое положение и рабочая жидкость протекает через максимальное сечение проходного отверстия канавки 9. Этим обеспечивается требуемая скорость подъема грузовой платформы и гидросистема работает по обычной схеме. Регулировочно-запорное устройство при подъеме грузовой платформы не оказывает практически никакого влияния на работу гидросистемы мобильной машины.

При опускании грузовой платформы рабочая жидкость истекает из гидроцилиндра 8 через корпус 1, штуцер 5 и шланг высокого давления в гидробак мобильной машины. Под действием давления рабочей жидкости регулировочно-запорный клапан 2, перемещаясь вправо и сжимая пружину 4, уменьшает сечение проходного отверстия канавки 5 (до тех пор, пока не уравновесятся действующие силы), что приводит к снижению пропускной способности истекающей жидкости и, следовательно, к постоянной плавной замедленной скорости опускания груза.

В случае обрыва или повреждения шланга высокого давления давление рабочей жидкости в нем и штуцере 5 уменьшается, регулировочно-запорный клапан 2 под действием давления рабочей жидкости из гидроцилиндра, сжимая пружину 4 и перемещаясь дальше вправо, заперт основной канал, так как конусная поверхность клапана 2 взаимодействует конусной поверхностью штуцера 5, что обеспечивает стопорение рабочего цилиндра, опускающего или поднимающего грузовую платформу, и опасная ситуация предотвращается. При этом хвостовик 3 регулировочно-запорного клапана будет выступать из штуцера 5 в отверстие наконечника шланга высокого давления.

При необходимости опустить грузовую платформу полностью, в случае разрыва или повреждения шланга высокого давления, водитель отворачивает накидную гайку 7 и вручную воздействует на выступающий хвостовик 3 регулировочно-запорного клапана 2. Рабочая жидкость при этом вытекает из гидроцилиндра и грузовая платформа постепенно опускается на свое место.



## **1.8 Основные требования безопасности к стреловым кранам**

Грузоподъемные стреловые краны\* (автомобильные, пневмоколесные, на специальном шасси автомобильного типа, гусеничные, тракторные) все более широкое применение, по сравнению с другими грузоподъемными машинами, находят в промышленности, аграрном секторе и у индивидуальных предпринимателей.

Стреловые краны оснащаются стационарно установленными грузоподъемными механизмами, которые согласно приложению 1 к [Федеральному закону от 21.07.97 № 116-ФЗ "О промышленной безопасности опасных производственных объектов"](#) относятся к категории опасных производственных объектов.

Согласно статьи 5 Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" в целях осуществления государственной политики в области промышленной безопасности Президент Российской Федерации или по его поручению Правительство Российской Федерации определяет федеральный орган исполнительной власти, специально уполномоченный в области промышленной безопасности, и возлагает на него осуществление соответствующего нормативного регулирования, а также специальных разрешительных, контрольных и надзорных функций в области промышленной безопасности.

Постановлением Правительства Российской Федерации от 03.12.01 г. № 841 утверждено Положение о Федеральном горном и промышленном надзоре России (Госгортехнадзоре России), в котором определены его основные функции и задачи в области промышленной безопасности. Одними из основных задач Госгортехнадзора России являются: организация и осуществление нормативного регулирования в области промышленной безопасности и федерального надзора за выполнением организациями при проектировании, строительстве, приемке в эксплуатацию и эксплуатации опасных производственных объектов требований промышленной безопасности, содержащихся в федеральных законах и иных правовых актах, а также соответствующих нормативных документах; координация деятельности по применению технических устройств (в том

числе кранов) на опасных производственных объектах, а также осуществление контроля за этой деятельностью.

Постановлением Правительства Российской Федерации от 25.12.98 № 1540 утверждены Правила применения технических устройств на опасных производственных объектах. Этими Правилами установлены порядок и условия применения технических устройств, в том числе иностранного производства, на опасных производственных объектах, обязательные для выполнения всеми юридическими лицами независимо от организационно-правовой формы, осуществляющими проектирование, изготовление, монтаж, наладку, обслуживание и ремонт указанных устройств.

Технические устройства (в том числе краны), предназначенные для применения на опасных производственных объектах, должны соответствовать требованиям промышленной безопасности, а также иметь соответствующий сертификат (паспорт) установленного образца и быть изготовлены организациями, имеющими разрешение на осуществление данного вида деятельности, выданное Госгортехнадзором России.

В технической документации на техническое устройство, в том числе иностранного производства, предназначенное для применения на опасном производственном объекте, организация-изготовитель (поставщик) указывает условия и требования безопасной эксплуатации, методику проведения контрольных испытаний (проверок) этого устройства и его основных узлов, ресурс и срок эксплуатации, порядок технического обслуживания, ремонта и диагностирования.

Изготовление, монтаж, наладка, обслуживание и ремонт технических устройств, предназначенных для применения на опасном производственном объекте, производятся организациями, имеющими разрешение на осуществление указанных работ, выданное Госгортехнадзором России.

К эксплуатации и обслуживанию технических устройств, предназначенных для применения на опасных производственных объектах, допускаются лица, прошедшие соответствующее обучение и имеющие документы установленного образца.

В соответствии со статьей 11 Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" постановлением Правительства Российской Федерации от 10.03.99 № 263 утверждены Правила организации и осуществления производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности на опасном производственном объекте.

Эти Правила устанавливают порядок организации и осуществления производственного контроля за соблюдением требований промышленной безопасности, обязательный для выполнения всеми юридическими лицами независимо от организационно-правовой формы, осуществляющими эксплуатацию опасных производственных объектов, а также федеральными органами исполнительной власти и Российской академией наук, имеющими подведомственные опасные производственные объекты, регулируют отношения в этой сфере деятельности.

Каждая эксплуатирующая организация на основании Правил разрабатывает положение о производственном контроле с учетом профиля опасного производственного объекта.

Положение о производственном контроле утверждается руководителем эксплуатирующей организации при обязательном согласовании с территориальными органами Федерального горного и промышленного надзора России.

Госгортехнадзором России в соответствии с Федеральным законом "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" утверждены и введены в действие Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ([ПБ 10-382-00](#))\*. Этими Правилами предусмотрены определенные требования к устройству и эксплуатации стреловых кранов.

Согласно Правилам стреловые краны должны быть оборудованы ограничителями рабочих движений для автоматической остановки: механизма подъема грузозахватного органа в его крайних верхнем и нижнем положениях; механизма изменения вылета.

Ограничитель механизма подъема груза или стрелы крана должен обеспечить остановку грузозахватного органа при подъеме без груза и зазор между грузозахватным органом и упором не менее 200 мм.

Краны должны быть оборудованы ограничителем грузоподъемности (грузового момента), автоматически отключающим механизмы подъема груза и изменения вылета в случае подъема груза, масса которого превышает грузоподъемность для данного вылета более чем на 10 %.

У кранов, имеющих две или более грузовые характеристики, ограничитель должен иметь устройство для переключения его на выбранную характеристику.

После срабатывания ограничителя грузоподъемности должно быть возможно опускание груза или включение других механизмов для уменьшения грузового момента.

Краны должны быть оборудованы ограничителями рабочих движений для автоматического отключения механизмов подъема, поворота и выдвижения стрелы на безопасном расстоянии от крана до проводов линии электропередачи.

Краны должны быть оборудованы регистраторами параметров их работы.

Краны для предотвращения их столкновения с препятствиями в стесненных условиях работы должны быть оснащены координатной защитой.

Краны должны быть снабжены звуковым сигнальным устройством, звук которого должен быть хорошо слышен в зоне работы крана.

У кранов, грузоподъемность которых меняется с изменением вылета, должен быть предусмотрен указатель грузоподъемности, соответствующей вылету. Шкала (табло) указателя грузоподъемности должна быть отчетливо видна с рабочего места крановщика (машиниста)\*. Указатель грузоподъемности может входить в состав электронного ограничителя грузоподъемности.

В кабине крана должны быть установлены указатели угла наклона крана (креномеры, сигнализаторы). В случае, когда управление выносными опорами крана осуществляется вне кабины, на неповоротной раме крана должен быть установлен дополнительный указатель угла наклона крана.

Стреловые краны, кроме кранов грузоподъемностью до 1 т, с постоянным вылетом или не снабженные механизмом поворота, подлежат регистрации в территориальных органах Госгортехнадзора России\*\* до пуска их в работу.

Разрешение на пуск в работу крана, подлежащего регистрации в органах

Госгортехнадзора, должно быть получено от этих органов в следующих случаях: перед пуском в работу вновь зарегистрированного крана; после реконструкции крана; после ремонта с заменой расчетных элементов или узлов металлоконструкций крана с применением сварки; после установки на кране нового ограничителя грузоподъемности.

Разрешение на пуск крана в работу после его регистрации выдается инспектором Госгортехнадзора на основании результатов полного технического освидетельствования, проведенного владельцем крана.

Разрешение на пуск в работу гусеничных и пневмоколесных кранов после перестановки их на новый объект выдается инженерно-техническим работником по надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов на основании результатов проверки состояния крана и обеспечения безопасных условий его работы с записью в вахтенном журнале.

Краны до пуска в работу должны быть подвергнуты полному техническому освидетельствованию. Техническое освидетельствование должно проводиться согласно руководству по эксплуатации крана. При отсутствии в руководстве соответствующих указаний освидетельствование кранов проводится согласно Правилам.

Краны в течение нормативного срока службы должны подвергаться периодическому техническому освидетельствованию: частичному - не реже одного раза в 12 мес.; полному - не реже одного раза в 3 года.

Внеочередное полное техническое освидетельствование крана должно проводиться после: реконструкции крана; ремонта расчетных металлоконструкций крана с заменой элементов или узлов с применением сварки; установки сменного стрелового оборудования или замены стрелы; капитального ремонта или замены грузовой или стреловой лебедки; замены крюка или крюковой подвески (проводятся только статические испытания).

После замены изношенных грузовых, стреловых или других канатов, а также во всех случаях перепасовки канатов должна производиться проверка правильности запасовки и надежности крепления концов канатов, а также об-

тяжка канатов рабочим грузом, о чем должна быть сделана запись в паспорте крана инженерно-техническим работником, ответственным за содержание грузоподъемных кранов в исправном состоянии.

Техническое освидетельствование имеет целью установить, что: кран соответствует Правилам, паспортным данным и представленной для регистрации документации; кран находится в состоянии, обеспечивающем его безопасную работу.

При полном техническом освидетельствовании кран должен подвергаться: осмотру; статическим испытаниям; динамическим испытаниям.

При частичном техническом освидетельствовании статические и динамические испытания крана не проводятся.

При техническом освидетельствовании крана должны быть осмотрены и проверены в работе его механизмы, тормоза, гидро- и электрооборудование, приборы и устройства безопасности. Проверка исправности действия ограничителя грузоподъемности крана стрелового типа должна проводиться с учетом его грузовой характеристики.

Краны, отработавшие нормативный срок службы, должны подвергаться экспертному обследованию (диагностированию), включая полное техническое освидетельствование, проводимому специализированными организациями в соответствии с нормативными документами. Результаты обследования должны заноситься в паспорт крана инженерно-техническим работником, ответственным за содержание грузоподъемных кранов в исправном состоянии.

Техническое обслуживание и ремонт кранов, в том числе отработавших нормативный срок службы, должны проводиться в соответствии с руководствами по эксплуатации кранов и другими нормативными документами в сроки, установленные графиком планово-предупредительного ремонта.

Согласно Правилам для управления кранами и их обслуживания владелец обязан назначить крановщиков, слесарей и наладчиков приборов безопасности, а для обслуживания кранов с электрическим приводом, кроме того, и электромонтеров.

Управление автомобильным краном может быть поручено водителю автомобиля после обучения его по программе для подготовки крановщиков и аттестации квалификационной комиссией.

Для зацепки, обвязки (строповки) и навешивания груза на крюк крана должны назначаться стропальщики.

В тех случаях, когда зона, обслуживаемая краном, полностью не просматривается из кабины крановщика, и при отсутствии между крановщиком и стропальщиком радио- или телефонной связи для передачи сигналов крановщику должен быть назначен сигнальщик из числа стропальщиков. Такие сигнальщики должны назначаться лицом, ответственным за безопасное производство работ кранами.

Для выполнения обязанностей крановщика, помощника крановщика, слесаря, электромонтера, наладчика приборов безопасности, стропальщика могут назначаться рабочие не моложе 18 лет.

Крановщики, их помощники, другой обслуживающий и ремонтный персонал перед назначением на работу должны пройти медицинское освидетельствование для определения соответствия их физического состояния требованиям, предъявляемым к работникам этих профессий.

Подготовка и аттестация крановщиков и их помощников, стропальщиков, слесарей, электромонтеров и наладчиков приборов безопасности должна проводиться в профессионально-технических учебных заведениях, а также на курсах и в технических школах обучения рабочих указанным специальностям, создаваемых в организациях, располагающих базой для теоретического и производственного обучения и имеющих разрешение органов госгортехнадзора. Подготовка рабочих указанных специальностей должна осуществляться по программам, разработанным учебными центрами и согласованным с Госгортехнадзором России.

Крановщики и их помощники, переводимые с крана одного типа на кран другого типа (например, с башенного на мостовой или гусеничный кран), должны быть перед назначением на должность обучены и аттестованы в поряд-

ке, установленном Правилами. Обучение в этом случае может проводиться по сокращенной программе, согласованной с органами госгортехнадзора.

При переводе крановщиков и их помощников с одного крана на другой того же типа, но другой модели или с другим приводом они должны быть ознакомлены с особенностями устройства и обслуживания такого крана и пройти стажировку. После проверки знаний и практических навыков эти рабочие могут быть допущены к самостоятельной работе. Порядок проведения обучения, стажировки и проверки практических навыков устанавливается владельцем крана.

Крановщики и их помощники после перерыва в работе по специальности более одного года должны пройти проверку знаний в квалификационной комиссии, назначенной владельцем крана, и в случае удовлетворительных результатов проверки могут быть допущены к стажировке для восстановления необходимых навыков.

Повторная проверка знаний обслуживающего персонала (крановщиков, их помощников, слесарей, электромонтеров, наладчиков приборов безопасности и стропальщиков) квалификационной комиссией должна проводиться: периодически, не реже одного раза в 12 мес.; при переходе работника на другое место работы; по требованию инженерно-технического работника по надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных кранов или инспектора госгортехнадзора.

Повторная проверка знаний должна проводиться в объеме производственной инструкции. Участие инспектора госгортехнадзора в повторной проверке знаний обслуживающего персонала не обязательно.

Результаты аттестации и периодической проверки знаний обслуживающего персонала должны оформляться протоколом с отметкой в удостоверении.

Участие представителя органов госгортехнадзора в работе квалификационной комиссии при первичной аттестации крановщиков, их помощников, наладчиков приборов безопасности и стропальщиков обязательно.

Лицам, выдержавшим экзамены, выдаются соответствующие удостоверения за подписью председателя квалификационной комиссии, а крановщикам, наладчикам приборов безопасности и стропальщикам - за подписью председа-



теля квалификационной комиссии и представителя органов госгортехнадзора. В удостоверении крановщика должны быть указаны типы кранов, к управлению которыми он допущен.

В удостоверение крановщика и стропальщика должна быть вклеена фотокарточка. Это удостоверение во время работы они должны иметь при себе.

Допуск к работе крановщиков, слесарей, электромонтеров, наладчиков приборов безопасности и стропальщиков должен оформляться приказом (распоряжением) по организации.

Для правильного обслуживания кранов владелец обязан обеспечить крановщиков, их помощников, слесарей, электромонтеров, наладчиков приборов безопасности и стропальщиков производственными инструкциями, определяющими их обязанности, порядок безопасного производства работ и ответственность. Производственные инструкции должны быть разработаны на основании типовых инструкций, утвержденных Госгортехнадзором России, и выдаваться обслуживающему персоналу под расписку перед допуском его к работе.

Владелец кранов должен установить такой порядок, чтобы рабочие, на которых возложены обязанности по обслуживанию кранов (крановщики, электромонтеры, слесари, наладчики приборов безопасности), вели наблюдение за порученным им крановым оборудованием путем осмотра, проверки действия и поддерживали его в исправном состоянии.

Крановщики должны производить осмотр кранов перед началом работы, для чего владельцем кранов должно быть выделено соответствующее время. Результаты осмотра и проверки кранов крановщиками должны записываться в вахтенный журнал. Стропальщики должны производить осмотр грузозахватных приспособлений и тары перед их применением.

## **ГЛАВА 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОБЛЕМЫ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА ОПЕРАТОРОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

### **2.1 Системный подход к решению проблемы обеспечения безопасноститруда операторов строительных машин**

Системные исследования базируются на системном подходе, системном анализе, общей теории систем, системно-структурном подходе и других научных дисциплинах, которые, освещая те или иные грани системных исследований, сами подвергаются влиянию основных принципов, методов и средств общесистемных исследований и тем самым создают основной синтетический каркас развития науки. Подлинным ядром системного движения является системный подход как определенное методологическое направление современной науки.

Исследуемая система «оператор – машина – среда» (ОМС), на примере операторов строительных машин, относится к классу сложных человеко-машинных систем, состоит из трех взаимопроникающих элементов ”человек”, “техника”, “среда” каждый из которых состоит из множества элементов.

В настоящее время достаточно подробно разработаны такие методы исследования больших систем:

- ▶ информационный метод;
- ▶ структурно-системный подход;
- ▶ эвристический метод; сетевые методы;
- ▶ моделирование; теория организации.

Что касается системных исследований проблем обеспечения безопасности жизнедеятельности, то в нашей стране наибольшее развитие получили информационные (кибернетические) и сетевые методы, а также моделирование.

Основными методологическими концепциями системных исследований следует принять:

- ▶ системный подход, который позволяет раскрыть целостность, структурность проблемы условий и охраны труда операторов строительных машин, выявить многообразные типы связей данной проблемы;

▶ системный анализ, позволяет разработать научно обоснованную методологию комплексных исследований проблемы

▶ условий и безопасности труда операторов строительных машин для интегрирования социальных, технических, психофизиологических, организационных, правовых и естественнонаучных исследований с целью разработки комплексных мероприятий по обеспечению безопасности труда.

При таком подходе организационно-техническая структура рассматривается как система ЧМС, в которой оперативно сочетаются один (оператор) и несколько человек (руководство предприятия, члены бригады и прочие) с одной (строительная машина, управляемая оператором) машиной, взаимодействующими с целью получения определенных результатов. Под элементами системы ЧМС в данном случае понимаются совокупности определенного числа работников, машин и факторов среды, связанных прямыми и обратными связями. Уровень условий и безопасности во всей системе определяется как качеством или состоянием отдельных элементов («человек», «машина», «среда»), описываемых значениями соответствующих факторов и связей между этими элементами, так и результатом их совместного функционирования. На рисунке 2.1. представлена модель функционирования системы «человек – машина – среда», в которой нашли отражение основные факторы, оказывающие влияние на безопасность труда операторов строительных машин. Модель, подобная существующим, является концепцией о многопричинности возникновения неудовлетворительных (неблагоприятных) условий труда и опасных (аварийных) ситуаций на рабочем месте операторов строительных машин.

Таким образом, можно сказать, что под исследованием безопасности труда подразумевается изучение характеристик каждого фактора системы (рисунок 2.1), установление сочетаний факторов или их составляющих элементов, определяющих возникновение профессиональных заболеваний и производственных травм в данной профессиональной группе.

Факторы, оказывающие влияние на безопасность труда операторов строительных машин, можно объединить в две группы (рисунок 2.1): “макросреда” и “микросреда”.

“Макросреда” – совокупность функционалов, влияющих на уровень безопасности труда на рабочем месте, управление которыми «считается невозможным».

“Микросреда” – совокупность управляемых функционалов, в основном определяющих уровень условий и безопасности труда на рабочем месте.

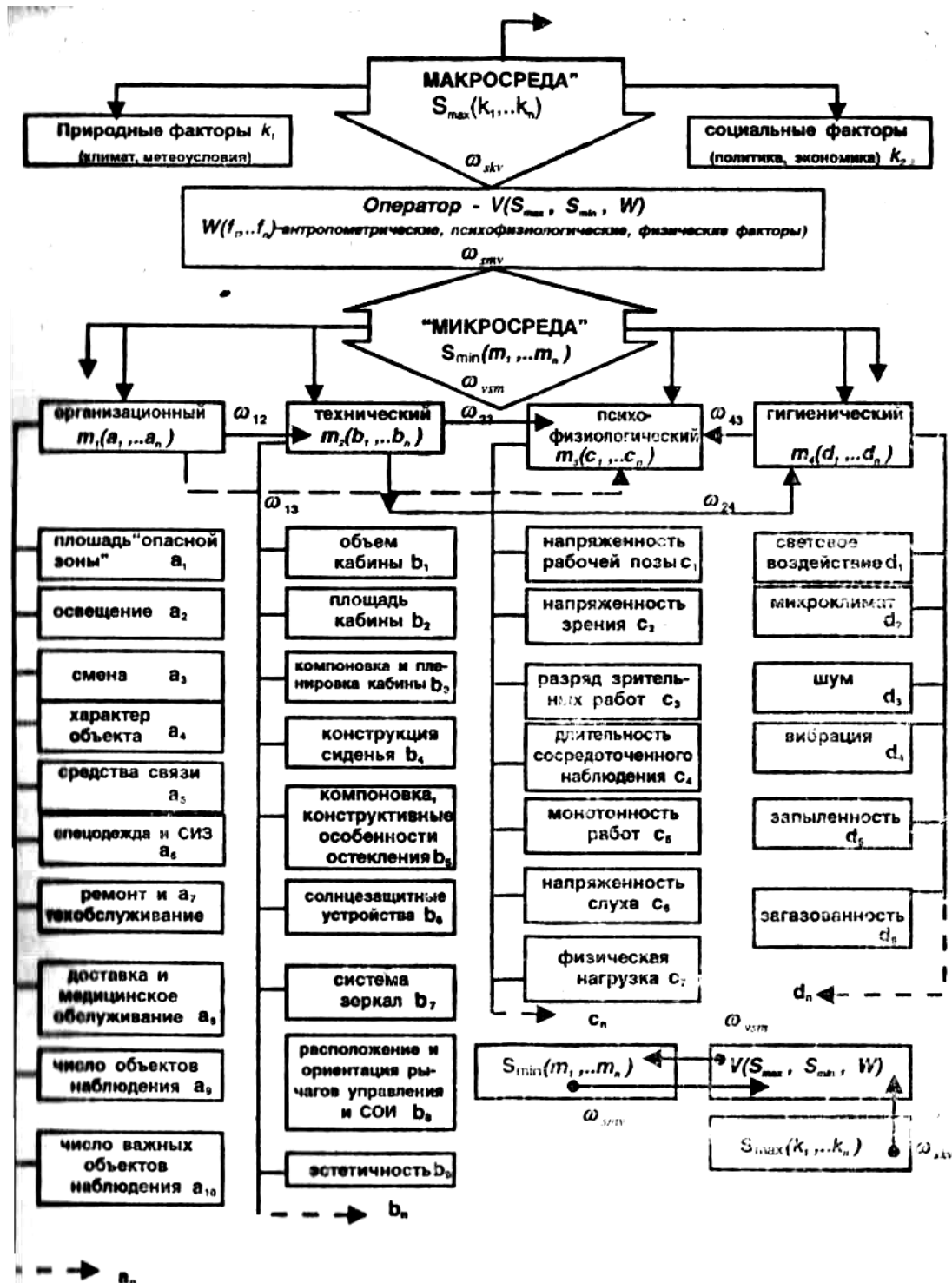


Рисунок 2.1 – Структурная модель функционирования системы ЧМС (на примере операторов строительных машин)

В группу “Макросреда” входят природные и социальные факторы: климатические условия, метеоусловия, стихийные бедствия, вопросы социальной политики и экономики на уровне государства, а также возможны и другие, автором не учтенные факторы.

“Микросреда” – группа из четырех функционалов: технического, организационного, психофизиологического, гигиенического.

В свою очередь каждая группа факторов складывается из определенного числа параметров.

Организационный фактор обусловлен характером производимых работ (технологией) и организацией производственного процесса, в него входят следующие параметры: обеспечение спецодеждой, питанием, медицинской помощью, запчастями и инструментом, бесперебойной работой, доставки, а также обеспечение помощи при ремонте и техобслуживании; площадь “опасной зоны”; освещение площадки производства работ; наличие средств связи; количество объектов наблюдения, количество важных объектов наблюдения. При детальном исследовании организационного фактора возможно включение и других параметров (информационная выразительность оборудования; масштабная соизмеримость пространственной конфигурации кабины с размерами тела оператора).

Третья группа психофизиологических (профессиографических) факторов является зеркалом организационного, технического и гигиенического факторов. Она относится к показателю высшего уровня, так как отражает влияние системы “среда – машина” на физическую и умственную работоспособность операторов, а поэтому ее присутствие в модели функционирования системы ЧМС (на примере операторов строительных машин) также необходимо и правомерно. Психофизиологические факторы обусловлены конкретным содержанием и характером данного вида деятельности и соответствием его физиологическим и психофизиологическим особенностям организма.

Физиологические факторы связаны с влиянием параметров машины на функциональное состояние человека.

Психофизиологические факторы – отражение влияния параметров машины на состояние анализаторов.

Психофизиологический фактор в целом предлагается оценивать по следующим показателям: напряженности слуха, зрения, рабочей позы, числу объектов наблюдения (как следствие элемента организационного фактора), продолжительности работ, разряду зрительных работ, длительности сосредоточению наблюдения, частоте использования исполнительных механизмов, числу сообщений в единицу времени, монотонности, нервно–эмоциональной нагрузке, интеллектуальной нагрузке, физической нагрузке, режиму труда и отдыха.

Четвертая группа факторов – гигиенические, куда входят физические и химические факторы рабочей среды. Из известных согласно существующей классификации физических факторов рабочей среды были выделены механические (шум, вибрации), микроклиматические (температура, влажность, скорость движения воздуха, атмосферное давление), электромагнитное «световое воздействие» – ультрафиолетовое и инфракрасное излучение и видимый свет). Из многообразия химических факторов входят показатели, характеризующие, запыленность и загазованность на рабочем месте оператора.

Комплексная оценка условий труда системы «оператор – строительная машина – среда» базируется на выявлении качества факторов и их параметров, выявлении наличия особо опасных или вредных факторов, что позволяет не только дать оценку безопасности труда операторов, но и наметить пути по устранению недостатков

## **2.2 Разработка математической модели “человек – машина – среда”**

Каждый компонент системы ЧМС представляет собой относительно самостоятельный предмет исследований различных наук. Моделирование дает возможность специалистам принимать правильные и эффективные решения, поскольку этот процесс позволяет при заданных начальных условиях процесса определить оптимальные параметры функционирования как системы ЧМС в



раметры технического фактора; параметры гигиенического фактора, определяющие микроклимат в кабине, вибрацию, запыленность и загазованность; параметры организационного фактора.

**Возмущающими** называют параметры, значения которых случайным образом изменяются с течением времени и которые не доступны для измерения. Ими могут быть параметры связанные с природным и социальным факторами; параметры организационного фактора (срыв производства работ из отсутствия материалов, конструкций, топлива, электроэнергии; из-за болезни работающих или последствий аварий); параметры технического фактора (поломка механизмов, машин и оборудования; следствия выхода из рабочего состояния каких – либо узлов машины – внезапный повышенный уровень шума, вибрации, превышение нормируемых концентраций пыли и газа; повышенная или пониженная температура в кабине из-за отказа работы системы вентиляции или отопления и т. п.); параметры психофизиологического фактора (повышенная утомляемость из-за высокого темпа производства работ или заторможенность действий оператора из-за монотонности и неритмичности работ и прочее).

**Выходными** называют параметры, значения которых определяются режимом процесса. Эти параметры характеризуют его состояние как результат суммарного воздействия входных, управляющих и возмущающих параметров. В качестве выходных параметров могут выступать: производительность системы, утомляемость оператора, характеризующаяся, к примеру, расходом энергии человека при управлении машиной и прочее.

### **2.3 Анализ функционирования человека – машинных систем**

При функционировании человеко-машинных систем в условиях строительного производства, в некоторых случаях по разным причинам возникает обстановка в которой на человека-оператора могут воздействовать опасные производственные факторы. Такую обстановку считаем предтравматической ситуацией. Определяющей предпосылкой предтравматической ситуации является нахождение оператора (другого работника) в опасной зоне – пространстве,



в котором возможно воздействие на работающего опасного производственного фактора. Опасным фактором в исследуемой ситуации является самосвальная грузовая платформа, которая представляет опасность ввиду своей значительной массы в случае превышения нормальной скорости опускания последней.

Исследования показывают, что опасной является любая зона, находящаяся под поднятой грузовой платформой.

В качестве примера рассмотрим опасную зону, создаваемую грузовой платформой автомобиля-самосвала ГАЗ-САЗ-3597-01 (рисунок 2.3)

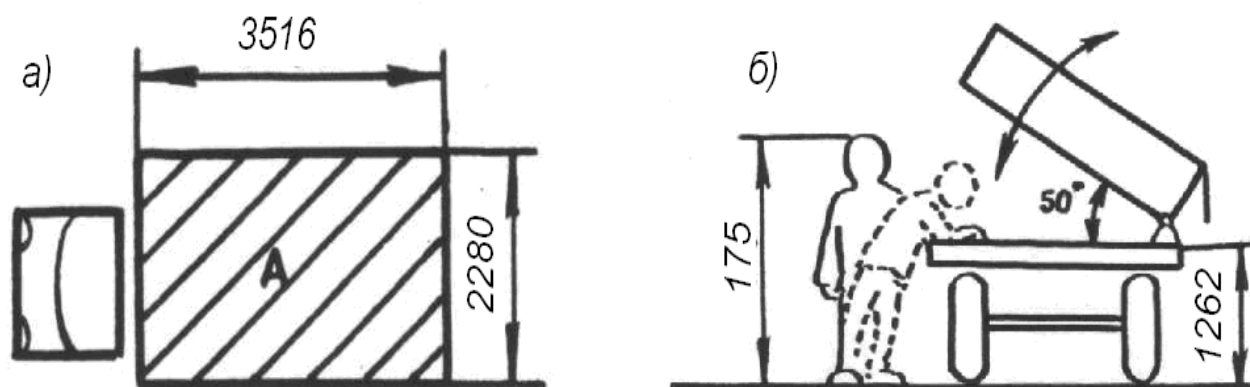


Рисунок 2.3 – Схема для определения опасной зоны грузовой платформы автомобиля – самосвала: а) вид сверху, б) вид сзади.

Очевидно зона А на рисунке 2.3а является опасной, так как травмирование находящегося под ней человека в случае аварийного опускания грузовой платформы осуществляется со 100% вероятностью. Такое утверждение обуславливается тем, что скорость аварийного опускания грузовой платформы составляет менее 1,5 секунд, тогда как скорость реакции человека составляет от 1 до 2 секунды, человек за этот промежуток времени не успевает покинуть опасную зону, В зависимости от положения тела в момент травмирования (стоя, согнутое положение) пострадавший получает травму головы, плеч или спины.

В случае нахождения оператора в зоне, расположенной между рамой и осью транспортного средства, травмирование имеет летальный исход, так как велика вероятность "зажатия" человека между нижней поверхностью кузова и рамой, поперечными балками или кронштейном нижней опоры гидроцилиндра.

Однако опасная зона не ограничивается контуром грузовой платформы.

Рассмотрим случай (рисунок 2.3б), когда ступени человека, находятся за пределами грузовой платформы, но существует вероятность, что тело человека находится не в вертикальном положении, а согнуто в пояснице, тогда голова и верхняя часть туловища человека попадает в зону **A**. Таким образом опасная зона расширяется, образуется дополнительная опасная зона **B** (рисунок 2.4).

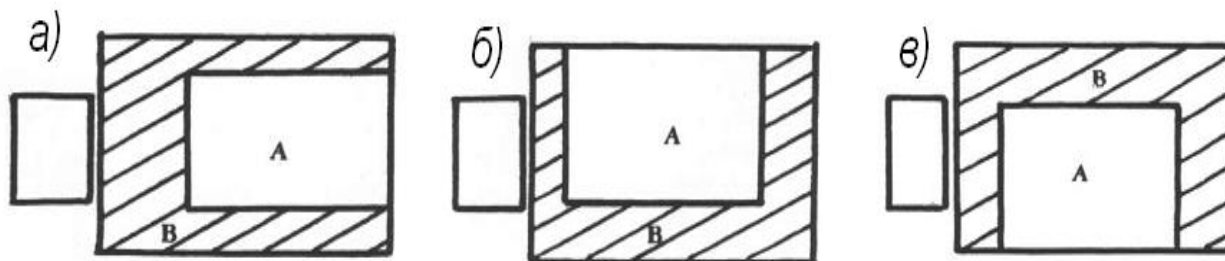


Рисунок 2.4 – Схема дополнительной опасной зоны **B** грузовой платформы автомобиля-самосвала с опрокидыванием кузова:  
а) назад, б) вправо, в) влево.

Дополнительная опасная зона **B** не образуется вдоль той стороны кузова, где расположена ось опрокидывания кузова.

Экспериментальным путем установлено, что в зависимости от роста человека ширина дополнительной опасной зоны **B** составляет от 0,70 до 0,90 м.

Для обеспечения технологического процесса оператор вынужден находиться в опасной зоне, так как работы по обслуживанию и ремонту гидравлического опрокидывающего устройства могут осуществляться только при нахождении оператора в упомянутой зоне.

## **2.4 Факторы, влияющие на безопасность эксплуатации строительных транспортных машин**

Сложность конструкции и оборудования строительных машин (СМ), большое количество людей, участвующих в организации и обеспечении строительных работ, эксплуатация строительных машин в различных погодных и климатических условиях порождают многообразие факторов, влияющих на их безопасность в эксплуатации, в первую очередь: благоприятные и неблагоприятные. Неблагоприятные факторы могут приводить к неблагоприятному исходу эксплуатации строительных машин – авариям и катастрофам. Как правило, неблагоприятные

факторы находятся во взаимосвязи друг с другом, по своему характеру случайные и неустойчивые. Поэтому неблагоприятный исход эксплуатации строительных машин может быть следствием воздействия не только одного фактора, угрожающего безопасности, но и совокупности целого ряда факторов.

Интегральное влияние всех факторов на уровень безопасности определяется по результатам массовой эксплуатации строительных машин. Для оценки влияния на безопасность отдельных факторов или их сочетаний необходимо рассмотреть природу факторов как по их источникам (причинности) возникновения, так и по характеру отрицательных проявлений.

Уровень безопасности строительных машин определяется свойствами системы «оператор – машина – среда», которая и является объектом исследования безопасности. В общем случае, система «оператор – машина – среда» включает в себя следующие взаимодействующие между собой системы: рисунке 2.35.

- систему создания строительных машин;
- систему обучения и подготовки операторов и ИТР;
- систему организации, выполнения и обеспечения безопасности строительных работ (рисунке 2.5).

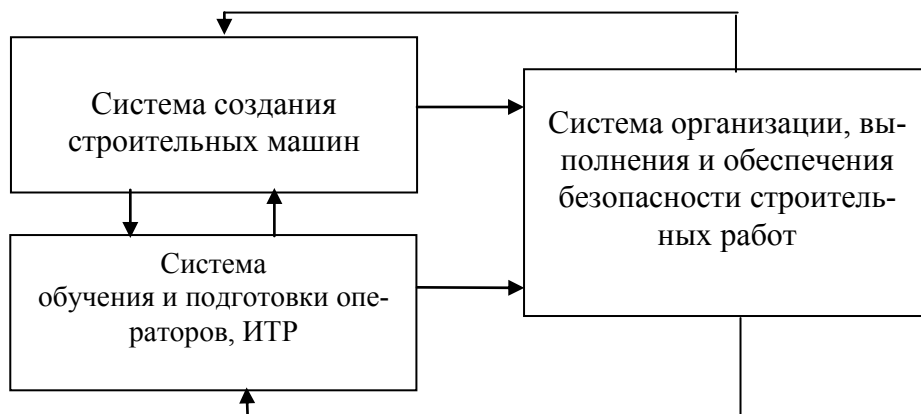


Рисунок 2.5 – Взаимодействие систем в обеспечении безопасности

Учитывая, что система «оператор – машина – среда» (ОМС) является сложной эргатической системой, каждое звено которой включает технические элементы и людей, по источникам возникновения все факторы, потенциально влияющие на безопасность эксплуатации СМ, можно разделить на три группы:

технические, личностные факторы и факторы внешней среды. Как видно, первые две категории факторов порождаются внутренними свойствами системы ОМС. Для каждого из звеньев системы «оператор – машина – среда» соотношение технических и личностных факторов и их конкретизация будут различными. Учитывая особую определяющую роль звена «оператор – машина» в обеспечении безопасности эксплуатации строительных машин, конкретизируем общие технические факторы для этого звена. Их можно представить следующими группами:

- проектно-конструктивное и технологическое совершенство строительных машин;
- надёжность (безотказность) функциональных систем строительных машин и оборудования;
- эксплуатационная технологичность строительных машин;
- контролеспособность и ремонтпригодность конструкции и оборудования строительных машин;
- эргономическое совершенство строительных машин.

Надёжность, эксплуатационная технологичность, контролеспособность и ремонтпригодность в совокупности характеризуют эксплуатационное совершенство строительных машин. Несовершенство строительных машин по этой комплексной характеристике может приводить к ошибкам персонала в процессе его эксплуатации и ремонта строительных машин, и как следствие, к ее отказам и неисправностям.

Эргономическое совершенство строительных транспортных машин определяет степень соответствия его характеристик возможностям оператора. К числу этих характеристик относятся характеристики устойчивости и управляемости строительных машин, характеристики систем отображения информации, степень автоматизации процессов управления, другие характеристики, которые определяются качеством контакта между оператором и строительной машиной. Недостаточное эргономическое совершенство строительных машин приводят к неправильным действиям оператора во время эксплуатации и ремонта.

Вторую группу факторов – личностные факторы – можно определить как нарушение установленных правил, ошибочное действие или бездействие лиц, связанных с организацией, обеспечением и выполнением эксплуатации строительных машин. Эти факторы выступают как следствие вполне конкретных причин, заложенных в индивидуальных характеристиках людей, а именно: в их профессиональном уровне, психофизическом состоянии, дисциплинированности и личных особенностях.

Третью группу факторов – факторы внешней среды – можно определить не только как факторы природной среды, но и как наличие в ней любых внешних предметов, потенциально влияющих на безопасность эксплуатации строительных машин. Отдельные природные явления могут непосредственно влиять на безопасность, другие вызывать неисправности строительных машин, третьи вызывать ошибки водителя во время эксплуатации.

Из выше изложенного следует, что одинаковые по характеру отрицательных последствий факторы могут иметь различную причину их возникновения.

Разделим неблагоприятные факторы (по характеру отрицательных последствий) на три группы: неисправности строительных машин, ошибки обслуживающего персонала, неблагоприятные внешние природные условия. Взаимосвязь этих групп факторов с источниками их возникновения изобразим в виде схемы (рисунок 2.6).

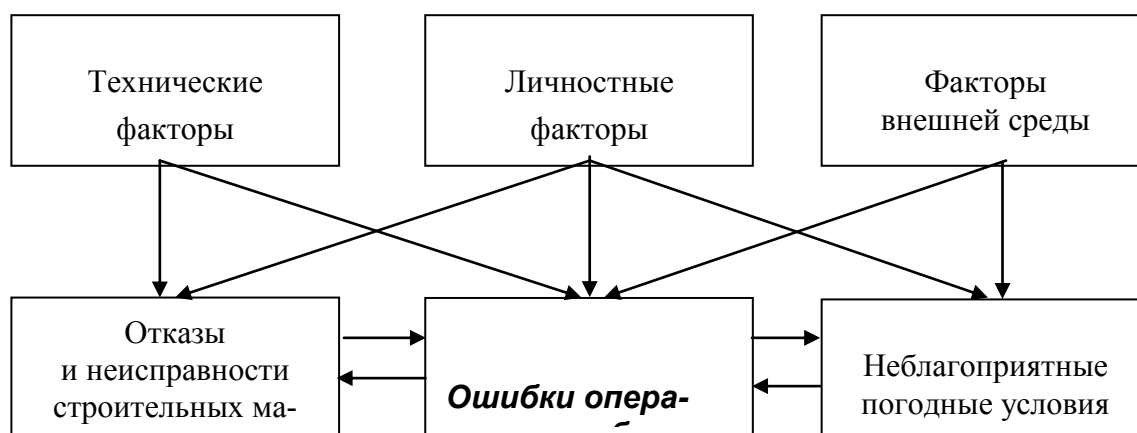


Рисунок 2.6 – Структурная схема взаимосвязи неблагоприятных факторов

Значительное число факторов, влияющих на безопасность эксплуатации строительных машин, требуют научного анализа причин их появления, оценки степени их опасности для разработки профилактических мероприятий по обеспечению безопасности.

При организации работы по повышению безопасности эксплуатации строительных машин, в первую очередь необходимо учитывать факторы, служащие причиной аварий. Изменение факторов в худшую сторону способствует образованию увеличению числа аварийных ситуаций.

## **2.5 Исследование причин аварийного опускания (падения) грузовых платформ**

Ежегодно в результате отказов, возникающих в системе гидропривода строительных машин, получают травмы с летальным исходом до 30 операторов. Анализ материалов расследования причин несчастных случаев транспортных машин, позволяет сделать вывод о том, что несчастные случаи происходили не только по вине обслуживающего персонала, нарушающего требования безопасной эксплуатации строительных машин, но также из-за конструктивных недостатков узлов и механизмов гидропривода грузоподъемного механизма грузовых платформ и рабочих органов машин.

При эксплуатации автомобилей – самосвалов предохранительные стойки грузовой платформы в результате пластической деформации, находясь под постоянным действием платформы в поднятом нерабочем положении, прогибаются. В результате чего значительно снижается сопротивление материала стойки изгибу и повышается опасность самопроизвольного опускания (падения) платформы в случае ее деформации, при этом не обеспечивается фиксация предохранительной стойки в рабочем положении. При опускании платформы ее кронштейн не всегда садится в скобу стойки, как это указано в руководстве по эксплуатации автомобилей – самосвалов. Осуществить фиксацию практически невозможно из-за осевого люфта стойки. Этот недостаток не позволяет произвести установку платформы на предохранительную стойку из кабины строительной транспортной машины без посторонней помощи. В период эксплуата-

ции это приводит к опасным ситуациям. При установке платформы на предохранительную стойку и разгерметизации гидропривода резко возрастает нагрузка на стойку, наблюдались случаи, когда упор стойки из-за некачественной сварки обрывался, стойка деформировалась и вырывалась из гнезда упора.

На автомобилях – самосвалах, самосвальных прицепах и полуприцепах всех марок используются гидроцилиндр одностороннего действия, обеспечивающий быстрый подъем грузовых платформ. Опускание платформ осуществляется под действием веса порожней платформы. В гидроприводе таких машин предусмотрен замедлительный клапан, призванный обеспечить замедленное опускание грузовых платформ, однако, он часто не выполняет своего назначения. Так, при случайном повреждении или разрыве рукава высокого давления, время опускания, а точнее падения, грузовой платформы составляет всего от 1 до 2 секунд. За такой промежуток времени, эксплуатирующий персонал физически не успевает покинуть опасную зону (под платформой).

Исследование характеристик соединительного узла, при котором возникает аварийное состояние – рассоединение головки гидроцилиндра с платформой прицепа (схема крепления гидроцилиндра к платформе представлена на рисунке 2.7) показало, что рассоединение узлов может произойти при нарушении точности размеров такого соединения.

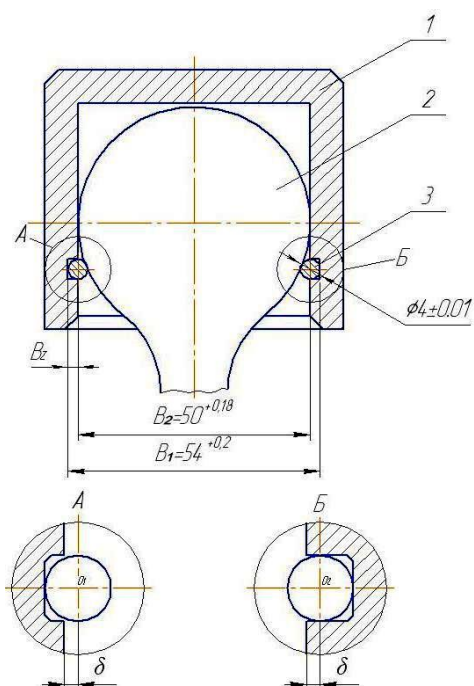


Рисунок 2.7 – Схема крепления гидроцилиндра к платформе или раме прицепа:

А – положение центра кольца при  $V_{Zmin}$ ;  
 Б – положение центра кольца при  $V_{Zmax}$ ;

1 – стакан, 2 – шаровая головка гидроцилиндра;  
 3 – стопорное кольцо.

Проведем анализ полей допусков узлов на максимум и минимум, представленных в рабочей документации.

Так, номинальная величина глубины канавки в стакане под кольцо,  $B_Z$  составляет:

$$B_Z = \frac{B_1 - B_2}{2} = \frac{54 - 50}{2} = 2 \text{ мм}$$

Величина допуска размера  $B_Z$  при расчете на *max* и *min* равна:

$$\delta B_Z = \sum_{i=1}^n \delta B_i = 0,18 + 0,2 = 0,38 \text{ мм}$$

Нижнее и верхнее отклонения находим по выражению:

$$B_Z^B = \frac{0,38}{2} = 0,19 \text{ мм}$$

$$B_Z^H = -\frac{0,38}{2} = -0,19 \text{ мм}$$

Наибольшая и наименьшая величины

$$B_{Z\max} = 2 + 0,19 = 2,19 \text{ мм},$$

$$B_{Z\min} = 2 - 0,19 = 1,81 \text{ мм}$$

Допуск на зазор при среднем коэффициенте рассеивания размеров, равном  $K_{CP} = 1,5$ , составляет:

$$B_Z = K_{CP} \sqrt{\sum_{i=1} \delta B_i^2} = 1,5 \sqrt{0,2^2 + 0,18^2} = 0,4 \text{ мм}$$

$$B_Z^B = \frac{0,4}{2} = 0,2 \text{ мм} \quad B_Z^H = -\frac{0,4}{2} = -0,2 \text{ мм}$$

Согласно расчетам, глубина канавки может принимать размеры от  $B_{Z\max} = 2,2$  мм до  $B_{Z\min} = 1,8$  мм, диаметр проволоки пружинного стопорного кольца:  $d_{\max} = 4,01$  и мм  $d_{\min} = 3,99$  мм.



Таким образом, в пределах допустимых полей допусков на практике имеют место соединения, в которых глубина канавки выполняется по нижнему полю допуска, а диаметр проволоки пружинного кольца – по верхнему. При этом центр кольца (рисунок 2.7А) располагается вне канавки, что при действии на него динамических сил со стороны шаровой опоры должно приводить к возникновению составляющих сил, выталкивающих кольцо из канавки.

Рассмотрим силы, действующие на кольцо (рисунок 2.8).

Для определения реакции  $R_A$  и  $R_B$  составим уравнение проекции сил на оси  $X$  и  $Y$  из условия равновесия:

$$\sum F_Y = 0; -F_{IH}^m - P_{УПР} \cos \alpha + R_B \cos \alpha - F_{TP}^B \sin \alpha + R_A \cos \alpha - F_{TP}^A \sin \gamma = 0$$

$$\sum F_X = 0; F_{IH}^c - F_{TP}^{O_1} + R_B \sin \alpha + F_{TP}^B \cos \alpha - R_A \sin \gamma - F_{TP}^A \cos \gamma - P_{УПР} \sin \alpha = 0$$

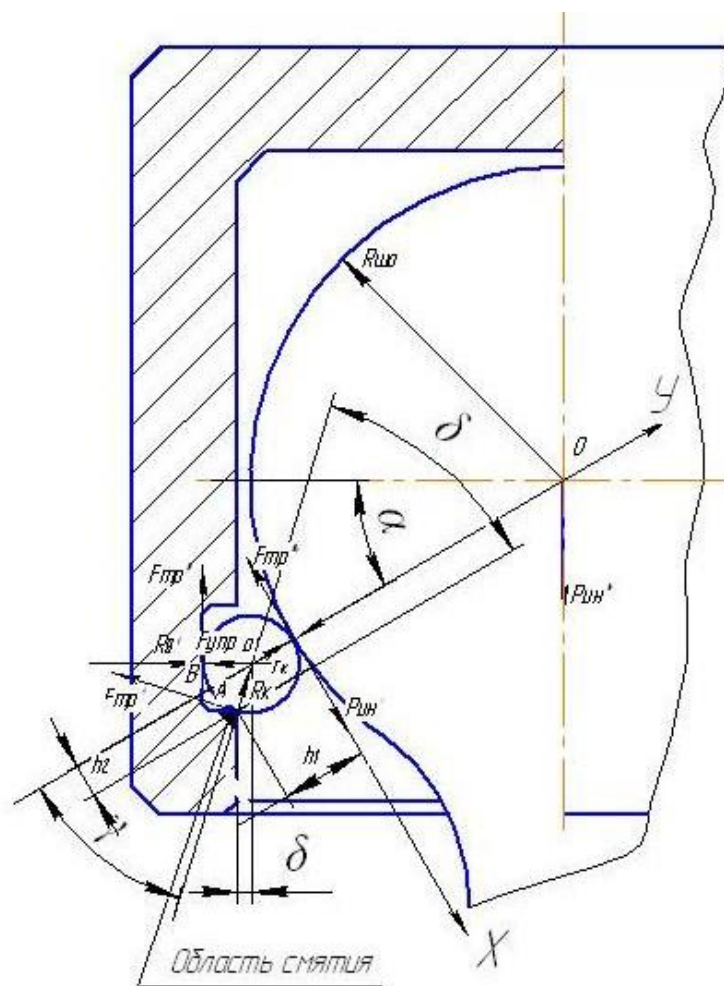


Рисунок 2.8 – Схема сил, действующих на стопорное кольцо при возникновении осевой силы

Принимая во внимание, что:

$$F_{TP}^A = R_A \operatorname{tg} \varphi; \operatorname{tg} \varphi = 0,15; F_{TP}^A = 0,15 R_A; F_{TP}^{O_1} = 0,15 R_{B_V}$$

$$P_{УПР} = 6,7 \text{ кгс}; \quad P_{УПР} = 0,17 F_{ИН}^B$$

Решая систему уравнений, получим:

$$R_A = 0,9397 F_{ИН}^B, \quad R_B = 0,0775 F_{ИН}^B.$$

Составим уравнение моментов сил относительно точки А, соответствующее равновесному положению кольца в канавке:

$$M_A = -F_{ИН}^B \cos \alpha h_1 + F_{ИН}^B \sin \alpha \times 0,15 h_1 + F_{ИН}^B \sin \alpha \times h_2 +$$

$$+ 0,017 F_{ИН}^B \times 2k - 0,0775 F_{ИН}^B \times 2k = 0$$

Силы, имеющие положительный знак, удерживают кольцо в канавке, отрицательные – выталкивают. Разделим все члены уравнения на  $F_{ИН}^B$  и подставим значение плеч:

$$h_1 = r_K + r_K \cos \gamma = r_K (1 + \cos \gamma)$$

$$h_2 = r_K \sin \gamma$$

$$\sin \alpha \times 0,15 r_K (1 + \cos \gamma) + \sin \alpha \times r_K \sin \gamma = \cos \alpha r_K (1 + \cos \gamma) + 0,0605 r_K$$

Разделим на  $r_K$  и, учитывая, что  $\gamma = \Theta - \alpha$ . заменим  $\cos \gamma$  на  $\cos(\Theta - \alpha)$ , получим уравнение:

$$0,15 \sin \alpha + 0,15 \sin \alpha \times \cos(\Theta - \alpha) + \sin \alpha \times \sin(\Theta - \alpha) =$$

$$= \cos \alpha + \cos \alpha \times \cos(\Theta - \alpha) + 0,0605$$

Учитывая, что

$$\cos \Theta = \frac{\delta}{r_K}; \quad \sin \Theta = \frac{\sqrt{r_K^2 - \delta^2}}{r_K}; \quad \cos \alpha = \frac{R_{Ш.О.} - \delta}{R_{Ш.О.} + r_K}; \quad \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha}.$$

Подставляем эти значения в уравнение. Решаем уравнение относительно  $\delta$ . При расчетах примем допущение, что  $R_{ш.о.} = 25 \text{ мм} = \text{const}$ ;  $r_{K\text{max}} = 2,005 \text{ мм}$ ;  $r_{K\text{min}} = 1,995 \text{ мм}$ .

В результате расчетов получены данные:  $\delta = - 1,9955924 \text{ мм}$ ;  $\Theta = 3,0446830 \text{ рад}$ ;  $r_K = 2,0050000 \text{ мм}$ .

Как видно из расчетов, устойчивое положение кольца в канавке не зависит от величины  $F_{ИН}^B$  и наблюдается только при условии его полного утопления в канавке, т.е. глубина канавки равна диаметру проволоки кольца. Однако, при этом, запирающие (удерживающие) свойства кольца сводятся к нулю. При значениях ( $\delta$ ), близких к ( $r_K$ ), имеющих место в конструкции, хотя и происходит рост запирающих свойств кольца, однако, даже сколь угодно малые величины инерционных сил пытаются вытолкнуть его из канавки.

Вместе с тем, согласно чертежам, величина ( $\delta$ ) составляет  $0,205 \text{ мм}$ , и для того, чтобы произошло рассоединение шаровой головки гидроцилиндра и стакана, необходимо совершить работу либо по изменению геометрии кольца, либо деформированию заштрихованной области стакана (рисунок 3.3).

Кольцо должно подвергаться термической обработке, следовательно, можно предположить, что рассоединение может происходить из-за смятия заштрихованной области стакана, которая воспринимает динамические нагрузки со стороны более прочного кольца.

Энергия ( $A$ ), необходимая для изменения формы (смятия) заштрихованной области, определяется по формуле:

$$A = A_{уд}V ,$$

где  $A_{уд}$  – энергия, необходимая для деформации единичного объема материала;

$V$  – объем деформируемого материала,  $\text{м}^3$ .

$$A_{уд} = \frac{[\sigma_{СЖ}]_{ПР} E}{2} = \frac{[\sigma_{СЖ}]_{ПР}^2}{2}$$

где  $[\sigma_{СЖ}]_{пр}$  – предельное минимальное напряжение, при котором происходит пластическая деформация;

$E$  – модуль упругости.

Принимаем, что

$$E = 0,22 \times 10^6, \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{СЖ}]_{пр} = 15,5 \times 10^2, \text{ МПа},$$

$$V = 0,28 \text{ м}^3,$$

$$A_{уд} = 54,54 \text{ МПа}.$$

Тогда,  $A = 54,54 \times 0,28 = 15,27 \text{ МПа}$ .

При каждом возникновении инерционной силы, она совершает работу ( $A$ ) в исследуемом узле, прямо пропорциональную величине этой силы ( $F_{ИН}^B$ ) и величине относительного перемещения элементов в узлах ( $\Delta h$ ).

В нашем случае  $\Delta h$  равна высоте треугольника заштрихованной на рисунке 2.2 поверхности ( $\Delta h = 0,015 \text{ м}$ ).

Определим максимальную силу  $F_{ИН}^B$ , при которой произойдет смятие заштрихованной поверхности стакана и мгновенное аварийное рассоединение узла:

$$F_{ИН}^B = \frac{A}{\Delta h} = \frac{15,27}{0,15} = 101,82, \text{ Н}$$

Отметим, что рассоединение узла может происходить (что вероятнее всего на практике и происходит) и при значительно меньших, но неоднократно повторяющихся, за время эксплуатации величинах осевых нагрузок, т.е.

$$F_{ИН}^B = \frac{A}{\sum_{i=1}^n \Delta h_i}$$

где  $\Delta h_i$  – величина "i – го" перемещения сопрягаемых элементов, м;

$n$  – число перемещений, шт.

Проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что: крепежные элементы силового узла, выполненные в виде пружинного кольца круглого

сечения и канавки, не способны выполнять запирающих функций при условии воздействия на них осевых нагрузок, кольцо под воздействием осевых нагрузок гидроцилиндра в процессе эксплуатации постепенно разрушает (сминает) нижнюю кромку кольцевой канавки стакана, что и является причиной аварийного рассоединения узла.

Автор видит, одним из решений данной проблемы замена шаровой опоры цилиндра на ушковый узел.

## **2.6 Обоснование конструктивных и эксплуатационных параметров силового гидроцилиндра**

Многообразие конструкций и широкий диапазон машин, на которых устанавливаются гидроприводы, привели к разработке большого количества существующих типов гидроцилиндров.

*Гидравлическим цилиндром* называется объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. Гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов различных машин. По конструкции и принципу действия гидроцилиндры очень разнообразны и классифицируются в соответствии с ГОСТ 17752-81. В данной работе, эта классификация будет представлена лишь частично. Очень большое применение гидроцилиндры с несколькими последовательно выдвигающимися цилиндрами получили в автомобилях – самосвалах, самосвальных прицепах и полуприцепах

По конструктивному признаку гидроцилиндры могут быть подразделены, на одноступенчатые и многоступенчатые (телескопические). В одноступенчатых гидроцилиндрах выходное звено выполняется в виде штока с поршнем. В многоступенчатых роль выходного звена последовательно или одновременно выполняют несколько телескопически выдвигающихся штоков (ступеней).

По характеру воспринимаемых внешних нагрузок различают гидроцилиндры одностороннего (прямого) и двустороннего (двойного) действия.

В гидроцилиндрах одностороннего действия движение поршня под действием давления рабочей жидкости происходит только в одном направлении.

Движение в обратном направлении осуществляется под действием внешней нагрузки. Такие гидроцилиндры применяются при действии только сжимающей внешней нагрузки.

В гидроцилиндрах двустороннего действия движение поршня при прямом и обратном (частично или полностью) ходе происходит под воздействием рабочей жидкости. Поэтому такие гидроцилиндры могут применяться при действии как сжимающей, так и растягивающей нагрузки. Для восприятия растягивающих нагрузок служит камера противодействия. Эта камера в многоступенчатых гидроцилиндрах может быть выполнена на внутреннем или наружном цилиндре, на обоих цилиндрах одновременно, либо на каждом цилиндре. Гидроцилиндры с наружной камерой противодействия, в свою очередь, могут иметь камеру нормальной длины и укороченную.

Выдвижение цилиндров многоступенчатых гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия может быть последовательным или одновременным.

Одноступенчатые гидроцилиндры применяются при малом, а многоступенчатые при большом рабочем ходе, превышающем 0,8 длины его корпуса.

Многоступенчатые гидроцилиндры имеют обычно не более шести ступеней. Чаще встречаются двух-, трех- и четырехступенчатые гидроцилиндры.

На рисунках 2.9 и 2.10 показаны основные типы гидроцилиндров. По направлению действия рабочей жидкости все гидроцилиндры можно разделить на две группы: одностороннего и двустороннего действия.

На рабочий орган гидроцилиндра одностороннего действия жидкость может оказывать давление только с одной стороны, как, например, в схемах на рисунке. Здесь движение поршня вправо обеспечивается за счет давления жидкости, подводимой в левую полость гидроцилиндра. Обратное перемещение в гидроцилиндрах одностороннего действия обеспечивается другим способом. Наиболее часто это достигается за счет пружины или веса груза при вертикальном движении поршня.

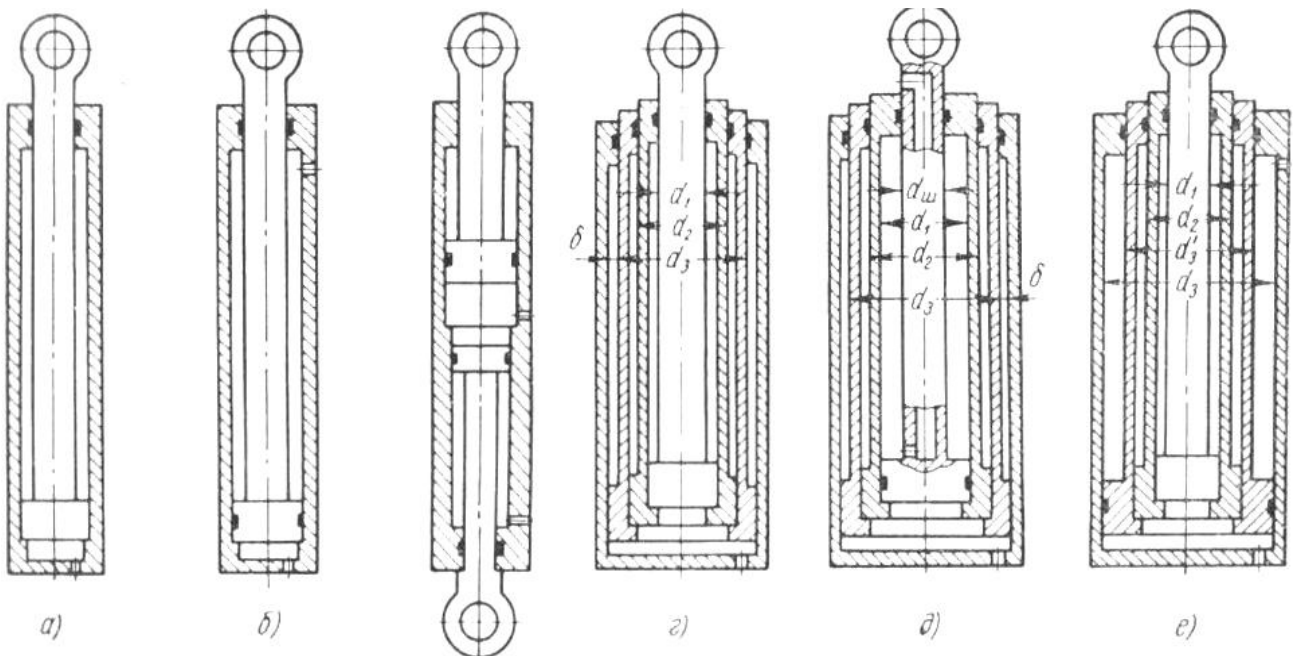


Рисунок 2.9 – Основные типы гидроцилиндров:

*a* – одноступенчатые одностороннего действия; *б* – одноступенчатые двустороннего действия; *в* – одноступенчатые двустороннего действия с двумя штоками; *г* – многоступенчатые одностороннего действия с последовательным выдвиганием цилиндров; *д* – многоступенчатые двустороннего действия с последовательным выдвиганием цилиндров, с камерой противодействия на внутреннем цилиндре; *е* – то же, с камерой противодействия на наружном цилиндре (камера нормальной длины).

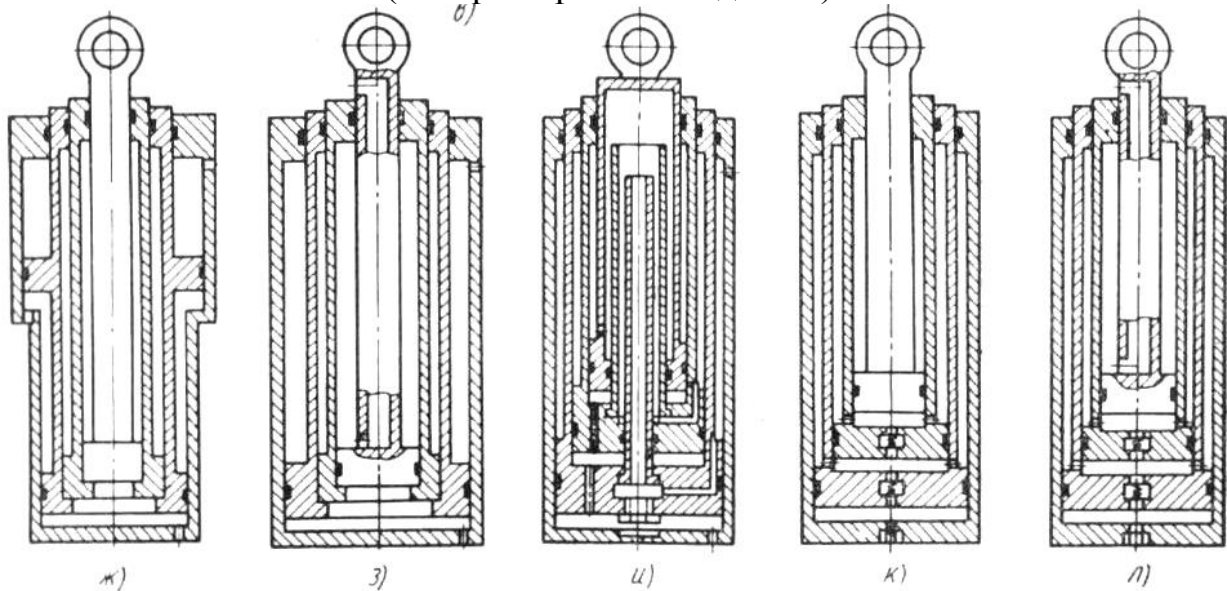


Рисунок 2.10 – Основные типы гидроцилиндров:

*ж* – многоступенчатые двустороннего действия с последовательным выдвиганием цилиндров, с укороченной камерой; *з* – то же, с камерами противодействия на внутреннем и наружном цилиндрах одновременно; *и* – то же, с камерами противодействия на каждом цилиндре; *к* – многоступенчатые с одновременным выдвиганием цилиндров одностороннего действия; *л* – то же, двустороннего действия

Перемещение рабочего органа гидроцилиндра двухстороннего действия в обоих направлениях обеспечивается за счет рабочей жидкости. В таких гидроцилиндрах жидкость может подводиться как в левую полость (тогда поршень движется вправо), так и в правую для обеспечения движения влево. Гидроцилиндры подразделяются также по конструкции рабочего органа. Наибольшее распространение получили цилиндры с рабочим органом в виде поршня или плунжера. Причем поршневые гидроцилиндры могут быть выполнены с односторонним или двухсторонним штоком.

Полный КПД гидроцилиндров определяется в первую очередь величиной механического КПД, который для большинства конструкций составляет  $\eta_m$  равен от 0,85 до 0,95. Гидравлические потери в цилиндрах практически отсутствуют и гидравлический КПД равен единице ( $\eta_r = 1$ ). Объемные потери в рассматриваемых устройствах могут иметь место в зазоре между поршнем и цилиндром. Однако при уплотнении этого места резиновыми кольцами или манжетами они очень малы. Тогда объемный КПД также можно считать равным единице ( $\eta_o = 1$ ).

### **2.6.1 Обоснование методики и математической модели расчета эксплуатационных параметров гидроцилиндра**

Начальная длина гидроцилиндра в сложенном положении и рабочий ход зависят от конструктивной схемы машины и величины действующих внешних нагрузок и определяются обычно графоаналитическим методом (рисунок 2.11).

Нагрузка  $N$  на цилиндр определяется по формуле

$$N = \frac{M}{nh} \quad (2.1)$$

где  $M$  – момент действия груза, грузовой платформы и ветровой нагрузки;

$n$  – число гидроцилиндров,  $n = 1$  или  $2$ ;

$h$  – плечо гидроцилиндра относительно оси вращения грузовой платформы





В точке **B** гидроцилиндр закреплен на грузовой платформе, а точке **A** – на раме грузоподъемной машины. Из схемы видно, что при выборе компоновки гидроцилиндра можно варьировать такими параметрами, как **a**, характеризующим удаление гидроцилиндра от оси вращения стрелы;  $\Delta$ , определяющим размещение точки **B** относительно оси **ox**, и углом  $\psi$  наклона гидроцилиндра.

При выборе точек **A** и **B** крепления гидроцилиндра на грузовой платформе и раме машины исходят из следующих общих предпосылок.

Для того чтобы при заданной внешней нагрузке **Q** сжимающее усилие на гидроцилиндр в начале рабочего хода было наименьшим, в исходном положении гидроцилиндр должен устанавливаться перпендикулярно к линии **OB**, соединяющей ось вращения платформы с верхней точкой крепления гидроцилиндра.

Наименьшее растягивающее усилие в конце рабочего хода будет в том случае, если в исходном положении угол **ABO** тупой, а также при смещении точки **B** крепления гидроцилиндра вниз по оси платформы

Некоторому уменьшению рабочего хода способствует установка гидроцилиндра в исходном положении под острым углом **ABO**, а также смещение точки **B** вверх от оси платформы.

Для количественной оценки влияния различных параметров на изменение габаритов гидроцилиндра поставленная задача решена в общем виде для относительно большого диапазона исходных параметров [82].

Для решения поставленных задач введем обозначения:

$l_{min}$  и  $l_{max}$  – минимальная и максимальная длины гидроцилиндров соответственно;

**a** – расстояние от оси вращения платформы (точки **O**) до перпендикуляра, опущенного из точки **B** на ось платформы;

**A** – расстояние от верхней точки **B** крепления гидроцилиндра до оси платформы;

$\Psi$  – угол между осью гидроцилиндра и перпендикуляром к оси платформы;

$\varphi$  – угол наклона платформы к горизонтальной оси **Ox**;

$M_{P_i}$  – грузовой момент при  $\varphi = 0^\circ$  ;, для расчетов примем  $M_c = \text{const} = 1$  единице момента;

$M_c$  – грузовой момент при  $\varphi = 90^\circ$  в единицах момента;

$F_c$  – максимальное сжимающее усилие на гидроцилиндр при  $\varphi = 0^\circ$  от действия грузового момента  $M_c$ ;

$F_{P_1}, F_{P_2}, F_{P_3}, F_{P_4}, F_{P_5}, F_{P_6}$  – максимальное растягивающее усилие на гидроцилиндр при  $\varphi = 90^\circ$  от действия грузового момента  $[M_{P_i}]$  равного 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 и 1,2 (единиц момента) соответственно;

$h_1, h_2, h_3, h_4$  – расстояние от оси вращения платформы до продольной оси гидроцилиндра (плечо действия нагрузок  $N_c$  и  $N_{P_i}$ .) при угле  $\varphi$  равном  $0^\circ; 30^\circ; 60^\circ$  и  $90^\circ$  соответственно. Очевидно, что

$$F_c = \frac{M_c}{h_1}; \quad F_{P_i} = \frac{M_{P_i}}{h_4} \quad (2.3)$$

Из этих формул следует, что при заданных внешних грузовых моментах максимальные сжимающие и растягивающие усилия на гидроцилиндр определяются величиной плеч  $h_1$  и  $h_4$  которые, в свою очередь, зависят от компоновки гидроцилиндра на машине, т. е. от выбора параметров  $a, \Delta, \Psi$ .

Число секций цилиндров  $i$  гидроцилиндра зависит от отношения величины рабочего хода  $l_{paб}$  к начальной длине  $l_0$  и может быть составлено на основе анализа конструкций существующих гидроцилиндров:

$l_{paб} : l_0$	0,6 – 0,8	0,8 – 1,5	1,5 – 2,4	2,4
$i$	1	2	3	>3

Наибольшие значения  $l_{paб}/l_0$  относятся главным образом к гидроцилиндрам с нижней опорой. Меньшие значения этого отношения характерны для цилиндров с проушинами. Следовательно, гидроцилиндры с шаровой опорой имеют по сравнению с гидроцилиндра ушковыми узлами меньшие начальные габариты при одинаковом рабочем ходе

В практике чаще всего применяются гидроцилиндры одно-, двух-, трех- и пятиступенчатые. При выборе числа цилиндров необходимо учитывать, что их увеличение связано с усложнением конструкции гидроцилиндра и возрастанием его стоимости. Кроме того, с увеличением числа цилиндров повышается неравномерность скорости движения. Поэтому, если позволяет конструкция и габариты агрегата, целесообразно за счет увеличения начальной длины  $l_0$  обеспечить возможность применения гидроцилиндра не более чем трех – или четырехступенчатого.

Выбор рабочих ходов отдельных секций цилиндра рассмотрен на примере расчета гидроцилиндра схематически показанного на рисунке 2.12.

Введем обозначения:  $l_1, l_2, l_3$  – рабочие хода 1, 2 и 3 – го цилиндра соответственно.

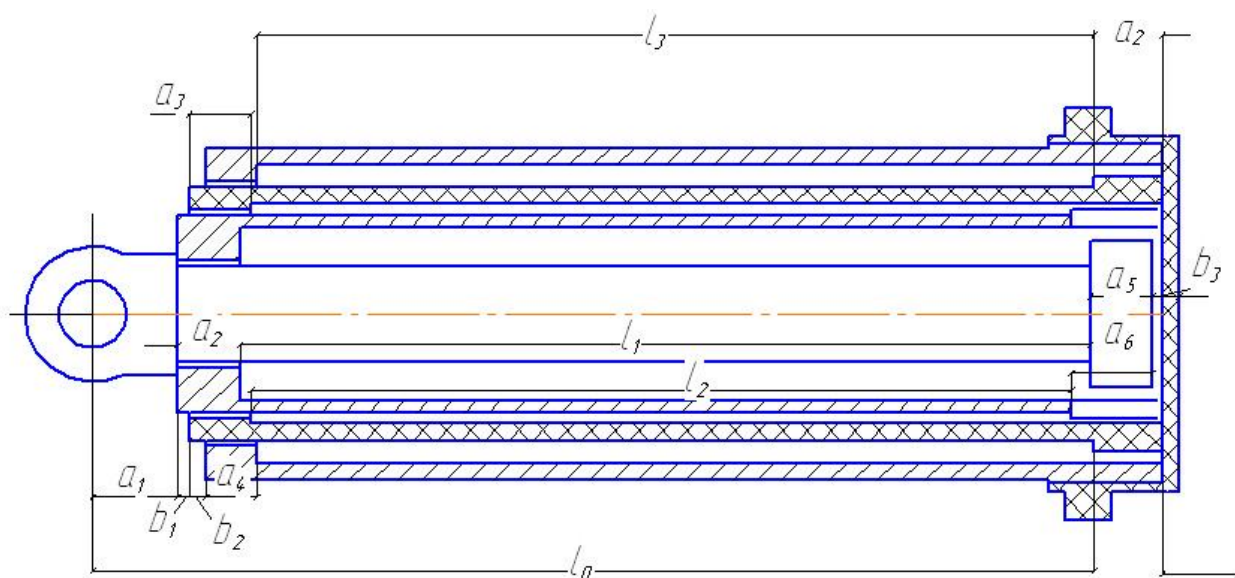


Рисунок 2.12 – Схема гидроцилиндра

При принятых обозначениях

$$l_1 = l_0 + x - a_1 - a_2 - a_5 - \delta_3$$

$$l_2 = l_0 + x - a_1 - \delta_1 - a_3 - a_6 - \delta_3$$

$$l_3 = l_0 + x - a_1 - \delta_1 - \delta_2 - a_4 - a_7$$

$$l_1 = l_1 + l_2 + l_3 \quad (2.4)$$

В этих уравнениях все параметры, кроме  $l_1, l_2, l_3$  и  $x$  выбираются на основании опыта проектирования гидроцилиндров. Введем обозначения:

$$\begin{aligned} A_1 &= l_0 - a_1 - a_2 - a_5 - \delta_3 \\ A_2 &= l_0 - a_1 - \delta_1 - a_3 - a_6 - \delta_3 \\ A_3 &= l_0 - a_1 - \delta_1 - \delta_2 - a_4 - a_7 \end{aligned} \quad (2.5)$$

С учетом этих обозначений уравнения (2.18) примут вид

$$\begin{aligned} l_1 &= x + A_1 \\ l_2 &= x + A_2 \\ l_3 &= x + A_3 \\ l_{раб} &= 3x + A_1 + A_2 + A_3 \end{aligned} \quad (2.6)$$

Решив систему уравнений (2.5), получим

$$x = \frac{l_{раб} - A_1 - A_2 - A_3}{3}; \quad (2.7)$$

$$l_1 = \frac{l_{раб} + 2A_1 - A_2 - A_3}{3};$$

$$l_2 = \frac{l_{раб} - A_1 + 2A_2 - A_3}{3}; \quad (2.8)$$

$$l_3 = \frac{l_{раб} - A_1 - A_2 + 2A_3}{3}.$$

По справочным данным и уравнению (2.8) определяются продольные размеры всех основных элементов гидроцилиндра. Для обеспечения запаса рабочего хода величину  $x$  выбирают несколько больше расчетного значения.

Поперечные размеры гидроцилиндра определяются рабочей площадью цилиндров, толщиной стенок и высотой опорных буртов [57,67,84,91].

Примем следующие обозначения:

$d_i$  – диаметр  $i$ -го цилиндра без камеры противодействия;

$d_n$  и  $d'$  – наружный и внутренний диаметры камеры противодействия в гидроцилиндре с наружной камерой;

$d^p$  и  $d^c$  – наружный диаметр камеры противодействия (поршня), определенный из условия восприятия растягивающей и сжимающей нагрузок, в гидроцилиндре с внутренней камерой;

$d_{ш}$  – диаметр штока;

$N_i$  – нагрузка на гидроцилиндр в начале выдвижения  $i$  – го цилиндра;

$N_p$  – растягивающая нагрузка;

$p_{max}$  – давление в гидросистеме;  $p_{max} = 15 \dots 25$  МПа;

$p_1$  – давление в камере прямого давления при движении внутреннего цилиндра;

$p'$  – давление в камере противодействия.

### 1. Телескопический гидроцилиндр прямого действия

Характер изменения нагрузки, действующей на гидроцилиндр, представлен на рисунке 2.13 кривой 1.

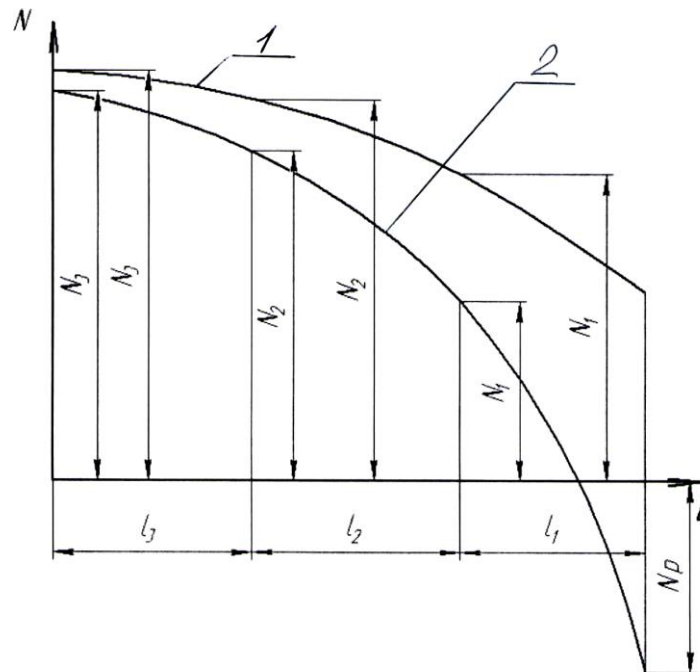


Рисунок 2.13 – График зависимости внешней нагрузки от рабочего хода

Очередность выдвижения цилиндров: 3 – 2 – 1. Наружные диаметры цилиндров определим из формул

$$d_1 = \sqrt{\frac{4N_1}{\pi p_{max}}}; d_2 = \sqrt{\frac{4N_2}{\pi p_{max}}}; d_3 = \sqrt{\frac{4N_3}{\pi p_{max}}}; \quad (2.9)$$

Величина  $p_{max}$  определяется характеристиками насоса и гидроаппаратуры.

Наиболее распространенными гидравлическими системами являются системы с максимальным давлением от 15 до 25 МПа.

При определении диаметров по приведенным формулам может оказаться, что толщина стенок получается неконструктивной, от 7 до 9 мм; тогда, сохраняя неизменным диаметр внутреннего цилиндра  $d_1$  наружные диаметры 2 и 3 – го цилиндров следует установить исходя из допустимой толщины стенок и высоты опорных буртов. Толщина стенки внутреннего цилиндра выбирается с достаточным запасом для обеспечения устойчивости его при сжатии.

Высота  $\delta$  опорных буртов выбирается, равной от 5 до 6 мм.

## ***2 Телескопический гидроцилиндр с камерой противодействия на наружном цилиндре***

Характер изменения нагрузки, действующей на гидроцилиндр, по длине хода показан на рисунке 2.14.

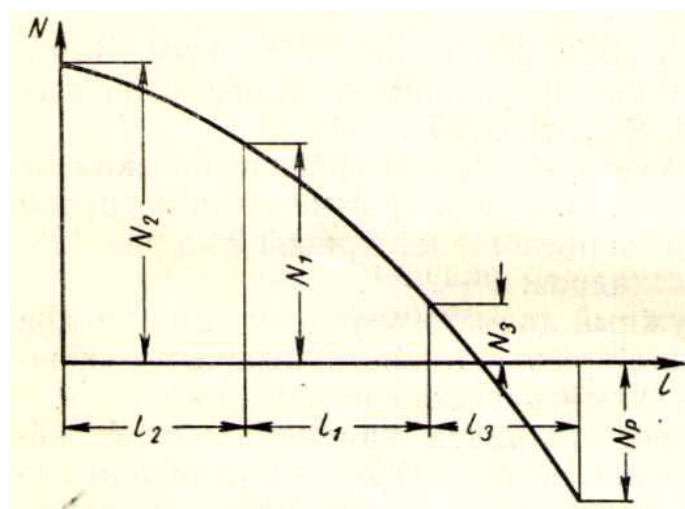


Рисунок 2.14 – График зависимости внешней нагрузки от рабочего хода многоступенчатого гидроцилиндра с камерой противодействия на наружном цилиндре

Очередность выдвижения цилиндров: 2 – 1 – 3.

Определение поперечных размеров гидроцилиндра начинают с расчета наружных диаметров цилиндров, не имеющих камеры противодействия. По формулам (2.9) определяют диаметры  $d_1$  и  $d_2$ . Затем округляют эти диаметры в сторону увеличения до нормальных размеров.

После уточнения размеров  $d_1$  и  $d_2$  определяют геометрические размеры наружного цилиндра.

Внутренний диаметр  $d'_3$  камеры противодействия определяется из конструктивных соображений.

Наружный диаметр  $d_3$  определяется необходимой величиной рабочей камеры противодействия, выбираемый из условия восприятия растягивающей нагрузки  $N_p$ . Наружный диаметр  $d_3$  определяется по формуле

$$d_3 = \sqrt{\frac{4|N_p| + \pi(d'_3)p'}{\pi(p' - p_3)}}. \quad (2.10)$$

Для расчета рабочих давлений и скоростей движения цилиндров необходимо

Примем следующие обозначения:

$p_i$  – прямое давление при движении  $i$  – го цилиндра;

$p_n$  – прямое давление при движении наружного цилиндра;

$p'_i$  – противодействие при движении  $i$  – го цилиндра;

$F$  – рабочая площадь камеры прямого давления;

$F_i$  – рабочая площадь камеры прямого давления при движении  $i$  – го цилиндра;

$F_n$  – рабочая площадь камеры прямого давления при движении наружного цилиндра;

$v$  и  $v'$  – скорость движения цилиндра при прямом и обратном ходе соответственно;

$Q$  и  $Q'$  – расход жидкости в линии прямого давления и противодействия соответственно.

### ***1. Одноступенчатые гидроцилиндры прямого действия***

Рабочее давление  $p$  при действии внешней нагрузки  $N$  определяется по формуле:



$$p = \frac{N}{F} \quad (2.11)$$

Скорость движения поршня  $v$  при установившемся движении

$$v = \frac{Q}{F} \quad (2.12)$$

## 2. Одноступенчатые гидроцилиндры двойного действия

Прямое действие  $p$  и противодействие  $p'$  связаны между собой зависимостью

$$p = \frac{N}{F} + p' \frac{F'}{F} \quad (2.13)$$

При прямом ходе величина противодействия  $p'$  определяется характеристиками элементов гидросистемы и как уже указывалось выше, может быть постоянной или изменяться по определенному закону.

Если при выходе из штоковой полости установлен предохранительный клапан, то противодействие на всем рабочем ходе будет постоянным, равным давлению настройки этого клапана

$$(p' = p'_{настр} = \text{const}) \quad (2.14)$$

Имеются гидроцилиндры, в которых предохранительный клапан подключается к линии противодействия лишь перед началом действия растягивающей нагрузки. В этом случае на начальном участке прямого хода, когда на гидроцилиндр действует значительная сжимающая нагрузка, противодействие может быть принято равным нулю. ( $p' \approx 0$ ) и прямое давление определяется уравнением (2.14). На конечном участке прямого хода противодействие ( $p' = p'_{настр} = \text{const}$ ) и выражение 2.13 для  $p$  примет вид

$$p = \frac{N}{F} + p'_{настр} \frac{F'}{F} \quad (2.15)$$

Величина давления настройки предохранительного клапана линии противодействия из условия восприятия растягивающей нагрузки

$$p'_{настр} \geq \frac{|N_p|}{F'} \quad (2.16)$$

Обычно принимают

$$p'_{настр} \geq \frac{|N_p|}{F'} + 1 \dots 2 \text{ МПа} \quad (2.17)$$

Скорость движения поршня определяется по формуле (2.26) либо как

$$v = \frac{Q'}{F'} \quad (2.18)$$

Расходы жидкостей  $Q$  и  $Q'$  связаны между собой соотношением

$$Q = Q' \frac{F}{F'} \quad (2.19)$$

### ***3. Телескопические гидроцилиндры прямого действия***

Рабочее давление  $p$  при действии внешней нагрузки  $N$  определяется по формуле

$$p_i = \frac{N}{F_i} \quad (2.20)$$

Скорость выдвижения (опускания) поршня при установившемся движении

$$v_i = \frac{Q}{F_i} \quad (2.21)$$

Типовые графики давления  $p_i$  и скорости  $v_i$  для заданного изменения нагрузки  $N$  и постоянного расхода жидкости  $Q$  при прямом ходе приведены на рисунке 2.15.

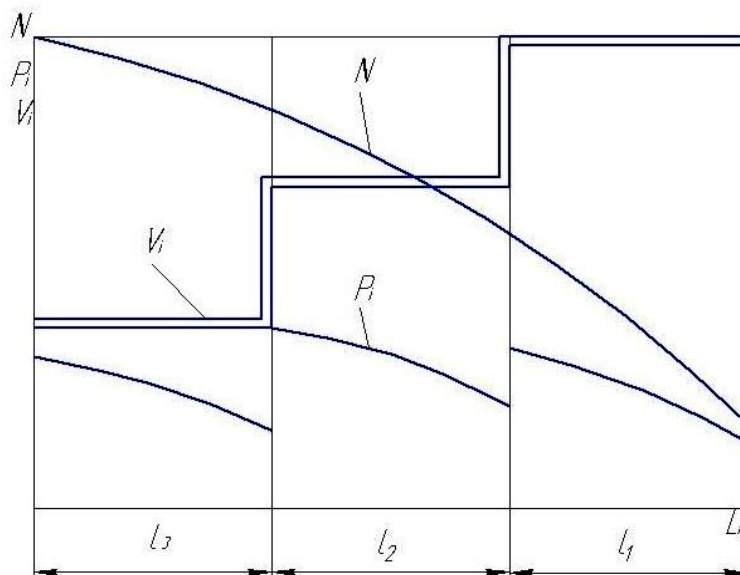


Рисунок 2.15 – Графики давления и скоростей для телескопических гидроцилиндров

Как видно из рисунка, при включении в работу 2 и 1 – го цилиндров происходит ступенчатое возрастание скорости и давления, вызванное скачкообразным уменьшением рабочей площади гидроцилиндра ( $F_3 < F_2 < F_1$ ). Это следует также из формул (2.20) и (2.21).

Для расчета ушковых узлов крепления гидроцилиндра необходимо прежде всего найти напряжение в узле (рисунок 2.16).

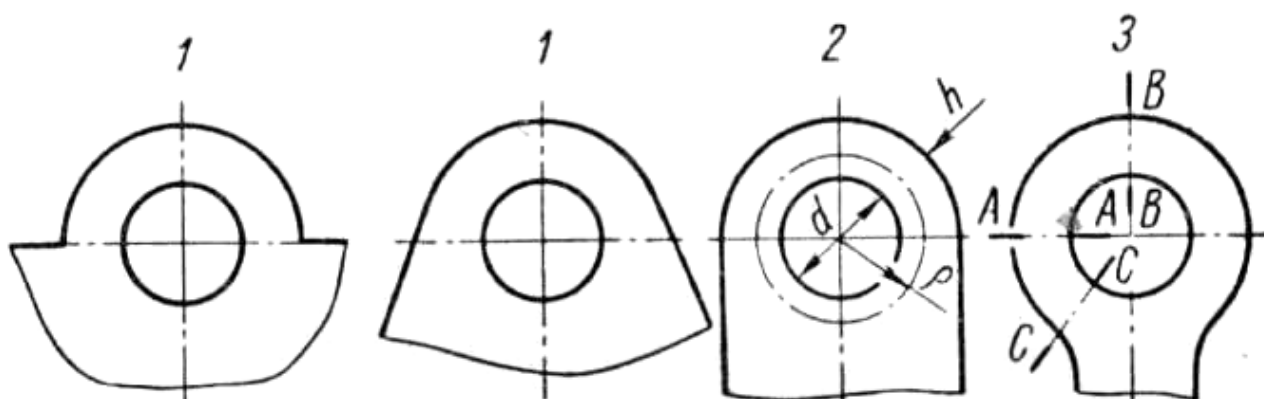


Рисунок 2.16 – Типы проушин (к расчету проушин)

Напряжение в ушковом узле определяется по формуле Ляме:

$$\sigma = q \frac{r^2 + r_1^2}{r^2 - r_1^2} \quad (2.22)$$

где  $q = \frac{N}{d_H b}$  – удельное давление в проушине;

$N$  – наибольшая растягивающая нагрузка на проушину;

$d_H$  – наружный диаметр проушины;

$b$  – толщина проушины;

$r$  и  $r_1$  – наружный и внутренний радиусы проушины соответственно.

Формула Ляме при расчете проушин дает правильные результаты, если определяются напряжения в беззазорном соединении. При наличии зазора между валом шарнира и внутренней поверхностью втулки в сечении проушины возникает изгибающий момент.

В ряде организаций расчет проушин ведется с учетом изгибающего момента.

Рассмотрим расчетные формулы, а также вспомогательные графики для нескольких типов проушин, наиболее часто встречающихся в существующих конструкциях гидроцилиндров.

Исходными данными для расчета проушины являются тип, ширина, толщина, диаметр проушины и действующая нагрузка.

Ниже приведены формулы для определения напряжений в различных типах проушин (рисунок 2.16).

Тип 1 (рисунок 2.16)

**Сечение А – А**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{1}{2F} - \frac{k_2}{F} + c_1 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left( \frac{1}{2F} - \frac{k_2}{F} - c_2 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\tau = N \frac{k_1}{F}$$

**Сечение В – В**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{k_1 + 0,32}{F} - \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left( \frac{k_1 + 0,32}{F} - \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + k_1 - 0,18}{W} \right)$$

Тип 2 (рисунок 2.12)

**Сечение А – А**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left( \frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + 0,58k_1 - 0,08}{W} \right)$$

**Сечение В – В**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{1,15k_1 + 0,03}{F} - \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{W} \right)$$

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{1,15k_1 + 0,03}{F} - \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{F} + c_2 \rho \frac{k_2 + 1,73k_1 - 0,55}{W} \right)$$

Тип 3 (рисунок 2.12)

**Сечение А – А**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left( \frac{1}{2F} - \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + 1,72k_1 - 0,5}{W} \right)$$

### **Сечение В – В**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{2k_1 - 0,54}{F} - \frac{k_2 + 3,72k_1 - 1,54}{F} + c_1 \rho \frac{k_2 + 3,72k_1 - 1,54}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left( \frac{2k_1 - 0,54}{F} - \frac{k_2 + 3,72k_1 - 0,55}{F} - c_2 \rho \frac{k_2 + 3,72k_1 - 1,54}{W} \right)$$

### **Сечение С – С**

$$\sigma_{BH} = N \left( \frac{1 - 1,72k_1}{F} - \frac{k_2}{F} + c_1 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\sigma_{HAP} = N \left( \frac{1 - 1,72k_1}{F} - \frac{k_2}{F} + c_2 \rho \frac{k_2}{W} \right)$$

$$\tau = N \frac{k_1}{F}$$

В приведенных формулах:

$D$  – внутренний диаметр проушины, м;

$h$  – ширина проушины, м;

$\delta$  – толщина проушины, м;

$\rho$  – средний радиус кривизны проушины, м;

$F$  – площадь сечения проушины, м<sup>2</sup>;

$W$  – момент сопротивления сечения проушины, м<sup>2</sup>;

$e$  – расстояние от центра тяжести до нейтральной линии, м;

$k_1, k_2$  – коэффициент нагрузок;

$c_1, c_2$  – коэффициент формы поперечного сечения проушины;

$N$  – наибольшая растягивающая нагрузка на проушину, Н;

$\sigma_{BH}$  – нормальное напряжение в сечении проушины на его внутренней стороне, Па.

$\sigma_{HAP}$  – нормальное напряжение в сечении проушины на его внешней стороне, Па;

$\tau$  – касательное (скалывающее) напряжение в проушине, Па.

На рисунке 2.17 приведены графики определения вспомогательных коэффициентов.

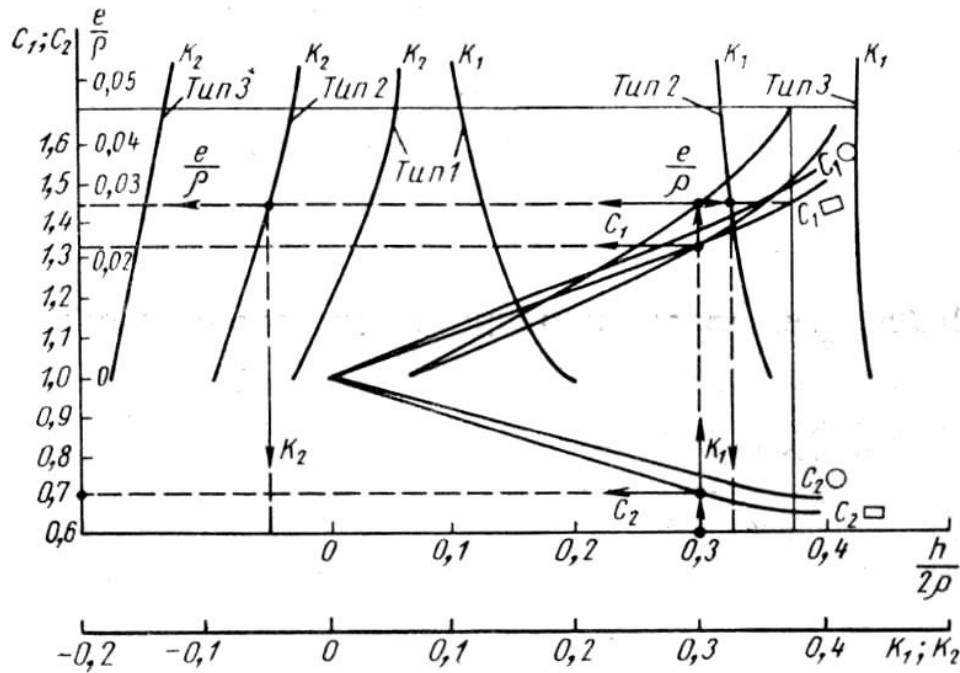


Рисунок 2.17 – Графики для определения вспомогательных коэффициентов при расчете проушин

При определении нормальных и касательных (скалывающих) напряжений в проушине с прямоугольным сечением, зная отношение  $\frac{h}{2\rho}$ , определяются  $c_1$  и  $c_2 \frac{e}{\rho}$  (для прямоугольного сечения), а также  $k_1$  и  $k_2$  для выбранного типа проушины. В этом случае

$$F = \delta h ; \quad W = \frac{\delta h^2}{6} .$$

При определении нормальных и касательных напряжений в проушине с круглым сечением, по тем же графикам, зная отношение  $\frac{h}{2\rho}$ , определяются  $\frac{e}{\rho}$ ,  $c_1$  и  $c_2$  (для круглого сечения), а также  $k_1$  и  $k_2$  для выбранного типа проушины,

$$\text{В этом случае } F = \frac{\pi h^2}{4} ; \quad W = 0,1h^3 \quad \rho = \frac{d+h}{2} .$$

### ***Напряжение изгиба в цилиндрической цапфе***

$$\sigma_{И} = \frac{Nl}{0,4d^2} \quad (2.23)$$

### ***Удельное давление во втулке***

$$q = \frac{N}{2dl_1} \quad (2.24)$$

### ***Удельное давление в шаровой цапфе***

$$q = \frac{6N}{2d_1^2} \quad (2.25)$$

В формулах 2.23, 2.24, 2.25

N – наибольшая нагрузка на цапфу, Н;

d – диаметр цилиндрической цапфы, м;

d<sub>1</sub> – диаметр упора шаровой цапфы, м;

l – длина цилиндрической цапфы, м;

l<sub>1</sub> – длина втулки, м.

### ***Напряжения изгиба в осях шарниров гидроцилиндра***

$$\sigma_{И} = \frac{N(l - 0,5l_1)}{0,4d^2} \quad (2.26)$$

где N – наибольшая нагрузка на ось шарнира, Н;

l – расстояние между реакциями опор, м;

l<sub>1</sub> – длина втулки проушины, м;

d – диаметр оси шарнира, м.



## 2.7 Теоретическое обоснование эксплуатационных параметров устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой самосвальной платформы

В нашей стране и за рубежом для торможения рабочего цилиндра, опускающего груз, разработаны и используются дроссельные устройства и замедлительные клапаны.

Дроссельные устройства или дроссели, которые представляют собой регулируемые и нерегулируемые местные сопротивления. У первых площадь проходного сечения можно изменять в процессе работы, изменяя тем самым расход рабочего тела.

В зависимости от формы проходного сечения и регулирующего элемента дроссели делятся на игольчатые, щелевые, канавочные, пластинчатые (рисунок 2.18).

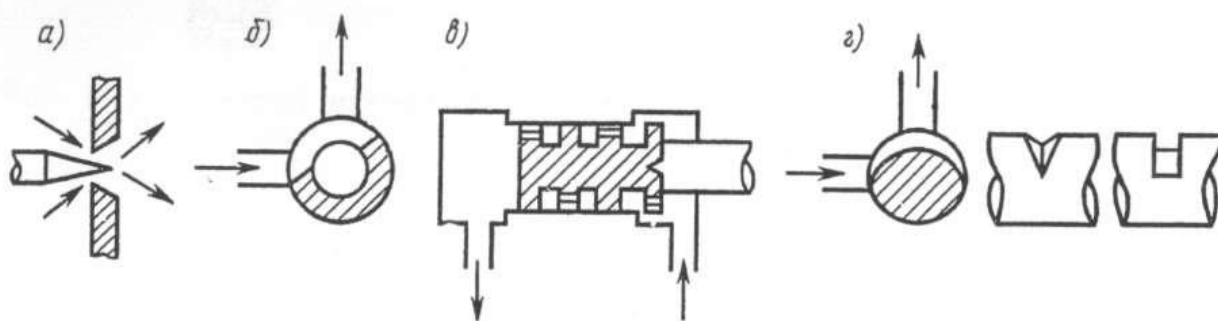


Рисунок 2.18 – Схемы дросселей; а – игольчатый; б – щелевой; в – пластинчатый; г – канавочный

Наиболее характерной особенностью дросселя является форма проходного сечения и соотношение между его площадью и периметром смачивания. Чем больше отверстие и чем меньше его периметр смачивания, тем меньше сказывается облитерация и вязкость жидкости на расходе, тем стабильнее работает дроссель. Изменение площади проходного сечения у игольчатых дросселей достигается за счет осевого перемещения иглы. Их недостаток – склонность к облитерации вследствие значительного периметра кольцевой щели.

У щелевых дросселей площадь проходного сечения изменяется при повороте полой пробки, в которой выполнена щель. Так как толщина стенки пробки мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Не возникает здесь и облитерации.

Пластинчатый дроссель состоит из набора шайб с отверстиями. Расход меняется с изменением числа шайб, находящихся на пути потока жидкости. На характеристику такого дросселя мало влияют облитерация и вязкость жидкости, но он хуже работает при загрязненном рабочем теле.

У канавочных дросселей изменение площади проходного сечения достигается поворотом пробки, на боковой поверхности которой сделаны эксцентричные каналы треугольной или прямоугольной формы. Эти дроссели склонны к облитерации, и при малых расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости.

В ряде случаев для управления расходом рабочего тела применяются гидроклапаны (рисунок 2.19).

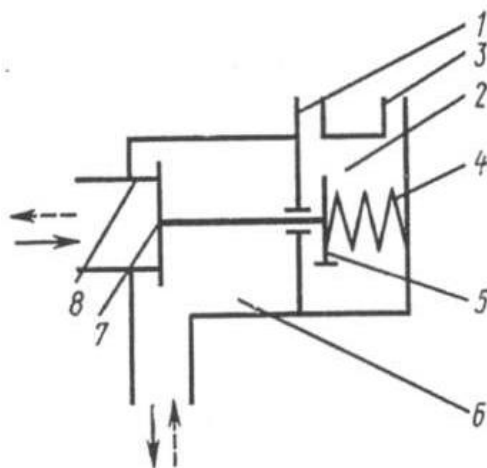


Рисунок 2.19 – Схема гидроклапана:

1 – линия подвода управляющего давления; 2 – управляющая полость;  
3 – линия дренажа; 4 – пружина; 5 – поршень; 6 – жидкостная полость;  
7 – тарель клапана; 8 – седло:

—▶ — направление движения жидкости в клапане прямого действия  
- - -▶ — направление движения жидкости в клапане обратного действия

В таком клапане тарель перемещается под действием высокого управляющего давления жидкости, что позволяет уменьшить габариты и массу клапана.

В машиностроении постоянно возникает необходимость в использовании гидравлических цилиндров одностороннего действия, обеспечивающих быстрый подъем рабочих органов платформ (органов) и постоянное независимое от внешней нагрузки время опускания.

На отечественных грузовых платформах для предотвращения поломок, при переводе их из транспортного положения в рабочее сопровождаемого сильными ударами машин о поверхность, применяются замедлительные клапаны (рисунок 2.20).

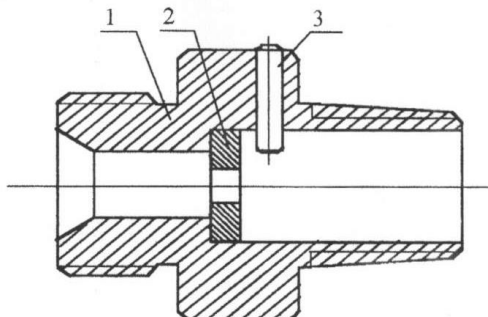


Рисунок 2.20 – Замедлительный клапан

Замедлительный клапан состоит из корпуса 1, шайбы с калиброванным отверстием 2 и трех штифтов 3, ограничивающих перемещение шайбы. Диаметр калиброванного отверстия шайбы для различных гидравлических цилиндров выбирают разные в зависимости от грузоподъемности. Замедлительный клапан одним концом ввертывают в отверстие гидравлического цилиндра, на другой конец подсоединяют шланг от гидросистемы трактора или машины. Данный клапан позволяет быстрый подъем грузовых платформ и более замедленное ее опускание.

В настоящее время в гидроподъемниках машин, предназначенных для подъема грузовых платформ, масло поступает через калиброванное отверстие штуцера 1, позволяет опускаться платформе замедленно (рисунок 2.21).

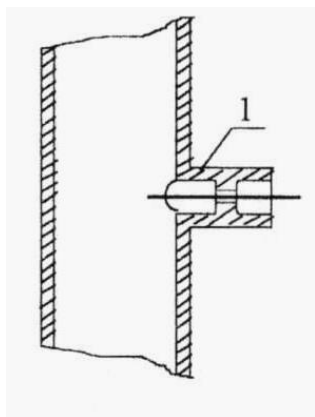


Рисунок 2.21 – Гидроцилиндр: 1 – штуцер с калиброванным отверстием

Транспортные средства с грузовыми самосвальными платформами оборудованы предохранительными стойками, чтобы обеспечить безопасность работающих, при эксплуатации грузовых платформ. Однако как показывает практика и анализ травматизма, обслуживающий персонал редко пользуется предохранительной стойкой при работе под поднятой платформой. Отмечены также случаи, когда при случайном обрыве рукава высокого давления, устранении отказов в гидравлической системе (затягивании штуцера шланга, подводящего гидравлическую жидкость к гидроцилиндру, чтобы устранить течь и т.д.) может происходить резкое опускание платформы. Оператор, находящийся под ней, не успевает покинуть опасную зону, травмируется (в большинстве случаев с летальным исходом). Таким образом, задача обеспечения безопасности оператора к определению оптимального времени опускания платформы.

Рассмотрим время опускания платформы и параметры, от которых оно зависит:

$$t = \frac{V}{Q}$$

где  $t$  – время опускания платформы, с;

$V$  – объем полости гидравлического цилиндра заполняемой маслом,  $\text{м}^3$ ;

$Q$  – расход жидкости через калиброванное отверстие в штуцере,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Согласно теоретическим расчетам расход жидкости определяется:

$$Q = \frac{l\pi R}{\eta 8l} \Delta p$$

где  $\eta$  – вязкость масла,  $\text{кг}/\text{м с}$ ;

$R$  – радиус калиброванного (дроссельного) отверстия, м;

$l$  – длина калиброванного (дроссельного) отверстия, м, в нашем случае из-за малой величины можно пренебречь;

$\Delta p$  – перепад давления в калибровочном отверстии,  $\text{кг}/\text{м}^2$ .

В предварительных расчетах можно пользоваться равенством

$$p = p_1 = \frac{(1,1...1,5)P}{0,785D^2}$$

где  $P$  – внешнее усилие на штоке цилиндра, кг;

$D$  – диаметр поршня, м.

При случайном обрыве шланга давление за калиброванным отверстием будет равно нулю  $p_2 = 0$ , тогда,

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_1$$

Однако, такие клапаны и калибровочные отверстия, не обеспечивают постоянное время опускания грузоподъемных платформ при различной внешней нагрузке. Так как при максимальной нагрузке и случайном обрыве шланга (по выше изложенным формулам для грузовой платформы) время опускания платформы составляет около 6 секунд, а при минимальной – 20 секунд. Это приводит как к повреждению подъемных средств, и как уже отмечалось, к смертельному травмированию людей, по каким-либо причинам оказавшихся в зоне движения платформы.

Для того, чтобы увеличить время опускания грузовой платформы, надо соответственно уменьшить площадь калиброванного отверстия в штуцере или шайбе. Однако, уменьшение сечения отверстия приводит к негативным последствиям: увеличивается времени подъема платформы (что экономически не выгодно), большая часть мощности машины расходуется на нагрев масла при перепуске через калибровочное отверстие, что крайне не желательно.

Задача обеспечения безопасности операторов при падении грузовой платформы сводится к определению оптимального безопасного времени опускания (падения) платформы при разрыве рукава высокого давления. Такого времени, при котором, люди находящиеся под ней, смогли покинуть опасную зону. Требуемое условие может обеспечить устройство регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы

Параметры дроссельных каналов регулятора должны выбираться из следующих соображений. Под воздействием перепада давления  $\Delta p$  плунжер (пакет дроссельных шайб) преодолевая сопротивление пружины, перемещается на величину  $\Delta l$  от своего первоначального положения. Участки дроссельных каналов, находящиеся на расстоянии  $\Delta l$  от начала образуют дроссельный элемент, причем площадь дросселирования определяется суммой минимальных сечений каналов на данном участке.

Зависимость площади сечения дроссельных каналов от  $\Delta l$  (расстояние от начального положения пакета дроссельных шайб) находится путем решения системы уравнений (2.27, 2.28, 2.29).

$$\Delta p = \frac{T}{S} \quad , \quad (2.27)$$

$$Q = \frac{1}{h} \times \frac{\pi R^4}{8L} \Delta p \quad , \quad (2.28)$$

$$\Delta p = (\Delta l + l_1) \times \frac{C}{S_{пл}} \quad (2.29)$$

где:  $\Delta p$  – перепад давлений на входе и выходе устройства, Н/м<sup>2</sup> (т.к. давление на выходе много меньше давления на входе, то принимается, что  $\Delta p = p_{вх}$ ;

$S$  – площадь поршня гидравлического цилиндра, м<sup>2</sup>;

$T$  – рабочая нагрузка на цилиндр, Н;

$Q$  – объемный расход масла через устройство, м<sup>3</sup>/с;

$S_{пл}$  – площадь плунжера устройства м<sup>2</sup>;

$l$  – начальное сжатие пружины;

$C$  – коэффициент жесткости, Н/м;

$R$  – радиус дроссельного канала, м;

$L$  – длина дроссельного канала принята нами равной длине плунжера, м;

$\eta$  – коэффициент вязкости гидравлической жидкости, выбирается равным  $11,3 \cdot 10^2$  кг/м с.

Обозначая максимальную и минимальную нагрузку на цилиндр  $T_{\max}$  и  $T_{\min}$  соответственно найдем коэффициент жесткости пружины  $C$  и зависимость  $R$  от  $\Delta l$ :

$$\begin{aligned}\frac{1}{S}T_{\max} &= (\Delta l + l_1) \frac{C}{S_{III}} \\ \frac{1}{S}T_{\min} &= l_1 \frac{C}{S_{III}}\end{aligned}\quad (2.30)$$

$$\begin{aligned}\frac{C}{S_{III}} &= \frac{T_{\max}}{S(\Delta l_{\max} + l_1)} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S\Delta l_{\max}} \\ l_1 &= \frac{T_{\max}}{T_{\max} - T_{\min}} \Delta l\end{aligned}\quad (2.31)$$

$$\Delta p = p_{BX} = (\Delta l + \Delta l_{\max} \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}) \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S\Delta l_{\max}} = \Delta l \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S\Delta l} + \frac{T_{\min}}{S}\quad (2.32)$$

$$R = \sqrt{\frac{SQL\eta}{\pi\Delta p}} = \sqrt{\frac{8QL\eta}{\pi(\Delta l \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S\Delta l_{\max}} + \frac{T_{\min}}{S})}}\quad (2.33)$$

$$Q = \frac{XS}{l}\quad (2.34)$$

Подставляя полученные данные в формулу, связывающую  $R$  с  $\Delta l$  получаем:

$$R = \sqrt{\frac{SQL\eta}{\pi\Delta p}} = \sqrt{\frac{8QL\eta}{\pi(\Delta l \frac{T_{\max} - T_{\min}}{S\Delta l_{\max}} + \frac{T_{\min}}{S})}}\quad (2.35)$$

Жесткость пружины:

$$C = S_{III} \frac{T_{\max} - T_{\min}}{\Delta l_{\max}}\quad (2.36)$$

$$l_1 = \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}} \Delta l_{\max}\quad (2.37)$$

## 2.8 Герметичность гидропривода

### 2.8.1 Уплотнения

Элементы гидропривода могут выполнять свои функции только при наличии достаточной герметичности в подвижных или неподвижных соединениях. Герметичность зависит от свойств жидкости и материала конструкции, условий работы, нагруженности сборочных единиц, продолжительности эксплуатации, а также других факторов и обеспечивается установкой уплотнений.

В гидравлических системах сельскохозяйственных машин уплотнения должны обеспечивать работу в диапазоне температур  $120...60$  °С с давлением до 50 МПа, не допускать утечек жидкости и не создавать больших потерь на трение.

Уплотнения можно классифицировать по следующим признакам:

1. По виду относительного движения (вращательного, возвратно-поступательного и комбинированного) – уплотнения неподвижных и подвижных соединений.
2. По направлению упругой деформации – радиальные и аксиальные (торцевые).
3. По конструкции – эластичные (кольца, манжеты, прокладки), механические, бесконтактные, диафрагмовые жидкостные и лабиринтные уплотнения;
4. По материалу – металлические и неметаллические.

Применяются также защитные уплотнения (пыльники, грязесъемники), которые предназначены для предохранения рабочих, полостей гидравлических устройств от проникновения загрязняющих частиц из внешней среды. Классификация уплотнений приведена на рисунок 2.22.

Эластичные уплотнения (рисунок 2.23,*a*) используют для герметизации подвижных и неподвижных соединений. Кольца круглого сечения размещают в прямоугольных канавках в обжатом состоянии.





Рисунок 2.22 – Классификация уплотнений

Они надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа. Кольца прямоугольного сечения служат для уплотнения поршней или штоков с рабочим давлением до 30 МПа. Х-образные и П-образные уплотнения рекомендуются для герметизации деталей с возвратно – поступательным движением. Иногда их собирают в пакеты по несколько штук. Такие уплотнения способны работать при давлении 34...50 МПа. Манжеты применяются для уплотнений вращающихся валов при давлениях не выше 0,1...0,2 МПа.

В механических уплотнениях (рисунок 2.23, б) уплотняющий элемент (кольцо) выполнен из металлического углеграфитового или другого материала; они предназначены для деталей возвратно–поступательного действия.

В бесконтактных уплотнениях (рисунок 2.23, в) герметизация создается минимальным зазором между сопряженными деталями.

Такого типа уплотнения применяются в элементах золотник – корпус распределителя, качающих сборочных единиц насосов, гидромоторах, гидроклапанах, гидродвигателях и других подвижных соединениях. Диаметральный зазор сопрягаемых деталей должен составлять 3...5 мкм. Сопрягаемые детали, изготовленные из различных материалов и имеющие неодинаковые коэф-

коэффициенты расширения, должны устанавливаться с учетом возможного заклинивания при нагреве.

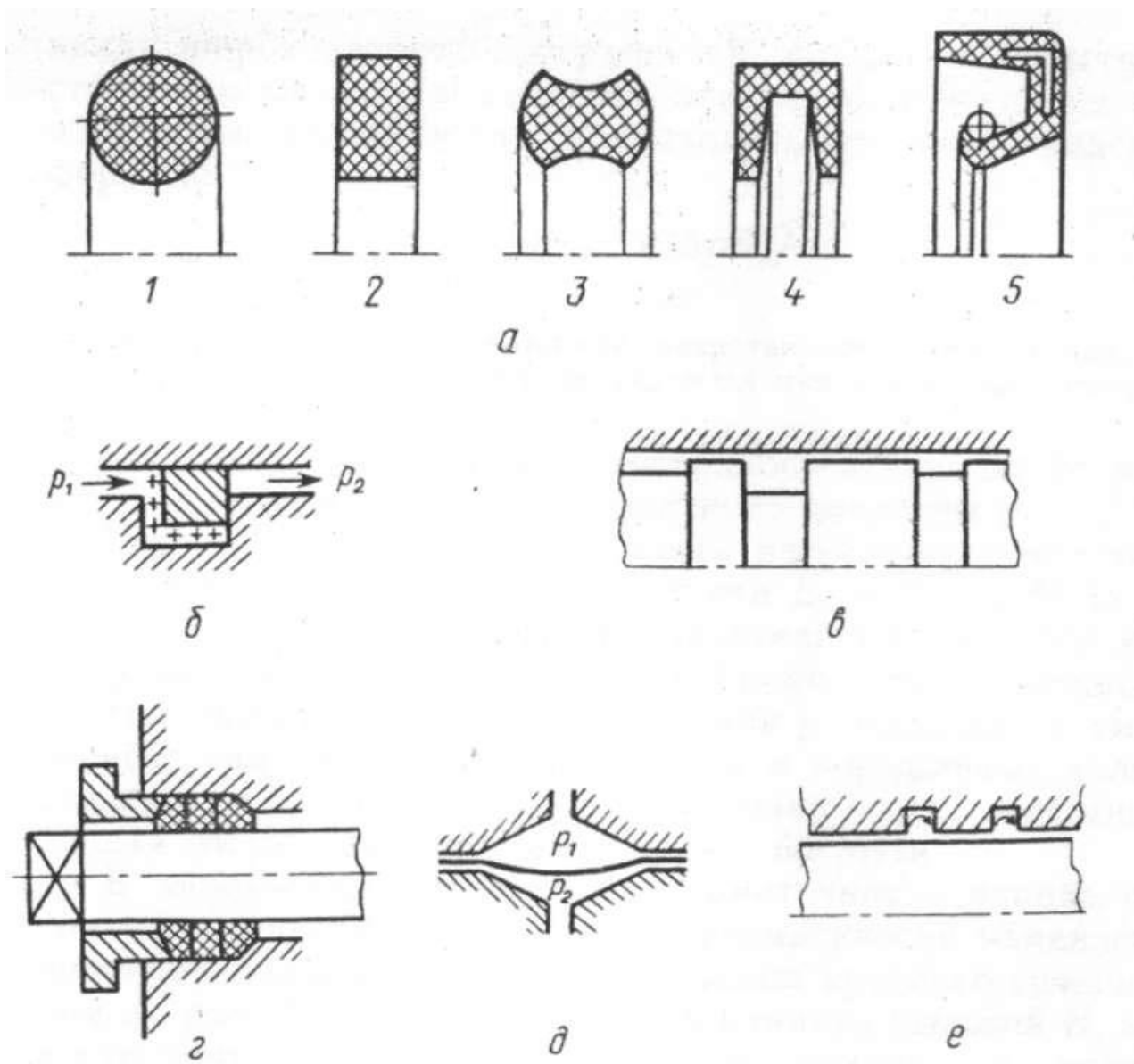


Рисунок 2.23 – Уплотнения:

*a* – эластичные: 1 – круглое кольцо; 2 – прямоугольное кольцо;  
 3 – X-образное кольцо, 4 – П-образное кольцо; 5 – манжета,  
*б* – механическое; *в* – бесконтактное; *г* – набивочное;  
*д* – диафрагменное; *е* – лабиринтное

Набивочные уплотнения (рисунок 2.23, *г*) применяют для герметизации тех сред, в которых быстро разрушаются эластичные уплотнения (в растворах, горячей воде).

Диафрагмовые уплотнения (рисунок 2.23, *д*) выполнены из эластичного

материала и обеспечивают большую деформацию под действием перепада давления герметических сред.

Лабиринтное уплотнение (рисунок 2.23, *e*), используемое на плунжерах и клапанах, способствует их разгрузке и снижает утечки,

Герметизация неподвижных соединений и стыков достигается установкой прокладок, в этом случае необходимо, чтобы контактное давление, т. е. сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладки, превышало давление уплотняемой среды.

### 2.8.2 Утечки жидкости

Герметичность определяется способностью диффузионного проникновения жидкостной среды через материал, утечками в месте контакта соединений в связи с их изменяющейся микро-геометрией, утечками, связанными с образованием пленки смазки в процессе перемещения поверхностей, изменением механических свойств в процессе износа и старения материала, загрязнением жидкости.

Диффузионные утечки через резиновые и другие эластичные уплотнения можно подсчитать по формуле

$$q_D = \frac{k_D lh \Delta P}{b}$$

где  $k_D$  – коэффициент проницаемости ( $k_D = 10^8 \dots 10^9$  см<sup>2</sup>/(с МПа) нефтяных масел);

$lh$  – площадь уплотнительной поверхности ( $l$  – периметр;  $h$  – высота канавки);

$b$  – ширина канавки.

Утечки в месте контакта зависят от зазора  $\delta$ , коэффициента динамической вязкости жидкости  $\mu$ , перепада давления  $\Delta p$  и коэффициента смещения золотника (вала)  $\eta$ , вызванного внешними силами,

$$q_R = \frac{10^{-3} \eta l \Delta \delta^3}{b \mu}$$

Для золотников и круглых сопрягаемых деталей  $\mu = 0,08 \dots 0,2$ .

В месте контакта подвижных и неподвижных сопряжений ввиду шероховатости поверхностей, вызванной кристаллическим строением металла и вырывом отдельных кристаллов в процессе обработки, также могут происходить утечки, определяемые по формуле

$$q_2 = \frac{\psi l \Delta R_Z^3}{b \mu},$$

где  $\psi$  – коэффициент проводимости микроканалов трущихся пар;

$R_Z$  – максимальная высота микронеровностей ( $R_Z = 0,4$  мкм при доводке поверхности).

Площадь контакта двух поверхностей зависит от модуля упругости материалов  $E_{\text{Э}}$  и контактного давления  $p_K$ .

Резина, из которой чаще всего изготавливаются эластичные уплотнения, имеет модуль упругости  $E_{\text{Э}} - 4 \dots 15$  МПа. Под действием сжимающей силы и незначительных нагрузок уплотнение заполняет микронеровности сопрягаемого тела, уменьшая зазор.

Повышение контактного давления  $p_K$  приводит к уменьшению утечек; для резинового уплотнения в нормальных условиях оно должно составлять  $1,5 \dots 3,0$  МПа, для алюминиевого –  $10 \dots 14$  МПа, для свинцового –  $50 \dots 60$  МПа.

В эластичных уплотнениях герметичность определяется контактным давлением  $p_K$ , которое автоматически изменяется с увеличением давления среды. Для кольца круглого сечения диаметром  $d$  (рисунок 2.24), установленного в канавку высотой  $H$ , на поверхности контакта шириной  $b$  возникает давление  $p_K$ , которое зависит от относительной деформации сжатия  $\varepsilon = (d - H)/d$ , модуля  $E_{\text{Э}}$  резины или другого эластичного материала, формы кольца, т. е.

$$p_K = k_\phi E_\sigma [-\ln(1 - \varepsilon)]$$

где  $k_\phi = 1 + (b/2H)^2$  – коэффициент, учитывающий форму сечения кольца и распределение  $p_K$  по поверхности уплотнения ( $k_\phi = 1,25$  для кольца круглого сечения,  $k_\phi = 1,1$  для кольца прямоугольного сечения).

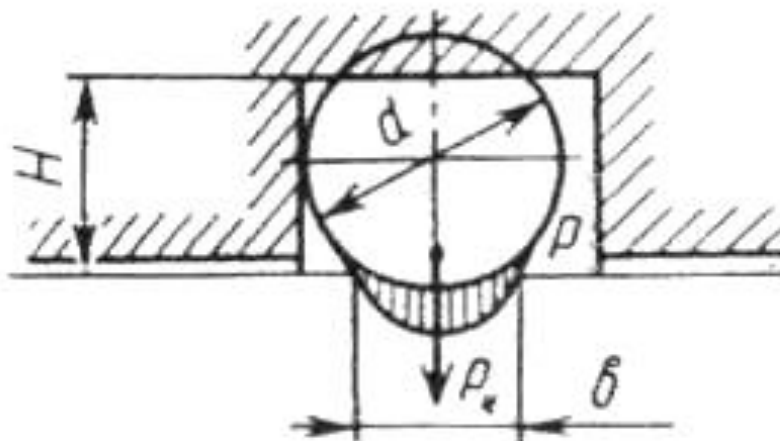


Рисунок 2.24 – Схема к определению контактного давления на поверхности эластичного уплотнения.

Распределение давления  $p_K$  по поверхности контакта  $b_x$  зависит от формы сечения (рисунок 2.25). Как видно из рисунков, для колец круглого, прямоугольного и X-образного сечений максимум  $p_K$  смещается в сторону низкого давления вследствие деформации сечения кольца под действием давления жидкости  $p$ . Результаты исследований показали, что давление  $p_K$  автоматически растет с увеличением  $p$ , причем  $p_K > p$ .

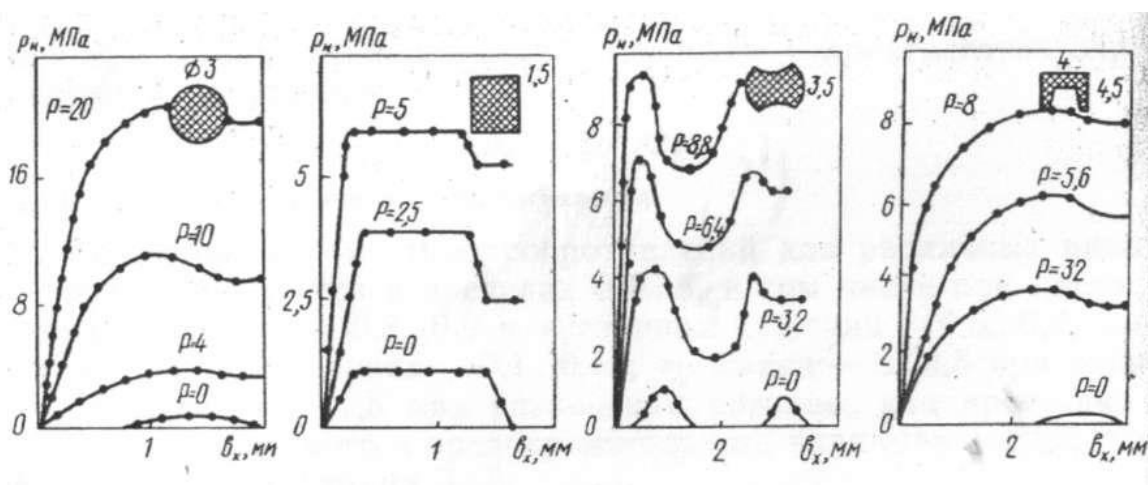


Рисунок 2.25 – Распределение контактного давления по ширине для колец различного профиля.

Уплотнение резиновыми кольцами получило широкое распространение в гидроэлементах, работающих при давлении до 35 МПа и температуре от  $-60^{\circ}$  до  $+150^{\circ}$  C и выше. Кольца используют для уплотнения неподвижных и подвижных соединений (при вращении с частотой до  $3 \text{ с}^{-1}$  )

При уплотнении подвижных соединений в месте контакта поверхностей может возникнуть пленка смазки и в образовавшийся зазор будет проникать жидкость. На формирование жидкостной пленки большое влияние оказывает величина микроперемещений и свойственная резине скорость восстановления формы  $v_{\phi}$ . В эластичных уплотнениях образуется пленка смазки толщиной,

пропорциональной  $\psi \sqrt{\frac{\mu_n v b'}{\rho_M^n}}$  (здесь  $\mu_{II}$  – коэффициент Пуассона; для резины  $\mu_n = 0,48...0,49$ ;  $n = 0,5...1$ ;  $v$  – скорость движения вала;  $b'$  – ширина контактной поверхности эластичного уплотнения;  $p_M$  – контактное давление манжеты). Следовательно, герметичность улучшается с возрастанием контактного давления  $p_K$  и ширины контактной поверхности.

Формирование зазора в эластичных уплотнениях можно представить следующим образом. Под воздействием сил трения и нормальных сил от выступающих микронеровностей (рисунок 2.26) точки поверхностей находятся в состоянии непрерывного относительного движения.

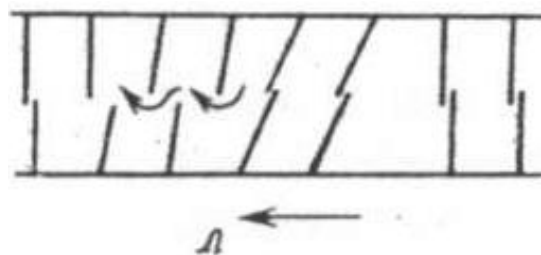


Рисунок 2.26 – Схема образования утечек в зазоре сопрягаемых Поверхностей

Благодаря внутренним упругим силам они стремятся следовать за микронеровностями подвижного тела, но вследствие релаксации обратное их движение отстает. В результате возникают зазор и пленка жидкости или утечки; с увеличением скорости зазор возрастает.

В подвижных соединениях (шток, вал, цилиндр) утечки жидкости непостоянны за счет изменения контакта, перепада давления, скорости движения, зазора и другие.

При сформированном жидкостном режиме толщина пленки  $\delta$  определяется суммой  $\delta = \delta_0 + \delta + \delta \approx k_\delta \sqrt[3]{v}$  (здесь  $k_\delta = p^{3/4} \mu_n^{1/4} v^{-1/3}$  – коэффициент зазора;  $v$  – скорость движения).

Тогда утечка

$$\Delta Q_n = \psi_2 \frac{\pi D}{b^{1/2}} \left( \frac{p}{\mu_n} \right)^{1/4} v$$

где  $\psi_2$  – коэффициент проводимости для жидкостного режима;

$D$  – наружный диаметр;

$b$  – ширина кольца.

Уплотнение может потерять герметичность в процессе вибрации и в случае перепада давления  $\Delta p < p = 2\pi/\sigma$  (здесь  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения;  $\sigma = 30 \cdot 10^{-5}$  Н/см для масел).

Для соединений, работающих в возвратно-поступательном режиме (поршни, золотники, штоки и другие) широкое применение находят эластичные уплотнения: кольца круглого, прямоугольного, Х- и П-образного сечений.

В гидроцилиндрах, двигателях возвратно-поступательного действия уплотнения имеют различные режимы работы. В области малых скоростей  $v$  и высоких давлений  $p$  при низком значении коэффициента Пуассона  $\mu_n$  наблюдается смешанное гранично-сухое трение при отсутствии пленки жидкой смазки, наличии граничной пленки и очагов схватывания – режимы I – II (рисунок 2.27).

Режим сухого трения сопровождается развитием высокой температуры и быстрым износом. При некотором повышении  $\mu_n$  и  $v$  граничная пленка распространяется по поверхности (режим III). Далее с увеличением скорости возникают пленка смазки и утечки. Утечки зависят от рабочих и конструктивных параметров  $\Delta Q = f(\mu_n v p E \epsilon p_K)$ .

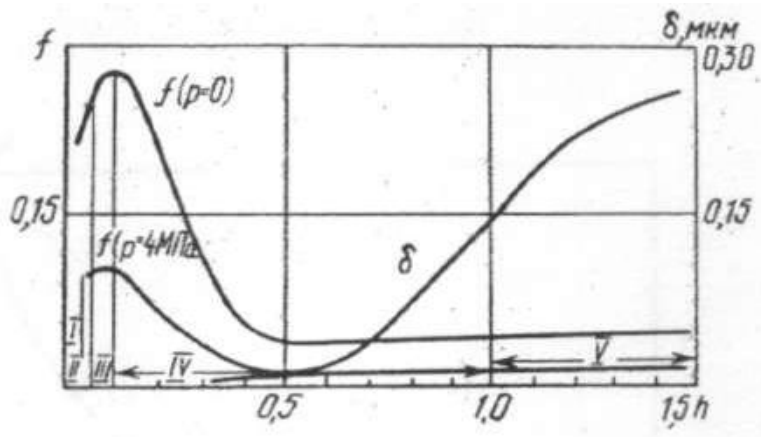


Рисунок 2.27 – Зависимости зазора и коэффициента трения в уплотнениях возвратно-поступательного движения от их толщины

На рисунке 2.27 показаны зависимость толщины пленки (утечек  $\delta$ ) и коэффициента трения  $f$  от  $h = \Delta h/R_Z$

$\Delta h$  – эквивалентная толщина пленки;

$R_Z$  – высота микронеровностей.

В процессе возвратно-поступательного движения скорость штока при прямом и обратном ходах неодинакова. Если скорость  $v_1 > v_2$  и толщина пленки  $\delta_1 > \delta_2$ , то за каждый рабочий ход утечки составят

$$\Delta Q_x = \frac{\pi DL(\psi_1 \delta_1 - \psi_2 \delta_2)}{2} = \frac{\pi DL \Delta h}{2}$$

где  $D$  – диаметр штока, м<sup>2</sup>;

$L$  – двойной ход; м;

$\psi_1, \psi_2$  – функции режима работы.

Когда  $v_1 = v_2 = v$ , утечки можно выразить так:

$$\Delta Q = \frac{\psi_y \pi D V d \sqrt{\frac{\mu V}{pd}}}{2} = \psi_y \pi D v d \sqrt{G}$$

где  $G$  – критерий режима работы



## 2.9 Повышение эффективности и надежности гидроприводов бульдозеров

Анализ работы современных высокопроизводительных бульдозерных агрегатов показал, что они должны быть оснащены регулируемыми гидроприводами с электрогидравлическим управлением, обеспечивающими плавное регулирование скорости вертикального движения отвала в широком диапазоне изменения внешней нагрузки, иметь жесткие нагрузочные характеристики и высокую степень надежности. Последнее предусматривает использование дросселирующих элементов, обладающих высокой степенью герметичности, хорошими динамическими качествами, т.е. точностью и быстродействием, невысокой требовательностью к чистоте рабочей жидкости, компактностью и простотой системы управления. Всем этим требованиям отвечает электрогидравлическое устройство управления клапанного типа. Наиболее полно положительные качества клапанных управляющих устройств проявляются при больших расходах рабочей жидкости, свыше 200 л/мин.

Поскольку методика расчета и обоснование параметров клапанных управляющих устройств изучены недостаточно, в данной статье проводится анализ влияния отдельных факторов на их работу и даются рекомендации по определению основных конструктивных параметров.

Основной характеристикой, отражающей работу клапанного устройства управления является зависимость его подъема от смещения управляющего золотника (рисунок 2.28). На рисунке 2.28 (позиция 1 и 2) эта зависимость имеет вид

$$x_K = \left[ 1 - n \frac{1 + \beta^2 \overline{S_3^2}}{1 + f(1 + \beta^2) \overline{S_3^2}} \right] \frac{\pi d_1^2}{4C_K} P_1 - x_{ПР_0} \quad (2.38)$$

где  $x_K$  – величина подъема клапана;

$C_X$ ,  $x_{ПР}$  – соответственно жесткость и величина предварительного поджатия клапанной пружины;

$p_1$  – давление перед клапаном;

$$n = \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \text{ – степень дифференциации клапана;}$$

$d_1$  и  $d_2$  – диаметры, соответственно, седла и направляющей клапана;

$$\beta = \frac{S_0}{S_{dp}}; \quad \bar{S} = \frac{S_3}{S_0}; \quad S_0 \quad S_{dp} \quad S_3 \text{ – площадь проходных сечений, соответственно}$$

отверстия в клапане жиклере управляющего золотника.

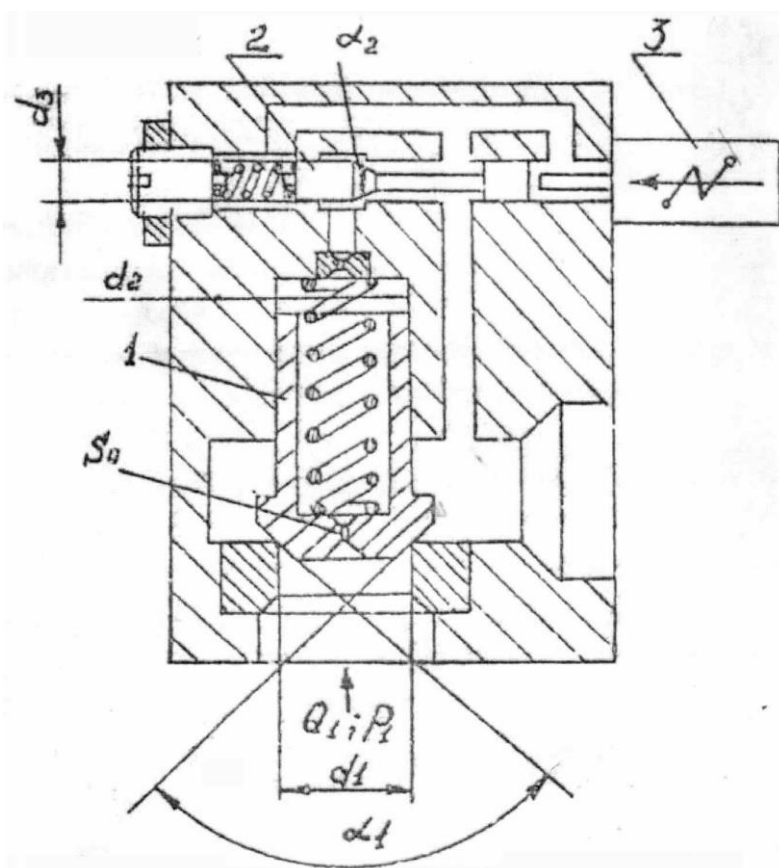


Рисунок 2.28 – Схема электрогидравлического устройства управления клапанного типа

Из выражения (2.38) следует, что величина подъема клапана зависит от двух переменных параметров: смещения управляющего золотника и давления перед клапаном. Однако на характер этой зависимости, т.е. на величину зоны нечувствительности и линейность характеристики, оказывают существенное влияние следующие факторы: степень дифференциации клапана, коэффициент  $\beta$ , жесткость и величина предварительного поджатия клапанной пружины. Нелинейность характеристики  $x_K = f(S_3)$  обусловлена нелинейным характером измене-

ния давления в заклепанной полости от смещения управляющего золотника:

$$p_2 = \left[ \frac{1 + \beta^2 S_3^2}{1 + (1 + \beta^2) S_3^2} \right] P_1 \quad \dots \quad (2.39)$$

где  $p_2$  – давление в заклепанной полости.

Задаваясь величиной отклонения этой величиной характеристика станет линейной при условии получения максимального значения смещения управляющего золотника, можно определить величину  $\beta$ , при которой характеристика  $p_2 = f(\bar{s}_3)$  будет обладать достаточной линейностью.

Зависимость величины зоны нечувствительности по смещению управляющего золотника от степени дифференциации клапана и коэффициента  $\beta$  имеет вид

$$S_{НЧ} = \sqrt{\frac{n - f}{1 - \beta^2(n - 1)}} \quad (2.40)$$

Зная величину  $\beta$  и подставляя в выражение (2.40) требуемую величину зоны нечувствительности, определяем значение степени дифференциации клапана.

Предварительно определенные параметры  $\beta$  и  $n$  позволяют рассчитать жесткость клапанной пружины:

$$C_K = C'_K \left[ \frac{1 + \beta^2(1 - n)}{1 + \beta^2} \right] \quad (2.41)$$

где  $C'_K$  – жесткость клапанной пружины при  $n = 1$ ;

$$C'_K = \frac{\mu \pi^2 d_1^2 \sin \alpha / 2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_{1\max}^{3/2}}{4Q_{1\max}}$$

$\mu$  – коэффициент расхода клапана;

$\alpha$  – угол конуса клапана;

$p_{1\max}$ ,  $Q_{1\max}$  – максимальные значения давления перед клапаном и расхода рабочей жидкости через клапан, определенные в соответствии со схемой включения клапанного устройства в гидроприводе.

Выражение (2.41) получено при условии, что предварительное поджатое клапанной пружины отсутствует. Это допущение можно считать справедливым, так как для получения достаточного рабочего диапазона клапана по давлению перед ним, величину предварительного поджатия клапанной пружины следует назначить не более  $1 \pm 3\%$  от величины максимального подъема клапана.

Таким образом, зависимости (2.39), (2.40) и (2.41) позволяют определить основные конструктивные параметры клапанного устройства управления с учетом требуемой линейкой характеристики  $x_2 = f(\bar{S}_3)$  и зоны нечувствительности по смещению управляющего золотника.

Перемещение управляющего золотника в рассматриваемой системе осуществляется при помощи электромагнита (рисунок 2.28).

В общем случае характеристика управления электромагнита, представляющая собой зависимость смещения управляющего золотника от силы тока в обмотке электромагнита  $J$ , носит явно выраженный нелинейный скачкообразный характер, что обусловлено трением управляющего золотника о гильзу, затиранием витков возвратной пружины золотника, магнитным гистерезисом материала магнитопровода и т.д. Это не позволяет получить плавное перемещение клапана в зависимости от изменения величины электрического сигнала управления.

Теория и практика разработок и эксплуатации регулируемых гидроприводов показывают, что управляющие устройства золотникового типа работают стабильно, надежно и с высокой точностью при наличии осциллирующего движения золотника, которое обеспечивается дополнительным высокочастотным электрическим сигналом, подаваемым на обмотку электромагнита управления.

Для выявления влияния осцилляции на характеристику управления электромагнита были проведены экспериментальные исследования, цель которых заключалась в определении оптимальных значений частоты и амплитуды осциллирующего электрического сигнала. Объектом исследования является серийный электромагнит марки ЭМ-6. Типовая характеристика, из серии полученных при изменении амплитуды осцилляции от 0 до 18 В при значении частот 20, 25 и 30 Гц, представлена на рисунке 2.29.

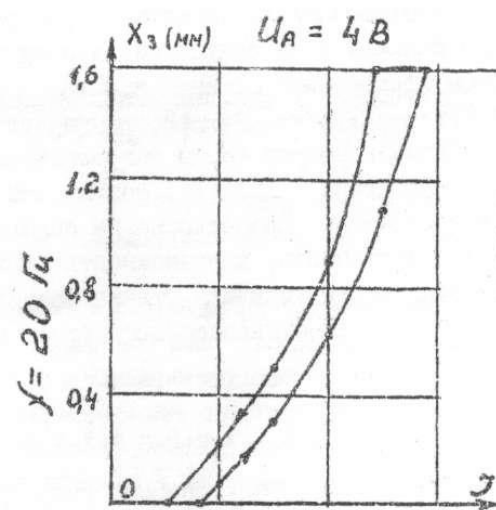


Рисунок 2.29 – Типовая характеристика управления электромагнита

Экспериментальные исследования клапанного устройства управления, созданного с учетом нижеизложенных рекомендаций, показала их необоснованность. Как видно из графика на рисунке 2.30, характеристика зависимости расхода рабочей жидкости через клапан от величины электрического сигнала управления при постоянном давлении перед клапаном обладает достаточной линейностью; гистерезис не превышает относительно большая зона нечувствительности по току обусловлена большим током страгивания электромагнита.

Анализ экспериментальных данных показывает, что:

- наличие осциллирующего сигнала обеспечивает плавное смещение золотника в зависимости от изменения управляющего электрического сигнала;
- вибрационное движение управляющего золотника наблюдается
- не на всем диапазоне смещения золотника. С увеличением электрического осциллирующего сигнала этот диапазон увеличивается;
- при амплитуде электрического осциллирующего сигнала свыше 10 В наблюдаются колебания давления в гидросистеме;
- гистерезис характеристики управления электромагнита с увеличением амплитуда электрического осциллирующего сигнала на рассматриваемых частотах уменьшается и при амплитуде 10 В не превышает 2%.

В результате проведенного анализа можно сделать вывод, что за рабочие

параметры электрического осциллирующего сигнала целесообразно применять частоту  $f = 25 - 30$  Гц и амплитуду  $U_A = 8-10$  В.

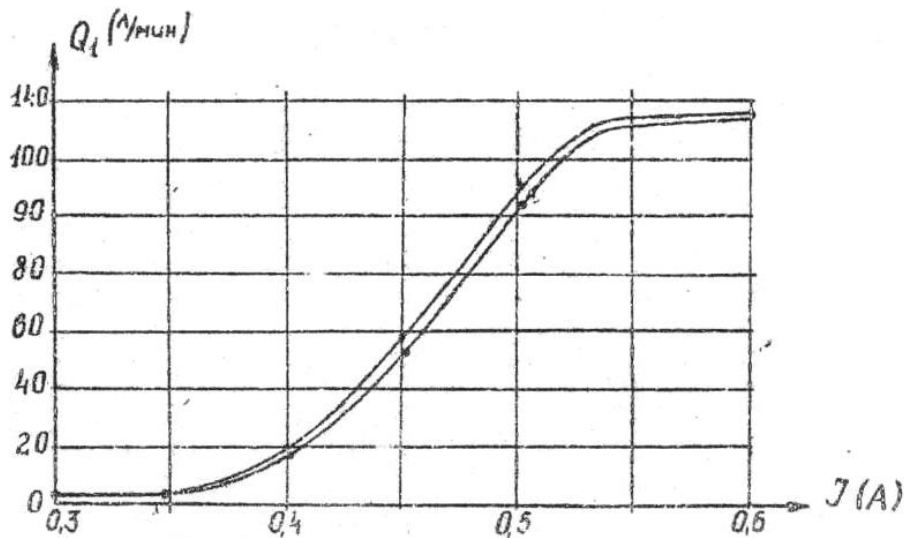


Рисунок 2.30 – Статическая характеристика электрогидравлического устройства управления клапанного типа

Электрогидравлические устройства управления клапанного типа были использованы в регулируемом гидроприводе отвала бульдозера промышленного трактора Т-330. Результаты лабораторно-полевых испытаний гидропривода, проведенные на полигоне УралНИИС, продемонстрировали его надежность, а возможность плавного регулирования скорости вертикального движения отвала позволила получить повышение производительности бульдозерного агрегата при выполнении планировочных работ.

## **ГЛАВА 3 МЕТОДЫ И ИНЖЕНЕРНО – ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ОПЕРАТОРОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

### **3.1 Методика исследований силового гидроцилиндра**

В России методы испытаний силового гидроцилиндра определяет ГОСТ 18464 – 87, который распространяется на одноступенчатые и телескопические гидроцилиндры, на номинальное давление до 40 МПа, предназначенные для объемных гидроприводов. Стандарт предполагает для проверки гидроцилиндров проведение стендовых испытаний и определяет условия их проведения, определяет параметры, которые необходимо проверить.

При периодических испытаниях определяют: внешний вид; габаритные и присоединительные размеры; массу; материал деталей; функционирование; – функционирование для предельных температур; прочность; продольную устойчивость штока (плунжера): наружную герметичность; внутренние утечки; давление страгивания; давление холостого хода; скорость гидроцилиндра (минимальную, номинальную, максимальную); неравномерность перемещения поршня; номинальную силу цилиндра (толкающую, тянущую), коэффициент полезного действия: гидромеханический, общий; виброустойчивость; вибропрочность; ресурс; наработка на отказ; плавность торможения поршня (плунжера); ход торможения; время торможения и другие параметры, установленные в стандартах и технических условиях на гидроцилиндры конкретного типа.

При приемо-сдаточных испытаниях следует проверить: функционирование; прочность гидроцилиндра; наружную герметичность; давление страгивания; неравномерность перемещения поршня.

В ГОСТ также описаны методы испытаний, требования безопасности при проведении испытаний, порядок оформления результатов.

Для проведения испытаний гидроцилиндров согласно методики испытаний по ГОСТ 18464 – 87 применяется стенд 139.206.8.10.13 (рисунок 3.1).

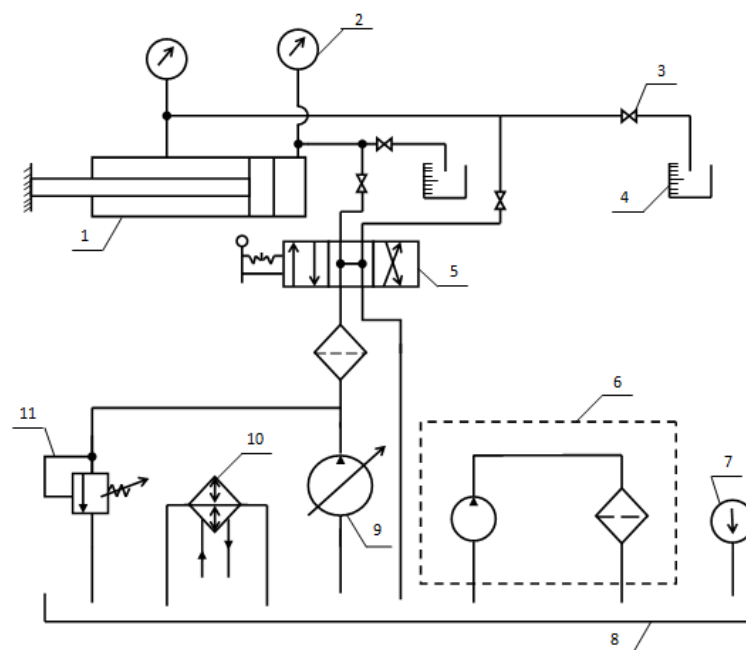


Рисунок 3.1 – Схема стенда для испытания гидроцилиндров:

- 1 – испытуемый гидроцилиндр; 2 – манометр; 3 – вентиль; 4 – мерная емкость;  
 5 – гидрораспределитель; 6 – фильтрующая установка; 7 – термометр;  
 8 – гидробак; 9 – насос; 10 – теплообменный аппарат;  
 11 – предохранительный гидроклапан; 12 – фильтр

Изделие должно эксплуатироваться в сухом незапыленном виде, отапливаемом помещении (цехе) с температурой окружающего воздуха от +10 до +30 °С.

Расходный бак (гидросистема) стенда должен заполняться стандартной чистой рабочей жидкостью.

Тонкость фильтрации рабочей жидкости должна соответствовать ГОСТ 17216 – 71 и перед заправкой не должна иметь посторонних включений, различных по химическому и физическому составу, размером более 25 мкм, класс чистоты 12.

Стенд для испытания гидроцилиндров представляет агрегат каркасной конструкции и выполнен заодно в виде пульта с приставленной тумбой.

Установка гидроцилиндра на стенде представлена на рисунке 3.2.

Принципиальная схема стенда (стенд гидравлический 139.206.8.1013 ГЗ) предусматривает передачу гидравлической энергии напора различного давления расхода от насосных установок в полости испытуемых гидроцилиндров.



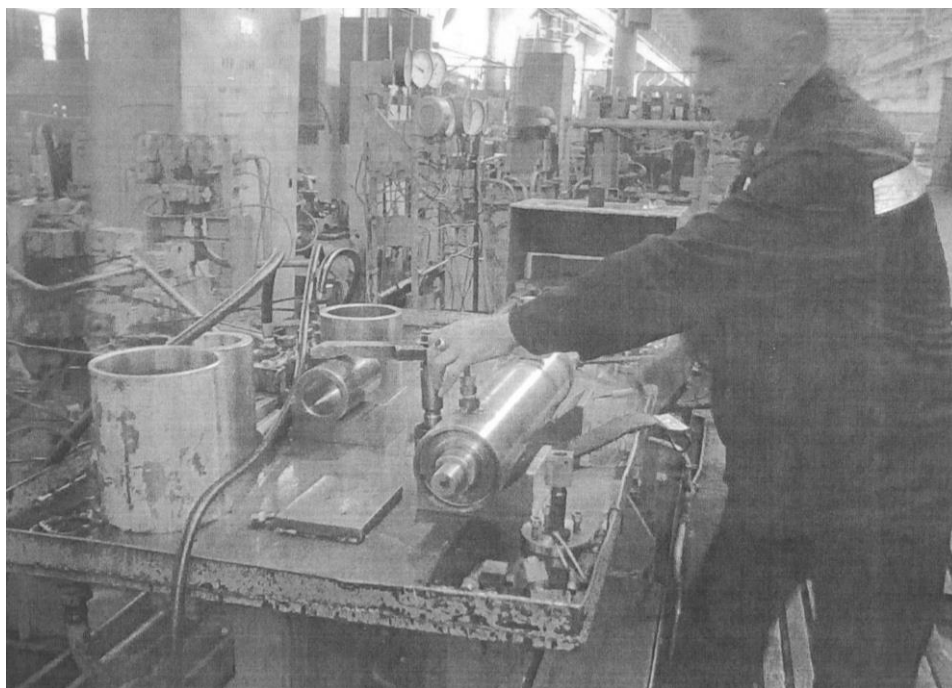


Рисунок 3.2 – Испытание гидроцилиндра на стенде

Последовательность проверки цилиндров:

1. Внешний вид гидроцилиндров следует проверять визуально на соответствие требованиям ГОСТ 17411, ГОСТ 16514, ГОСТ 15108.

2. Проверку габаритных и присоединительных размеров следует проводить средствами измерения линейных и угловых величин.

3. Массу гидроцилиндра следует определять взвешиванием без рабочей жидкости, средств консервации и заглушек.

4. Проверку материалов деталей следует проводить по сертификатам.

5. Функционирование проверяют путем последовательного сообщения полостей (полости) с напорной и сливной магистралями, осуществляя перемещение штока (плунжера) на всей длине в обе стороны, в течение не менее трех циклов.

Проверка функционирования должна проводиться в двух режимах: без нагрузки, при номинальном давлении.

6. Функционирование при предельных температурах проверяют при минимальной и максимальной температурах окружающей среды и при минимальной и максимальной вязкости рабочей жидкости.

7. Прочность гидроцилиндров проверяют при статическом пробном давлении по ГОСТ 16514 в течение не менее 30с при приемо-сдаточных испытаниях и не менее 3 мин при других видах испытаний;

Прочность гидроцилиндров двухстороннего действия следует проверять в двух крайних положениях поршня, гидроцилиндров одностороннего действия в одном крайнем положении поршня.

Не допускаются видимые разрушения гидроцилиндра, прекращение функционирования, нарушение герметичности или превышение установленных норм герметичности.

8. Продольную устойчивость штока (плунжера) следует проверять при давлении, равном 1,5 номинального, в течение не менее 3 мин при неподвижном штоке (плунжере) с закрепленным его концом. При проверке на продольную устойчивость шток (плунжер) должен быть выдвинут на 0,95 – 0,98 длины его хода. Изгиб штока (плунжера) не допускается.

9. Наружную герметичность проверяют при статическом пробном давлении, но менее 50 двойных ходов. Потение наружных поверхностей, течь рабочей жидкости через стыки, сварные швы и соединения не допускаются.

Утечку рабочей жидкости (объем выносимой рабочей жидкости) через уплотнения штока (плунжера) при работе гидроцилиндра проверяют при номинальном давлении, скорости цилиндра не менее 0,2 м/с и кинематической вязкости рабочей жидкости не более 40 мм<sup>2</sup>/с путем сбора рабочей жидкости, каплюющей со штока (плунжера).

Объем выносимой рабочей жидкости  $V$  определяют по формуле

$$V = \frac{V_z}{2\pi dsz} \quad (3.1)$$

где  $V_z$  – объем утечки на  $z$  двойных ходов, м<sup>3</sup>;

$d$  – диаметр уплотняемой поверхности, м;

$s$  – ход цилиндра, м;

$z$  – число двойных ходов.

10. При приеме – сдаточных испытаниях наружную герметичность по уплотнителю штока (плунжера) допускается проверять в течение не менее трех двойных ходов без нагрузки. Допускается вынос масляной пленки на поверхности штока (плунжера) без каплеобразования. В случае появления капли у гидроцилиндров, размеры уплотняемой поверхности которых (диаметр штока или плунжера и хода) позволяют достичь за три двойных хода суммарного значения предельно допустимого объема выносимой рабочей жидкости, который образует каплю, необходимо проверить это значение на соответствие п. 7 ГОСТ 16514

11. Внутреннюю утечку следует проверять при номинальном давлении не менее чем через 30 с после установки поршня в двух крайних и среднем положениях. Утечку рабочей жидкости, поступающую из полости гидроцилиндра, не находящейся под давлением, следует измерять путем фиксирования секундомером времени заполнения мерной емкости.

Гидроцилиндры с ходом до 630 мм допускается не проверять внутреннюю утечку в среднем положении поршня

12. Давление страгивания без нагрузки и холостого хода определяют в следующем порядке: поршень (плунжер) устанавливают в одно из крайних положений, после чего в полость, являющуюся в данном случае рабочей, подают рабочую жидкость и постепенно увеличивают давление от значения, при котором поршень еще не движется, до значения при котором он начинает перемещаться. Давление начала перемещения является давлением страгивания. При начавшемся после страгивания перемещении поршня давление плавно уменьшается до значения, при котором поршень начнет перемещаться рывками, что определяют визуально.

Давление, после которого начинаются рывки, является давлением холостого хода.

Затем поршень ставят в другое крайнее положение (для гидроцилиндров двухстороннего действия), проверку повторяют в указанной выше последовательности. Давление в нерабочей полости при данных испытаниях должно быть близким к нулю. При наличии давления в нерабочей полости давление холосто-

го хода  $p_K$  МПа, определяют по формуле

$$p_K = p_{РАБ} - p_{СЛ} \times \frac{A_{СЛ}}{A_{РАБ}} \quad (3.2)$$

где  $p_{РАБ}$  и  $p_{СЛ}$  – давление соответственно в рабочей и сливной полостях гидроцилиндра, МПа;

$A_{РАБ}$  и  $A_{СЛ}$  – площади поршня в рабочей и сливной полостях, м<sup>2</sup>.

Для телескопических гидроцилиндров давление страгивания определяют для каждого звена отдельно.

13. Скорость цилиндра  $v$ , м/с, следует проверять при номинальном давлении и соответствующем расходе рабочей жидкости и определять по формуле

$$v = \frac{s - s_T}{t} \quad (3.3)$$

где  $s$  – длина полного хода, м;

$s_T$  – длина участка торможения, м;

$t$  – время прохождения пути,  $s - s_T$ , с.

Ход цилиндра измеряют средствами измерения длины, а время – секундомером.

14. Неравномерность перемещения поршня (плунжера) следует определять осциллографом при помощи индуктивных тахометрических или других преобразователей при номинальных значениях давления и скорости перемещения.

Коэффициент неравномерности перемещения поршня (плунжера)  $\delta$  определяют по формуле

$$\delta_v = 2 \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\max} + v_{\min}} \quad (3.4)$$

где  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$  м/с – соответственно получены из расшифровки осциллограммы максимальное и минимальное значения скорости гидроцилиндра на всей длине хода, за вычетом участков торможения.

15. Плавность торможения поршня (плунжера) следует проверять при номинальных значениях давления и скорости.

При необходимости снимают осциллограмму давления в рабочей полости, ускорения и другие показатели, установленные в стандартах или технических условиях на гидроцилиндры конкретных типов.

Плавность торможения характеризуется коэффициентами неравномерности и жесткости торможения.

Коэффициент неравномерности торможения определяют по формуле

$$\delta_T = \frac{\Delta v_{\max} - \Delta v_{\min}}{v_{НОМ} \times \Delta t} t_T \quad (3.5)$$

где  $\Delta v_{\max}$   $\Delta v_{\min}$  – соответственно, полученные после расшифровки осциллограмм, максимальное и минимальное изменение скорости гидроцилиндра в пределах всего участка торможения за одно и то же время  $\Delta t$ ;

$v_{НОМ}$  – номинальная скорость перемещения поршня (плунжера), м/с;

$t_T$  – время торможения, с.

Коэффициент жесткости торможения  $K_T$  определяют по формуле

$$K_T = \frac{v_T}{v_{НОМ}} \quad (3.6)$$

где  $v_T$  – скорость поршня в конце участка торможения, погашенная жестким упором, м/с.

Плавное торможение обеспечивается при  $K_T \rightarrow 0$  и  $\delta_T \rightarrow 0$

При необходимости торможение поршня проверяют с присоединительной к штоку массой, значение которой указано в стандартах или технических условиях на гидроцилиндры конкретных типов.

16. Ход торможения определяют осциллографированием. Допускается ход торможения определять конструктивными размерами тормозных устройств гидроцилиндра.

17. Время торможения следует измерять секундомером при номинальной нагрузке и скорости цилиндра.

18. Значения толкающей и тянущей поминальной силы цилиндра проверяют при номинальном значении давления н процессе перемещения гидроцилиндра. При определении динамических сил цилиндра следует использовать преобразователи с усилительными и регистрирующими приборами.

19. Значения гидромеханического КПД гидроцилиндров подсчитывают по формулам, приведенным в таблице. Подставляемые в формулы значения для вычисления КПД должны быть получены путем измерения при номинальных параметрах.

Формулы для расчетов КПД приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Формулы проведения расчетов КПД

Конструктивное исполнение	Формула для вычисления гидромеханического КПД	
	прямого хода $\eta_{MEX}$	обратного хода $\eta'_{MEX}$
Гидроцилиндры плунжерные	$\eta_{MEX} = \frac{4}{\pi} \times \frac{F}{D^2 p_{НОМ}}$	
Гидроцилиндры телескопические одностороннего действия	$\eta_{MEX} = \frac{4}{\pi} \times \frac{F}{D_i^2 p_{НОМ}}$	
Гидроцилиндры телескопические двустороннего действия	$\eta_{MEX} = \frac{4}{\pi} \times \frac{F}{D^2 p_{НОМ} (D_i^2 - d_i^2) p_i}$	$\eta'_{MEX} = \frac{4}{\pi} \times \frac{F'}{D_i^2 - d_i' p_{НОМ} - D_i p_i}$

Условные обозначения:

D – диаметр цилиндра или плунжера, мм;

d – диаметр штока. мм;

d<sub>1</sub> – диаметр второго штока, мм;

D<sub>i</sub> – диаметр цилиндра i – й ступени, мм;

d<sub>i</sub> – диаметр штока i – й ступени, мм;

p<sub>НОМ</sub> – номинальное давление в рабочей полости, МПа;

p<sub>СЛ</sub> – давление в сливной полости гидроцилиндра, МПа;

$p_i$  – давление в сливной полости  $i$  – й ступени. МПа;

$F$  – номинальная сила прямого хода цилиндра, Н;

$F'$  – номинальная сила обратного хода цилиндра, Н.

В зависимости от назначения телескопических гидроцилиндров номинальное давление ( $p_{ном}$ ) и номинальная сила ( $F$  – прямого хода цилиндра) ( $F'$  – обратного хода цилиндра) могут быть установлены для каждой ступени гидроцилиндра или для гидроцилиндра в целом.

20. Значения общего КПД гидроцилиндров подсчитывают по формулам:

для прямого хода: 
$$\eta = \eta_{МЕХ} \frac{Q_T}{Q_{\Phi}} \quad (3.7)$$

где  $Q_T$  и  $Q_{\Phi}$  – соответственно теоретический и фактический расход рабочей жидкости при прямом ходе,  $дм^3/мин$ .

$$Q_T = \frac{\pi D^2 s}{t} \times 6 \times 10^{-5} \quad (3.8)$$

где  $s$  – ход цилиндра, мм;

$t$  – время прохождения хода цилиндра, с.

для обратного хода: 
$$\eta' = \eta'_{МЕХ} \frac{Q'_T}{Q'_{\Phi}} \quad (3.9)$$

$Q'_T$  и  $Q'_{\Phi}$  – соответственно теоретический и фактический расход рабочей жидкости при обратном ходе,  $дм^3/мин$ .

$$Q'_T = \frac{\pi (D^2 - d^2) s}{t} \times 6 \times 10^{-5} \quad (3.10)$$

21. Проверку наработки до отказа и ресурс следует проводить в соответствии с ГОСТ 22976 на режимах, установленных в стандартах или технических условиях на гидроцилиндры конкретного типа.

Наработку до отказа и ресурс следует проверять по этапам, продолжительность каждого этапа не должна превышать 25% заданного значения ресурса.

Перед началом и после завершения испытаний следует измерить диаметры гильзы, поршня, направляющих втулок, штока и определить износ трущихся поверхностей.

После каждого этапа гидроцилиндры проверяют на соответствие основным параметрам, а также требованиям ГОСТ 16514 в части предельного состояния.

Наработку до отказа и ресурс следует определять в циклах работы или километрах пройденного пути. Число циклов должно регистрироваться счетчиками.

22. Проверку виброустойчивости следует проводить по ГОСТ 16962.1, ГОСТ 16962.2.

23. Проверку вибропрочности следует проводить по ГОСТ 16962.1, ГОСТ 16962.2.

Результаты периодических испытаний следует оформлять по ГОСТ 22976.

Результаты приемо-сдаточных испытаний следует оформлять следующим образом: в журнал приемо-сдаточных испытаний ежемесячно следует вносить записи о количестве испытанных гидроцилиндров каждой модели, о количестве, гидроцилиндров, не выдержавших испытаний с указанием модели и показателей, не соответствующих стандарту или техническим условиям на гидроцилиндры конкретного типа, на каждый гидроцилиндр или партию гидроцилиндров, отправляемых одному потребителю, следует оформлять свидетельство о приемке в соответствии с ГОСТ 2.601.

Допускается не оформлять свидетельство о приемке гидроцилиндров, которые устанавливаются на изделия, выпускаемые предприятием-изготовителем этих гидроцилиндров. При этом гидроцилиндры должны иметь клеймо технического контроля предприятия-изготовителя.



### **3.1.1 Методика исследований механизма фиксации силового гидроцилиндра двустороннего действия**

Экспериментальные исследования механизма фиксации гидроцилиндра двустороннего действия сводятся к следующему: при экспериментальных исследованиях в лабораторных условиях моделируется аварийная ситуация – нарушение герметичности гидравлического подъемного механизма самосвальной грузовой платформы (рабочего оборудования), когда в различной степени возрастает скорость ее опускания (падения). Опыты повторялись при максимальном угле опрокидывания самосвальной грузовой платформы, различной скорости опускания.

Данная методика экспериментальных исследований позволяет исследовать возможность обеспечения безопасности оператора самосвального транспортного средства предложенным механизмом фиксации.

Выбранные режимы испытаний охватывают практически весь диапазон возможных аварийных ситуаций опускания (падения) самосвальных грузовых платформ или рабочих органов строительных машин.

Экспериментальная установка, на которой проводились исследования, соответствует требованиям предъявленным к установкам для исследования:

- удовлетворяет требованиям исследований предохранительных и блокировочных устройств в целом;
- обладает способностью повторяемости опыта;
- отвечает требованиям техники безопасности, в стендовых условиях,

Стендовая установка, для выполнения экспериментальных исследований показана на рисунке 3.3.

Стенд выполняет функции гидравлического опрокидывающего устройства грузовых платформ транспортных машин. В качестве рабочей жидкости применяется АМГ-10. Диапазон регулирования температуры рабочей жидкости составляет от 20 до 60°С.

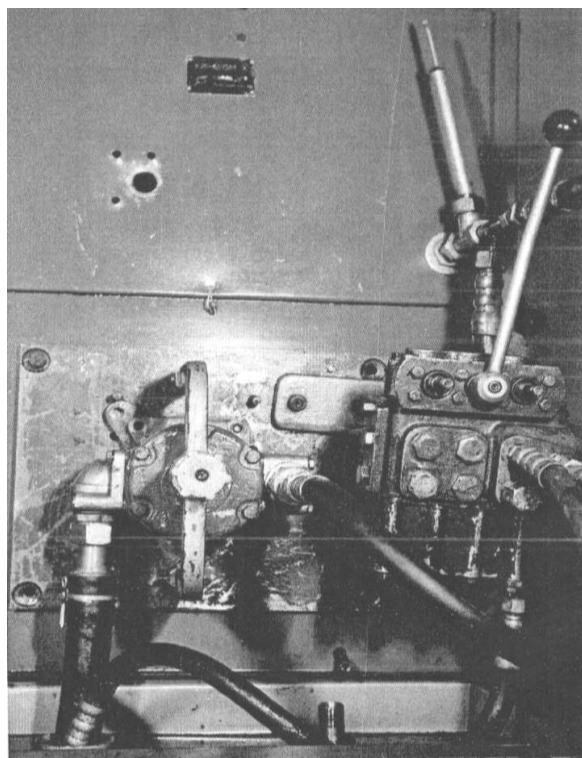


Рисунок 3.3 – Испытательный стенд

Гидромеханическая схема стенда представлена на рисунке 3.4.

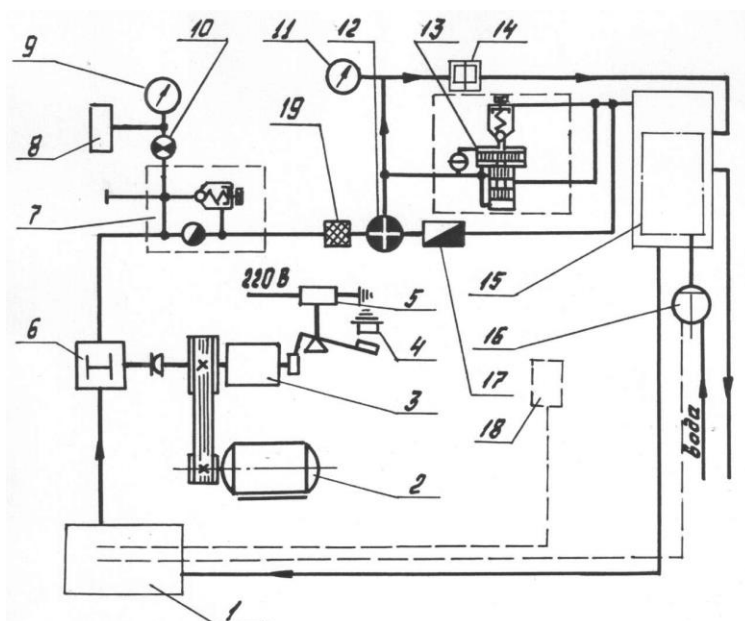


Рисунок 3.4 – Гидромеханическая схема стенда:

- 1 – бак расходный; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор; 4 – прерыватель;
- 5 – счетчик импульсов; 6 – насос; 7 – гидробак высокого давления;
- 8 – основание приспособления для регулировки гильзы золотника;
- 9 – манометр высокого давления; 10 – демпфер; 11 – манометр низкого давления;
- 12 – кран 3-х ходовой. 13 – клапан предохранительный с переливным золотником;
- 14 – фильтр центробежный; 15 – охлаждающее устройство; 16 – счетчик жидкостный; 17 – терморегулятор; 18 – термометр; 19 – фильтр сетчатый.

Стенд состоит из следующих основных узлов: рамы с облицовкой, привода, гидравлической системы, электрооборудования.

Привод стенда состоит из электродвигателя А02-7И-4 (22 квт, 1460 об/мин), клиноременной передачи (ремень типа В=1800 мм 4 шт.) с передаточным числом  $i = 1:1,21$  и кулачковой муфты для привода насоса.

Гидравлическая система стенда состоит из бака расходного, гидроблока высокого давления, крана 3-х ходового, счетчика жидкостного, фильтра грубой очистки, клапана предохранительного со сливным золотником, фильтра центробежного тонкой очистки, охлаждающего устройства, измерительных приборов и трубопроводов. Расходный бак емкостью 90 литров служит резервуаром рабочей жидкости. Гидроблок высокого давления имеет щелевой дроссель для создания требуемого давления в магистрали нагнетания и предохранительный, отрегулированный на 17...17,5 МПа. В нагнетательной магистрали гидроблока присоединен манометр МГОШ от 16 до 25 МПа, который показывает давление в магистрали нагнетания. Счетчик жидкостный (ШКУ-40С-5) служит для замера производительности насосов, и определения объема жидкости вытекающей из цилиндра. Фильтр сетчатый грубой очистки служит для защиты фильтра центробежного и клапана предохранительного от повреждения грубыми металлическими частицами. Фильтр центробежный двигателя Д-50 служит для тонкой очистки рабочей жидкости. Клапан предохранительный со сливным золотником (типа Г52-14) служит для предохранения фильтра центробежного от перегрузки. В магистрали перед фильтром центробежным присоединен манометр давления МОШ 10...16 МПа, который показывает давление в магистрали перед фильтром центробежным (при открытом дросселе).

Устройство охлаждающее служит для поддержания во время испытаний требуемой температуры рабочей жидкости. Оно состоит из бака охлаждения с распределительной трубой и установленного в баке водяного радиатора (трактора МТЗ-82), терморегулятора РТ15 и водопровода.

Датчик терморегулятора установлен в соединительной трубе бака охлаждения и бака расходного. На верхнем конце датчика терморегулятора нахо-



### **3.2 Методика исследований устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы**

Задачей данного исследования является выявление работоспособности макетного образца, разработанного устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы в гидросистеме транспортных машин и проведение сравнительной оценки по контролируемым параметрам с серийными устройствами.

Измеряемые величины:

- продолжительность подъема и опускания платформы, с,
- температура окружающей среды,  $T^{\circ}$ ,
- масса груза на платформе, кг;
- высота подъема платформы, м;
- диаметр отверстия в штуцере, мм.

Контролируемые параметры – состав жидкости в гидросистеме.

Средства измерения: секундомер, линейка, термометр.

Порядок проведения эксперимента следующий:

1. Перед началом исследования проверяют работоспособность гидросистемы машины в агрегате с поднимающей платформой или рабочим органом.
2. Проверяют состав жидкости в гидросистеме.
3. Замеряют температуру окружающей среды.
4. Определяют массу поднимающей платформы или рабочего органа.
5. Определяют высоту подъема платформы (рабочего органа).
6. Производят подъем до полного выхода гидроцилиндра, опускание платформы (рабочего органа) гидроцилиндром, который расположен на данной машине. Фиксируют время опускания, подъема.
7. Замеряют диаметр калибровочного отверстия в штуцере гидроцилиндра.
8. В гидросистему монтируют замедлительный клапан или автоматический регулятор вместо штуцера с калибровочным отверстием и повторяют измерения по п.б.

9. Нагружают платформу дополнительным грузом и определяют массу (путем взвешивания).

10. Опыты с грузеной платформой проводят в той же последовательности.

11. Все измерения проводят в 10 – ти кратной повторности. Результаты заносят в таблицу. Было выполнено пять сеансов с 30 минутным перерывом, для охлаждения рабочей жидкости.

12. Режим работы привода гидросистемы должен быть постоянным.

13. Для обработки берутся среднеарифметические данные.

Все измерения по определению времени подъема и опускания платформы (рабочего органа) проводятся на безопасном расстоянии от исследуемого объекта в случае опрокидывания платформы прицепа.

Схема подключения устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы к гидроцилиндру показана на рисунке 3.7.

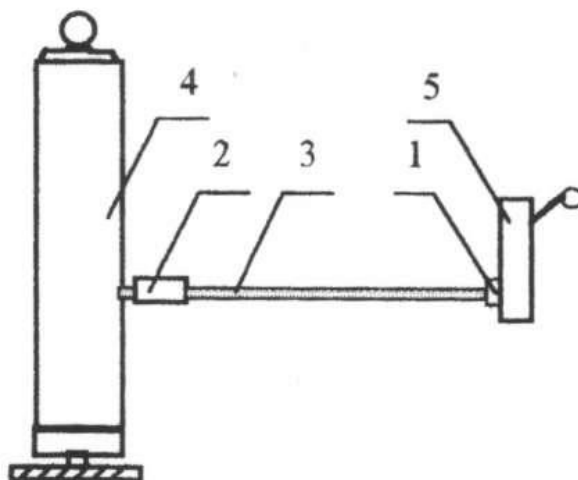


Рисунок 3.6 – Схема подключения устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы:

1 – автоматический регулятор; 2 – устройство регулирования скорости подъема (опускания); 3 – рукав высокого давления; 4 – гидроцилиндр; 5 – распределитель

Общий вид устройства показан на рисунке 3.7.

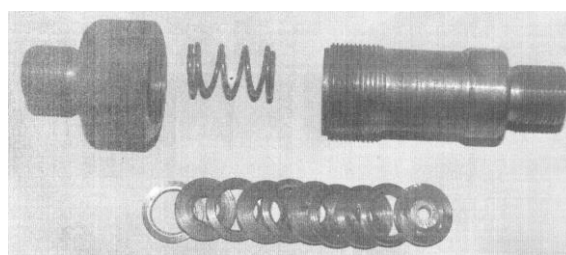
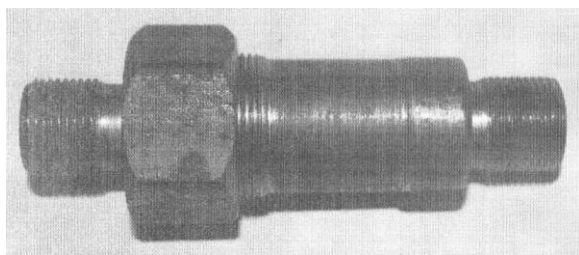


Рисунок 3.7 – Общий вид устройства регулирования скорости подъема (опускания)

### 3.3 Обзор методов математического моделирования эксплуатационных параметров гидроцилиндра

Как показал обзор конструкций, наибольшее применение в гидроприводе грузоподъемных механизмов получили [62].

В гидроцилиндре одностороннего действия рабочий ход поршня совершается под действием давления жидкости, а возврат, если требуемое усилие невелико, под действием пружины или внешних сил. В гидроцилиндрах двустороннего действия прямой и обратный ходы поршня осуществляются под действием давления жидкости. Такие гидроцилиндры могут быть с односторонним или с двухсторонним штоком. Если необходимо обеспечить ход, превышающий длину корпуса, то применяют телескопические гидроцилиндры, т.е. цилиндры с несколькими штоками.

Основными техническими показателями, гидроцилиндров являются: расход, давление, мощность, КПД, усилие на выходном звене и скорость его движения, а также диаметры поршня и штока.

$$Q = \frac{v_{\partial} F_{\partial}}{\eta_{\partial.o.}} \quad (3.11)$$

где  $v_{\partial}$  – линейная скорость штока;

$F_{\partial}$  – рабочая площадь поршня.

Для гидроцилиндра двустороннего действия при прямом ходе рабочая площадь поршня  $F_{\partial.n.} = \frac{\pi D^2}{4}$ , а при обратном ходе  $F_{\partial.n.} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ .

Усилие на штоке при прямом ходе:

$$P_{\partial.n.} = \frac{\pi}{4} [p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \eta_{\partial.z.} \pi_{\partial.m.} \quad (3.12)$$

при обратном ходе:

$$P_{\partial.n.} = \frac{\pi}{4} [(D^2 - d^2) p_1 - D^2 p_2] \eta_{\partial.z.} \pi_{\partial.m.} \quad (3.13)$$

Динамические процессы, протекающие в силовом гидроцилиндре в работе описаны уравнением неразрывности потока рабочей жидкости:

$$\frac{dx}{dt} S_i + Q_{UT} + Q_{СЖ} = Q_H \quad (3.14)$$

и уравнения движения поршня

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{TP} \left( \frac{dx}{dt}, t \right) \text{sign} \frac{dx}{dt} + F(t) = p_1 S_1 - p_2 S_2 \quad (3.15)$$

где  $x$  – текущая координата поршня;

$S_1$  и  $S_2$  – площади поршня в нагнетательной и сливной полостях гидроцилиндра;

$Q_{UT}$  и  $Q_{СЖ}$  – потери расхода на утечки и на сжатие рабочей жидкости;

$Q_H$  – массовый расход жидкости, поступающей в нагнетательную полость гидроцилиндра в единицу времени;

$m$  – масса движущихся частей гидропривода

$F_{TP} \left( \frac{dx}{dt}, t \right) \text{sign} \frac{dx}{dt}$  – нелинейная характеристика сил трения;

$F(t)$  – внешние силы, приложенные к поршню;

$p_1$  и  $p_2$  – давление рабочей жидкости в нагнетательной и сливной полостях гидроцилиндра.



Полагая поток утечек рабочей жидкости через эквивалентный зазор ламинарным, потери на утечки предлагается определять по формуле:  $Q_{\text{ут}} = C_{\text{в}} d_{\text{п}}^3 \frac{\Delta p}{\mu}$ , а силы трения отдельно для поршневого и штокового уплотнительных узлов гидропривода, поскольку представление их работы в виде одной модели может привести к значительным ошибкам: сила трения поршневого уплотнения является функцией перепада давлений на поршне, а сила трения штокового уплотнения является функцией давления жидкости в полости цилиндра.

Авторы работы приводят следующие выводы;

1. Полученные формулы для расчета силы трения поршневого и штокового уплотнений гидроцилиндров подтверждаются результатами экспериментов.

2. Рациональные условия эксплуатации силовых гидроцилиндров обнаруживаются при величине давления рабочей жидкости и ее перепаде свыше 10 МПа и скорости перемещения поршня не менее 17 мм/с. При этих условиях силовой гидроцилиндр гидропривода обладает наибольшим ресурсом.

3. В качестве рабочей жидкости силовых гидроцилиндров гидроприводов различных машин можно рекомендовать масла АМГ – 10, МГЕ – 10А.

В работе для построения математической модели теплового расчета система гидропривода разбита на отдельные узлы, тепловое состояние которого описано уравнением

$$\frac{dt}{d\tau} = \left[ C_{\text{ж}} T_i \sum_i^n G_i + C_{\text{ж}} T_{(i+1)} \sum_i^{n+1} G_{i+1} - K_i F_i (T_i - T_0) + N \right] \frac{1}{M_i C_m} \quad (3.16)$$

где  $C_{\text{ж}}$ ,  $C_{\text{п}}$  – теплоемкость рабочей жидкости и материала узла подсистемы;  
 $G_i$ ,  $G_{i+1}$  – массовый поток рабочей жидкости, входящей  $i$  выходящей  $(i+1)$  из расчетного узла;

$K_i$ ,  $F_i$  – коэффициенты теплопередачи и поверхность теплопередачи;

$N$  – тепло, выделяемое в рассматриваемом узле;

$T_0$  – температура окружающей среды;

$M_i$  – масса расчетного узла, включая массу рабочей жидкости.

В работе произведен анализ математических моделей гидропривода, форсированного по давлению.

В работе разработана обобщенная математическая модель беззолотникового гидроударного устройства. Математическая модель представлена системой уравнений, включающей уравнения движения подвижных частей в виде основного уравнения динамики, уравнений расходов, учитывающих условие неразрывности потока рабочей жидкости; уравнения связи между параметрами потока и описывает фазы работы устройства: фазу ввода подвижных частей, фазу торможения и открытия упругого элемента, фазу разгона подвижных частей.

В работе рассматривается вопрос решений математических моделей гидропривода, представляющих системы нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений. Решение таких уравнений можно получить только с помощью численных методов на ЭВМ. В работе математическая модель гидропривода с тормозным устройством и с предохранительным клапаном с учетом сжимаемости рабочей жидкости сведена в систему уравнений Коши.

$$\frac{dV}{dt} = V;$$

$$\frac{dV}{dt} = V \frac{1}{m} [p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_1 - F_2];$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E_{1ж}}{(W_{1,0} - S_1 y)} (Q_1 - S_1 V);$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{E_{1ж}}{(W_{1,0} - S_2 y)} (Q_1 - S_1 V);$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{E_{2ж}}{(W_{2,0} - S_2 y)} (S_2 V - Q_1);$$

$$\frac{dQ}{dt} = C_1(P_B + P_H + \rho g h_1 - \Delta P_1 - \Delta P_{1P} - P_{1K})$$

$$\frac{dQ_{CЛ}}{dt} = C_2(P_{2K} + \rho g h_2 - \Delta P_2 - \Delta P_B)$$

$$\frac{dP_{1K}}{dt} = \frac{E_{1:Ж}}{W_1} (Q + Q_K - Q_1)$$

$$\frac{dP_{2K}}{dt} = \frac{E_{2:Ж}}{W_1} (Q + Q_K - Q_1)$$

где  $m, S_1, S_2, C_1, C_2, \rho, g, h_1, h_2, W_{1.0}, W_{2.0}, W_1, W_2, E_{1Ж}, E_{2Ж}$ ,

$$F_f = F_f(V, P_1, P_2); \quad F_H = F_H(t, V); \quad P_H = P_H(Q); \quad \Delta P_1 = \Delta P_1(Q);$$

$$\Delta P_{1P} = \Delta P_{1P}(Q); \quad \Delta P_2 = \Delta P_2(Q); \quad \Delta P_{2P} = \Delta P_{2P}(Q);$$

$$\Delta P_{2P} = \Delta P_{2P}(Q_{CЛ}, t); \quad \Delta P_{BX} = \Delta P_{BX}(Q_1); \quad \Delta P_{BЫX} = \Delta P_{BЫX}(Q_2, y)$$

$\Delta P_T = \Delta P_T(Q_2, y)$  – константы и функции, полученные из математического описания элементов гидропривода;

$y=y(t); V=V(t); P_1=P_1(t); P_2=P_2(t); P_{1.K}=P_{1.K}(t); ); Q=Q(t); Q_{CЛ}=Q_{CЛ}(t)$  – искомые функции.

В работе для проведения динамического анализа схем гидропривода вся исходная информация представляется в виде двух составных частей: информация о структуре схемы гидропривода и информация, содержащая физические константы и конструктивные параметров элементов. составляется исходная таблица данных, где отдельной строкой описывается каждый элемент схемы в формальном виде.

При этом 
$$Q_{VT} = C_Y d_{II}^3 \frac{\Delta p}{\mu}$$

где  $V_0$  – начальный объем жидкости в напорной магистрали, отнесенный к температуре  $\theta_0 = 20^\circ\text{C}$ ;

$\Delta p$  – средняя сжимаемость или относительная деформация жидкости на единицу времени изменения давления  $p$ .

### 3.4 Разработка имитационной математической модели рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации

В настоящее время актуальна проблема расчета основных проектных параметров грузоподъемного механизма строительных машин на основе исполнительного гидроцилиндра. Автором разработана имитационная математическая модель динамики рабочего процесса телескопического трехсекционного гидроцилиндра двустороннего действия с механизмом фиксации – механическим шариковым замком (рисунок 3.8).

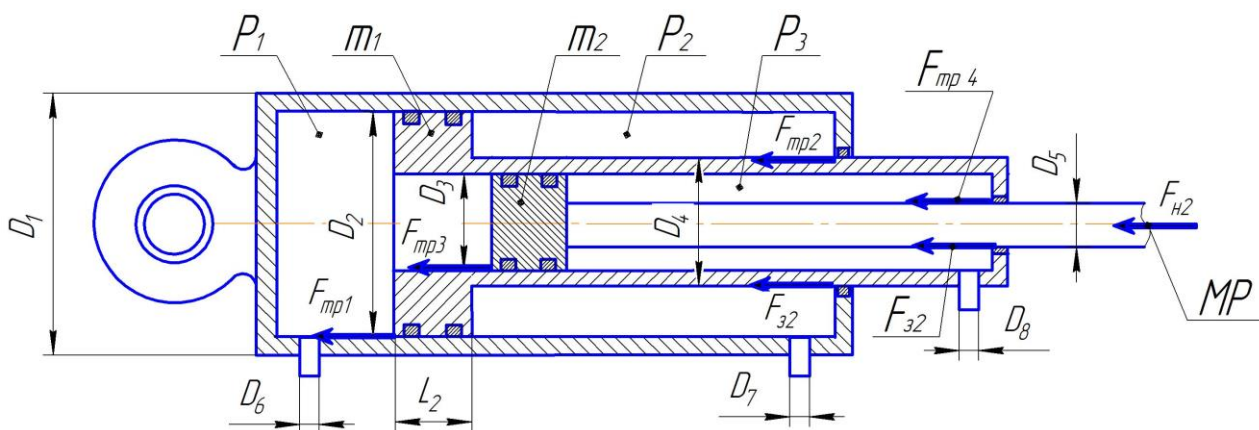


Рисунок 3.8 – Расчетная схема имитационной математической модели

Уравнение равновесия сил действующих при работе подвижных элементов исполнительного гидроцилиндра:

$$F_{ДВ} - F_{ИН} - F_{Ж} - F_{ТР} - F_3 - F_{ГС} = \pm F_n \quad (3.16)$$

где:  $F_{ДВ}$  – движущая сила, Н;  $F_{ИН}$  – сила инерции подвижных масс, Н;

$F_{Ж}$  – сила гидравлических сопротивлений течению жидкости, Н;

$F_{ТР}$  – сила трения в направляющих скольжения и уплотнениях, Н;

$F_3$  – сила затраченная на открытие механического замка первой и второй секций, Н;  $F_{ГС}$  = сила гидравлических сопротивлений от дросселирования рабочей жидкости, Н;  $F_H$  – сила от нагрузки, приложенной к креплению подвижного элемента исполнительного гидроцилиндра, Н.

Рассмотрим систему уравнений цикла работы исполнительного гидроцилиндра, схема которого представлена на рисунке 3.8.

Полный цикл работы гидроцилиндра складывается из четырех основных этапов:

1 – й этап – прямой ход, выдвижение первой секции:

$$F_{ДВ1} - F_{ИН1} - F_{ТР1} - F_{ТР2} - F_{Ж2} - F_{ГС2} - F_3 - F_{Н2} = 0 \quad (3.17)$$

2 – й этап прямой ход, выдвижение второй секции:

$$F_{ДВ2} - F_{ИН2} - F_{ТР3} - F_{ТР4} - F_{Ж3} - F_{ГС3} - F_3 = 0 \quad (3.18)$$

3 – й этап обратный ход, втягивание второй секции:

$$F_{ДВ2} - F_{ИН2} - F_{ТР3} - F_{ТР4} - F_{Ж1} - F_{ГС1} - F_3 = 0 \quad (3.19)$$

4 – й этап обратный ход, втягивание первой секции:

$$F_{ДВ1} - F_{ИН1} - F_{ТР1} - F_{ТР2} - F_{Ж1} - F_{ГС1} - F_3 + F_{Н2} = 0 \quad (3.20)$$

Движущая сила возникает вследствие подачи рабочей жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра и определяется произведением давления  $P_i$  в данной полости на площадь поперечного сечения  $S_i$  подвижных элементов, соприкасающихся с рабочей жидкостью:

$$F_{дв} = P_i \cdot S_i \quad (3.21)$$

Сила инерции подвижных частей равна произведению массы  $m_i$  на ускорение  $a_i$  этих частей:

$$F_{ин} = m_i \cdot a_i \quad (3.22)$$

Сила инерции рабочей жидкости вычисляется с учетом переменной массы жидкости при изменении координаты перемещения  $X_i$  и плотности рабочей жидкости  $\rho_{ж}$

$$F_{ж} = \rho_{ж} \cdot S_i \cdot x_i \cdot a_i \quad (3.23)$$

Сила трения  $F_{тpi}$  в  $i$  – том уплотнительном узле, приведенная к штоку гидроцилиндра:

$$F_{тpi} = \pi(D_i l_i n_i f_i / \Delta P_i) \quad (3.24)$$

где  $D_i$  – уплотняемый диаметр;  $l_i$  – ширина контакта уплотнителя;

$n_i$  – количество уплотнителей в штоковом уплотнении;

$f_i$  – коэффициент трения в уплотнении;  $\Delta P_i$  – перепад давления на уплотнителе.

Сила гидравлических сопротивлений от дросселирования рабочей жидкости  $F_{Гс}$  при вытекании ее из противоположных полостей гидроцилиндра вычисляем по формуле:

$$F_{Гс1,2} = S_{1,2} P_{с1,2} \quad (3.25)$$

где  $F_{1,2}$  – площадь проходного сечения полостей, определяемая для поршневой полости как:  $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}$ , а для штоковой  $S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ ;

$P_{с1,2}$  суммарные потери давления в магистралях, примыкающих к соответствующим полостям гидроцилиндра.

При сливе масла по этим магистралям потери давления определяются размерами магистралей и скоростью течения рабочей жидкости в них:

$$P_{C1,2} = \sum_{i=1}^n k_i V_{жi}^2 \quad (3.26)$$

где  $k$  – коэффициент потерь давления на  $i$  – ом участке сливной магистрали;  
 $V_{жi}$  – скорость течения рабочей жидкости на  $i$  – ом участке сливной магистрали. Для трубопровода:

$$k_i = \lambda \rho_{ж} \frac{l}{d 2g} \quad (3.27)$$

где  $l$  и  $d$  – длина и внутренний диаметр трубопровода, м;

$\rho_{ж}$  – плотность рабочей жидкости;

$g$  – ускорение свободного падения;

$\lambda$  – коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода, зависящий от режима течения жидкости.

При ламинарном режиме течения  $\lambda = 75/Re$ , при турбулентном  $\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$ , Здесь  $Re = \frac{V_{ж} d}{\nu}$  – критерий Рейнольдса, определяющий режим течения жидкости;

$\nu$  – коэффициент кинематической вязкости. При  $Re \leq 2200 \div 2300$  – режим течения ламинарный, при  $Re > 2200 \div 2300$  – режим течения турбулентный.

Для расчета потерь давления на гидравлических сопротивлениях (ответвления трубопровода, дроссели, распределители и т.д.) применяют формулу:

$$K_i = \zeta \frac{\rho_{ж}}{2} \quad (3.28)$$

где:  $\zeta$  – безразмерный коэффициент местного сопротивления, определяемый экспериментально.

Усилия для открытия замка будем определять по формуле

$$F_3 = \frac{\pi}{4} (D^2_{PC1,2} - d^2_{ш1,2}) c_{1,2} \quad (3.29)$$

где  $D_{PC1,2}$  – диаметр распорного цилиндра замка первой и второй секций, м;  
 $d_{ш1,2}$  – диаметры штоков первой и второй секций, м;  
 $c_{1,2}$  – жесткость пружины распорного цилиндра, Н/м.

Нагружающие усилия  $F_{Hi}$  приложенные в местах крепления грузовой платформы опрокидывающего механизма, зависит от конструкции механизма и являются функциями массы и положения в пространстве, приведенного к координате перемещения соответствующей секции исполнительного гидроцилиндра:

$$F_{Hi} = f(m_i, x_i) \quad (3.30)$$

Приведенная имитационная математическая модель может быть положена в основу математического обеспечения САПР, которая позволит уже на этапе проектирования определять работоспособность и нагрузочный режим исполнительных гидроцилиндров опрокидывающих механизмов, позволит повысить инвариантность и качество принимаемых проектных решений.

### **3.4.1 Разработка алгоритма и программного обеспечения имитационной математической модели**

Рассматриваемая методика построения алгоритма программной реализации «HYDRAULIC CYLINDER» составлена для имитационной математической модели исполнительного трехсекционного телескопического гидроцилиндра двустороннего действия с механизмом фиксации – механическим шариковым замком.

Блок – схема алгоритма представлена на рисунке 3.9.

Имитация работы исполнительного гидроцилиндра осуществляется в составе гидравлической системы, дополнительно включающей в себя гидронасос, регулируемый по давлению, гидрораспределитель и масляный бак. В начале осуществляется Ввод конструктивных параметров гидросистемы  $X_{01}, X_{02}, X_{K1}, X_{K2}, D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, m_1, m_2, L_1, L_2$ . Ввод параметров рабочей жидкости материалов конструкции гидросистемы  $\varepsilon, E, R, f, \zeta, \mu_0, P_m, t_m$ . Ввод эксплуа -



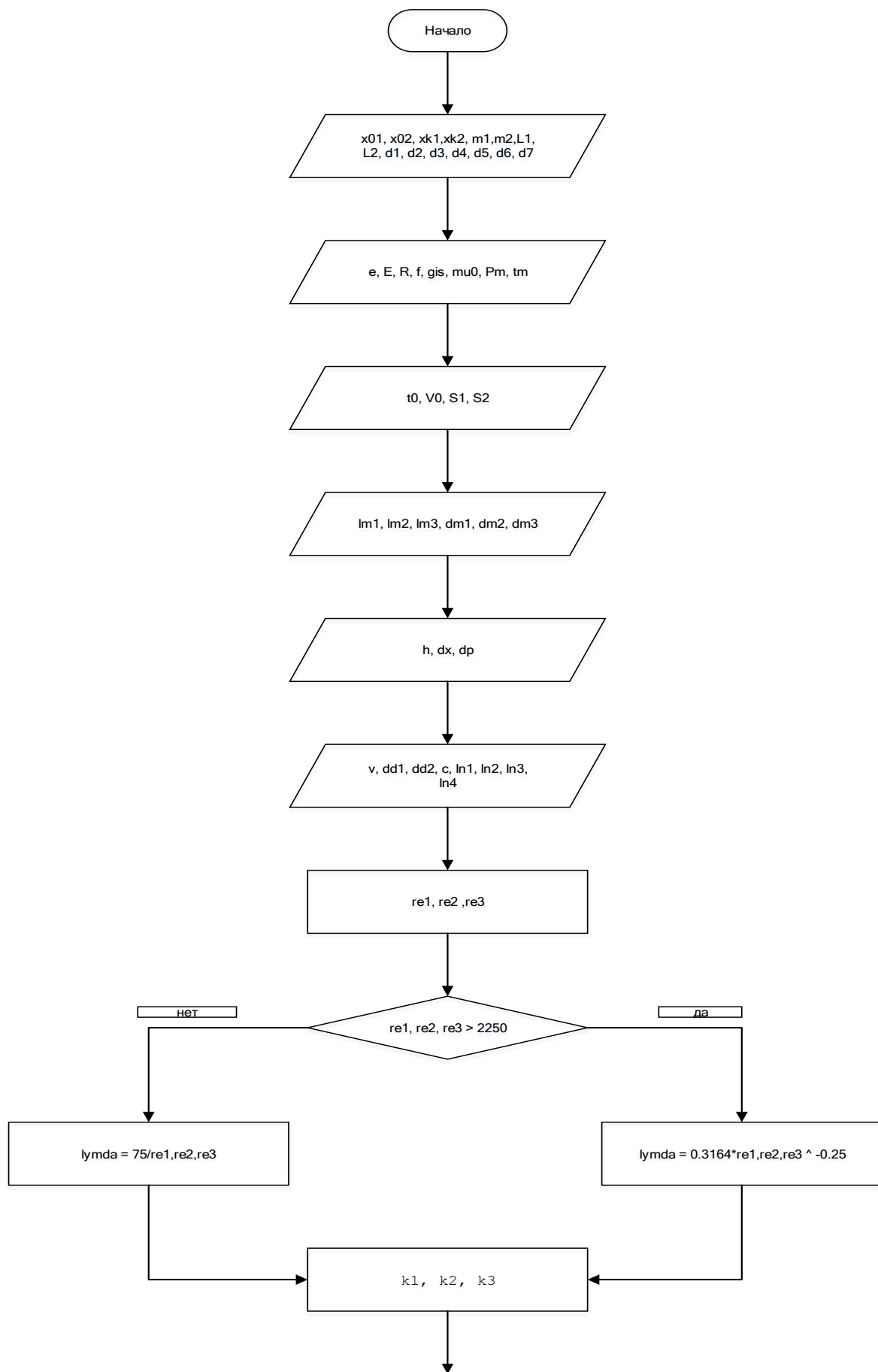


Рисунок 3.9 – Алгоритм программы «HYDRAULIC CYLINDER»

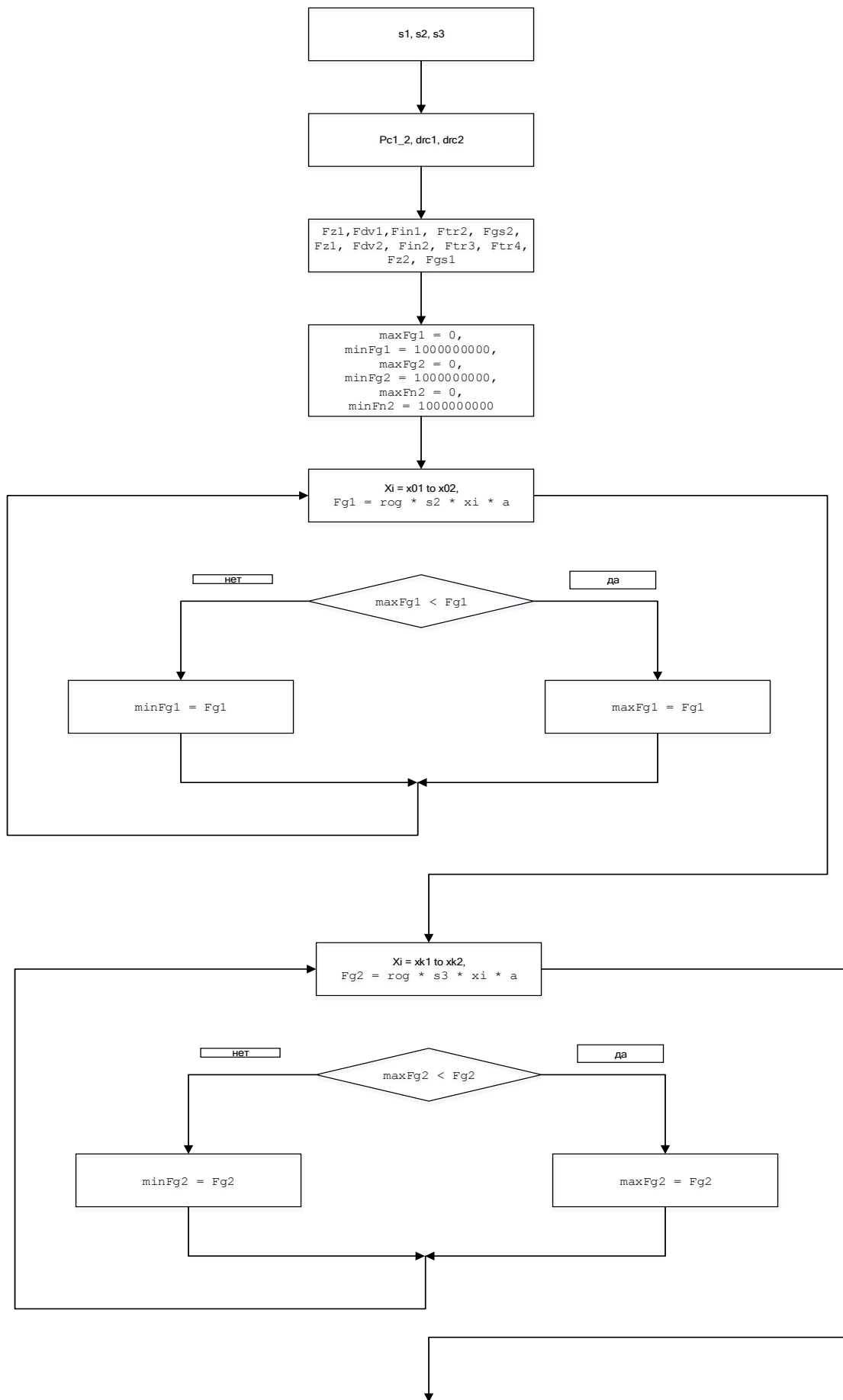


Рисунок 3.9 – Алгоритм программы «HYDRAULIC CYLINDER» (продолжение)

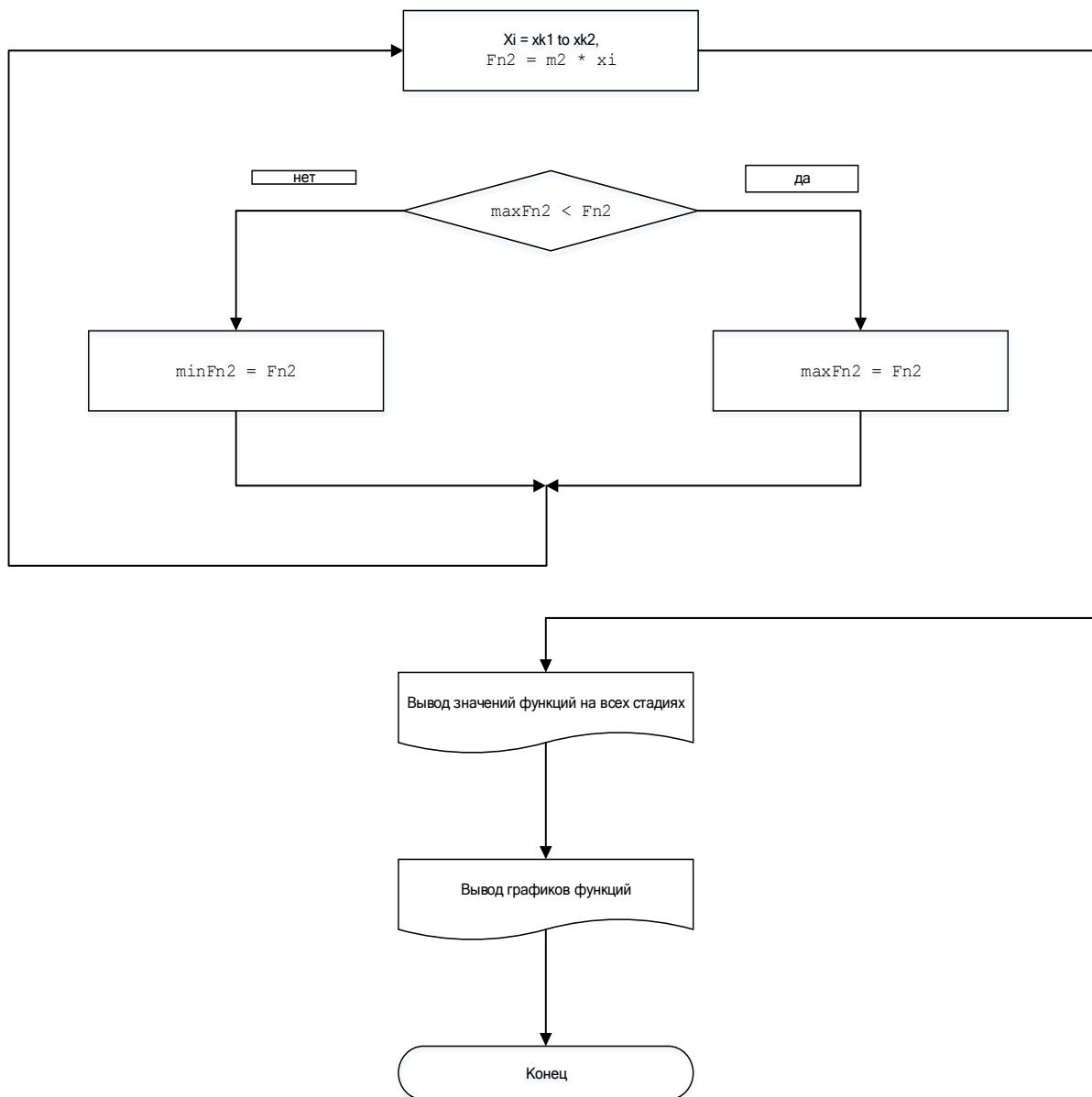


Рисунок 3.9 – Алгоритм программы «HYDRAULIC CYLINDER» (продолжение)

тационных параметров гидропривода  $t_0, V_0, S_1 = f(G_1, X_1), S_2 = f(G_2, X_2)$ . Ввод параметров интегрирования и задание допустимых погрешностей  $h, \Delta X, \Delta P$ . Задание последовательности рабочих операций исполнительного гидроцилиндра  $n = 1, 2, 3, 4$ . На первом шаге вычислений величина давления в насосной полости гидроцилиндра задается равной значению атмосферного давления и определяется соответствующий этому значению расход насоса и объем рабочей жидкости, подаваемой в насосную полость исполнительного цилиндра.

Вычисляя функции нагрузочного режима и силы сопротивления перемещению, скорость и ускорение рабочего звена с учетом всех возможных сопро-

тивлений, сжатия рабочей жидкости, учете шероховатости уплотняемых поверхностей, сил трения, сил сопротивления от вытекания рабочей жидкости из противоположной сливной полости, сил инерции подвижных частей гидравлических механизмов и рабочей жидкости и коэффициентов местных сопротивлений течению рабочей жидкости, зависящих от конкретной разводки гидросистемы, сил на открытие механизма фиксации первой и второй секции.

Далее на данном временном интервале из уравнения силового баланса вычисляем значения давления рабочей жидкости, получившееся после первой итерации и сравниваем его с предыдущим значением и, используя метод дихотомии для определения давления на второй итерации, вычисляем новое значение давления, соответствующее ему значения расхода из диаграммы мощности и выполняем вторую и последующие итерации до сходимости алгоритма по заданной погрешности определения давления.

После этого идет приращение временного интервала и цикл расчетов повторяется до достижения конца перемещения подвижной секции или задаваемого значения временного интервала. Затем происходит переключение гидрораспределителя по заданной циклограмме и процесс счета повторяется.

При достижении конца циклограммы положений гидрораспределителя процесс счета заканчивается и, на печать выводятся значения всех искомых величин, по которым оценивается имитируемая конструкция и режимы ее эксплуатации на этапе проектирования.

В настоящее время для расчета гидропривода с целью выбора оптимальных параметров агрегатов, не хватает обобщенных зависимостей в форме удобной для расчета на ПЭВМ. К обобщенным относятся зависимости конструктивных параметров агрегатов гидропривода, физических свойств рабочей жидкости, материалов гидропривода, свойств окружающей среды от определяющих конструктивных и технологических параметров рассчитываемого гидропривода.

Вывод обобщенных зависимостей производится для элементов гидропривода: трубопровод, распределитель, гидроцилиндр, фильтр, насос наиболее распространенных моделей и типоразмеров. В качестве обобщенного конструктив-

ного параметра элементов гидропривода принимаем условный диаметр ( $D_V$ ). Вывод необходимых конструктивных параметров производится путем аппроксимаций графических зависимостей искомых параметров от условного диаметра, построенных по имеющимся табличным значениям (рисунок. 3.10, 3.11, 3.12).

1. Зависимость наружного диаметра  $D_H$  (м) от диаметра поршня  $D_{II}$  (рисунок 3.11).

$$D_H = 1,14D_{II} + 0,0084$$

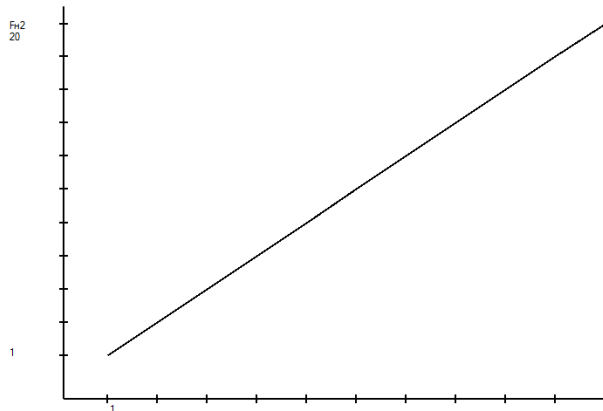


Рисунок 3.10 – График зависимости длины гидроцилиндра от наружного диаметра

2. Зависимость длины гидроцилиндра  $L_V$  (м) от диаметра поршня  $D_{II}$  и хода  $h$  (м) (рисунок 3.12)

$$L_V = 1,781D_{II} - 0,0084h$$

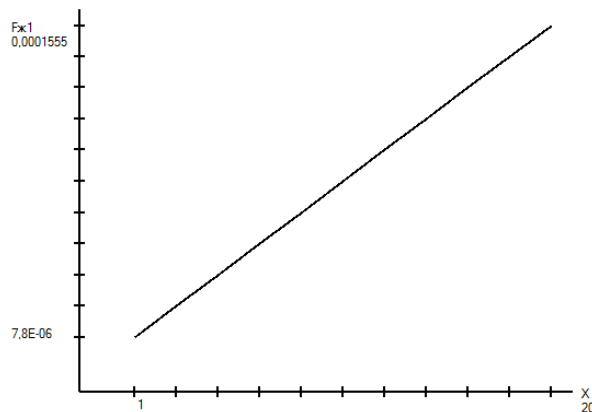


Рисунок 3.11 – График зависимости длины гидроцилиндра от диаметра поршня при ходе штока 1 м

3. Зависимость массы гидроцилиндра  $G_{Ц}$  (кг) от диаметра поршня  $D_{П}$  (м) и хода штока  $h$  (м) (рисунок 3.13).

$$G_{Ц} = 1,781D_{П}^{2,5} + 1400hD_{П}^{1,5}$$

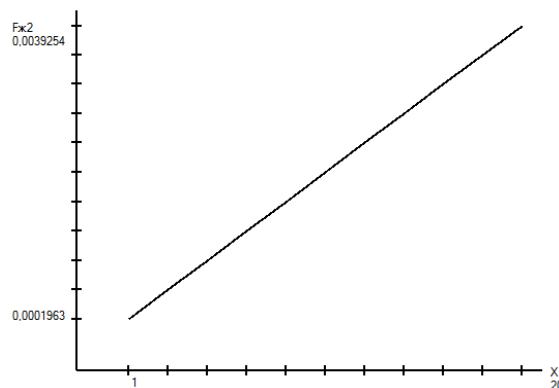


Рисунок 3.12 – График зависимости массы средней части гидроцилиндра  $G_{cp}$  от диаметра поршня штока  $h=0$

### 3.5 Современный уровень надежности и безопасности эксплуатации гидроприводов строительных машин

Надежность гидроприводов зависит в основном от режима эксплуатации и от того, насколько качественно и правильно организованы техническое обслуживание и ремонт.

Для гидроприводов строительных машин, режимы эксплуатации принято делить на: лёгкий, средний, тяжелый и весьма тяжелый. Основными показателями режимов эксплуатации гидроприводов являются:

1. Коэффициент использования номинального давления

$$K_p = \frac{P_{ЭКВ}}{P_{НОМ}} \quad (3.31)$$

где

$$P_{ЭКВ} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n P_i^3 \times \frac{\tau_i}{\tau_{ОБ}}}$$

$P_{НОМ}$  – номинальное давление в системе;

$P_i$  – давление в гидросистеме за  $i$ -й период работы;

$\tau_i$  – время, в течение которого система работает под давлением  $P_i$ ;

$\tau_{ОБ}$  – общее время работы гидросистемы.

2. Коэффициент продолжительности работы под нагрузкой в течение смены

$$K_{СМ} = \frac{\tau_H}{\tau_{СМ}} \quad (3.32)$$

где  $\tau_{СМ}$  – полное время работы за смену, ч;

$\tau_H$  – время работы под нагрузкой в течение смены, ч.

3. Коэффициент использования гидропривода в году

$$K_{ГОД} = \frac{\tau_P}{\tau_{ГОД}} \quad (3.33)$$

где  $\tau_P$  – время работы в течение года, смен;

$\tau_{ГОД}$  – календарное время работы, смен.

4. Число включений в час –  $ЧВ$ .

Кроме того, по аналогии с электроприводом применяют также такие показатели, как:

1) коэффициент колебаний давления

$$K_{\Delta P} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{СР}} \quad (3.34)$$

2) коэффициент использования мощности привода

$$K_N = \frac{N_{\Phi}}{N_T} \quad (3.35)$$

где  $N_{\Phi}$  – фактическая мощность, передаваемая гидроприводом, Вт;

$N_T$  – теоретическая мощность, развиваемая гидроприводом, Вт.

Значения коэффициентов приведены в таблице 3.1.

Как показали исследования ряда авторов, режимы эксплуатации строительных машин, в основном относятся, к средним и тяжелым.

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов эксплуатации гидроприводов

Режим эксплуатации	Показатели					
	$K_P$	$K_{CM}$	$K_{ГОД}$	$ЧВ$	$K_{ДР}$	$K_N$
Легкий	до 0.4	до 0.3	до 0.5	до 100	до 0.2	до 0.5
Средний	от 0.4 до 0.7	от 0.3 до 0.5	от 0.5 до 0.7	от 100 до 200	от 0.2 до 0.4	от 0.5 до 0.7
Тяжелый	от 0.7 до 0.9	от 0.5 до 0.8	от 0.7 до 0.9	от 200 до 400	от 0.4 до 0.8	от 0.7 до 0.9
Весьма тяжелый	свыше 0.9	свыше 0.8	свыше 0.9	свыше 400	свыше 0.8	свыше 0.9

К системам гидропривода строительных машин предъявляется также ряд технологических требований, обусловленных спецификой действия грузовых платформ и рабочих органов:

- возможность регулирования скорости выходных звеньев основного гидронасоса в пределах установочной мощности;
- защита гидронасосов от перегрузок, от просадки выходных звеньев под действием встречных нагрузок при включении гидроцилиндров рабочего оборудования;
- ограничение скорости выходных звеньев при работе под действием попутных нагрузок
- удобство управления.

Выполнение указанных требований обеспечивается правильным выбором гидронасосов и конструкцией исполнительных механизмов. Обеспечение необходимых скоростей выходных звеньев и производительности машин, достигается выбором соответствующей мощности первичного двигателя с учетом возможностей системы гидроприводов по рациональной передаче мощности.



Для наиболее полного использования мощности с минимальными потерями, система гидропривода должна соответствовать следующим критериям:

$k_0 = k_{Nt} \eta_{\text{Ц}} (1 - k_D)$  – обобщенный критерий рациональности использования мощности привода;

$\eta_0 = \eta_{\text{Ц}} (1 - k_D)$  – обобщенный КПД гидропривода,

где  $k_{Nt}$  – коэффициент использования по времени мощности силовой насосной установки за время рабочего цикла;

$\eta_{\text{Ц}}$  – КПД гидропривода в рабочем цикле;

$k_B$  – доля мощности двигателя, затрачиваемая на привод вспомогательных устройств.

Развитие гидросистем транспортных средств, в ходе модернизации и разработки новых моделей характеризуется увеличением общего количества элементов и числа связей между ними, с одной стороны, и переходом на гидрооборудование высокого давления – с другой стороны. Вместе с тем, гидроприводы становятся более чувствительными к загрязнению рабочей жидкости продуктами износа и пылью, к воздействию природно – климатических факторов, вибрации и т.п. Это в свою очередь требует совершенствования методов и средств эксплуатации, разработки дополнительных организационно-технических мероприятий по обеспечению надежности гидроприводов.

В соответствии с ГОСТ надежность гидропривода есть свойство выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Проблемам обеспечения надежности гидроприводов машин посвящено много работ советских и российских ученых: Башты М.Т., Гринчара Н.Г., Ереско А.С., Ереско С.П., Ешуткина Д.М., Лепешкина А.В., Михайлова А.А., Мелик – Гайказова В.И., Наземцева А.С., Осипова П.Е., Рыбальченко Д.Е., Раздолина М.В. Самусенко М.Ф., Фалалеева В.П., Шейнака А.А., Ушакова Л.С. и других.

В разработках, по обеспечению надежности гидроприводов гидрофицированных машин в настоящее время, выделяются два основных направления:

1. Развитие математических исследований теории надежности, математического моделирования машин и механизмов.

2. Исследования и разработки по повышению надежности и безопасности гидроприводов при проектировании и изготовлении.

Практический опыт организаций, эксплуатирующих гидрофицированные машины, показывает, что они практически не могут влиять на такие факторы, как резервирование, выбор элементов с повышенной надежностью, оптимизация схем и конструкций, стандартизация, облегчение режимов, климатические условия, недостатки конструкции. В то же время влияние на остальные факторы со стороны эксплуатационников может быть весьма сильным и эффективным (рисунок 3.13).

Сбор статистической информации по безопасности гидроприводов строительных машин дает возможность определить значения наработки на отказ для основных типов элементов гидропривода (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Нарботка на отказ элементов привода

Гидроаппараты	Нарботка на отказ транспортных машин, Т. $\frac{T_{min} \cdot T_{max}}{T_{mid}}$
Гидроцилиндры	$\frac{6000 \dots 10000}{5300}$
Дроссели и регуляторы потока	$\frac{2800 \dots 5800}{4300}$
Шланги РВД	$\frac{300 \dots 5000}{2650}$

Рассматривая данные таблицы 3.2, необходимо иметь в виду, что гидроприводы этих машин работают в тяжелых и средних режимах, согласно исследованиям. Кроме того, условия эксплуатации могут быть охарактеризованы как неблагоприятные, особенно по климатическим показателям и запыленности.

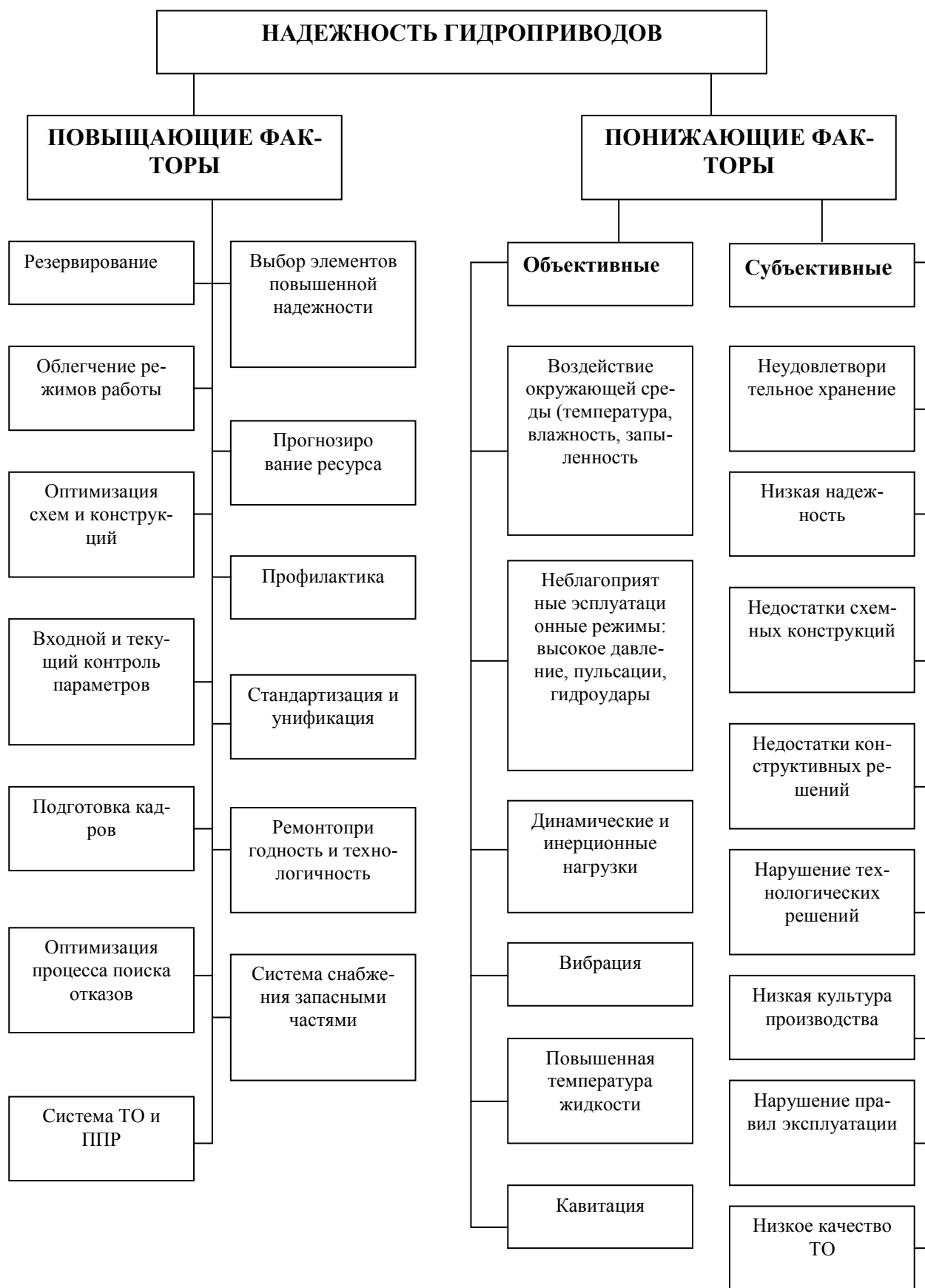


Рисунок 3.13 – Факторы, влияющие на безопасность гидроприводов строительных машин

Распределение отказов по системам и аппаратам представлено на рисунках 3.14 и 3.15.

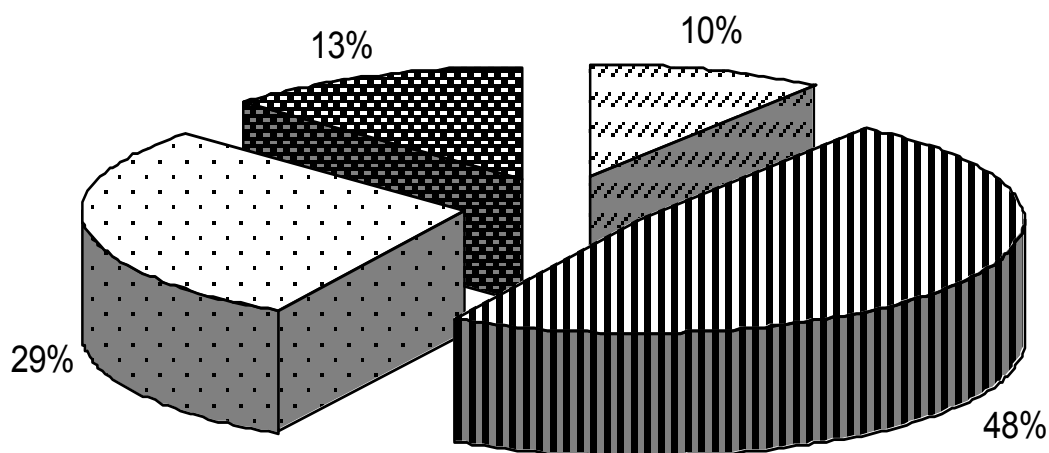


Рисунок 3.14 – Распределение отказов в системах строительных машин:  
гидропривод – 48%; электропривод – 29%;  
элементы механических передач – 13% двигатель – 10%

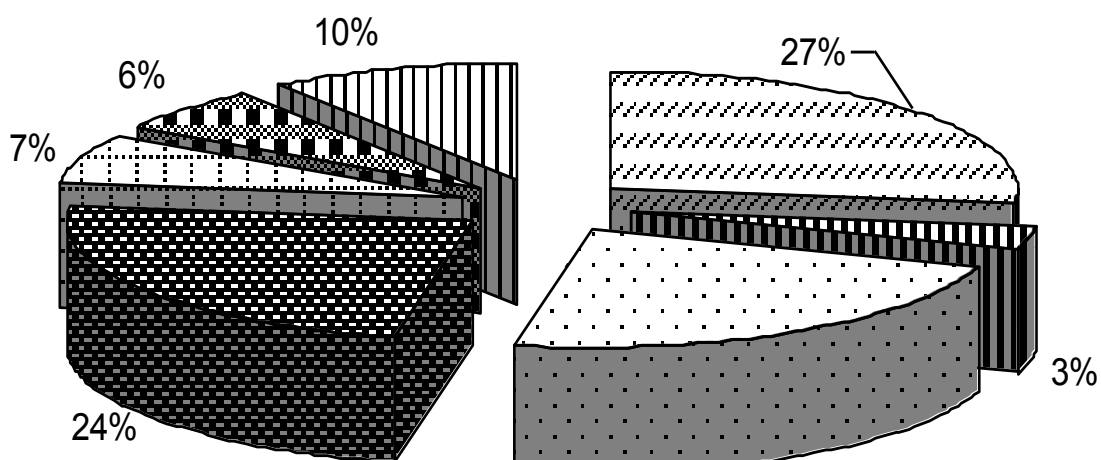


Рисунок 3.15 – Распределение отказов в гидроприводе:  
гидравлические рукава – 27%; уплотнения – 24%;  
уплотнения гидроцилиндра – 23%; управляющая аппаратура – 10%;  
насосы – 7%; быстросъемные соединения – 6%; другие причины – 3%

Все отказы, возникающие в гидроприводах, принято разделять на внезапные и постепенные или износозовые отказы. Иногда одни и те же виды отказов могут быть как внезапными, так и постепенными, в зависимости от физическо-

го механизма возникновения отказа данного вида. Например, выров шланга из заделки, течь по штоку гидроцилиндра может быть вызвана как случайным попаданием крупной механической частицы в зону уплотнения (внезапный отказ), так и его износом или старением (постепенный отказ).

Общая классификация отказов гидроприводов строительных машин приведена на рисунке 3.16 .

В результате анализа отказов гидроприводов разных типов в эксплуатации выявлено, что свыше 90% всех отказов составляют частичные и лишь около 10% – полные отказы. Около 60% отказов гидроприводов являются параметрическими, 40% – функциональными.

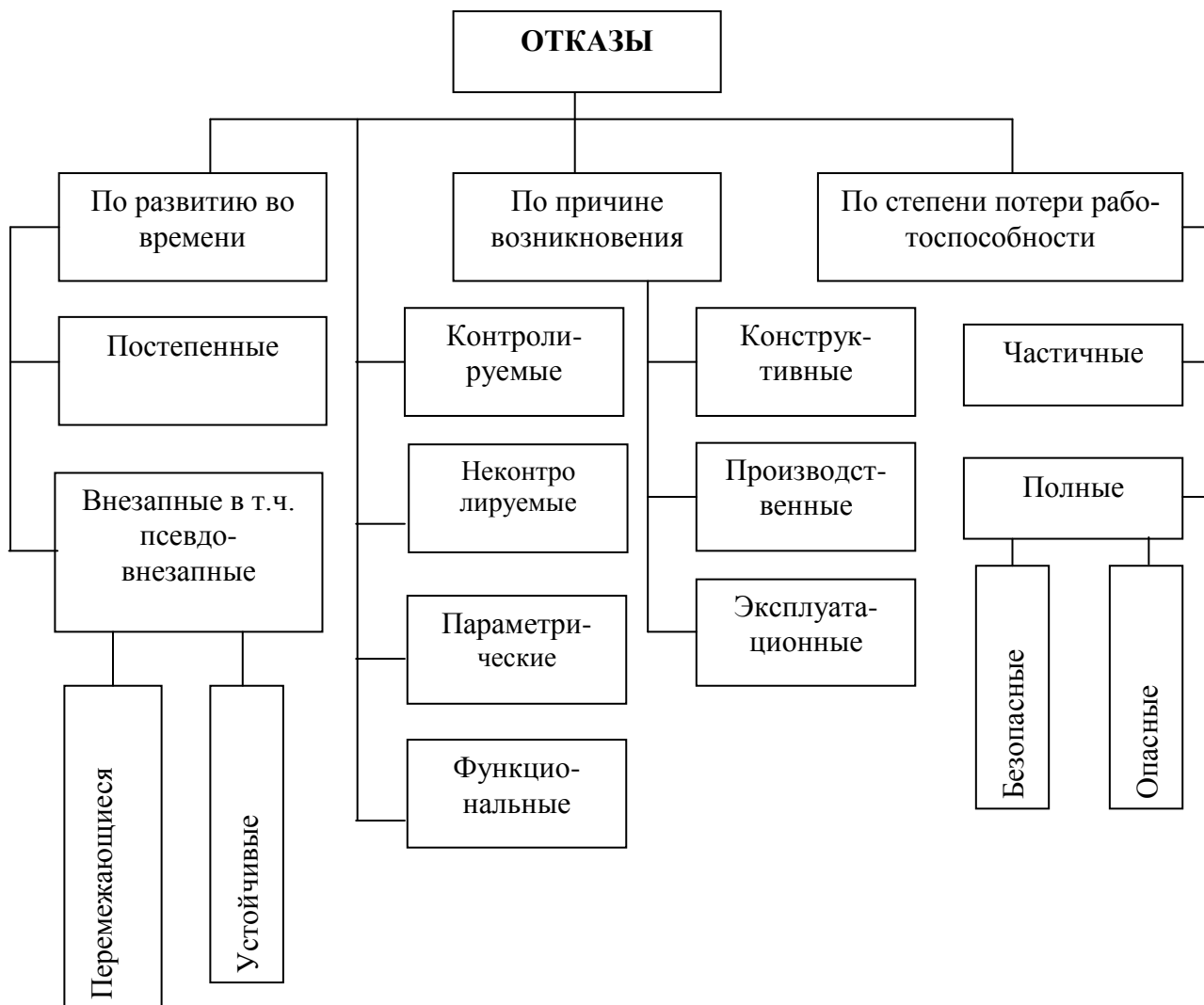


Рисунок 3.16 – Классификация отказов гидроприводов строительных машин

### 3.6 Разработка блокировочных и предохранительных систем грузоподъемного механизма строительных машин

#### 3.6.1 Разработка телескопического гидроцилиндра двустороннего действия с механизмом фиксации

Предлагаем использовать для гидропривода грузоподъемного механизма строительных машин телескопический трехсекционный гидроцилиндр с механизмом фиксации – механическим шариковым замком (рисунок 3.17).

Силовой гидроцилиндр является гидроцилиндром двустороннего действия, в котором выпуск и уборка штоков осуществляется за счет гидропривода гидрофицированной машины и состоит из корпуса 1, штока 2 выполненного из телескопических секций, на одном из концов секции крепится поршень 3.

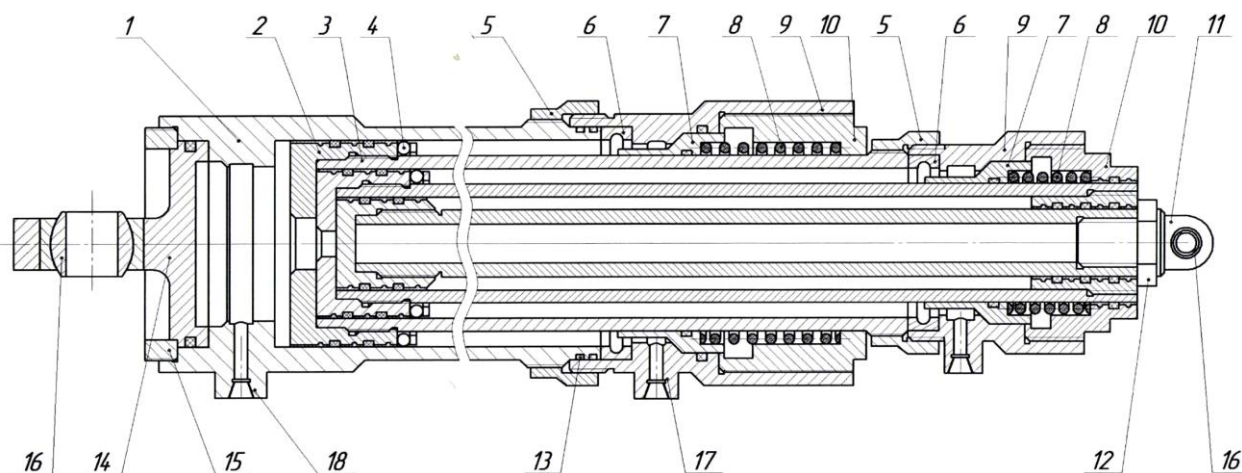


Рисунок 3.17 – Схема силового гидроцилиндра

По окружности поршня со стороны секции штока выполнено восемь сквозных отверстий, образующие сепараторы с гнездами для шариков, от выпадения из гнезд внутрь полости поршня шарики удерживаются внешней поверхностью секции штока, от выпадения наружу из поршня шарики удерживаются внутренней поверхностью цилиндрического корпуса или внутренней поверхностью секций штока (для шариков последующих секций. рисунок 3.18).

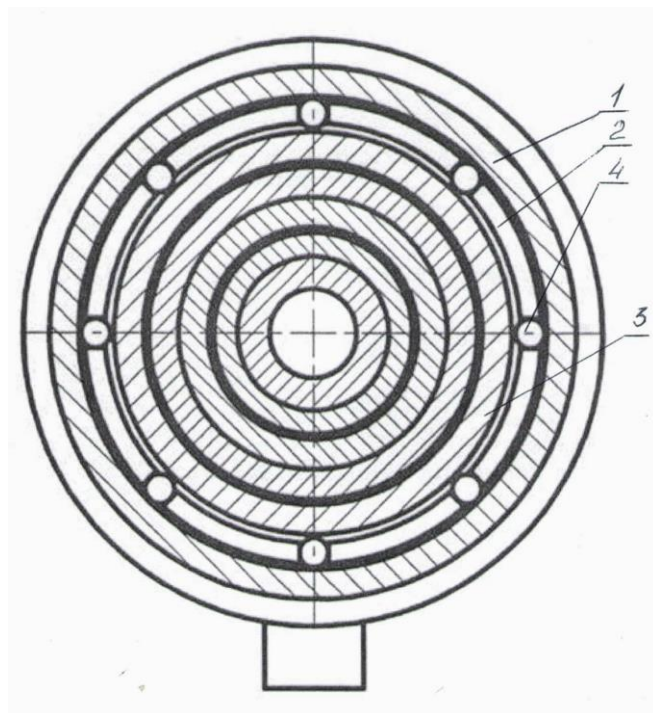


Рисунок 3.18 – Схема сепаратора:

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – шток; 4 - шарики

Шарики 4 имеют некоторую степень свободы для перемещения в гнездах. В конструкции гидроцилиндра также имеются соединительные гайки 5, кольца замка 6, распорные цилиндры 7, пружины 8, запорные цилиндры 9, направляющие секции штока цилиндров 10, ушковые узлы 11, 14, сферические шарниры 16. В сборе сепаратор, распорный и запорный цилиндры составляют механизм фиксации. Для обеспечения соосности, при монтаже, относительно узлов крепления рамы и самосвальной платформы, ушковый узел 11 от проворачивания фиксирует контргайка 12, ушковый узел 14 надежно прижат к кольцевому выступу корпуса цилиндра резьбовой гайкой 15. Для герметичности соединений используются уплотнительные резиновые кольца 13.

Силовой гидравлический цилиндр работает следующим образом. Для выдвижения штоков рабочая жидкость через штуцер 18 подается в подпоршневые полости, в которых начинает возрастать давление, при этом начинают выдвигаться секции штока поршня. При выдвижении поршня шарики 4 подходят и упираются в круговой конусный уступ торца распорного цилиндра 7. Возникает горизонтальная составляющая от силы прижатия шариков к конусной части

распорного цилиндра, под воздействием которой распорный цилиндр, сжимая пружину 8, сдвигается в сторону полости цилиндра, соединенной со сливом, при этом шарики установятся напротив сферической выточки кольца замка 6 и под действием вертикальной составляющей усилия прижатия их к конусной части распорного цилиндра, они будут выдвинуты из гнезд сепаратора в кольцевую выточку кольца замка 6, а распорный цилиндр 7 под действием усилия пружины 8 проскользнет под шариками, механический шариковый замок закроется (рисунок 3.19).

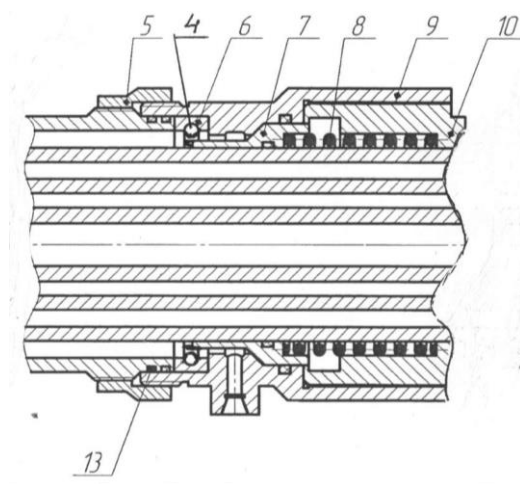


Рисунок 3.19 – Схема шарикового замка в закрытом положении

Для открытия замка рабочая жидкость поступает в полость (стороны штока) через штуцер 17. В изолированной камере, между поршнем и распорным кольцом возникает нарастающее давление, которое не может сдвинуть поршень, закрытый на шариковый замок, а сжимая пружину, сдвигает распорный цилиндр вправо.

Как только шарики замка не будут удерживаться в сферической выточке кольца замка распорным цилиндром, шарики сдвигаются внутрь сепаратора и откроют шариковый замок, после чего поршень начнет убираться в корпус цилиндра.

При помощи болтов, через сферические шарниры, силовой цилиндр ушковыми узлами, крепится к кронштейнам крепления на строительных машинах.

Модель силового цилиндра с механическим шариковым замком представлена на рисунке 3.20.





Рисунок 3.20 – Модель силового гидроцилиндра в разборном виде

Для проверки работоспособности шарикового замка изготовили макет самосвальной платформы с экспериментальным цилиндром, исследования которой показали надежную работу шарикового замка (рисунок 3.21).



Рисунок 3.21 – Макет самосвальной платформы

Для исследования работоспособности шарикового замка, была изготовлена модель самосвальной платформы, на которой была смоделирована аварийная ситуация (обрыв шланга). Для определения вероятности безотказной работы ( $P$ ) было смоделировано 1000 аварийных ситуаций ( $N$ ). Шариковый замок дал сбой ( $n$ ) лишь в двух из них. Сбой был связан с невозможностью в лабораторных условиях выдержать точность изготовления деталей замка. Следует заметить, что при промышленном изготовлении его надежность можно существенно повысить.

В экспериментальном варианте, вероятность безотказной работы замка

$$P(t) = n/N = 998/1000 = 0,998$$

где  $n$  – число безотказной работы механического шарикового замка;

$N$  – число смоделированных аварийных ситуаций.

### 3.6.2 Разработка устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы

Устройство регулирования скорости подъема – опускания грузовой самосвальной платформы состоит из корпуса 1, в котором размещены дроссельные шайбы 2, кольца 3, втулка 4, пружина 5 (рисунок 3.22).

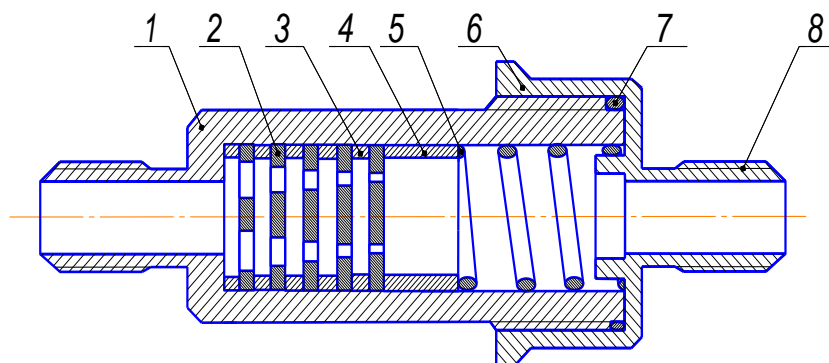


Рисунок 3.22 – Устройство регулирования скорости подъема – опускания грузовой самосвальной платформы

Корпус закрывается крышкой 6 со штуцером 8, уплотнения 7. Корпус 1 вворачивается в резьбовое отверстие гидроцилиндра (на рисунке не показан), а на штуцер 8 наворачивается гайка рукава высокого давления от масляного насоса транспортного средства (на рисунке не показана). Дроссельные шайбы, кольца и втулка удерживаются от проворачивания шлицом. Для герметичности соединений используются фторопластовые и резиновые кольца 7.

Устройство работает следующим образом. При подъеме грузовой самосвальной платформы с помощью гидроцилиндра, рабочая жидкость от масляного насоса транспортного средства, через штуцер 9 и устройство регулирования скорости подъема – опускания грузовой самосвальной платформы подводится к цилиндру через штуцер корпуса 1. Все дроссельные шайбы 2, кольца 3 и втулка 4, под действием пружины 5 находятся в крайнем левом положении, рабочее тело истекает через максимальное сечение дроссельных шайб. Этим обеспечивается требуемая скорость подъема платформы.

При опускании платформы без дополнительного груза, на входе в устройство создается повышенное давление, в то время как на выходе давление близко к атмосферному (в результате соединения со сливным бачком. На ри-

сунках сливной бачок не показан). Под воздействием повышенного давления рабочей среды на входе в корпус 1 дроссельные шайбы 2 перемещаются в сторону выхода 6, преодолевая сопротивление пружины 5, при этом величина перемещения пропорциональна избыточному давлению на входе. Так как в продольном направлении площадь дроссельных шайб переменного сечения, то суммарная площадь истечения рабочей жидкости уменьшается. Изменение площади сечения отверстий по длине корпуса выбирается таким образом, чтобы обеспечить постоянство скорости опускания платформы при различной нагрузке в пределах расчетной грузоподъемности.

Проведем расчет параметров устройства регулирования для гидравлического грузоподъемного механизма грузовой платформы (см. глава 2) Введем обозначения:

$T_{max} = 5 \cdot 10^4$ , Н – масса подвижной части грузовой платформы и груза;

$T_{min} = 10^4$ , Н – масса подвижной части грузовой платформы без груза;

$S = 113 \cdot 10^{-4}$ , м<sup>2</sup> – площадь поршня гидравлического цилиндра.

Объемный расход масла  $Q$  найдем из тех соображений, что в среднем приемлемое по соображениям безопасности время опускания самосвальной платформы ( $t$ ) соответствует  $t = 30$  сек, рабочий ход гидравлического цилиндра составляет  $X = 0,93$  м:

$$Q = \frac{XS}{t} = \frac{0,93 \times 113 \cdot 10^{-4}}{30} = 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.35)$$

Принимаем:  $\Delta l = 0,01$  м;  $L = 5 \cdot 10^{-3}$  м

Подставляя полученные данные в формулу, связывающую  $R$  с  $\Delta l$  получаем:

$$R = \sqrt{\frac{SQL\eta}{\pi\Delta p}} = \sqrt{\frac{8QL\eta}{\pi(\Delta l \frac{T_{max}-T_{min}}{S\Delta l_{max}} + \frac{T_{min}}{S})}}$$

$$R = \sqrt{\frac{8 \times 3,5 \cdot 10^{-4} \times 5 \cdot 10^{-3} \times 11,3 \cdot 10^2}{3,14 \left( \frac{(5-1)10^4}{113 \cdot 10^{-4} 10^{-2}} + \frac{10^4}{113 \cdot 10^{-4}} \right) \Delta l}} = \frac{2,75 \cdot 10^{-2}}{\sqrt[4]{399\Delta l + l}} \quad (3.36)$$

Находим, что при  $\Delta l_{min} = 0$  мм,  $R_{max} = 2,75 \cdot 10^{-3}$  м, а при  $\Delta l_{max} = 10 \cdot 10^{-3}$  м,  $R_{min} = 1,9 \cdot 10^{-3}$  м.

Площадь дроссельного пакета  $S_{\Pi}$  выбираем из условия:

$$S_{\Pi} > (8 \dots 10) \pi R_{max}^2 = (8 \dots 10) \cdot 23,7 = (189,6 \dots 237,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (3.37)$$

$$R_{\Pi} = (4,38 \dots 4,9) \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Принимаем радиус дроссельного пакета равным  $5 \cdot 10^{-3}$  м.

Жесткость пружины:

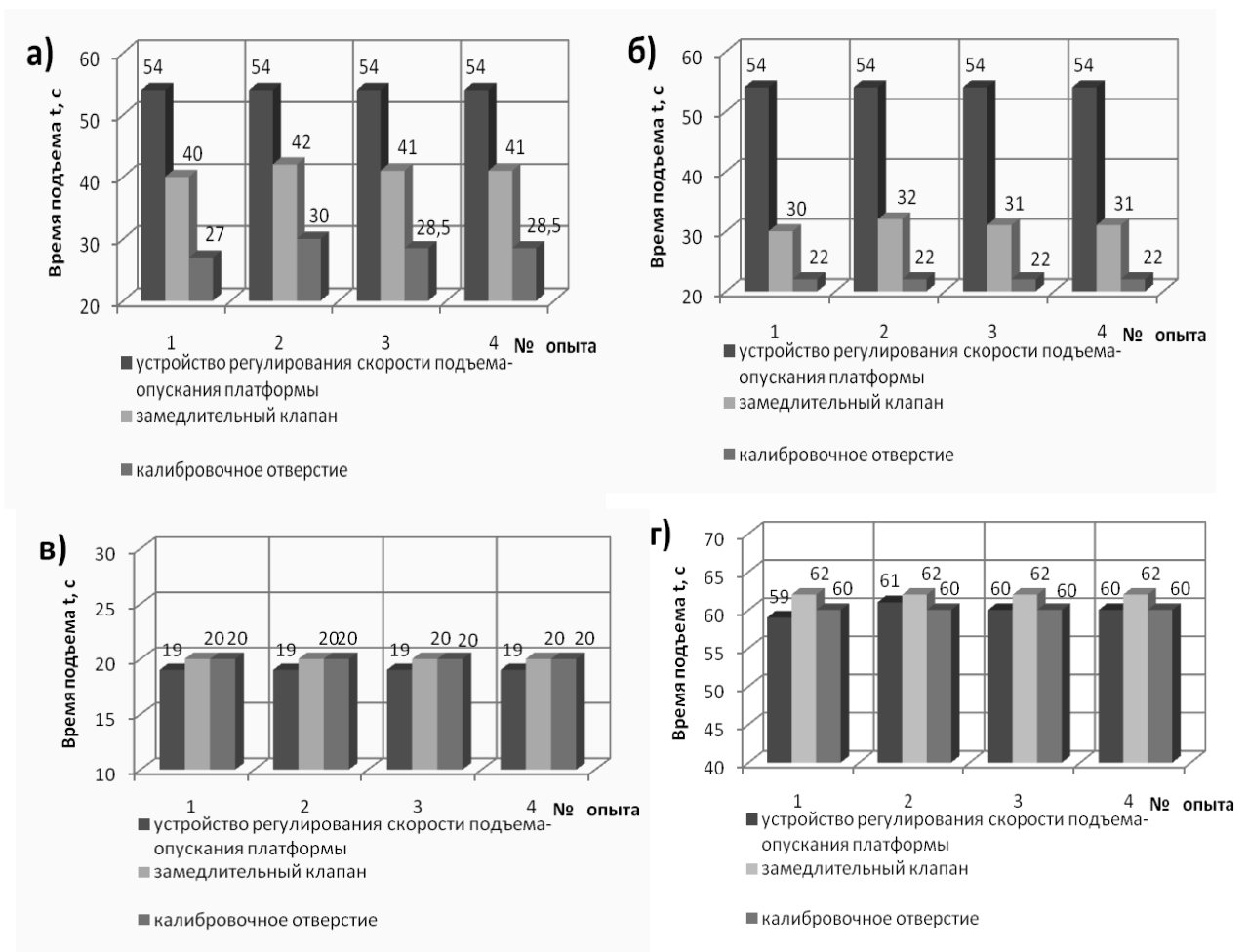
$$C = S_{\Pi} \frac{T_{max} - T_{min}}{S \Delta l} = 0,785 \frac{4000}{1 \times 113} = 27,78 \quad (3.38)$$

$$l_1 = \frac{T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \Delta l_{max} = 0,25 \quad (3.39)$$

При выполнении дроссельных каналов по выражениям ((2.27, 2.28, 2.29 глава 2.) при условии  $Q = f(\Delta p) = const = 350 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>/с обеспечивает постоянное, независящее от нагрузки на рабочий цилиндр время опускания платформы, которое сохраняется и при разрыве шланга высокого давления гидравлической системы.

Характеристика регулирования расхода жидкости определяется зависимостью изменения сечения дроссельных каналов по их длине и, в каждом конкретном случае выбирается, исходя из конкретных условий поставленной задачи.

Характеристики разработанного устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой самосвальной платформы исследовались на прицепе 2-ПТС-4. В качестве базовых (сравнительных) образцов одновременно исследовались замедлительный клапан и штуцер с калиброванным отверстием применяемые в настоящее время, на самосвальных (методика изложена в главе 3). Результаты исследований приведены на рисунке 3.23.



а, б) подъем, опускание грузовой платформы с грузом (1164 кг);  
 в, г) подъем, опускание грузовой платформы с грузом (2664 кг);

Рисунок 3.23 – Результаты испытания предохранительных устройств

Как видно из рисунка 3.23, установка устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой самосвальной платформы на гидроцилиндр подъема платформы прицепа позволила обеспечить, в отличие от сравниваемых устройств, постоянное время опускания платформы. Вместе с тем, устройство не изменяет установленного технологически увязанного времени подъема ( $t_{\text{АВТ}} = t_{\text{ЗАМ. КЛ.}} = t_{\text{КАЛИБР. ОТВ.}} = 19 \text{ с}$  или  $60 \text{ с}$ ). Это связано с тем, что в эксперименте высота опускания (подъема) платформы была выбрана равной  $H_{\text{Ф}} = 1,325 \text{ м}$ , вместо  $H_{\text{Р}} = 0,95 \text{ м}$ , С учетом этого скорректированное расчетное время составило  $t_{\text{Р}} = 56,36 \text{ с}$  и  $t_{\text{Ф}} = 54,2 \text{ с}$ . Расхождение скорректированного и расчетного  $t_{\text{Р}} = 56,36 \text{ с}$  и  $t_{\text{Ф}} = 54,2$  и времени опускания платформы не превышало 4,19%. Ре-

зультаты эксперимента подтвердили принципиальную возможность обеспечить постоянную скорость опускания (падения) гидрофицированных составных частей машин независимо от величины нагрузки.

### 3.6.3 Разработка регулировочно – запорного клапана

Задача обеспечения безопасности операторов при падении гидрофицированных частей машины сводится к определению оптимального безопасного времени их опускания (падения) при разрыве силового гидравлического шланга. Такого времени, при котором, люди, находящиеся под ними, смогли бы покинуть опасную зону без ущерба здоровью. Требуемое условие может обеспечить автоматический регулятор расхода жидкости с дроссельными каналами (рисунок 3.24).

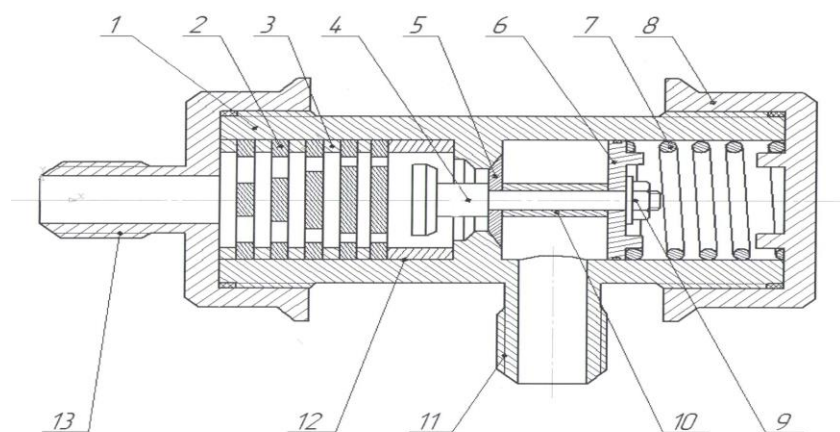


Рисунок 3.24 – Схема регулировочно – запорного клапана

1 – корпус; 2 – дроссельная шайба; 3 – кольцо; 4 – клапан с плунжером; 5 – тарелка клапана; 6 – втулка; 7 – пружина; 8 – крышка 9 – гайка с шайбой; 10 – втулка; 11 – штуцер; 12 – втулка; 13 – крышка со штуцером

Устройство работает следующим образом. При подъеме грузоподъемной платформы (гидрофицированной части) машины, рабочее тело через штуцер 11 поступает в полость между тарелкой 5 клапана 4 и втулкой 6. За счет разности площадей клапан, сжимая пружину 7 перемещается вправо, открывая доступ рабочего давления в полость цилиндра через штуцер 13, платформа начнет подъем. Изменение площади сечения каждой дроссельной шайбы выбрано таким образом, чтобы обеспечить постоянство скорости

подъема и опускания платформы при различной нагрузке в пределах расчетной грузоподъемности.

При опускании грузовой платформы рабочая жидкость истекает из гидроцилиндра через штуцер 13 корпуса 1, штуцер 11 и шланг высокого давления в гидробак мобильной машины.

Под действием давления рабочей жидкости регулировочно-запорный клапан 4, перемещаясь вправо и сжимая пружину 7, уменьшает сечение проходного сечения между перегородкой корпуса и тарелкой 5 клапана 4 (до тех пор, пока уравниваются действующие силы и, следовательно, к постоянной плавной замедленной скорости опускания самосвальной платформы..

В случае обрыва или повреждения шланга высокого давления давление рабочей жидкости в нем и штуцере 11 уменьшается, регулировочно-запорный клапан 4 под действием давления рабочей жидкости из гидроцилиндра, сжимая пружину 7 и перемещаясь дальше вправо, заперт основной канал, так как конусная поверхность клапана 4 взаимодействует с конусной поверхностью перегородки корпуса 1, что обеспечивает стопорение рабочего цилиндра, опускающего или поднимающего грузовую платформу. Опасная ситуация предотвращается.

Подключение запорно-регулирующего устройства гидросистему автомобиля-самосвала представлено на рисунке 3.25.

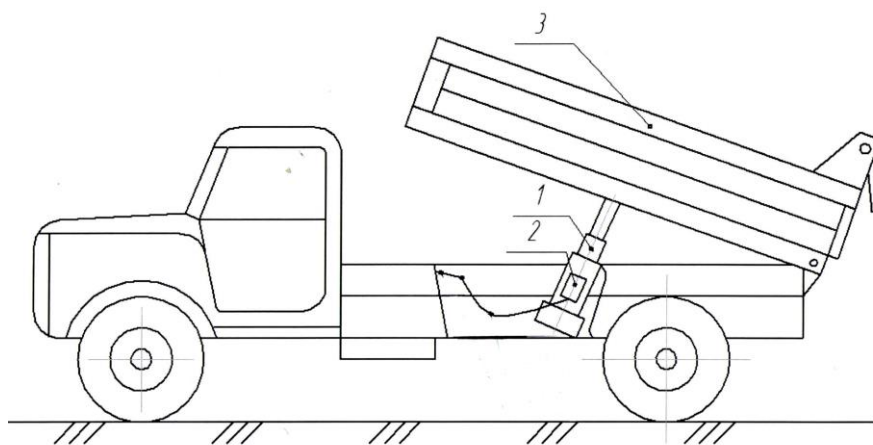


Рисунок 3.25 – Схема подключения запорно-регулирующего устройства в гидросистему: 1 – гидроцилиндр; 2 – запорно – регулирующее устройство; 3 – самосвальная платформа

### 3.6.4 Разработка гидравлического опрокидывающего устройства

Гидравлическое опрокидывающее устройство автомобиля – самосвала состоит из маслобака 1, сливного сетчатого фильтра с предохранительным клапаном 2, заливной горловины 3, толкателя клапана опускания платформы 4, телескопического трехсекционного гидроцилиндра 5, клапана опускания платформы 6, крана управления 7, предохранительного клапана крана управления 8, обратного клапана 9, насоса шестеренчатого 10, рычага управления коробкой отбора мощности 11, коробки отбора мощности 12, с шестерней заднего хода коробки передач автомобиля 13, рычага управления коробки автомобиля - самосвала 14, гидроцилиндр двустороннего действия 15, согласующий клапан 16 (обеспечивает последовательность подачи гидравлической жидкости в гидроцилиндры 5 и 15), самосвальной платформы 17, предохранительного упора состоящего из двух секций 18, 19 соединенных между собой шарниром 20 (рисунок 3.26).

На рисунке позицией 17 обозначена самосвальная платформа.

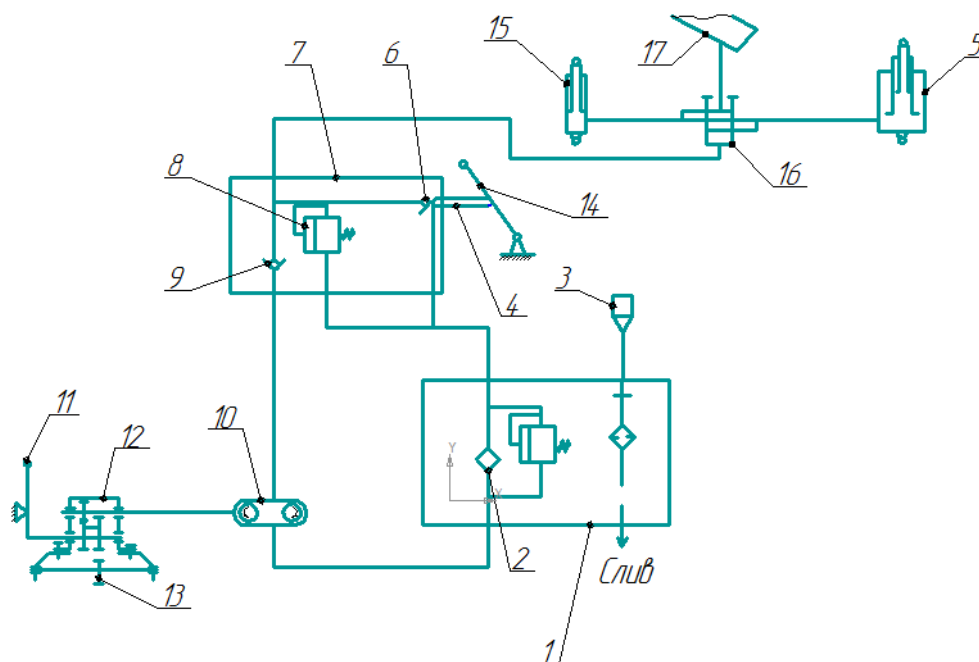


Рисунок 3.26 – Принципиальная схема гидравлического опрокидывающего устройства:

Предохранительный упор основанием секции 19 крепится к грузовой платформе 17, основанием секции 18 к раме автомобиля – самосвала 23. Секция 18 имеет проушину 21 и наплыв 22 (рисунок 3.27).



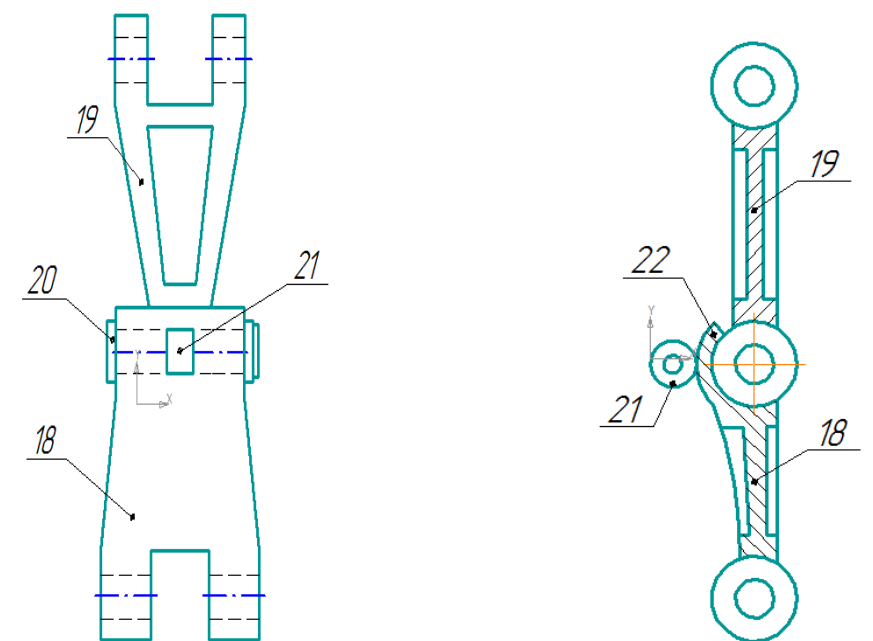


Рисунок 3.27 – Предохранительный упор грузовой самосвальной платформы

В убранном положении грузовой самосвальной платформы, предохранительный упор находится в сложенном положении. Для подъема платформы, включается масляный насос и гидравлическая жидкость из масляного бака начнет поступать по всасывающей магистрали в масляный насос, а оттуда под давлением, через первый открытый канал согласующего клапана 16 в телескопический трехсекционный гидроцилиндр 5. При подъеме платформы, на расчетный угол, первый открытый канал согласующего клапана 16 закрывается, перепуская гидравлическая жидкость по второму каналу, в гидроцилиндр 15. Шток гидроцилиндра 15 выдвигается, через проушину 21 воздействуя на шарнир предохранительного упора 20, сдвигая его вправо. При этом верхняя секция 19 остановится на наплыве 22 нижней секции 18, не давая платформе самопроизвольно опуститься самосвальной платформе в случае разгерметизации системы подъема (опускания).

Для опускания грузовой самосвальной платформы, гидравлическая жидкость, через второй канал согласующего клапана подается в гидроцилиндр 15, который начинает убираться, сдвигая шарнир предохранительного упора влево, при достижении расчетного угла закрывается второй открытый канал согласу-

ющего устройства 16, открывается первый канал, позволяющий гидравлической жидкости, из телескопического трехсекционного гидроцилиндра 5 поступать в гидравлический бак. Секции гидроцилиндра начинают убираться, секции предохранительного упора складываются, самосвальная платформа садится на раму автомобиля – самосвала.

Схема предохранительного упора грузовой самосвальной платформы в положении страховочного устройства показано на рисунке 3.28.

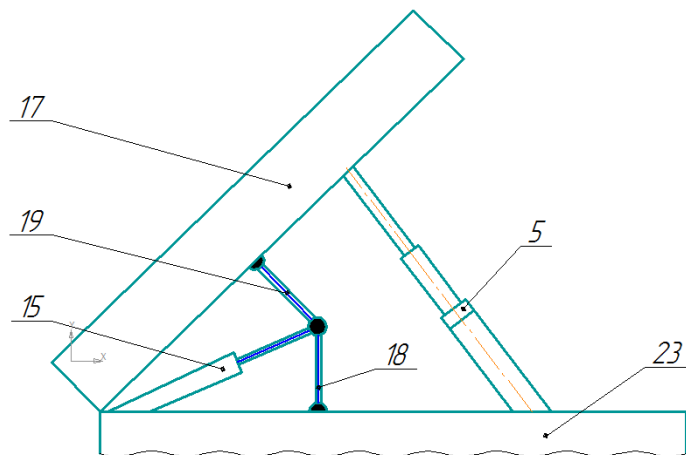


Рисунок 3.28 – Схема фиксации платформы автомобиля – самосвала в поднятом положении:

## Список литературы

1. Агапов, И.Т. Простейшее регулировочно–запорное устройство для машинно–тракторного агрегата /И.Т. Агапов И.Т. Снижение и профилактика травматизма и пожаров: сб. науч. тр. СПбГАУ.: СПб. – СПбГАУ, 2002. – С. 150 – 153.
2. Акимов, А.Г. Саморазгружающийся автотранспорт /А.Г. Акимов, М.Н. Закс, А.С. Мелик–Саркисянц. - Л.: Машиностроение, 1985. – 231 с.
3. Алексеенко, П.Д. Стенд для испытаний уплотнителей гидроцилиндров.- В кн.: Повышение эффективности машин в строительстве: Межвуз. темат. сб. тр/ П.Д. Алексеенко, П.М. Кондрашов. Л.: ЛИСИ, 1978. С. 60 – 68.
4. Алексеева, Т.В. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.И. Загребельный, С.В Колосов. – М.: Машиностроение, 1989. – 423 с.
5. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройных машин / Т.В. Алексеева. – М.: 1976. – 112 с.
6. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода/ Сост. И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.
7. Артоболевский, И.И. Дроссели одностороннего действия, в корпусе которых установлен клапан или плунжер, открывающий перепускные отверстия разного сечения/Механизмы в современной технике. – М.: Наука, 1998. –353 с.
8. Автосервис. Проектирование и расчет автомобилей: Учеб. пособие: Общий раздел / Капустин А.А., Каширин В.Т., Мельников Д.В. – С.-П. : Изд-во СПбГИСЭ, 2001. – 27 с.
9. Автомобили – самосвалы ГАЗ–САЗ–3507–01, ГАЗ–САЗ–35071. Руководство по эксплуатации. 3507–01–0000010РЭ изд.3. – Саранск, 2008. – 76 с.
10. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат. – М.:Инфра-М, 2004. – 236 с.
11. Автомобили-самосвалы в сельском хозяйстве. Эксплуатация, обслу-

живание и ремонт самосвальных установок /А.С.Мелик-Саркисянц, В.М.Токаренко и др. - М.: Транспорт, 1986. - 102 с.

12. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов, Т.А. Никольская, В.С. Полковников. – М.: Машиностроение, 1986. – 309 с.

13. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Граховский.- М.: Наука, 1979. – 282 с.

14. Алиев, Т.П. Экспериментальный анализ /Т.П. Алиев.- М.: Машиностроение, 1991. – 217 с.

15. Андреев, А.Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи/А.Ф. Л.В. Барташевич, Н.В. Боглан. - Минск: Высшая школа, 1987. – 310 с.

16. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы /Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. - М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

17. Балдин, В.А. Детали машин и основы конструирования. Передачи: учеб. пособие для вузов/В.А. Балдин, В.В. Галевко. – Академкнига, 2006. – 232 с.

18. Берестов, Е. И. Гидропривод строительных и дорожных машин: учеб. пособие для вузов / Е. И. Берестов. – Могилев: Белорус. –Рос. ун-т, 2007. –213 с.

19. Белов, С.В. Средства защиты в машиностроении /С.В. Белов, А.Ф. Козьяков, В.П. Сивков. - М.: Машиностроение, 1989. – 35 с.

20. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования/ В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. - М.: Наука, 1966. – 289 с.

21. Баловнев, В.И. Методика формирования показателей эффективности строительных и дорожных машин/В.И. Баловнев// труды МАДИ, 1989. – 114 с.

22. Боровин, Г.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины: препринт № 106. - М. : Инт. приклад. матем. им. М.В. Келдыша РАН, 1995. – 241 с.

23. Беспалов, Н.А. Дорожно – строительные машины и оборудование. – Киев: Будівельнік, 1980. –179 с.

25. Буренин, В.В., Гаевик Д.Т., Исследование демпфирующих свойств силовых гидроцилиндров современных приводов. Вестник машиностроения №2, 1978. – С. 29 – 33.
26. Быков, В.П. Методическое обеспечение САПР в машиностроении . – Л.: Машиностроение, 1989. – 255 с.
27. Блейз, Е.С. Следящие приводы в 2 кн./Е.С. Блейз, Ю.А. Данилов, В.Ф. Казмиренко; под ред. Б.К.Чемоданова;- М.: Энергия, 1976. – 254 с.
28. Беленков, Ю.А. Надежность объемных гидроприводов и их элементов./ Ю.А. Беленков, В.Г. Нейман, М.П. Селиванов. - М.: Машиностроение, 1977.-167 с.
29. Белов, П.Г. Системный анализ и моделирование опасных процессов в техносфере. – М.: АКАДЕМА, 2003. – 506 с.
30. Буралев, Ю.В. Безопасность жизнедеятельности на транспорте. – М.: АКАДЕМА, 2004. – 288 с.
31. Браун, Д. Анализ и разработка систем обеспечения техники безопасности, / Д. Браун. - М.: Машиностроение, 1979. - 359 с.
32. Брауде, В.И. Системные методы расчета грузоподъемных машин / В.И. Брауде, М.С. Тер-Мхитаров. - Л.: Машиностроение, 1985. - 181 с.
33. Васильев, Ю.А. Обоснование и разработка эффективных систем технического диагностирования для мобильных машин сельскохозяйственного назначения//Дис. докт. техн. наук.: Челябинск, 1994. – 410 с.
34. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
35. Васильев, П.П. Безопасность жизнедеятельности. – М.: ЮНИТИ, 2003. – 188 с.
36. Васильев Б.А. Гидравлические машины. - М.: Агропромиздат, 1988 - 75 с.
37. Воскресенский, Г.Г. Моделирование гидропривода дроссельного регулирования на ЭВМ/В.В. Воскресенский, А.И. Кабанов. – Машиностроение, 1983 №6. – С.3 – 11.

38. Вайнсон, А. А. Подъемно – транспортные машины строительной промышленности: атлас конструкций /А. А. Вайнсон. – Изд. 3–е, перераб. и доп. – М.: Альянс, 2009. – 151 с.
39. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей. Учебник для вузов 7 – е изд. стереотип. – М.: Высшая школа, 2001. – 575 с.
40. Вентцель, Е.С., Овчаров А.А. Задачи и упражнения по теории вероятностей. Учебное пособие для вузов 3 – е изд. стереотип. – М.: Высшая школа, 2000. – 366 с.
41. Вентцель, В.В. Интегральная регрессия и корреляция. Статистическое моделирование рядов в динамике. М.: Финансы и статистика, 1999. – 223 с.
- 42 Волкова, В.Н., Денисов А.А. Основы теории систем и системного анализа. – С-Пб, 2001. – 512 с.
- 43 Гайдышев, И. П. Решение научных и инженерных задач средствами Excel: VBA и С/С-И- / И.П. Гайдышев. - СПб.: БХВ-Петербург, 2004. - 512 с.
- 44 Галахов, М.А. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения/ М.А. Галахов, П.П. Усов.-М.: Наука, 1990.- 280 с.
- 45 Гоберман Л.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 453 с.
- 46 Галдин, Н.Г. Основы теории многоцелевых гидроударных рабочих органов дорожно – строительных машин: Автор. дисс. доктора техн. наук. – Омск, 2000. – 36 с.
47. Гаскаров Д.В., Шаповалов В.И. Малая выборка. –М: Статистика, 1993. – 183 с.
48. Гмурман, В.Е. Руководство по решению задач по теории вероятностей и математической статистике. Учебное пособие для вузов 8 – е изд. стереотип. – М.: Высшая школа, 2003. – 405 с.
49. Гриф, М.И. и др. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах / М.И Гриф, Р.А. Затван, В.Ф. Трофименков. – М.: Транспорт, 1989. – 159 с.
50. Гринчар, Н.Г. Методы и средства повышения эксплуатационной

надежности гидроприводов дорожных и строительных машин//Дисс. док. техн наук. – М, 2007. – 369 с.

51. Грузоподъемные машины для монтажных и погрузочно – разгрузочных работ: учебно–справ. пособие /М. Н. Хальфин [и др.]. – Ростов н/Д.: Феникс, 2006. – 607 с.

52. ГОСТ 26387-84. Система человек-машина. Термины и определения. - М.: Изд. стандартов, 1984.

53. Дорофеев, И.П., Михайлов В.В., Паракин В.А., Попадейкин В.М. Безопасность жизнедеятельности в АПК России: состояние и тенденции// Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – №12, 2006. – С. 9 – 11.

54. Добронравов, С.С. Строительные машины и оборудование: справочник/С.С. Добронравов, М.С. Добронравов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2006. – 445 с.

55. Доценко, А.И., Дронов В.Г. Строительные машины. учеб. для вузов /А. И. Доценко, В. Г. Дронов. – М.: Высш. *шк.*, 2006. – 574 с.

56. Евтюшенков, Н.Е., Сысоев А.М., Ерохин М.Н, Измайлов А.Ю и др. Рекомендации по использованию грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью до 2 т, от 2 до 5 т в составе технологических адаптеров и внутри технологических процессов. – М.:ЗАО «Металургиздат», 2011. – 35 с.

57. Ереско, С.П. Система управления надежностью уплотнений подвижных соединений гидроагрегатов строительных машин//Дисс. докт. техн. наук. – Красноярск, 2003. – 425 с.

58. Ереско, А.С. Совершенствование гидропривода грузоподъемных механизмов подъемно – транспортных и строительно – дорожных машин. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук. -Красноярск, 2004.-196 с.

59. Зангиев, А.А., Шпилько А.В. Левшин А.Г. Эксплуатация машинно-тракторного парка. – М.: АКАДЕМА, 2006. – 319 с.

60. Зуев, Ф.Г. Подъемно – транспортные установки/ Ф.Г.Зуев, Н.А. Лотков. – М.: АКАДЕМА, 2007. – 471 с.

61. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. - М.: Агропромиздат, 2007. - 400 с.
62. Ильин, И.И. Расчет герметичности разъемных соединений пневмогидросистем/И.И. Ильин, В.А. Николаев, А.Г. Суслов: Вестник машиностроения, 1985, №3.- С. 26-28.
63. Ильин, Е. И. Организация ремонта и сервисного обслуживания подъемно– транспортных машин : учеб. пособие /Е. И. Ильин. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2008. – 65 с.
64. Исаков, В. С. Особенности конструкций и повышение эффективности использования машин и роботов для укладки и содержания дорожных покрытий: учеб. пособие /В. С. Исаков, И. Г. Булгакова, Н. П. Чухряев. – Новочеркасск: Юж. – Рос. гос. техн. ун–т, 2006. – 260 с.
65. Исследование надежности гидросистемы экскаваторов ЭО-4121, ЭО-5051 и ЭО-2621А Киевского завода "Красный экскаватор" при работе на ирригационных сельскохозяйственных строительных объектах в Средней Азии и Казахстане: Отчет о НИР; Б730809 / И.И. Грабовой и др.-КХИ - Фрунзе, 1978.- 150 с.
66. Канашка, Д.И. Повышения безопасности операторов тракторных сельскохозяйственных агрегатов за счет ликвидации самопроизвольного опускания грузовой платформы//Дисс. канд. техн. наук. – Елгава, 1990. – 304 с.
67. Каневский, Р. Я. Стандартные уплотнительные устройства обеспечивают безотказную работу гидроцилиндров/ Р. Я. Каневский, А. И. Гольдшмидт, В. Л. Почятовская //Приводная техника, №5, 1998. С. 44 – 47.
68. Кондаков, Л. А. Машиностроительный гидропривод/Л.А Кондаков, Г А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.-М.: Машиностроение, 1978,- 495 с.
69. Кондаков, Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем/ Л.А. Кондаков.- М.: Машиностроение, 1976. –264 с.
70. Колчин, А.А., Буренко Л.М, Шкункова М.И Как снизить опасные показатели// Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – №7, 2006. – С. 21 – 23.



71. Кодификатор Летальный травматизм в АПК России [Электронный ресурс]: разработанный в ФГНУ ВНИИОТ Министерства сельского хозяйства.- 1 электрон, диск (CD-ROM)

72. Кукин, П.П., Лапин В.Л., Пономарев Н.Л. и др. Безопасность жизнедеятельности. Безопасность технологических процессов и производств. – М.: Высш. шк., 2001. – 317 с.

73. Ковалев, М.Ф. Приспособленность гидравлических опрокидывающихся устройств автомобилей-самосвалов к реальным условиям эксплуатации: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / М.Ф. Ковалев; Киев, авто-моб.-дорож. ин-т. - Киев, 1989. - 23 с.

74. Кузнецов, А.А. Гидроцилиндр двустороннего действия с механическим шариковым замком/А.А. Кузнецов, Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, В.В. Никулин //Тракторы и сельхозмашины. – №.5. – 2011. – С. 39 – 42.

75. Клиндух, Н.Ю. Совершенствование систем гидропривода строительных кранов для эксплуатации при низких температурах //Дисс. канд. техн. наук. – Красноярск, 2007. – 127 с.

76. Кондаков, Л.А. Машиностроительный гидропривод/ Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

77. Ларсен, Р.У. Инженерные расчеты в Excel: пер. с англ. / Р.У. Лансер.- М.: Вильяме, 2004. - 544 с.

78. Лагерев, А. В. Нагруженность подъемно-транспортной техники : [учеб. пособие для студентов всех форм обучения и дополнительного образования по специальности 190205 – "Подъемно- транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" и направлению подготовки бакалавров и магистров 190100 – "Наземные транспортно-технологические комплексы"] /А. В. Лагерев ; Брян. гос. техн. ун-т. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2010. – 188 с.

79. Лагерев, А. В. Диагностика и дефектация подъемно-транспортного оборудования и крановых путей : учеб. пособие для вузов /А. В. Лагерев ; Брян. гос. техн. ун-т. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2005. – 155 с.

80. Лагерев, А. В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-

транспортной техники: учеб. пособие для вузов / А. В. Лагерев ; Брян. гос. техн. ун-т. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2006. – 232 с. - (ППЭ техники). – Междунар. изд. проект "Проектирование, производство и эксплуатация подъемно-транспортной техники".

81. Лашинский, В. П. Дорожно-строительные материалы и машины транспортные: курс лекций / В. П. Лашинский, Г. Л. Козинов. – Красноярск : Изд-во СибГТУ, 2007. – 122 с.

82. Лепешкин, А. В., Михайлин А.А., Шейнак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 2. Гидравлические машины и гидроприводы. - М.: МГИУ, 2007. – 350 с.

83. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. - М.: Агропромиздат, 1990. – 240 с.

84. Марутов, В.А. Гидроцилиндры/ В.А. Марутов, С.А. Павловский. - М.: Машиностроение. 1976.-171. с.

85. Мальцева, Н.А. Совершенствование технического обслуживания строительно-дорожных машин применением средств технической диагностики//Дис. канд. техн. наук. – Омск, 1980. – 164 с.

86. Матвеев, Н.М., Доценко А.В. Математическое моделирование реальных процессов. – С-Пб.: Знание, 1985. – 32 с.

87. Максименко, А. Н. Диагностика строительных, дорожных и подъемно– транспортных машин : учеб. пособие для вузов /А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев ; под общ. ред. А. Н. Максименко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 301 с

88. Максименко, А. Н. Эксплуатация строительных и дорожных машин : учеб. пособие для вузов /А. Н. Максименко. – СПб.: БХВ–Петербург, 2006. –391 с.

89. Машиностроение: энциклопедия: в 40 т. Т. 4-9: Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов /И. П. Ксенович [и др.]; ред.-сост. И. П. Ксенович ; К.С. Колесников. – М.: Машиностроение, 2005. – 735 с. – (Раздел 4. Расчет и конструирование машин).

90. Моряков, О. С. Оборудование машиностроительного производства :

учеб. для сред. проф. образования / О. С. Моряков. – М. : Академия, 2009. – 251 с.

91. Мелик – Гайказов, В.И, Подгорный Ю.П., Самусенко М.Ф., Фалаев П.П. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1968. - 262 с

92. Мукушев, Ш.К. Совершенствование объемного гидропривода рулевого управления дорожно – строительными машинами//Дисс. канд. техн. наук. – Омск, 2007. – 202 с.

93. Невзоров, Л.А., Полоскин М.Д. Краны башенные и автомобильные. – М.: АСАДЕМА, 2005. - 414 с.

94. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов, – М. Машиностроение, 1991. – 365 с.

95. Наземцев, А.С., Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы. 4.2: Гидравлические приводы и системы. Основы. - М.: Форум, 2007. - 293 с.

96. Никитин, О.Ф. Объемные гидравлические и пневматические приводы. М: Машиностроение, 1981. – 269 с.

97. Овчаренко, А.А. Повышение безопасности операторов мобильной сельскохозяйственной самосвальной техники за счет предотвращения самопроизвольного опускания грузовых платформ// Дисс. канд. техн. наук. – С – Пб., 2005. – 197 с.

98. Овчаренко, М.С. Повышение безопасности операторов транспортной сельскохозяйственной техники за счет разработки и внедрения инженерно – технических и организационных мероприятий// Дисс. канд. техн. наук. – С – Пб., 2007. – 196 с.

99. Олянич, Ю.Д, А.И. Пантюхин, Н.А. Меркалов, Исследование причин аварийного опускания платформ тракторных прицепов// Охрана здоровья работников агропромышленного производства – Орел: Изд. ВНИИОТ МСХ РФ, 1993. – С 27 – 33.

100. Пашин, Н.П. Анализ трудовых потерь, связанных с условиями труда// Справочник специалиста по охране труда №1, 2007. – С. 5 – 14.

101. Пахомов, В.И. Обоснование рациональных условия организации эксплуатации автомобилей-самосвалов в процессе разработки глубоких горизонтов карьеров: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / В.И. Пахомов; Киев. автомоб-дорож. ин-т. - Киев, 1992. - 19 с.

102. Полосин, М. Д. Устройство и эксплуатация подъемно-транспортных и строительных машин : учеб. для нач. проф. образования /М. Д. Полосин. – 3-е изд., стер. – М.: Academia, 2008. – 420 с.

103. Правила по охране труда на автомобильном транспорте: ПОТ РО – 200 – 01 – 95/М-во транспорта РФ. – М.: Апрохим, 2000. – 170 с.

104. Правила по охране труда на автомобильном транспорте. - СПб.: Деан, 2001. –35 с.

105. Проведение исследований на устройство, предотвращающее неуправляемое опускание гидрофицированных составных частей сельскохозяйственных машин и орудий. Отчет ВНИИОТСХ. Руководитель работы Олянич Ю.Д. - Орел, 1998. – 35 с.

106. Патент на изобретение № 2278304. Силовой гидроцилиндр двустороннего действия/Е.Н. Христофоров, И.В. Гальянов, Е.Г. Лумисте и др. - публ. БИ №29, 2007.

107. Раннев А.В., Полоскин М.Д. Устройство и эксплуатация дорожно – строительных машин. Учеб. для нач. проф. образования. – М.: ИРПО: Изд. цент «Академия», 2000. – 488 с.

108. Раздорожный, А.А. Охрана труда и производственная безопасность. – М.: ЭКЗАМЕН, 2005. – 511 с.

109. Роговцев, В.Л. Устройство и эксплуатация автотранспортных средств /В.Л Роговцев. – М.: Транспорт, 1998. – 430 с.

110. Ромакин, Н. Е. Машины непрерывного транспорта: учеб. пособие для вузов /Н. Е. Ромакин. – М.: Академия, 2008. – 427 с.

111. Рыбаков, А.В. Создание систем автоматизации поддержки инженерных решений /А.В. Рыбаков , С.А. Евдокимов, А.А. Краснов //Автоматизация проектирования, 1997 №5. – С. 44 – 51.

112. Расчет сопротивления течению рабочей среды в искривленных каналах переменного сечения. Nak J. Erzielbare Genauigkeit von elementaren stromungstechnischen Berechnungen. Konstruktion, 1963? #9/ - с 371 – 376
113. Решение математических задач средствами Excel: практикум / В.Я. Гельман. СПб.: Питер, 2003. – 240 с.
114. Саньков, В.М., Евграфов В.А., Юрченко Н.И. Основы эксплуатации транспортных и технологических машин и оборудования.– М.: АКАДЕМА, 2001.– 253 с.
115. Сухов, О.Ю., Ереско С.П. Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ/Межвуз. темат. сб. тр. -Вып. 8. – С-Пб.: СПбГАСУ, 2002. С. – 183 – 188.
116. Соколов, С. А. Металлические конструкции подъемно–транспортных машин: учеб. пособие для вузов /С. А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 422 с.
117. Степыгин, В. И. Проектирование подъемно–транспортных установок: учеб. пособие для вузов /В. И. Степыгин, Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов. – М.: Машиностроение, 2005. – 287 с.
118. Сухарев, Э.А. Эксплуатационная надежность машин: теория, методология, моделирование: учеб. пособие / Э. А. Сухарев. – Ровно : Изд-во НУВХП, 2006. – 191 с.
119. Советов, Б.Я. Моделирование систем/Б.Я. Советов, С.А. Яковлев. - М.: Высшая школа, 1998. - 383 с.
120. Стесин, С. Н. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод.- М.: Академия, 2007. - 351 с.
121. Скрицкий, В.Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов./ В Л. Скрицкий, В.А. Рокшевский.- М.: Машиностроение, 1984. - 174 с.
122. Сырицын, Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов./ Т.А.Сырицын - М.: Машиностроение, 1990.- 247 с.
123. Случевский, А.М. Гидроцилиндр двухстороннего действия с механическим шариковым замком [Текст]/ А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Е.Н. Христофоров// Тракторы и сельхозмашины. – №5. – 2013. – С. 39 – 42.

124. Случевский, А.М. Обеспечение безопасности операторов при эксплуатации гидрофицированных машин на строительстве объектов АПК [Текст]/ А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Е.Н. Христофоров// Сельский механизатор. – №12. – 2013. – С. .

125. Случевский, А.М. Анализ состояния охраны труда в строительной отрасли Брянского региона [Текст]/ А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Е.Н. Христофоров, Ю.В. Беззуб//Безопасность жизнедеятельности. – № 4. – 2014. – С. .

126. Случевский, А.М. Повышение надежности и безопасности транспортных и грузоподъемных машин [Текст]/ А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Ю.В. Беззуб //Вестник Брянского ГТУ – №1. – 2014. – С. 51 – 58.

127. Случевский, А.М. Повышение надежности гидроприводов дорожно-транспортных и грузоподъемных машин [Текст]/ А.М. Случевский, Н.Е. Сакович, Е.Н. Христофоров // Мир транспорта и технологических машин – №1. – 2014. – С. 62 – 68.

128. Справочное пособие по гидравлике, гидромашины,и гидроприводам 2 – е изд., перераб. и доп./Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов, под. ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшая школа, 1985.- 382 с.

129. Тайц, В.Г. Безопасная эксплуатация грузоподъемных машин.: Учеб. пособие для вузов. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2005. – 383 с.

130. Тайц, В. Г. Технология машиностроения и производство подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учеб. для вузов /В. Г. Тайц, В. И. Гуляев. – М. : Academia, 2007. – 368 с.

131. Тайц, В. Г. Ремонт подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин : учеб. для вузов / В. Г. Тайц. – М.: Академия, 2007. –331 с.

132. Технология машиностроения, производство и ремонт подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учеб. для вузов /Б. П. Долгополов [и др.] ; под ред. В. А. Зорина. – М. : АСADEMIA, 2010. – 576 с.

133. Торопов, Д.И. Совершенствование условий и охраны труда в сельскохозяйственном строительстве за счет разработки и использования инженерно-технических мероприятий (на примере мобильных строительных машин) //Дисс.

канд. техн. наук. – С-Пб, 2000. – 270 с.

134. Техническая эксплуатация автомобилей и автосервис: Сб. науч. тр./ МАДИ (ГТУ). – М.: Изд-во МАДИ (ГТУ), 2003. – 185 с.

135. Трудоношин, В.А. Системы автоматизированного проектирования. Кн. 4. Математические модели технических объектов. Учеб. пособие для вузов/В.А. Трудоношин, Н.В. Пивоваров . Под. ред. И.П. Норенкова. – М.: Высшая школа, 1986. – 160 с.

136. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Л.А. Кондаков, А.П. Голубев, В.В. Гордеев и др.// Под общей ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. -М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.

137. Фадеев, Ю.Л. Безопасность труда в строительстве / Ю.Л. Фадеев, В.И. Бородин. – М.: Альфа-Пресс, 2007. – 187 с.

138. Федоренко, В. И. Специальные краны: учеб. пособие : в 2 ч. Ч. 2 : Стрелковые поворотные краны / В. И. Федоренко, В. П. Дунаев; Брян. гос. техн. ун-т. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2008. – 262 с.

139. Фрумкис, И.В. Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин. -М.: Колос, 1971. – 439 с.

140. Хачатрян, Г.Р. Исследование работоспособности резиновых уплотнений гидроагрегатов при возвратно-поступательном движении: Дисс. канд. техн. наук. – Л.: ЛТИ, 1970. – 165 с.

141. Харазов, А.М. О диагностике технического состояния гидроприводов строительных машин./ Харазов А.М.- М.: Информэнерго, 1971.- 39 с.

142. Христофоров, Е.Н. Обеспечение безопасности эксплуатации самосвальных платформ //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – №12, 2005. – С. 31 – 32.

143. Холин, К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы./ К.М. Холин, О.Ф. Никитин- М : Машиностроение, 1989.- 267 с.

144. Цветков, И. А. Гидроприводы тяжелых стреловых самоходных кранов на спецшасси автомобильного типа./ И. А. Цветков, П.В. Панкрашкин. - М.: Машиностроение, 2001. – 159 с.

145. Черненко, В. Д. Расчет средств непрерывного транспорта : учеб. пособие / В. Д. Черненко. – СПб.: Политехника, 2008. – 386 с.
146. Чмиль В.П. Гидропривод строительной техники. Конструкция, принцип действия, расчет. Учебное пособие. – СПб.: Издательство «Лань», 2011 – 320 с.
147. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента; пер. с англ. / Х. Шенк. - М.: Мир, 1972.-189 с.
148. Шестопапов, К. К. Строительные и дорожные машины : учеб. пособие для вузов /К. К. Шестопапов. – М. : Academia, 2008. – 383 с.
149. Шкрабак, В.В. Стратегия и практика динамического снижения и ликвидации производственного травматизма в АПК (теория и практика). – С-ПбГАУ, 1999. – 580 с..
150. Шкрабак, В.С. Теория и практика улучшения условий и охраны труда операторов средств механизации работ в сельском правительстве. Монография//В.С. Шкрабак, Л.А. Голдобина, М.Б. Бехтуров и др. – С-Пб. Изд – во СПбГАУ, 2001. – 238 с.
151. Шилова, Е.А. Перспективные автомобили для села./Е.А. Шилова //Сельский механизатор. – №4. – 2012. – 37 – 38
152. Фрумкин, А.К. Осепчугов В.В., Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 302 с.
153. Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник / А. В. Рубайлов [и др.]: под ред. Е. С. Локшина. – М. : Academia, 2007. – 509 с.



## Содержание

<b>Введение</b> .....	3
<b>Глава 1 Анализ состояния безопасности труда операторов строительных транспортных и грузоподъемных машин</b> .....	5
1.1 Анализ, классификация и индексация строительных машин.....	5
1.1.1 Классификация строительных транспортных машин.....	8
1.1.2 Компоновка автомобиля – самосвала.....	13
1.1.3 Грузоподъемные механизмы для самосвальных платформ.....	16
1.1.4 Гидравлические цилиндры для самосвальных платформ.....	27
1.2 Анализ средств безопасности грузовых платформ строительных транспортных машин.....	32
1.2.1 Анализ механических средств безопасности.....	33
1.2.2 Анализ электрических средств безопасности.....	34
1.2.3 Анализ электромеханических средств безопасности.....	36
1.2.4 Анализ гидравлических средств безопасности.....	37
1.3 Правила техники безопасности при эксплуатации автомобиля – самосвала.....	38
1.4 Землеройно – транспортные машины в строительстве.....	40
1.5 Классификация экскаваторов.....	45
1.5.1 Конструктивные решения грузоподъемных машин.....	46
1.6 Мониторинг травматизма на производстве Российской Федерации.....	51
1.6.1 Анализ травматизма в строительной отрасли Брянского региона.....	54
1.7 Перспективные технические средства безопасности для строительных машин.....	61
1.8 Основные требования безопасности к стреловым кранам.....	65
<b>Глава 2 Теоретические основы проблемы безопасности труда операторов строительных машин</b> .....	74
2.1 Системный подход к решению проблемы обеспечения безопасности	

труда операторов строительных машин.....	74
2.2. Разработка математической модели «человек – машина – среда».....	78
2.3 Анализ функционирования человека – машинных систем.....	80
2.4 Факторы, влияющие на безопасность эксплуатации строительных транспортных машин .....	82
2.5 Исследование причин аварийного опускания (падения) грузовых платформ.....	86
2.6 Обоснование конструктивных и эксплуатационных параметров силового гидроцилиндра.....	93
2.6.1 Обоснование методики и математической модели расчета эксплуатационных параметров гидроцилиндра.....	96
2.7 Теоретическое обоснование эксплуатационных параметров устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой самосвальной платформы.....	113
2.8 Герметичность гидропривода.....	120
2.8.1 Уплотнения.....	120
2.8.2 Утечка жидкости.....	123
2.9 Повышение эффективности и надежности гидроприводов бульдозеров.....	129
<b>Глава 3 Методы и инженерно – технические решения повышения безопасности труда операторов строительных машин.....</b>	<b>135</b>
3.1 Методика исследований силового гидроцилиндра.....	135
3.1.1 Методика исследований механизма фиксации силового гидроцилиндра двустороннего действия.....	145
3.2 Методика исследований устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы.....	149
3.3. Обзор методов математического моделирования эксплуатационных параметров гидроцилиндра.....	151
3.4 Разработка имитационной математической модели рабочего процесса	

исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации.....	156
3.4.1 Разработка алгоритма и программного обеспечения имитационной математической модели.....	160
3.5 Современный уровень надежности и безопасности эксплуатации гидроприводов строительных машин.....	166
3.6 Разработка блокировочных и предохранительных систем грузоподъемного механизма строительных машин.....	174
3.6.1 Разработка телескопического гидроцилиндра с механизмом фиксации.....	174
3.6.2 Разработка устройства регулирования скорости подъема (опускания) грузовой платформы.....	178
3.6.3 Разработка регулировочно – запорного клапана.....	182
3.6.4 Разработка гидравлического опрокидывающего устройства.....	184
Содержание.....	187
Список литературы.....	201

Научное издание

**ХРИСТОФОРОВ ЕВГЕНИЙ НИКОЛАЕВИЧ  
САКОВИЧ НАТАЛИЯ ЕВГЕНЬЕВНА  
СЛУЧЕВСКИЙ АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ  
БЕЗЗУБ ЮРИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ**

**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА  
ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ОПЕРАТОРОВ  
СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

ISBN 978-5-88517-254-7



Редактор Павлютина И.П.

Подписано к печати 08.07.2014. Формат 60x84 1/16.  
Бумага печатная. Усл. п.л. 11,85. Тираж 1000 экз. Изд. №2745.

---

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии  
243365 БРЯНСКАЯ ОБЛАСТЬ, ВЫГОНИЧСКИЙ РАЙОН, С. КОКИНО, БРЯНСКАЯ ГСХ