

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский
технологический университет «МИСиС»**

На правах рукописи

Нго Ван Туан

**ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА
ГИДРОСТОЕК МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

Доктор технических наук, профессор

Мнацаканян Виктория Умедовна

Москва - 2021

Оглавление

Введение.....	5
Глава 1. Состояние проблемы, цель и задачи исследования	10
1.1 Служебное назначение, эксплуатации и перспективы совершенствования гидростоек механизированных крепей.....	10
1.2 Причины и виды повреждений гидростоек	14
1.3. Задачи обеспечения качества изготовления гидростоек	16
1.4. Цель и задачи исследования	21
Глава 2. Условия эксплуатации и требования к качеству изготовления гидростоек механизированных крепей	24
2.1. Исследования условий эксплуатации и особенностей применения силовых гидроцилиндров в механизированных крепях	24
2.2. Анализ требований качества изготовления деталей гидростоек	28
2.3. Пространственные размерные связи функционально связанных узлов механизированных крепей. Структурный анализ конструкции	32
2.4. Расчет гидростоек на статическую и контактную прочность.....	37
2.5. Выводы по главе 2	45
Глава 3. Исследование влияния качества изготовления гидростойки на ресурс ее работы	46
3.1. Влияние неопределенности базирования штока гидростойки на размерный износ его базовых поверхностей	46
3.2. Исследования параметров точности изготовления гидроцилиндров ...	56
3.3. Связь параметров точности изготовления рабочих поверхностей стойки и ее ресурса.....	61
3.4. Выводы по главе 3	69
Глава 4. Исследование влияния точности соединений на напряженное состояние деталей силового гидроцилиндра.....	70
4.1. Исследование напряженного состояния базовых поверхностей деталей силового гидроцилиндра с использованием методконечных элементов	70

4.2. Зависимость напряженного состояния силового гидроцилиндра от точности соединений.....	79
4.3. Изменение зазоров в соединениях гидроцилиндра в результате фреттинг-износа контактируемых поверхностей.....	88
4.4. Повышение ресурса гидростойки на основе обоснования выбора оптимальных зазоров между ее рабочими поверхностями.....	93
4.5. Выводы по главе 4.....	96
Глава 5. Конструкторско-технологические методы увеличения ресурса гидроцилиндров, основанные на повышении точности деталей соединения и качества сборки.....	98
5.1. Зависимость ресурса гидроцилиндра от уровня качества изготовления и сборки сопряженных деталей.....	98
5.2. Достижение точности соединений силовых гидроцилиндров методом полной взаимозаменяемости. Моделирование повышения ресурса и уровня качества соединения.....	101
5.3. Обеспечение точности соединений гидроцилиндров методом групповой взаимозаменяемости. Моделирование повышения ресурса и уровня качества соединения.....	106
5.4. Достижение точности соединения цилиндр – поршень методом доработки сопряженной детали.....	121
5.5. Конструкторско-технологические методы повышения ресурса работы силовых гидроцилиндров.....	125
5.6. Выводы по главе 5.....	132
Заключение и общие выводы.....	133
Список использованной литературы.....	136
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	145
Приложение №1.....	145
Приложение №2.....	146
Приложение №3.....	148
Приложение №4.....	151

Введение

Актуальность работы. Силовые гидроцилиндры (гидростойки) являются основными несущими элементами механизированных крепей очистных комплексов горнодобывающих предприятий, с помощью которых обеспечивается надежная фиксация кровли в требуемом рабочем положении, а также осуществляется продвижение шахтной крепи в забое. Таким образом, именно силовые гидроцилиндры обеспечивают безопасность выполнения очистных работ. Поэтому к ним предъявляют жесткие требования как по качеству изготовления, так и по эксплуатационной надежности. Очевидно, что состояние рабочих поверхностей элементов гидростоек играет решающую роль в обеспечении их должного ресурса.

По данным производственной статистики, основные отказы шахтных крепей в большинстве случаев обусловлены нарушением герметичности соединений силовых гидроцилиндров из-за износа сопрягаемых поверхностей, что вызывает утечку рабочей жидкости и, соответственно, потерю работоспособности несущего узла. Последнее может стать причиной обрушения кровли, вызвать аварийную ситуацию и даже привести к человеческим жертвам. Все это требует проведения систематического мониторинга состояния уплотнительных элементов, своевременной замены вышедших из строя гидроцилиндров на новые или отремонтированные.

Известно, что восстановительный ремонт силовых гидроцилиндров в условиях специализированных ремонтных мастерских процесс достаточно трудоемкий и, в ряде случаев, превышает половину стоимости новых гидроцилиндров. При этом качество восстановленных поверхностей, к примеру, зеркала цилиндра, рабочих поверхностей штока, не должно уступать соответствующим показателям новых деталей, поскольку эти поверхности и определяют должный ресурс и несущую способность соединений. В связи с этим достижение высокого качества гидроцилиндров на стадии их изготовления в заводских условиях, является важнейшей задачей, решение

которой позволит увеличить ресурс соединений и обеспечить требуемую безопасность работы в забоях.

Вместе с тем, следует отметить, что высокая трудоемкость изготовления и ремонта силовых гидроцилиндров, не позволяет достичь стабильной высокой размерной точности деталей на стадии их изготовления. По этой причине требуемое качество гидроцилиндров, а, следовательно, и их ресурс, обеспечивается, прежде всего, точностью соединений, достигаемой в процессе сборки узлов. В связи с этим актуальность темы работы определяется необходимостью повышения точности соединений гидроцилиндров (гидростойки) за счет усовершенствования технологии сборки, что является важной научно-практической задачей.

Работа выполнена на кафедре Горного оборудования, транспорта и машиностроения Московского горного института НИТУ «МИСиС»

Объект исследования – силовые гидроцилиндры шахтных стоек секций механизированных крепей

Предмет исследования – точность сборки и ресурс ответственных соединений гидростоек

Цель работы: повышение ресурса силовых гидроцилиндров шахтных механизированных крепей за счет повышения точности соединений и усовершенствования технологического процесса сборки.

Задачи диссертационного исследования:

1. Выявление и раскрытие функциональной и количественной связи ресурса гидростойки механизированной крепи с уровнем качества сборки и точностью изготовления деталей соединений «цилиндр – поршень», «шток – грундбукса».

2. Выявление и анализ требований к качеству изготовления гидростоек, исследование условий их эксплуатации и соответствия технологических процессов изготовления деталей соединений требованиям отраслевых и государственных стандартов.

3. Исследование структуры конструкции механизированных крепей для выявления пространственных размерных связей, определяющих точность относительного положения функционально связанных деталей и узлов механизированных крепей.

4. Установление влияния зазоров в соединениях «цилиндр-поршень» и «шток – грундбукса» на неопределенность базирования поршня и штока, что неизбежно приводит к локальному интенсивному износу базовых поверхностей и снижению ресурса гидростойки.

5. Исследование формирования параметров точности обработки отверстий гидроцилиндров, включая отклонения от круглости и цилиндричности, с целью выявления законов распределения отклонений размеров как в продольном, так и в поперечном сечениях.

6. Исследование влияния величин зазоров в соединениях гидростойки на напряженное состояние базовых поверхностей в соединениях «цилиндр – поршень», «шток – грундбукса», с целью определения предельного значения ресурса соединения по численным значениям допускаемых контактных напряжений.

7. Исследование влияния процесса фреттинг-износа контактируемых поверхностей на изменение зазоров и нарушение соединений в гидростойках механизированных крепей.

8. Разработка новой технологии сборки цилиндра и поршня с использованием метода групповой взаимозаменяемости и метода доработки одной детали по другой, позволяющие значительно увеличить ресурс соединения.

Методы исследований. Теоретические исследования основываются на фундаментальных положениях технологии машиностроения, теории размерных цепей, теории баз, теории вероятностей и математической статистики. Исследование влияния точности соединений на ресурс гидроцилиндра проводилось с использованием теории упруго - пластического

деформирования, системного анализа, методов математического и имитационного моделирования, метода конечных элементов.

Научная новизна работы состоит в решении актуальной научной задачи, заключающейся в раскрытии связи между ресурсом гидростойки механизированной крепи и уровнем качества ее сборки, что позволило разработать технологию сборки, обеспечивающую повышение ресурса гидростойки.

Составляющими научной новизны являются:

1. Установление влияния зазоров в сопряжениях «цилиндр-поршень» и «шток – грундбукса» на появление неопределенности базирования поршня и штока, что приводит к потере устойчивости конструкции, к локальному интенсивному износу базовых поверхностей и снижению ресурса гидростойки.

2. Технология селективной сборки цилиндров и поршней, позволяющая увеличить ресурс гидроцилиндра за счет уменьшения допуска на изготовление (на зазор) и расширения допуска на износ деталей соединения.

3. Метод доработки сопряженной детали (поршня), по размеру готового цилиндра, что обеспечивает высокую точность соединения, расширение допуска на износ и, как следствие, увеличение ресурса работы гидроцилиндра.

4. Методика расчета коэффициента запаса ресурса соединения при выбранных параметрах точности изготовления сопрягаемых деталей гидростойки.

Практическая значимость работы.

1. Методика расчета точности размеров и величины компенсации при использовании предложенного метода доработки сопряженной детали (поршня), по размеру готового цилиндра.

2. Методика расчета точности групповых допусков и рекомендации по выбору числа групп сортировки при селективной сборке цилиндров и поршней.

3. Рекомендации по выбору посадок в соединениях гидростойки, обеспечивающих наибольший коэффициент запаса ресурса изделия.

4. Конструкторско-технологические рекомендации, направленные на повышение ресурса гидростойки.

5. Методика обоснования параметров точности сопрягаемых поверхностей соединений гидроцилиндра с учетом позиционных отклонений штока во взаимосвязи с уровнем качества соединений и их ресурсом.

6. Компьютерная программа по моделированию условий селективной сборки, определению объема незавершенного производства в зависимости от принятого зазора, числа групп сортировки и законов распределения отклонений размеров деталей.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций, представленных в диссертации, подтверждается результатами теоретических и экспериментальных исследований с использованием компьютерного моделирования, стандартных средств и методов измерения.

Реализация результатов работы. Рекомендации по обоснованию и выбору методов повышения точности и ресурса силовых гидроцилиндров приняты для использования в ООО «Объединенные машиностроительные технологии», Ханойском Институте Горной Науки и Технологии, а также используются в учебном процессе НИТУ «МИСиС».

Апробация работы. Результаты работы и основные положения были доложены на международных научно-технических симпозиумах «Неделя горняка» (Москва, МГГУ, 2017-2018 гг.): на научной конференции «Производство. Технология. Экология» в МГТУ «Станкин», 2018г.), на международной научно – практической конференции «Научный диалог: Молодой ученый» 2020.

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 4 научные работы, из которых 2 - в изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы (95 наименований) и приложения. Общий объем диссертации 157 страниц, включая 54 рисунка и 22 таблицы.

Глава 1. Состояние проблемы, цель и задачи исследования

1.1 Служебное назначение, эксплуатации и перспективы совершенствования гидростоек механизированных крепей

Механизированные крепи входят в состав очистного комплекса и выполняют одну из важнейших функций по обеспечению безопасности работы в забое. При этом основными несущими элементами крепи являются гидростойки, поскольку именно они обеспечивают сопротивление опусканию кровли. По типу конструкции гидростойки представляют собой силовые гидроцилиндры. Они применяются в забоях при различной газоносности угольных пластов, с устойчивой и средней устойчивости кровлей.

Для пластов различной мощности в механизированных крепях могут использоваться гидростойки одинарной или двойной гидравлической раздвижности [1, 86, 88]. Для крепей с тонкой и средней мощности пластов применяются стойки с двойной гидравлической раздвижностью, позволяющие изменять вынимаемую мощность пласта в зависимости от условий эксплуатации. Конструкции стоек одинарной гидравлической раздвижки дополнительно оснащены винтовыми или ступенчатыми механизмами раздвижности.

Основные конструктивные параметры выпускаемых гидростоек регламентируются государственными и отраслевыми стандартами [17, 18, 54] (табл.1.1). Стандартами также унифицированы диаметры цилиндров и штоков первой самой нагруженной ступени. В месте с тем, для данных ответственных соединений гидроцилиндров требуется обоснование выбора параметров точности сопряженных деталей.

Гидростойки работают в условиях циклического нагружения, причем большую часть времени, примерно до 98%, они эксплуатируются в тормозном режиме при воздействии максимального давления с чрезвычайно малыми скоростями перемещения штока в пределах 0,003-0,03мм/ч. По мере

необходимости передвижки секций крепи производится разгрузка гидростоек от давления, раздвижка и распор.

Гидростойки эксплуатируются в довольно сложных горно-геологических условиях, обусловленных:

- ограниченностью рабочего пространства с высокой степенью запыленности;
- наличием химически – активных сред, оказывающих воздействие на несущие элементы;
- наличием значительных внешних циклических нагрузок.

Под воздействием вышеперечисленных факторов в ответственных соединениях гидростоек возникают деформации, приводящие к потере работоспособности рабочих элементов.

Таблица 1.1.

Основные конструктивные параметры применяемых гидростоек

Гидростойки	Рабочий диаметр, мм		Номинальное давление податливости, МПа	Применяемость по ГОСТ 15852-70
	Цилиндра первой ступени раздвижности	Штока первой ступени раздвижности		
Двойной гидравлической раздвижности	125	110	(25), 32, 40	П-4,5
	140	130		П-5,6
	160	150		П-6,3
	200	190		П-7,1
				П-8, П-10
Одинарной гидравлической раздвижности	(140)	(90)	(25), 32, 40, 50, 63	П-7,1
	160	140		П-8
		125 (120)		П-10
				П-14
				П-16
				П-18
				П-20
		П-22,4		
	200	160	П-16	
	220	180	П-18	
	250	200	П-20	
			П-22,4	

Технические характеристики гидростоек наиболее востребованных российских механизированных крепей приведены в стандартах [16, 17].

Повышение эффективности проведения очистных работ и надежности механизированных крепей возможно при реализации в угольной промышленности следующих мероприятий [26]:

- разработка, изготовление и поставка очистных комплексов исключительно по индивидуальным заказам потребителей с учетом конкретных условий функционирования оборудования;

- применение при всех условиях ведения работ преимущественно высокоэффективных поддерживающе-оградительных крепей со щитовыми секциями, отличающихся высокой надежностью и безопасностью в эксплуатации по сравнению с крепями других типов;

- применение для работы с обрушением простых по конструкции и надежных в эксплуатации однорядных двухстоечных секций, как наиболее приспособленных для дистанционного управления. Так, в США, с 1982 по 1996 гг. оснащение крепями с двухстоечными секциями в условиях с тяжелыми кровлями увеличилось с 48 до 94 %;

- переход на дистанционное управление секциями крепи, обеспечивающее лучшее взаимодействие с боковыми породами, а также увеличение в 1,5-2,0 раза скорости крепления по сравнению с индивидуальным управлением;

- использование крепей с центрально расположенным домкратом передвижки секций;

- применение крепей с жесткими перекрытиями секций для обеспечения высокой степени затяжки кровли и повышения надежности крепи;

- увеличение шага расстановки секций до 2,0 м, благодаря чему повышается их несущая способность, а также устойчивость и скорость крепления крепи.

Вышеперечисленные директивы в отношении создания современного оборудования механизированных комплексов требуют наличия

высокоэффективных производственных процессов и, соответственно, хорошо оснащённых прогрессивных технологических процессов, позволяющих стабильно обеспечивать высокие требования качества и надежности горной техники.

В связи с этим, следует отметить, что вьетнамские предприятия, специализирующиеся на ремонте горно-шахтного оборудования, требуют серьезного технического перевооружения и нуждаются в совершенствовании существующих технологических процессов изготовления крепей, что возможно на основе широкого внедрения современных упрочняющих технологий, а также средств автоматизации производства на всех этапах изготовления и ремонта техники – от проектирования и заготовительного производства до окончательного контроля и испытаний готовой продукции.

Так, ГШО ведущих зарубежных производителей (ZMJ (Китай), DBT (Германия), JOY (США) и др.) изготавливают с применением гальванических износостойких покрытий внутренних полостей цилиндров и гидроблоков, благодаря чему увеличивается срок эксплуатации гидроцилиндров до 6-8 лет. Это вдвое превышает срок службы российских образцов. Увеличению ресурса гидростоек способствует также применяемая в гидроаппаратуре система фильтрации рабочих жидкостей с удержанием посторонних частиц размерами до 20 мкм.

Таким образом, основные и необходимые условия выпуска качественного и надежного горно-шахтного оборудования состоят, прежде всего, в техническом перевооружении базовых машиностроительных предприятий с введением системы обязательной сертификации основных производств в соответствии с мировыми требованиями и созданием единой системы по конструкторско-технологической подготовке производства, изготовлению и испытанию новой техники. В этом случае появится возможность изготовления гидроцилиндров с рабочим диаметром более 300 мм, а также создание конкурентоспособных машин.

1.2 Причины и виды повреждений гидростоек

Вопросы, решаемые в направлении повышения ресурса того или иного оборудования, требуют выявления и проведения всестороннего объективного анализа основных причин выхода из строя ответственных несущих узлов, определяющих, собственно, работоспособность и надежность оборудования в целом.

Наиболее полная картина по причинам неисправностей узлов и характеру повреждений деталей горно-шахтного оборудования с четкой систематизацией видов дефектов, представлены в работе [67]. Приведенные в работе данные (табл. 1.2) получены автором на основе анализа колоссального числа дефектных ведомостей рудоремонтных предприятиях угольной промышленности на протяжении достаточно длительного времени.

Анализ карт дефектации подразделений «Донецкуглеремонт», специализирующихся на ремонте механизированных крепей, позволяет также выявить соотношения между наиболее типичными повреждениями гидростоек.

Так, порядка 20% гидростоек механизированных крепей выбраковывается при проведении первого капитального ремонта из-за наличия неисправимых дефектов. При этом до 6% штоков первой ступени имеют трещины по месту глубокого отверстия, для 20% гидростоек неисправимые дефекты были выражены раздутием внутреннего диаметров сверх допустимых значений, что привело к увеличению среднего зазора в соединении «цилиндр-поршень» почти в 2,5 раза. У 25% деталей выявлены следы пластической деформации в виде изгибов рабочих поверхностей и вмятин. Главная причина подобных дефектов заключается в превышении величин фактических нагрузок над расчетными.

Износ в соединениях «грундбукса-шток» происходит по причине наличия загрязнений и механических примесей в рабочей жидкости, которые проникают в нее через поврежденные фильтры. Элементы гидросистем выходят из строя вследствие механического изнашивания.

Для рабочих поверхностей плунжеров типичным дефектом являются следы коррозии, что вызывает интенсивное изнашивание уплотнительных

манжет и приводит к нарушению герметичности. Причины развития коррозии на некоторых участках плунжеров обусловлены недостаточной толщиной хромового покрытия.

Царапины и риски на поверхностях деталей глубиной свыше 0,5 мм, появляющиеся вследствие попадания в рабочую жидкость механических включений приводят к выбраковке порядка 15% деталей.

В таблице 1.3 представлены данные дефектации деталей гидростоек механизированных крепей, проведенных в объединении «Донецкуглеремонт»

Таблица 1.2.

Характерные дефекты деталей гидростоек [67]

Название детали	Выявленный дефект и повреждения	Возможные причины повреждений
Шток	Механическое и абразивное изнашивание и коррозия рабочей поверхности; трещины, изломы и деформация; отслаивание и трещины хромового покрытия.	<u>Условия эксплуатации:</u> а) воздействие внешней кислотной и щелочной среды, действие сернистого газа, попадание в соединения угольных и породных частиц; б) загрязненная рабочая жидкость; в) воздействие критических нагрузок. <u>Недоработка конструкции:</u> слабая защита от коррозии ответственных участков, недостаточная герметичность узлов. <u>Технологические факторы:</u> Низкое качество материала уплотнений; и осажденных упрочняющих покрытий; неправильно назначенный вид термообработки; наличие погрешности сборки
Поршень	Механический износ, трещины, изломы.	
Цилиндр	Износ внутренней рабочей поверхности; увеличение диаметра; следы коррозии на наружной поверхности	
Грундбукса	Механическое и абразивное изнашивание как наружной, так и внутренней поверхностей; трещины и изломы	

Данные дефектации деталей гидростоек

Вид повреждения	Процент деталей от обследованных	Бракованные детали (%)
деформация	29,4	25,4
износ	20,1	4,1
коррозия	10,2	6,2
задиры и риски	27,6	15,6
излом	6,4	4,5
эрозия	6,3	3,7

Анализируя данные таблицы 1.3 становится очевидным, что большая часть повреждений элементов гидростоек обусловлена появлением остаточных деформаций под действием критических эксплуатационных нагрузок. Причем превышение фактических нагрузок над расчетными является следствием одной из двух нижеследующих причин. Первая связана с несоответствием горно-геологических условий области применения и техническим характеристикам гидростойки. Этот случай не входит в круг задач данного исследования.

Вторая связана, прежде всего, с возникновением критического напряженного состояния в несущих элементах стойки отличного от предусмотренного конструктором при выполнении расчетов на прочность и при задании параметров точности исполнительных поверхностей соединений, т. е. задании конструктивных зазоров.

В связи с этим выбор параметров точности деталей силовых гидроцилиндров во взаимосвязи с основными параметрами конструктивных элементов, а также его несущей способностью и является предметом данной работы.

1.3. Задачи обеспечения качества изготовления гидростоек

Анализ литературных источников по теме диссертационной работы показал, что значительный вклад в решение задач повышения надежности и эффективной эксплуатации механизированных крепей внесли выдающиеся

русские ученые Балабышко А.М., Григорьев С. М., Гетопанов В.Н., Дмитриев В.Н., Еленкин В.Ф., Ефимов В.Н., Кантович Л.И., Кривенко Е.М., Картавий Н.Г., Коган Б.И., Красников Ю.Д., Морозов В.И., Мышляев Б.К., Набатников Ю.Ф., Островский М.С., Пастоев И.Л., Подэрни Р.Ю., Пономаренко Ю.Ф., Радкевич Я.М., Рахутин Г.С., Рачек В.М., Солод В.И., Солод Г.И., Старичнев В.В., Топчиев А.В., Хорин В.Н., Шахмейстер Ю.Л. и др, научные труды которых посвящены решению важнейших задач, связанных с обоснованием конструктивных параметров оборудования современных механизированных комплексов. Однако эта актуальная проблема большой научной и практической значимости содержит ряд нерешенных задач, требующих проведения дальнейших исследований и разработок.

Ниже на рис.1.1 представлена схема образования зазоров в подшипниковых опорах жидкостного трения, где D – диаметр отверстия, d – диаметр вала, S – зазор в соединении $S = D - d$ и e – смещение оси вала относительно оси отверстия.

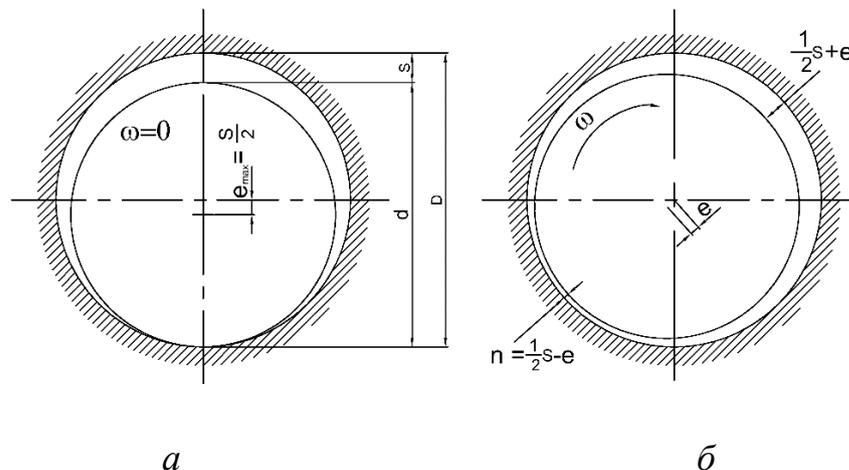


Рисунок 1.1 - Схемы образования зазоров в подшипниковых опорах жидкостного трения: *a* – отсутствие зазора; *б* – наличие зазора со смазкой.

Для нормальной работы соединения между поверхностями вала и отверстия должен быть зазор, образующий масляную прослойку. При наличии смещения e величина зазора соответственно составляет:

$$\text{наибольший } S_{max} = 0,5S + e \text{ и наименьший } S_{min} = 0,5S - e.$$

В работе [23] изложена методика определения оптимального значения зазора S_{opt} (см. рис. 1.2), при котором обеспечивается требуемая толщина минимального масляного слоя h в месте наибольшего сближения поверхностей отверстия и вкладыша подшипника при обеспечении наибольшего возможного допуска на износ $T_{изн}$.

Согласно [22] минимальная величина масляного слоя h определяется выражением:

$$h = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2} \cdot \left(1 - \frac{2e}{S}\right) = \frac{S}{2} (1 - \chi) \quad (1.1)$$

где χ - величины относительного эксцентриситета, определяемая выражением

$$\chi = 2e/S \quad (1.2)$$

Величина $[h_{min}]$ представляет минимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна наименьшему допускаемому значению $[h_{min}] \leq h$.

Такой зазор должен иметь место как при минимальном $[S_{min}]$, так и при максимально возможном значении зазора $[S_{max}]$, разность между которыми представляет сумму допусков:

$$[S_{max}] - [S_{min}] = T_{изг} + T_{изн}. \quad (1.3)$$

где $T_{изг}$ - допуск на изготовление (на рис. $T_{изг} = T_3$);

$T_{изн}$ - допуск на износ.

Таким образом, минимальный допускаемый зазор $[h_{min}]$ должен иметь место на протяжении всего периода эксплуатации изделия до наступления момента ремонта.

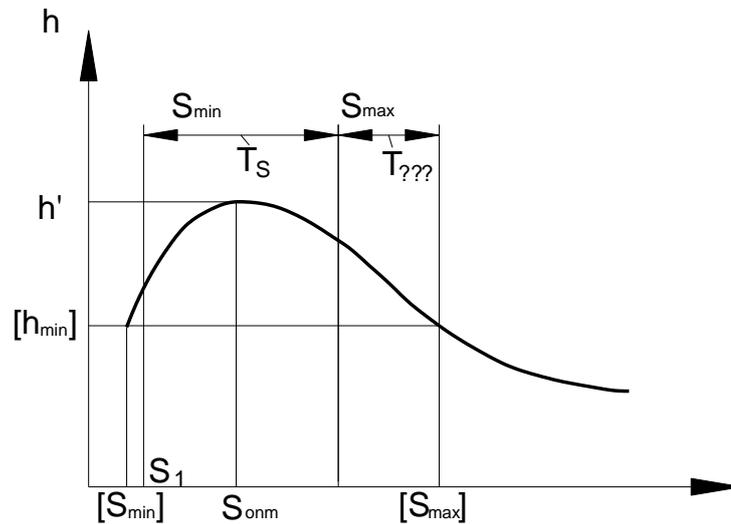


Рисунок 1.2 - График зависимости толщины масляного слоя от зазора в соединении

Согласно [23] следует, что при зазоре, называемом оптимальным:

$$S_{onm} = d_{nc} \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p} m_2} \quad (m_2 \approx 1 \text{ при } l/d_{nc} \geq 0,7), \quad (1.4)$$

где μ - динамическая вязкость смазочного масла при рабочей температуре подшипника t_{ub} ($H \cdot c/m^2$);

ω - угловая скорость вала (рад/с), $\omega = \pi \cdot n / 30$;

l, d_{nc} - длина подшипника и номинальный диаметр соединения (мм);

p - величина среднего удельного давления в опоре (H/m^2);

m_1 и m_2 - постоянные величины, для данного l/d_{nc} .

В результате толщина масляного слоя достигает максимального для данного условия значения h^* :

$$h^* = \frac{S_{onm}}{4} \cdot \frac{m_1}{m_2} \quad \text{с учетом } \left(\frac{m_1}{m_2} \approx 1 \text{ при } l/d_{nc} \geq 0,8 \right) \quad (1.5)$$

Определенной толщине масляного слоя соответствуют два зазора. Например, толщина масляного слоя, равная $[h_{\min}]$ устанавливается при зазоре $[S_{\min}]$ и при зазоре $[S_{\max}]$.

Для моделирования и выявления оптимальных параметров зазора в работе [22] используют функциональный расчетный оператор A_h , соответствующий наименьшей допускаемой толщине масляного слоя h_{\min} :

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{d_{\text{нс}} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}}}, \quad (1.6)$$

где μ - вязкость масла ($H \cdot c / m^2$); ω - угловая скорость вращения (рад/с);
 p - удельное давление в опоре (H / m^2); $d_{\text{нс}}$ — номинальный диаметр соединения (мм).

В графиках, представленных на рис. 1.3 оператор A_h представлен как функция отношения $l / d_{\text{нс}}$, где l длина опоры.

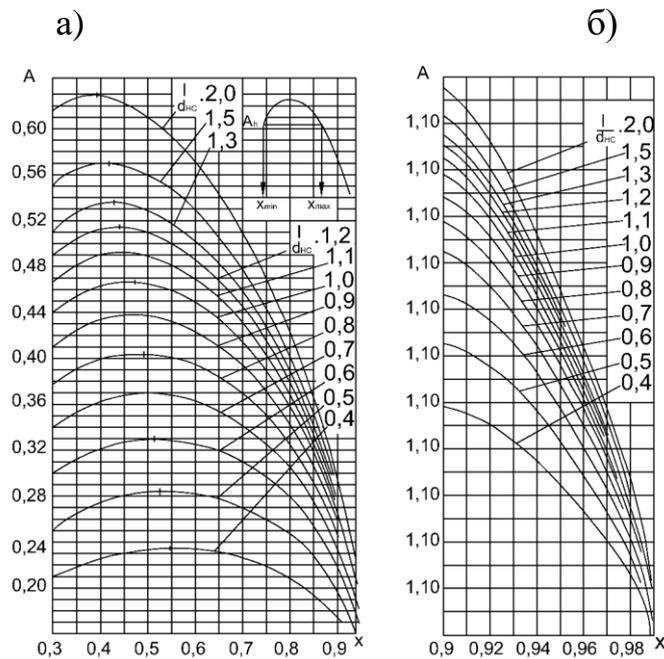


Рисунок 1.3 - Диаграммы к выбору оптимального значения зазора в соединении вал – втулка

Таким образом, по графикам (рис. 1.3) определяют значение параметра A , а затем по приведенным ниже формулам рассчитывают рекомендуемые параметры соединения:

$$S_{onm} = \frac{2 \cdot [h_{\min}]}{1 - \chi_{onm}} \cdot \frac{A_{onm}}{A_h} \quad (1.7)$$

$$h^* = d_{nc} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}} \cdot \frac{A_{onm}}{2} = [h_{\min}] \cdot \frac{A_{onm}}{A_h} \quad (1.8)$$

В выражениях (1.7), (1.8) оператор A_{onm} соответствует верхнему (экстремальному) значению A .

1.4. Цель и задачи исследования

Величина зазоров в соединениях гидростойки определяется точностью изготовления деталей. Под влиянием внешних нагрузок с одной стороны, а также давления рабочей жидкости с другой зазоры в соединениях выбираются, шток, цилиндр и грундбукса деформируются, изменяя величину начальных зазоров в соединениях. Вследствие этого шток относительно цилиндра занимает положение, не отвечающее принятой расчетной схеме, что вызывает в гидростойке состояние критического нагружения, характеризуемое эксцентриситетом приложения нагрузки и увеличением контактных напряжений на сопрягаемых деталях. В таком случае возникает задача определения положения штока относительно цилиндра и грундбуксы с учетом создаваемых при сборке конструктивных зазоров, а также принятых диаметральных и линейных размеров элементов гидростойки и упругих деформаций контактируемых поверхностей в процессе их нагружения.

По причине перекоса штока относительно цилиндра в соединениях гидростойки возникают значительные силы и контактные напряжения, способствующие разрушению функциональных поверхностей и приводящие к

переходу контактируемых поверхностей в предельное состояние. Уровень напряжений зависит от действующей на шток силы и площади фактического контакта поверхностей. В свою очередь, площадь фактического контакта зависит от угла перекоса штока, определяемого в большей степени величиной зазора в соединениях, или точностью изготовления исполнительных поверхностей деталей гидроцилиндра. Таким образом, для решения задач, связанных с повышением ресурса гидростойки, в первую очередь необходимо выявить условия возникновения в ней предельного состояния. Для этого требуется обосновать параметры точности деталей соединений и величину назначаемых конструктивных зазоров, а также критерий предельного состояния. Случайный характер процесса достижения размерной точности деталей при изготовлении гидростоек, а также трудоемкость решения контактных задач определяет необходимость применения для исследований ПЭВМ и разработку программных средств.

В соответствии с изложенным целью работы является исследование и поиск решения указанных ниже задач:

1. Выявление и раскрытие функциональной и количественной связи ресурса гидростойки механизированной крепи с уровнем качества сборки и точностью изготовления деталей соединений «цилиндр – поршень», «шток – грундбукса».

2. Выявление и анализ требований к качеству изготовления гидростоек, исследование условий их эксплуатации и соответствия технологических процессов изготовления деталей соединений требованиям отраслевых и государственных стандартов.

3. Выявление пространственных размерных связей механизированной крепи, определяющих относительное положение функционально связанных деталей и узлов механизированных крепей.

4. Установление влияния зазоров в соединениях «цилиндр-поршень» и «шток – грундбукса» на неопределенность базирования поршня и штока, что

неизбежно приводит к локальному интенсивному износу базовых поверхностей деталей и снижению ресурса гидростойки.

5. Исследование формирования параметров точности обработки отверстий гидроцилиндров, включая отклонения от круглости и цилиндричности, с целью выявления законов распределения отклонений размеров как в продольном, так и в поперечном сечениях.

6. Исследование влияния точности зазоров в соединениях гидростойки на напряженное состояние базовых поверхностей в соединениях «цилиндр – поршень», «шток – грундбукса», с целью определения предельного значения ресурса соединения по численным значениям допускаемых контактных напряжений.

7. Исследование влияния процесса фреттинг-износа контактируемых поверхностей на изменение зазоров и нарушение соединений в гидростойках механизированных крепей.

8. Разработка новой технологии сборки цилиндра и поршня с использованием метода групповой взаимозаменяемости и метода доработки одной детали по другой, позволяющей значительно увеличить ресурс соединения.

Глава 2. Условия эксплуатации и требования к качеству изготовления гидростоек механизированных крепей

2.1. Исследования условий эксплуатации и особенностей применения силовых гидроцилиндров в механизированных крепях

Задача повышения производительности труда при подземной добыче угля решается в настоящее время при помощи разработки высокопроизводительных и надёжных средств комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. Вместе с тем, экстремальные горно-геологические условия ведения очистных работ требуют использования крепей достаточно высокого технического уровня с повышенной надёжностью несущих элементов.

Механизированная крепь, представляющая собой самопередвигающуюся металлическую гидрофицированную систему, предназначена для поддержания пород кровли, сохранения очистной выработки в рабочем и безопасном состоянии [17].

Идея создания механизированной крепи принадлежит советскому инженеру И. А. Журавлеву. Созданная в 1932 г. в Советском Союзе первая механизированная была успешно испытана в 1934-1935 гг. В первом послевоенном 1946 году механизированная крепь уже была включена в состав угледобывающего агрегата «Кузбасс», а с 1967 года начинается серийное производство крепи М87.

По своей конструкции механизированная крепь является достаточно сложной горной машиной (рис. 2.1), входящей в состав механизированного комплекса. От технического состояния крепи зависит как собственно возможность, так и безопасность проведения очистных работ [18].

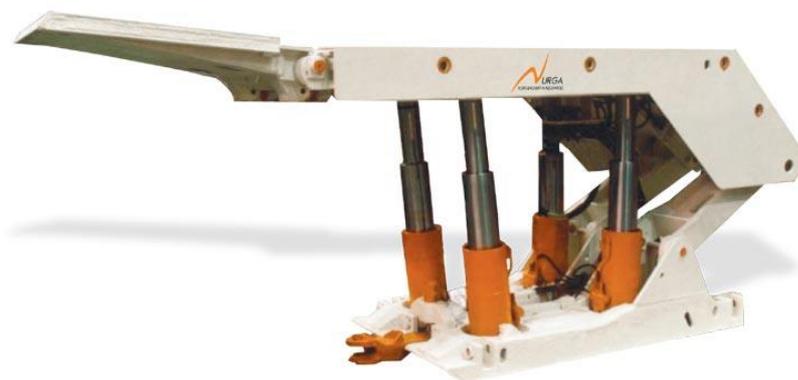


Рисунок 2.1 – Механизированная крепь КМ 138

Данное сложное техническое устройство эксплуатируется в крайне неблагоприятных условиях ограниченного рабочего пространства при воздействии значительных внешних разнонаправленных нагрузок, являющихся следствием взаимодействия крепи с боковыми породами и вызванных работой выемочной техники и ряда других агрегатов.

«Механизированные крепи широко используются в очистных забоях пологих, наклонных и крутых пластов мощностью от 0,7 до 6 м. и способны функционировать при продвижении очистного забоя по простиранью, восстанию и падению» [1, 17, 77,].

Основными несущими элементами механизированной крепи являются гидростойки. Они применяются в забоях при любой системе разработки. К ним предъявляются жесткие требования по ресурсу и обеспечению безопасности при проведении очистных работ [59].

Гидропривод механизированной крепи состоит (рис. 2.2.) из насоса постоянной производительности 1, трубопроводов 2, 3, подающих рабочую среду (жидкость), распределительных и регулирующих устройств 4, гидродомкратов передвижки секций 5 и, собственно, гидростоек 6.

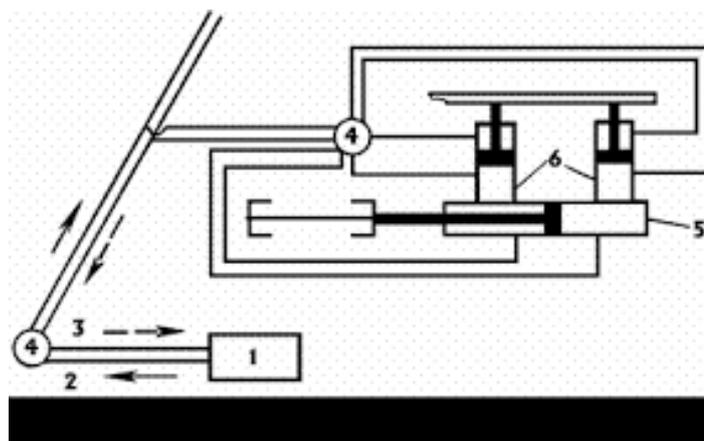


Рисунок 2.2 – Гидравлическая система механизированных крепей [88]

Применяемая в гидроприводе рабочая жидкость представляет собой водомасляную эмульсию (98%) со специальными присадками (2%).

Механизированные крепи классифицируют по разным признакам:

- по способу взаимодействия с боковыми породами;
- по схеме передвижки секций;
- по наличию кинематических связей между элементами крепи и другими машинами комплекса (рис. 2.3) [88].

Для угольной промышленности России и Вьетнама как для системообразующей отрасли, надежные очистные комплексы играют важнейшее значение, поскольку уменьшают риск аварийных ситуаций, способствуют повышению производительности труда, а значит и увеличению объемов добычи и экспорта угля.

По экспорту угля Российская Федерация занимает третье место в мире. Российские угольные предприятия, являясь градообразующими, в подавляющем большинстве находятся на самофинансировании. Здесь работают 148 тысяч человек и еще 500 тысяч рабочих смежных отраслей. До 50% электроэнергии в Восточных регионах страны обеспечивается ТЭЦ угольной регенерацией. Кроме того, до 40 % грузооборота железнодорожным транспортом обеспечивается углем.

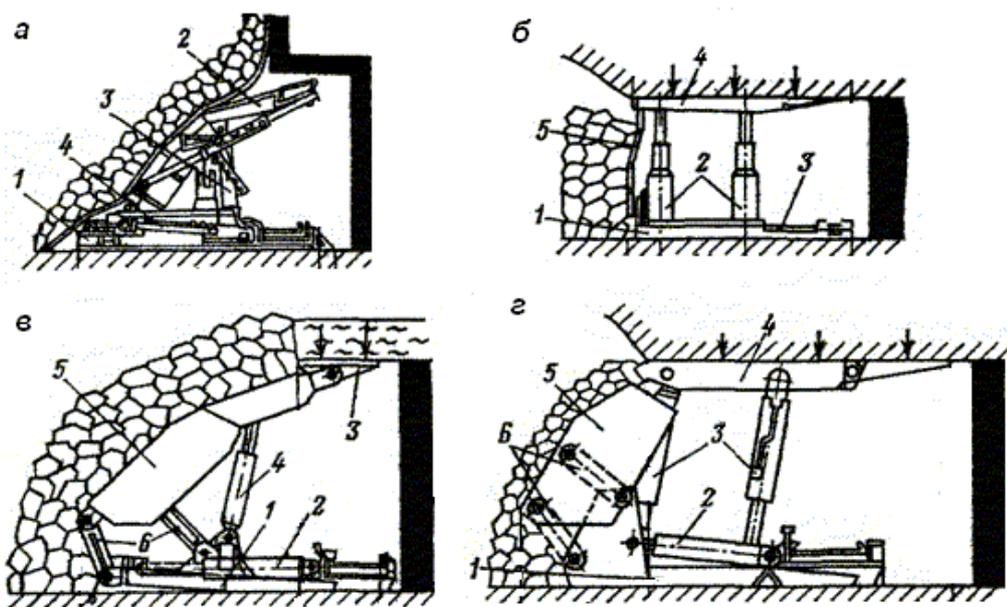


Рисунок 2.3 – Классификация механизированных крепей по способу взаимодействия с боковыми породами:

а – оградительная (1– основание; 2 – ограждающее щитовое перекрытие; 3 – гидро-стойки, 4 – гидродомкрат); *б* – поддерживающая (1– основание; 2 – гидростойки; 3 – гидродомкраты; 4 – перекрытие; 5 – оградительный Щиток); *в* – оградительно-поддерживающая (1 – основание, 2 – гидродомкрат; 3 – козырек; 4 – гидростойка; 5 – щитовое перекрытие, 6 – четырехзвенник); *г* – поддерживающе-оградительная (1 – основание, 2 – гидродомкрат, 3 – гидростойки; 4 – верхнее перекрытие; 5 – щитовое перекрытие, 6 – четырехзвенник).

Следует отметить ряд имеющихся на сегодня в угольной отрасли проблем, связанных с мировыми тенденциями в сфере потребления твердого топлива. Ключевые европейские потребители угля постепенно отказываются от твердого топлива в пользу более экологичных источников энергии. Такая тенденция наблюдается с 2016 года с момента подписания Парижского соглашения по климату.

Уменьшаются объемы добычи угля и в таких крупнейших угледобывающих странах, как Китай, США, Индонезия.

Вместе с тем, в этих сложных условиях, пересмотрев стратегию развития, российская угольная промышленность продолжает успешно функционировать, продолжая поиск новых потребителей твердого топлива в странах Азиатского и Тихоокеанского регионов. К 2030 г. угольными компаниями планируется рост экспорта угля до 240 млн т, что несомненно потребует развития в этих направлениях и транспортной инфраструктуры в том числе.

Во Вьетнаме уголь является основным видом энергетического сырья. Добычу угля здесь контролирует государство. Основными потребителями твердого топлива являются ТЭЦ и металлургическая промышленность, поэтому для Вьетнама изменение на мировом рынке угля ощущаются менее болезненно. Добыча угля ежегодно растет. Страна экспортирует уголь в основном в Японию и Китай. Освоение угольных ресурсов в стране сдерживает слабая техническая оснащённость отрасли. В связи с чем государство уделяет большое внимание развитию угледобывающей промышленности в том числе и за счет привлечения иностранного капитала.

2.2. Анализ требований качества изготовления деталей гидростоек

Ряд эксплуатационных факторов и специфика конструкции формируют комплекс достаточно жестких требований к качеству изготовления деталей соединений гидростойки.

К примеру, использование для герметизации соединений манжетных уплотнений выдвигает серьезные требования к точности изготовления контактируемых деталей. В качестве несущих элементов механизированных крепей используют исключительно поршневые гидростойки равного сопротивления во всем диапазоне гидравлической раздвижности с принудительным сокращением высоты при разгрузке.

Технические требования на изготовление гидростоек механизированных крепей в России регламентированы ГОСТ Р 52152, ГОСТ 16514, ТУ и КД, в соответствии с их назначением, приведенным в разделе 1. Здесь же приведем

важные технические требования к изготовлению основных деталей рассматриваемых соединений:

- с целью обеспечения требуемых эксплуатационных характеристик исполнительные поверхности штоков, плунжеров, цилиндров, а также входов для соединительной арматуры должны быть защищены нанесением износосо- и коррозионностойких покрытий, а направляющие кольца должны быть изготовлены из материалов с хорошей прирабатываемостью с низким коэффициентом трения;

- в телескопических гидростойках параметры размерной точности для сопряженной пары «цилиндр - выдвижной шток» необходимо выбирать с учетом возможных упругих деформаций штока в радиальном направлении, возникающих от действия внутреннего давления при прямом ходе, так чтобы при прямом ходе обеспечить гарантированный зазор и плавность перемещения [77]. В связи с этим толщину стенки штока выбирают исходя из необходимости обеспечения требуемой жесткости гильзы.

В соответствии с требованиями долговечности соединений точность в парах «цилиндр - поршень» и «шток - грундбукса» с диаметрами деталей до 80мм обеспечивают с назначением посадки $H9/f9$, для диаметров 85-180мм – по посадке $H9/f7$, для диаметров 200 - 375мм – по посадке $H9/q6$.

Зазор между карманом цилиндра и грундбуксой следует обеспечивать посадкой $H9/f9$ или $H9/h8$ [15, 16]. С «уменьшением зазора в этих соединениях увеличивается ресурс применяемых уплотнений [81]». Так, согласно данным, «уменьшение зазора в подвижном соединении с 0,1 до 0,03мм, и в неподвижном соединении - с 0,2 до 0,05мм приводит к увеличению ресурса уплотнения почти в 20 раз» [79].

Ужесточение требований точности деталей соединений так или иначе связано с увеличением трудоёмкости и себестоимости изготовления гидростойки, что оказывает весьма существенное влияние на ее ценообразование. Из этих соображений посадка в соединениях силовых

гидроцилиндров по 9-му качеству является наиболее приемлемой и экономически целесообразной для предприятий угольного машиностроения.

Наряду с параметрами размерной точности, достаточно жесткие требования предъявляются также и к допускам расположения деталей в соединениях. В частности, допуски соосности цилиндрических поверхностей деталей, непрямолинейность осей штока и цилиндра, должны быть не более 0,05мм.

Требования к шероховатости рабочих поверхностей цилиндра и штока определяются параметром Ra и в первом случае не должны превышать 0,32 мкм, а для поверхности штока быть в пределах 0,32- 0,63мкм. Шероховатость поверхностей канавок под уплотнения не должна превышать 2,5мкм [15].

Для обеспечения высоких требований, предъявляемых к качеству изготовления гидростоек, на российских предприятиях горно-шахтного оборудования используются высокоэффективные технологические процессы, позволяющие обеспечивать требуемую точность и шероховатость рабочей поверхности цилиндра обработкой за проход с применением высокопроизводительного инструмента и использованием заготовок из трубного проката повышенной точности [71].

Для исполнительных поверхностей штоков применяют износостойкие и коррозионностойкие хромовые гальванические покрытия, что повышает долговечность детали в 1,5-2 раза за счет упрочнения поверхностного слоя.

В настоящее время перспективным является гальваническое хромирование методом катодно-механического хромирования (КМХ) [19, 26]. При этом процесс хромирования осуществляется в ванне и сопровождается механическим воздействием на обрабатываемую деталь специального инструмента – притира. Упрочняемая деталь-подложка в процессе осаждения хрома вращается и постепенно перемещается в специальную зону, где на упрочняемую поверхность воздействует блок притиров. Ограничения по длине упрочняемых деталей для реализации данного метода практически отсутствуют. В итоге формируемое на поверхности хромовое покрытие

отличается высокой коррозионной стойкостью и износостойкостью, а также достаточно высокой адгезионной прочностью с основой, что является определяющим фактором при использовании покрытий. Еще одним преимуществом покрытия, сформированного по данной технологии, является низкий коэффициент трения и соответственно малая склонность к задирам. Получаемая в процессе КМХ низкая шероховатость исключает необходимость проведения отделочного полирования. При этом высокая равномерность осаждения хрома по всей поверхности штока способствует получению однородных физико-механических и эксплуатационных свойств покрытия и повышению срока службы деталей в 2...3 раза. [20, 27, 74].

Интенсивное развитие в мире техники напыления позволяет реализовать для штоков современную технологию высокоскоростного газопламенного напыления покрытий из твердых сплавов. Применение данной технологии повышает долговечность деталей более, чем в 2-3 раза по сравнению с гальваническим хромированием. Прочность сцепления покрытия с основой превышает адгезионную прочность хромовых покрытий в 2 раза, при этом пористость покрытий, полученных напылением, менее 1%. Технологию высокоскоростного напыления можно применять как при изготовлении штоков, так и при их ремонтном восстановлении. Наряду с этим, технологии напыления по сравнению с гальванопокрытиями являются более экологичными [7].

Эксплуатационные свойства материалов деталей обеспечивают соответствующей термообработкой, в качестве которой применяют улучшение до твердости поверхностей 240...280 НВ и предела прочности до 1000-1200 МПа. Исполнительные поверхности штоков подвергают закалке ТВЧ до высокой твердости 40...45HRC под последующее хромирование. В качестве конструкционных материалов для заготовок применяют стали 35, 45, 40X, 30ХГСА. Для направляющих поясков поршней применяют латунь марки Л63 или композиционные материалы на полимерной основе [15].

Таким образом, высокие требования, предъявляемые к качеству изготовления гидростоек, обеспечиваются на заводах угольного

машиностроения России благодаря высокому техническому уровню оснащения производственных участков, внедрению современных технологий, наличию квалифицированных рабочих и управленческих кадров, и колоссального опыта при производстве механизированных крепей [71].

2.3. Пространственные размерные связи функционально связанных узлов механизированных крепей. Структурный анализ конструкции

Выполним структурный анализ конструкции крепей с целью выявления пространственных размерных связей функционально связанных узлов [62] на примере рамной крепи поддерживающего типа (рис. 2.4)

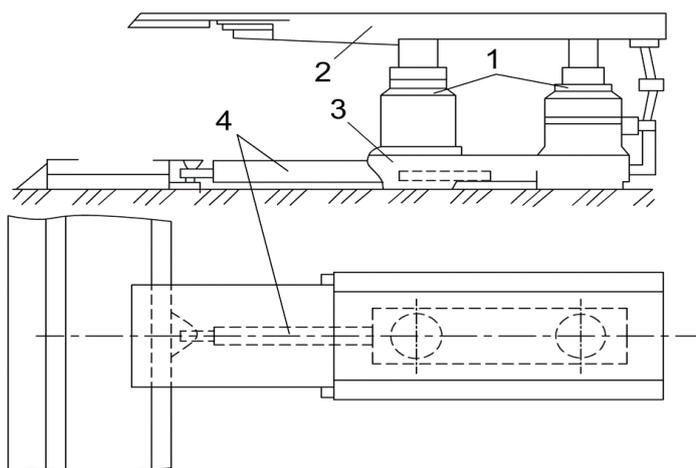


Рисунок 2.4 - Рамная механизированная крепь поддерживающего типа:

1 – две гидростойки, 2 – перекрытие, 3 – основание, 4 - гидродомкрат
передвижки

Если обозначить элементы крепи номерами, определяющими последовательность их базирования, то можно составить матрицу структуры конструкции рамной механизированной крепи (2.1)

1	основание	(3)
2	гидростойка	(1)
3	гидростойка	(1)
4	перекрытие	(2)
5	передвижной гидродомкрат	(4)

 $\Rightarrow C =$ или $C =$

$$\begin{bmatrix} 1 & & & & 0 \\ 1 & 2 & & & \\ 1 & 0 & 3 & & \\ 1 & 2 & 3 & 4 & \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & & & & 0 \\ 1 & 1 & & & \\ 1 & 0 & 1 & & \\ 1 & 1 & 1 & 1 & \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Транспонированная матрица структуры рамной механизированные крепи имеет вид:

$$C^T = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ & 1 & 0 & 1 & 0 \\ & & 1 & 1 & 0 \\ & & & 1 & 0 \\ 0 & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Представим положение исполнительных поверхностей каждого из рассматриваемых узлов крепи (система $oxyz$) относительно его основных баз (система $OXYZ$) вектором k :

$$(oxyz) \Rightarrow (OXYZ) \quad k = \begin{bmatrix} A \\ B \\ \Gamma \\ \lambda \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = (A, B, \Gamma, \lambda, \beta, \gamma). \quad (2.3)$$

где элементы вектора k являются обобщенными координатами, которые определяют три параметра линейного смещения A, B, Γ центра системы $oxyz$ в направлении координатных осей OX, OY, OZ и три угла поворота λ, β, γ , системы $oxyz$ относительно системы $OXYZ$, связанной с основными базами соответствующего узла (элемента гидрокрепи).

Совокупность матриц $k_1, k_2 \dots k_i \dots k_n$ образует блочную матрицу элементов рассматриваемой крепи:

$$K = [k_i], \quad i = 1 \dots 5,$$

$$K = [k_1, k_2 \dots k_i \dots k_5] \quad (2.4)$$

Эта матрица-столбец включает в себя $n=5$ блоков, по числу элементов крепи.

Для расчета пространственного положения узлов гидрокрепи необходимо все векторы $k_1, k_2 \dots k_i \dots k_5$, привести к одной системе координат, в качестве которой целесообразно использовать систему координат, связанной с основанием крепи $O_1X_1Y_1Z_1$.

Приведение элементов крепи к системе координат $O_1X_1Y_1Z_1$ выполняется посредством умножения матриц составляющих звеньев на соответствующие матрицы преобразования:

$$K^{(1)} = \Pi_{\Sigma} \cdot K \quad (2.5)$$

где $K^{(1)}$ — матрица составляющих звеньев, приведенных к системе координат крепи;

Π_{Σ} — матрица преобразования звеньев крепи;

K — матрица элементов крепи.

В развернутой форме матричное выражение (2.5) имеет вид:

$$\begin{vmatrix} K_1^{(1)} \\ K_2^{(1)} \\ M \\ K_n^{(1)} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \Pi_1^{(1)} & & & 0 \\ & \Pi_2^{(1)} & & \\ & & \text{O} & \\ 0 & & & \Pi_n^{(1)} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} k_1 \\ k_2 \\ M \\ k_n \end{vmatrix} \quad (2.6)$$

Элементы $\Pi_{\Sigma} = \{P_1^{(1)}, P_2^{(1)}, \dots, P_n^{(1)}\}$ представляют блочные матрицы,

$$P_i^{(1)} = \begin{pmatrix} \pi_i^{(1)} & 0 \\ 0 & \pi_i^{(1)} \end{pmatrix}, \quad (2.7)$$

диагональные блоки которых образуют матрицы $P_i^{(1)}$ преобразования координатной системы соответствующего узла крепи:

$$\Pi_{\Sigma} = \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} \pi_1^{(1)} & 0 \\ 0 & \pi_1^{(1)} \end{pmatrix} & & & 0 \\ & \begin{pmatrix} \pi_2^{(1)} & 0 \\ 0 & \pi_2^{(1)} \end{pmatrix} & & \\ & & \text{O} & \\ 0 & & & \begin{pmatrix} \pi_n^{(1)} & 0 \\ 0 & \pi_n^{(1)} \end{pmatrix} \end{pmatrix} \quad (2.8)$$

Составляющие элементы матрицы π_i (элементы l, m, n) представляют собой косинусы углов между соответствующими осями координатной системы основных баз узла $O_i X_i Y_i Z_i$ и осями системы координат $O_l X_l Y_l Z_l$ основания крепи:

$$\pi_i = \begin{vmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(x_1 x_i) & \cos(x_1 y_i) & \cos(x_1 z_i) \\ \cos(y_1 x_i) & \cos(y_1 y_i) & \cos(y_1 z_i) \\ \cos(z_1 x_i) & \cos(z_1 y_i) & \cos(z_1 z_i) \end{vmatrix} \quad (2.9)$$

В случаях параллельного смещения координатных систем составляющих звеньев $\pi_i = 1$.

В процессе работы крепи положение исполнительных поверхностей каждого из узлов, в системе координат $O_l X_l Y_l Z_l$, определяет соответствующий вектор:

$$D_i = (A_i, B_i, \Gamma_i, \lambda_i, \beta_i, \gamma_i), \quad (2.10)$$

совокупность которых образует матрицу положения узлов крепи:

$$D = [D_i]; \quad D = [D_1, D_2, \dots, D_i \dots D_n]. \quad (2.11)$$

Точность положения рабочих (исполнительных) поверхностей каждого узла $D = [D_i]$ зависит от точности предшествующих узлов, определяющих, согласно матрице B , положение рассматриваемого узла крепи:

$$D = B \cdot K^{(1)} \quad (2.12)$$

Выражение (2.12) для рассматриваемых узлов крепи в развернутой форме записи имеет вид:

$$\begin{matrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \end{matrix} = \begin{bmatrix} 1 & & & & 0 \\ & 1 & & & \\ & & 1 & & \\ & & & 1 & \\ & & & & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{matrix} K_1^{(1)} \\ K_2^{(1)} \\ K_3^{(1)} \\ K_4^{(1)} \\ K_5^{(1)} \end{matrix}$$

Матрицу $K^{(1)}$ в формуле (2.12) заменим на тождественное выражение (2.5), тогда получим:

$$D = B \cdot P_{\Sigma} \cdot K. \quad (2.13)$$

В формуле (2.13) произведение матриц B и P_{Σ} есть операторная матрица преобразования:

$$H = B \cdot P_{\Sigma}, \quad (2.14)$$

тогда, учитывая (2.14) выражение (2.13) окончательно принимает вид:

$$D = H \cdot K, \quad (2.15)$$

где K – матрица узлов крепи, которая определяет положения исполнительных поверхностей узла крепи относительно его основных баз;

H – операторная матрица преобразования, которая обеспечивает приведение всех составляющих звеньев механизированной к главной системе координат крепи и их суммирование с учетом имеющейся структуры функционально связанных узлов.

В развернутой форме записи выражение (2.15) будет иметь вид:

$$\begin{vmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & & & & 0 \\ H_{21} & H_{22} & & & \\ H_{31} & 0 & H_{33} & & \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} & \\ H_{51} & 0 & 0 & 0 & H_{55} \end{bmatrix} \cdot \begin{vmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \\ k_4 \\ k_5 \end{vmatrix} \quad (2.16)$$

Так, в полученном выражении (2.16) каждая строка представляет собой сумму составляющих векторов, определяющих положение исполнительных поверхностей соответствующего узла крепи.

Например, рабочее положение каждого из штоков двух опорных гидростоек, от которого зависит высота забоя, определяют выражения:

$$\text{для гидростойки №1} \quad D_2 = H_{21} \cdot k_1 + H_{22} \cdot k_2 \quad (2.17)$$

$$\text{для гидростойки №2} \quad D_3 = H_{31} \cdot k_1 + H_{33} \cdot k_3 \quad (2.18)$$

2.4. Расчет гидростоек на статическую и контактную прочность

При выполнении расчетов на прочность гидростойку принято рассматривать как раздвижную ступенчатую стержневую систему с шарнирным опиранием концов [54, 55, 84]. Из-за наличия в опорах гидростойки трения, а также зазоров в соединениях, вызывающих перекося штока, сила, действующая на шток, направлена эксцентрично. В расчетных схемах штоки рассматриваются полностью выдвинутыми, что отвечает наиболее

нагруженному состоянию, при этом считают, что изгибающий момент воспринимается как грундбуксой, так и цилиндром [42, 51]. Принятые схемы, отвечающие данным условиям, и представленные на рис. 2.4 будем в дальнейшем называть расчетными.

Вследствие незначительной величины имеющихся в соединениях зазоров угол перегиба между ступенями можно определить по формуле:

$$\operatorname{tg} \gamma_i = \gamma_i = \Delta_i / a_i, \text{ рад}, \quad (2.19)$$

где Δ_i - заданный максимальный зазор между поршнем и цилиндром, м;
 a_i - база заделки, м; i - номер ступени; (γ_i) – углы, определяющие положение штоков в заделках стойки.

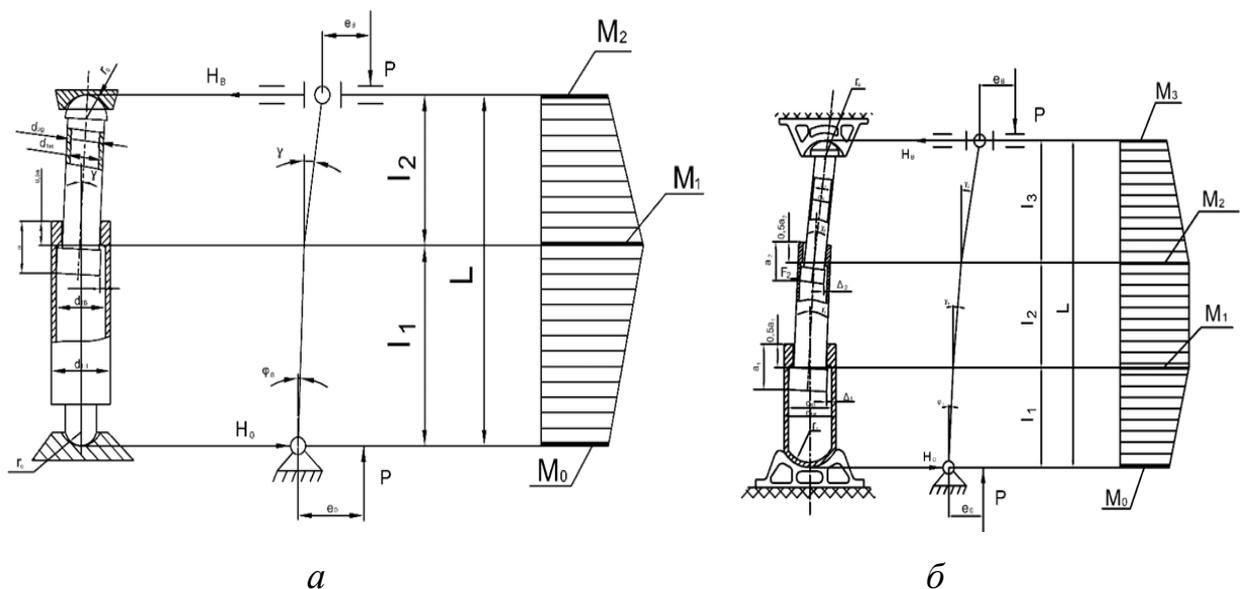


Рисунок 2.5 – Принятые расчетные схемы гидростоек для стойки одинарной гидравлической раздвижности (а) и двойной раздвижности (б).

Необходимо отметить, что в соединениях «грундбукса - шток» и «карман» цилиндра – грундбукса» тоже имеются конструктивные зазоры, которые в данных в расчетных схемах не учитываются.

Проанализируем все три возможные схемы перекоса штока. Позиционные отклонения штока влияют на величину действующей силы (F), и, соответственно, на уровень контактных напряжений [42].

На первой схеме (рис.2.6, *а*) показано положение штока, при котором изгибающий момент ($M_{и}$) воспринимается как грундбуксой, так и цилиндром, тогда сила F действует на плече A . Эта схема является самой благоприятной из трех.

На второй схеме (рис. 2.6, *б*) при показанном отклонении штока изгибающий момент воспринимается исключительно грундбуксой, причем на локальных участках, при этом сила F действует на плече $B < A$.

Отклонение штока, соответствующее третьей схеме (рис. 2.6, *в*) приводит к тому, что изгибающий момент воспринимается только поршнем, при этом сила F действует на плече $C < A$.

Перекосы штока как по второй, так и по третьей схемам являются неблагоприятными, так как в этих случаях резко возрастает сила F и на отдельных участках рассматриваемых соединений гидростойки возникают состояния критического нагружения, сопровождающиеся переходом от упругого к упругопластическому деформированному состоянию.

Известно, что величина зазоров в соединениях определяется точностью сопрягаемых поверхностей деталей, при этом формирование параметров точности деталей при их изготовлении носит случайный характер.

Зазоры, собственно, и накладывают ограничения на положение штока в заделке стойки. При определенных соотношениях зазоров и линейных размеров деталей могут иметь место схемы нагружения гидростойки, отличающиеся от расчетных.

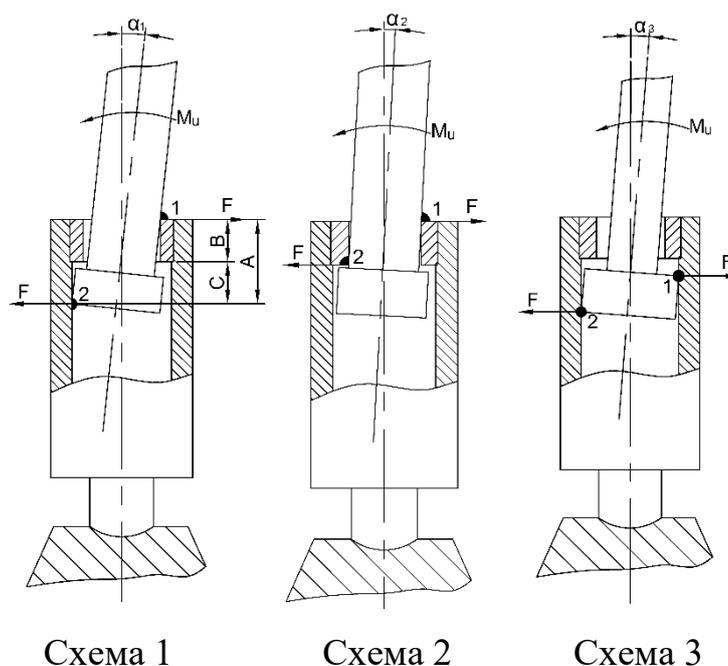


Рисунок 2.6 - Схемы перекоса штока в заделке гидростойки

На формирование параметров точности деталей в процессе их изготовления влияет ряд факторов, вызывающих как систематические, так и случайные погрешности механической обработки. Таким образом, отклонения размеров от номинальных значений в пределах допуска носят случайный характер. В связи с этим значения формируемых в соединениях зазоров тоже являются случайными величинами. Допуски посадок с зазором назначаются конструктором. Поэтому можно считать, что перекосы штока в заделке носят вероятностный (случайный) характер.

Условия возникновения схем нагружения гидростоек в зависимости от точности изготовления поверхностей и их размеров, подробно рассмотрены в работах [51, 52], где приводятся рекомендации по назначению посадок (точности) в соединениях гидростойки на основе расчета вероятности возникновения в заделке состояний критического нагружения (схемы 2 и 3).

Следует обратить внимание на то, что эти рекомендации получены для условий равенства деформаций в местах контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой, при этом величина деформации цилиндра от давления рабочей

жидкости принималась одинаковой на всей его длине [51, 52]. Требуется уточнить принятые допущения.

В практике проектирования механизированных крепей расчеты гидростоек на статическую прочность проводят по ОСТ 12.44.245-83 [54]. При этом оценку напряженного состояния гидростойки выполняют с учетом действия внешних нагрузок и внутреннего давления рабочей жидкости с учетом углов перекоса ступеней стойки вследствие наличия конструктивных зазоров. В результате анализа определяют запасы прочности (не менее $n \geq 1,1$). Это прямая задача расчета на прочность.

Величины конструктивных зазоров, принятые при расчете, определяются точностью обработки сопрягаемых поверхностей. В связи с этим представляет значительный интерес возможность решения обратной задачи для выявления оптимальных величин конструктивных зазоров в рассматриваемых соединениях с целью выявления параметров точности сопряженных поверхностей деталей.

В работе [51] показано, что изменение зазоров в соединениях гидростойки в достаточно широком интервале не оказывает существенного влияния на величину действующих нагрузок и запас прочности штоков и цилиндров, рассчитанных по методике [1, 77].

Согласно данным [51], «максимально допустимый зазор между цилиндром и поршнем, обеспечивающий запас прочности $n = 1,1$ в цилиндре и $n > 1,1$ в штоке, почти в 20 раз превышает зазор, предусмотренный в конструкции стойки одинарной раздвижности. Для стойки двойной гидравлической раздвижности получены аналогичные результаты.

В практике проектирования, конструирования и изготовления гидростоек для сопряжений цилиндра и поршня применяют посадки $H9/f9$ для диаметров менее 200мм и $H9/f7$ для диаметров более 200мм [4]. Величина зазоров в соединениях для рекомендуемых отраслевым стандартом диаметров в пределах 110-250мм не превышает 0,250 мм. Очевидно, что эти зазоры более, чем на

порядок меньше предельных величин зазоров, рассматриваемых по требованиям» [54].

В связи с этим принятая при конструировании величина зазоров в соединениях практически не оказывает существенного влияния на запасы прочности гидроцилиндров и штоков, определяемые в соответствии с ОСТ 12.44.245-83. То есть параметры точности изготовления исполнительных поверхностей гидростойки не могут быть определены на основе реализации методики расчета на статическую прочность.

Проанализируем возможность установления величины зазоров в соединениях решением контактной задачи. Одна из таких задач – контакт поршня с цилиндром с учетом величины принятого зазора - рассмотрена в работе [77], там же представлены основные положения данной методики, с помощью которой выполняется решение двух основных задач:

1. Установление максимальной диаметральной податливости стенки цилиндра, с помощью которой определяется дополнительный угол перекоса смежных ступеней. При этом база заделки является известной величиной.

2. Установление минимальной базы заделки по допускаемой диаметральной податливости стенки цилиндра и пределу текучести материала детали.

Принятые схемы и значения параметров для решения этой задачи показаны на рис.2.7.

Факт влияния зазоров на величину деформации стенки цилиндра от контактного воздействия поршня продемонстрируем на примере расчета на контактную прочность стойки одинарной гидравлической раздвижности [77].

В соответствии с методикой расчета максимальная диаметральная податливость стенки цилиндра (U_{2a}) определяется по формуле:

$$U_{2a} = \frac{3,51 \cdot \left(\frac{r_{cp}}{h}\right)^{1,5} \cdot P_{вн} \cdot a^2 \xi \cos 2\varphi_0 (\pi^2 - 4\varphi_0^2) \cdot A}{\Delta \cdot L \cos \varphi_0 (\pi^2 - 16\varphi_0^2) \cdot E \cdot h}, \quad (2.20.)$$

где r_{cp} - радиус средней поверхности цилиндра; h - толщина стенки цилиндра; Δ - база заделки; L - длина стойки; a - радиус внутренней поверхности цилиндра; E - модуль упругости материала цилиндра; $A = [l_B \cdot L + (l_0 + l_B)l_2]$ - расчетный параметр; l_B и l_0 - эксцентриситеты приложения нагрузки на опорах стойки; l_2 - длина штока; ξ - переходной коэффициент к пространственной схеме.

В свою очередь, угол контакта поршня с цилиндром равен:

$$\varphi_0 = \text{arctg} \left[2 \sqrt{(\vartheta_1 + \vartheta_2) \frac{F}{\varepsilon \cdot C}} \right], \quad (2.21.)$$

где F - сила, прижимающая поршень к цилиндру; ε - диаметральный зазор между цилиндром и поршнем; C - ширина направляющего пояска; ϑ_1 и ϑ_2 - углы, ограничивающие поверхность трения в опорах стойки.

Из формулы (2.21) вытекает, что зазор ε в соединении «цилиндр – поршень» влияет на величину контактного угла φ_0 , и через него – на деформацию стенки цилиндра.

Так, в рассмотренном примере максимальная диаметральная податливость стенки цилиндра составляет $U_{2a} = 120$ мкм при зазоре $\varepsilon = 238$ мкм.

Варьируя величиной зазора в пределах от 100 мкм до 5000 мкм, определим изменение деформации стенки цилиндра (табл. 2.1.)

Из полученных и представленных в таблице 2.1 результатов расчета следует, что изменение величины зазора между цилиндром и поршнем весьма слабо влияет на деформацию стенки цилиндра в результате действия на нее контактного давления от поршня, и, следовательно, рассмотренная методика не может быть использована для достоверного обоснования параметров точности исполнительных поверхностей рассматриваемых соединений.

Влияние зазора между цилиндром и поршнем на изменение податливости
стенки цилиндра

Принимаемы величины зазоров между цилиндром и поршнем мкм	200	228	300	350	800	3000	5000
Податливость стенки цилиндра, мкм	116	118	120	120	124	126	126

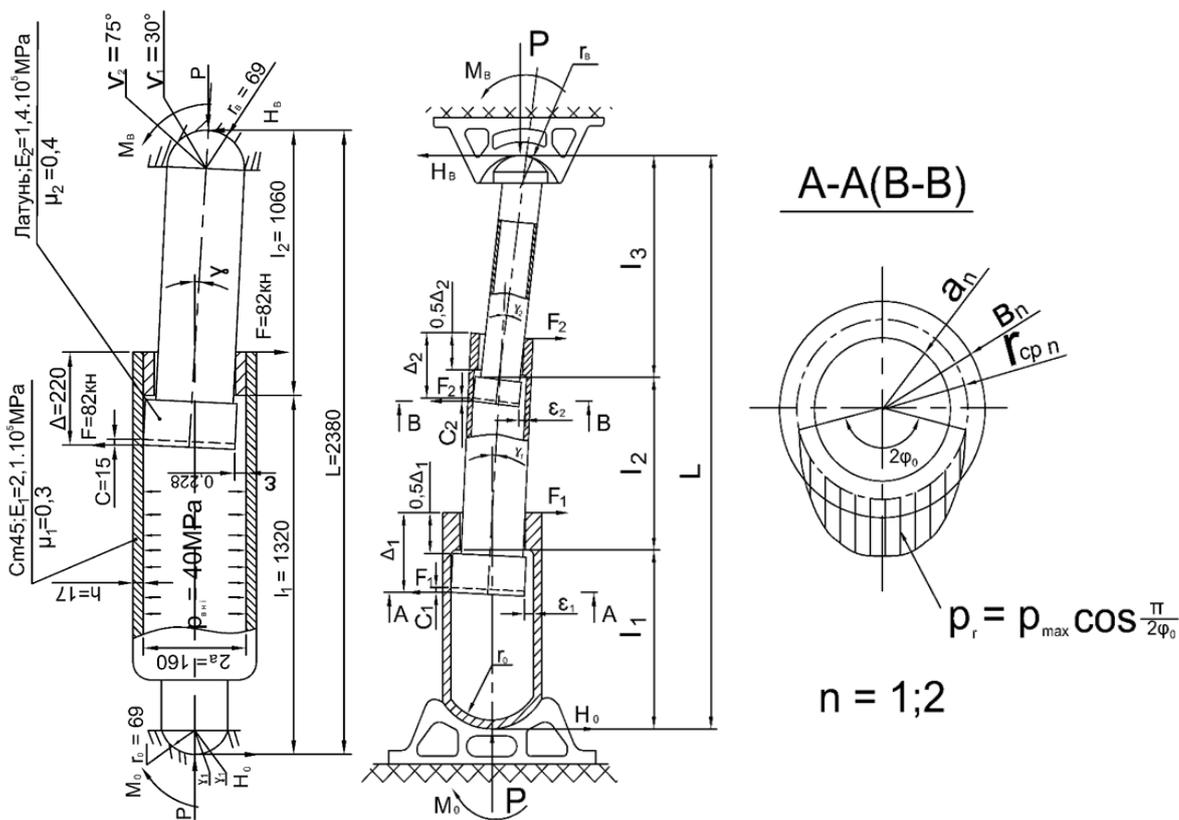


Рисунок 2.7 - Схемы для расчета стойки на статическую и контактную прочность: а - одинарной раздвижности; б - двойной раздвижности.

Таким образом, определение величины минимальной базы заделки из условия контактной прочности, а также требуемых зазоров в соединении поршня с цилиндром с использованием рассматриваемой методики не представляется возможным.

2.5. Выводы по главе 2

1. В соответствии со служебным назначением силовых гидроцилиндров механизированных крепей и выявленных условий их эксплуатации определены и проанализированы требования к качеству изготовления гидростоек и их соответствие требованиям отраслевых и государственных стандартов.

2. На основе проведенного структурного анализа конструкции механизированных крепей, выявлены пространственные размерные связи, определяющие относительное положение функционально связанных деталей и узлов механизированных крепей.

3. Проведенный структурный и пространственный размерный анализ конструкции механизированных крепей позволил выявить критические относительные положения узлов, что позволило предложить и обосновать схему расчета гидростоек на статическую и контактную прочность.

4. Установлено, что определение требуемых зазоров в соединении «цилиндр-поршень», а, следовательно, и установление параметров точности изготовления деталей соединения с использованием методик расчета цилиндра на статическую и контактную прочность не представляется возможностью.

Глава 3. Исследование влияния качества изготовления гидростойки на ресурс ее работы

3.1. Влияние неопределенности базирования штока гидростойки на размерный износ его базовых поверхностей

Отклонения положения штока гидростойки проявляются как неопределенность его базирования, которая происходит по причине неорганизованной смены баз, возникающей в результате упругих перемещений и деформаций в гидростойке под действием нагрузки на ее рабочих поверхностях [53].

Для выявления и однозначного математического описания схем базирования деталей и узлов рассматриваемых соединений применим метод идентификации и моделирования баз [61, 76].

Координаты положения опорных точек детали или узла подразделяем соответственно на группы:

1 - (X_i, Y_i, Z_i) – плановые координаты – определяют расположение опорных точек на трех базирующих поверхностях;

2 - $(\Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i)$ – нормальные координаты - определяют отклонения опорных точек в перпендикулярном к базирующим поверхностям направлении.

Группируем нормальные координаты опорных точек по базам и записываем в последовательности уменьшения точек на базовых поверхностях. Получаем матрицу-столбец T нормальных координат, которая определяет схему базирования и расположение точек на координатных плоскостях.

Основными базами гидростойки, определяющими ее положение в механизированной крепи, являются две полусферы (см. рис.2.5), что позволяет стойке самоустанавливаться под действием внешней нагрузки, обеспечивая таким образом требуемую кинематическую гибкость. Это означает, что стойка базируется по схеме с использованием двойной направляющей базы (рис. 3.1), которая описывается строчной матрицей:

$$T = (\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta z_5, \Delta y_6) \quad (3.1)$$

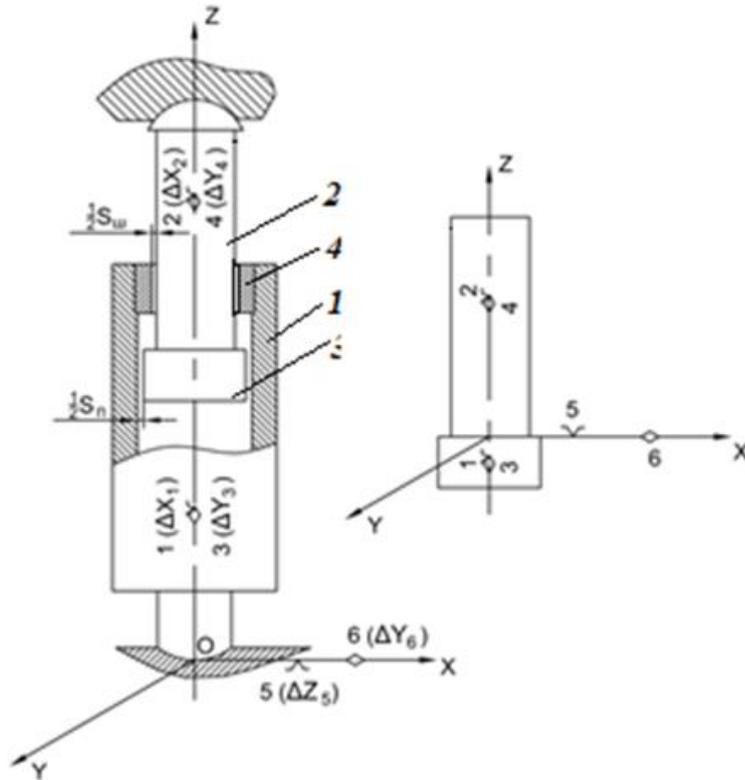


Рисунок 3.1 – Схемы базирования элементов гидростойки:

1 – цилиндр; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – грундбукса.

Согласно (3.1), составляющие $(\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4)$ являются нормальными координатами опорных точек двойной направляющей базы, роль которой выполняет ось OZ , а составляющие $\Delta z_5, \Delta y_6$ являются нормальными координатами опорных точек опорных баз, которыми являются плоскости XOY (Δz_5) и XOZ (Δy_6).

Самоустановку стойки по основанию обеспечивают опорные точки $(\Delta x_1, \Delta y_3)$, а самоустановку по перекрытию основанию обеспечивают опорные точки $(\Delta x_2, \Delta y_4)$.

В свою очередь, базирование поршня и штока в гидроцилиндре также осуществляется с использованием двойной направляющей базы (табл. 3.1):

$$T = (\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta z_5, \Delta y_6) \quad (3.2)$$

где $(\Delta x_1, \Delta y_3)$ - нормальные координаты опорных точек, определяющих положение (центрирование) поршня в цилиндре; $(\Delta x_2, \Delta y_4)$ – нормальные координаты опорных точек, определяющих положение (центрирование) штока в грундбуксе.

При правильном базировании каждый элемент $(\Delta x_1, \Delta y_3)$ равен половине диаметрального зазора $S_{\text{п}}$ между поршнем и цилиндром:

$$\Delta x_1 = 0,5 S_{\text{п}}, \quad \Delta y_3 = 0,5 S_{\text{п}}. \quad (3.3)$$

а элементы $(\Delta x_2, \Delta y_4)$ равны половине диаметрального зазора $S_{\text{ш}}$ между штоком и грундбуксой:

$$\Delta x_2 = 0,5 S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4 = 0,5 S_{\text{ш}}. \quad (3.4)$$

Однако под действием переменной нагрузки имеет место неорганизованная смена баз поршня и штока, которую можно представить тремя схемами, представленными в табл. 3.1.

Согласно схеме № 1, неорганизованная смена баз приводит к одностороннему контакту поршня и штока, при котором зазор выбирается с одной стороны, и имеют место равенства:

$$\Delta x_1 = S_{\text{п}}, \quad \Delta y_3 = S_{\text{п}}. \quad (3.5) \quad \text{и} \quad \Delta x_2 = S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4 = S_{\text{ш}}. \quad (3.6)$$

Согласно схеме № 2, неорганизованная смена баз приводит к тому, что базирование штока и поршня происходит только по грундбуксе (точка 1 и точка 2):

$$T^* = (\Delta x_1^*, \Delta x_2^*, \Delta y_3^*, \Delta y_4^*, \Delta z_5, \Delta y_6) \quad (3.7)$$

при одностороннем контакте штока с поверхностью грундбуксы:

$$\Delta x_1^* = S_{ш}, \quad \Delta y_3^* = S_{ш}. \quad (3.8) \quad \text{и} \quad \Delta x_2^* = S_{ш}, \quad \Delta y_4^* = S_{ш}. \quad (3.9)$$

Верхний символ «*» означает, что элементы матрицы (3.7) определяют базирование по грундбуксе (т.1 и т.2).

Согласно схеме № 3, неорганизованная смена баз приводит к тому, что базирование штока и поршня происходит только по внутренней поверхности цилиндра:

$$T' = (\Delta x_1', \Delta x_2', \Delta y_3', \Delta y_4', \Delta z_5, \Delta y_6) \quad (3.10)$$

при одностороннем контакте поршня с поверхностью цилиндра:

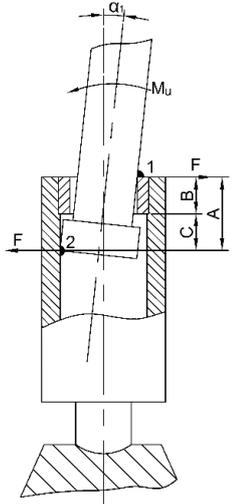
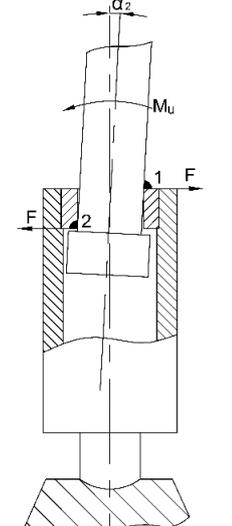
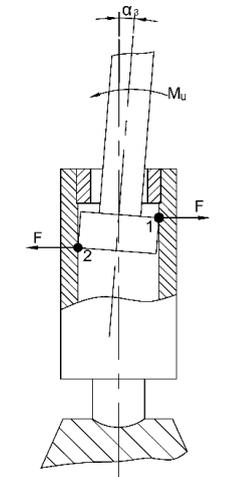
$$\Delta x_1' = S_{вт}, \Delta y_3' = S_{вт}. \quad (3.11) \quad \text{и} \quad \Delta x_2' = S_{вт}, \Delta y_4' = S_{вт}. \quad (3.12)$$

где $S_{вт}$ - диаметральный зазор карман цилиндра – грундбукса.

С учетом численных значений параметров конструкции A , B , C отклонения оси штока от вертикали α_1 , α_2 , α_3 , обусловленные неорганизованной сменной баз, можно рассчитать по формулам, приведенным в табл. 3.1.

Таким образом, в результате неорганизованной смены баз действующая в гидростойке нагрузка передается не по рабочим поверхностям соединений цилиндра, поршня, штока и грундбуксы, а через малые по площади опорные точки, вызывая в местах контакта повышенные напряжения и как следствие локальный интенсивный износ, что приводит к значительному снижению ресурса гидростойки.

Схемы положения и расчетные формулы, определяющие отклонения штока и поршня в гидростойке

№ схемы	Схема положения в цилиндре поршня и штока при смене баз	Описание неорганизованной смены баз матрицами нормальных координат
1		<p>Схема базирования $T = (\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta z_5, \Delta y_6)$ значения нормальных координат $\Delta x_1 = 0,5 S_n, \quad \Delta y_3 = 0,5 S_{\Pi}.$ $\Delta x_2 = 0,5 S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4 = 0,5 S_{\text{ш}}.$ угол отклонения оси штока $\alpha_1 = \frac{1}{2A} \cdot (S_{\Pi} + S_{\text{ш}} + S_{\text{BT}})$</p>
2		<p>Схема базирования $T = (\Delta x_1^*, \Delta x_2^*, \Delta y_3^*, \Delta y_4^*, \Delta z_5, \Delta y_6)$ значения нормальных координат $\Delta x_1^* = S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_3^* = S_{\text{ш}}.$ $\Delta x_2^* = S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4^* = S_{\text{ш}}.$ угол отклонения оси штока $\alpha_2 = \frac{S_{\text{ш}}}{B}$</p>
3		<p>Схема базирования $T' = (\Delta x_1', \Delta x_2', \Delta y_3', \Delta y_4', \Delta z_5, \Delta y_6)$ значения нормальных координат $\Delta x_1' = S_{\text{BT}}, \quad \Delta y_3' = S_{\text{BT}}.$ $\Delta x_2' = S_{\text{BT}}, \quad \Delta y_4' = S_{\text{BT}}.$ угол отклонения оси штока $\alpha_3 = \frac{S_{\Pi}}{C}$</p>

Расчет линейного износа базовых поверхностей

До начала процесса приработки локальный контакт по сопрягаемым поверхностям цилиндра, поршня, штока и грундбоксы, возникающий в рассмотренных выше схемах, осуществляется по очень малой поверхности, площадь которой соответствует площади круга F , диаметр которого равен шагу τ волнистости:

$$F = \pi \cdot R^2 \text{ и при } R = \tau \text{ имеем } F = \pi \cdot \tau^2 \quad (3.13)$$

Для расчета линейного износа поверхности U и скорости изнашивания материала γ могут быть использованы зависимости [54]:

$$U = k \cdot p^m \cdot v \cdot t \quad (3.14) \quad \text{и} \quad \gamma = \frac{U}{t} = k \cdot p^m \cdot v, \quad (3.15)$$

где k – коэффициент износа p – давление на поверхность трения (Па);

v – скорость относительного скольжения (м/с); t – время работы соединения; m – коэффициент, который для условия абразивного и усталостного изнашивания равен $m=1$.

Оценку интенсивности изнашивания можно получить по формуле:

$$j = \frac{U}{s} = k \cdot p^m \quad (3.16)$$

Интенсивность изнашивания является безразмерной величиной, которая связана со скоростью изнашивания соотношением:

$$\gamma = j \cdot v \quad (3.17)$$

Выражения (3.16), (3.17) определяют стационарный (установившийся) процесс изнашивания, который наступает после приработки. В период приработки соединения имеет место монотонное убывание скорости изнашивания, которое можно аппроксимировать параболой или зависимостью вида:

$$U = A \cdot (1 - e^{-\alpha t}), \quad (3.18)$$

где A и α - коэффициенты, характеризующие соответственно износ и его интенсивность в период приработки.

В случае, когда имеет место значительное возрастание интенсивности изнашивания, обусловленное, например, попаданием в соединение абразива, зависимость (3.18) принимает вид:

$$U = A \cdot (e^{-\alpha t} - 1), \quad (3.19)$$

Исследования показывают, что зависимости (3.18), (3.19) позволяют получить наиболее достоверный результат оценки износа. Для рассматриваемых соединений, работающих в условиях граничной смазки, при малых скоростях скольжения (менее 1 м/с) и при отсутствии существенного влияния температурных факторов, численные значения расчетных коэффициентов приведены в таблицах [61].

Проведенные исследования показывают, что в рассматриваемых соединениях гидростойки в различные периоды эксплуатации имеют место следующие характерные зависимости величины износа $U = f(t)$ и скорости $\gamma = f(t)$ процесса износа во времени (табл.3.2):

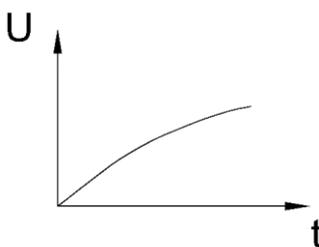
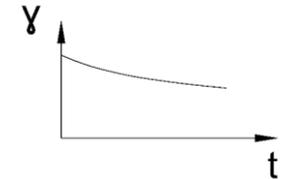
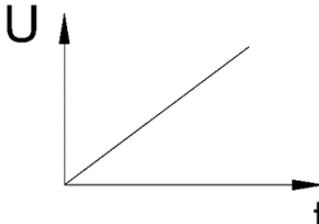
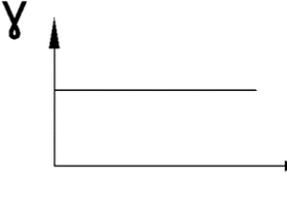
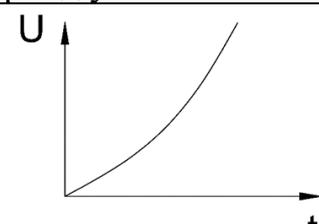
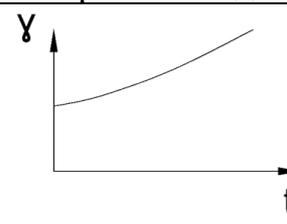
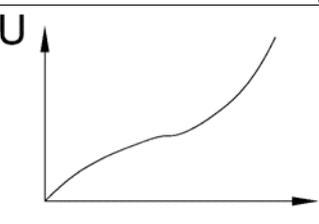
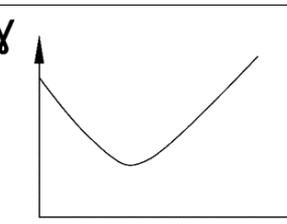
$$U = f(t) \quad (3.20) \quad \gamma = f(t) = \frac{dU}{dt} \quad (3.21)$$

В период приработки износ поверхностей резко растет, а затем замедляется, о чем свидетельствует уменьшение значения производной.

В период нормальной эксплуатации износ поверхностей линейно растет, о чем свидетельствует постоянство значения первой производной.

При абразивном засорении соединения износ поверхностей резко возрастает, о чем свидетельствует увеличение значения первой производной.

Зависимость износа от времени работы соединений

Период приработки	
износ $U = f(t)$ 	интенсивность износа $\gamma = f'(t) = \frac{dU}{dt}$ 
Период нормальной эксплуатации	
	
Период увеличения износа при абразивном засорении соединения	
	
Обобщенный график зависимости	
	

Экстремальное изнашивание одно ил двух контактируемых поверхностей, при котором возникает аварийная ситуация, требующая ремонта узла. Первая производная при том резко возрастает.

Ниже на рис. 3.2 приведены сравнительные кривые жесткости различных подшипниковых опор в зависимости от диаметра опорной ступени под подшипник, включая гидростатические опоры, конструкция которых близка к опорам штока в грундбоксе.



Согласно приведенным данным радиальная жесткость опоры с увеличением диаметра вала существенно возрастает.

Физические основы формирования напряжений на базовых поверхностях

Основы износа контактируемых поверхностей непосредственно связаны с физикой формирования напряжений на локальных участках базовых поверхностей [68].

Полное напряжение, в точке А с координатами (x, y, z) на площадке с нормалью \bar{n} (см. рис. 3.3, а) определяется:

$$p_n = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} \quad \text{при } \Delta F \rightarrow 0 \quad (3.22)$$

где ΔP и ΔF соответственно приложенная сила и площадь поверхности.

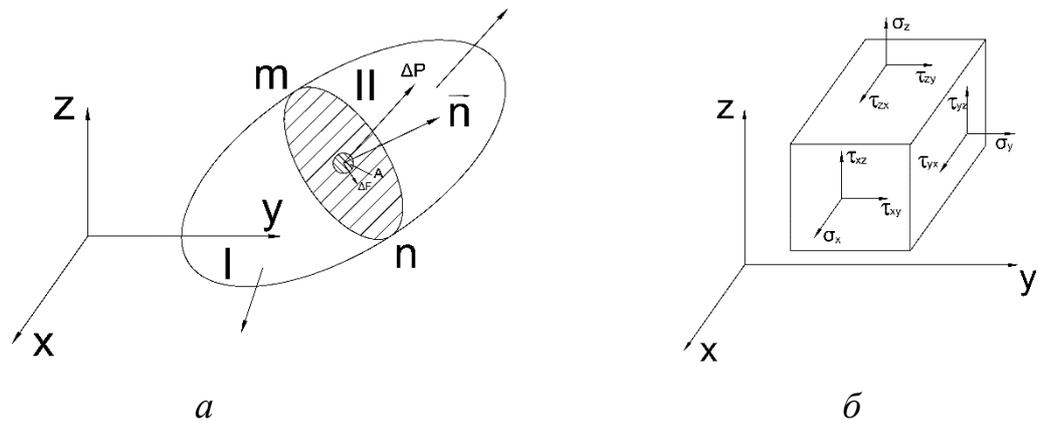


Рисунок 3.3 - Схема формирования напряжений: *a* – эллипсоид напряжений в точке М; *б* – компоненты напряжения в точке М

Нормальное напряжение σ_n равно проекции P_n на нормаль n :

$$\sigma_n = p_n \cdot \cos(p_n n)$$

Касательное напряжение τ_n равно проекции P_n на плоскость площадки:

$$\tau_n = p_n \cdot \sin(p_n n)$$

Величины $\sigma_x, \tau_{xy}, \dots, \tau_{zy}$ являются компоненты напряжения в точке А (рис.3.3, б).

Эллипсоид напряжений, применяемый для отображения напряженного состояния в рассматриваемой точке, определяется уравнением:

$$\frac{x^2}{\sigma_1^2} + \frac{y^2}{\sigma_2^2} + \frac{z^2}{\sigma_3^2} = 1, \quad (3.23)$$

а интенсивность напряжения в определенной точке характеризует величина:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \quad (3.24)$$

3.2. Исследования параметров точности изготовления гидроцилиндров

Для возможности оценки качества изготовления гидростоек механизированных крепей и выявления направлений по его повышению была поставлена и решена одна из подзадач данного исследования, заключающаяся в выявлении и оценке точности формы отверстий в цилиндрах, а также законов распределения отклонений диаметральных размеров деталей в продольном и поперечном направлениях.

На протяжении значительного периода времени такая работа проводилась преподавателями и аспирантами кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСиС» (а ранее кафедры ТМР Московского горного университета) [10, 35, 36, 57] на Каменском машиностроительном заводе. Полученные в условиях серийного производства статистические данные позволили выполнить анализ точности отверстия цилиндров в диапазоне размеров 100 и 130 мм для цилиндров гидродомкратов крепи КМ 98.

Отклонения диаметральных размеров при этом определялись специальным устройством в пяти сечениях по длине цилиндра. Для каждого сечения принимались средние значения размера на основании восьми измерений с погрешностью измерений в пределах ± 10 мкм по схеме, представленной на рис. 3.4. Результаты измерений приедены в таблице 3.3.

Обработка результатов измерений осуществлялась с помощью ЭВМ при помощи специальных программных средств, посредством которых были выявлены законы распределений диаметральных размеров цилиндров, определены центры группирования размеров и коэффициенты асимметрии. (рис. 3.5).

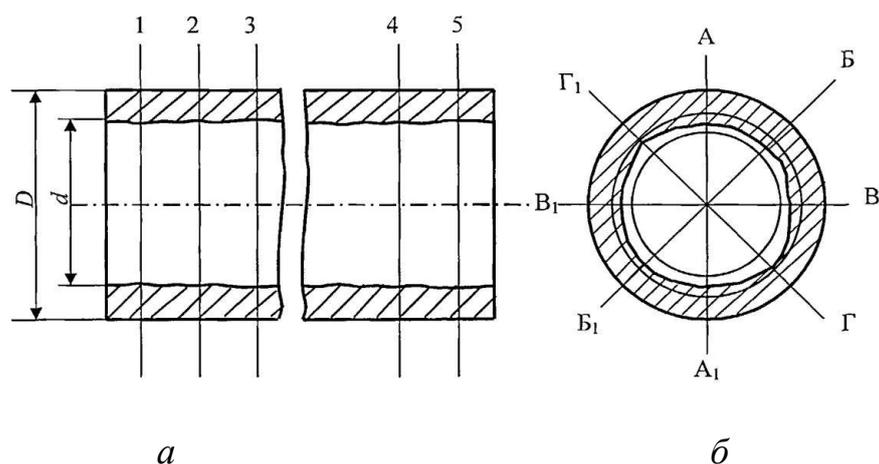


Рисунок 3.4 – Схема измерения внутреннего диаметра цилиндра крепи КМ98:

а) в продольных сечения; б) в поперечных направлениях

Таблица 3.3.

Отклонения диаметра отверстия цилиндров гидродомкратов

№ цилиндра	Полученные отклонения внутреннего диаметра от номинального значения, мкм				
	Номер поперечного сечения в соответствии со схемой измерения				
	1	2	3	4	5
1	18	30	33	37	23
2	23	30	28	35	43
3	35	42	30	35	40
4	23	38	33	40	50
5	35	40	40	42	40
6	13	18	25	30	33
7	38	48	48	43	45
8	18	23	25	27	27
9	38	42	40	45	48
10	25	38	33	45	50
11	25	23	25	30	30
12	42	48	50	48	50
13	8	13	8	10	13
14	23	20	25	30	20
15	20	30	27	27	27
16	15	20	22	18	20
17	20	23	17	13	13
18	43	42	42	43	50
19	10	15	15	13	27
20	45	45	48	43	45

№ цилиндра	Полученные отклонения внутреннего диаметра от номинального значения, мкм				
	Номер поперечного сечения в соответствии со схемой измерения				
	1	2	3	4	5
21	8	15	15	13	13
22	20	22	23	20	20
23	38	33	30	33	38
24	38	45	45	45	50
25	42	40	40	43	43
26	27	27	30	25	27
27	45	45	53	45	50
28	40	40	35	43	42
29	13	15	13	10	15
30	20	22	20	22	27
31	42	43	38	45	45
32	50	48	48	50	50
33	48	53	48	50	53
34	23	23	20	20	20
35	30	33	27	30	38
36	25	23	22	18	20
37	53	50	50	53	53
38	38	40	38	40	43
39	35	35	38	40	43
40	38	40	38	40	43
41	17	10	13	8	13
42	20	20	22	20	22
43	33	35	35	33	33
44	30	27	33	33	33
45	43	35	40	42	43
46	5	13	17	15	10
47	40	45	40	43	45
48	53	50	50	50	53
49	40	48	42	48	50
50	43	45	48	43	50

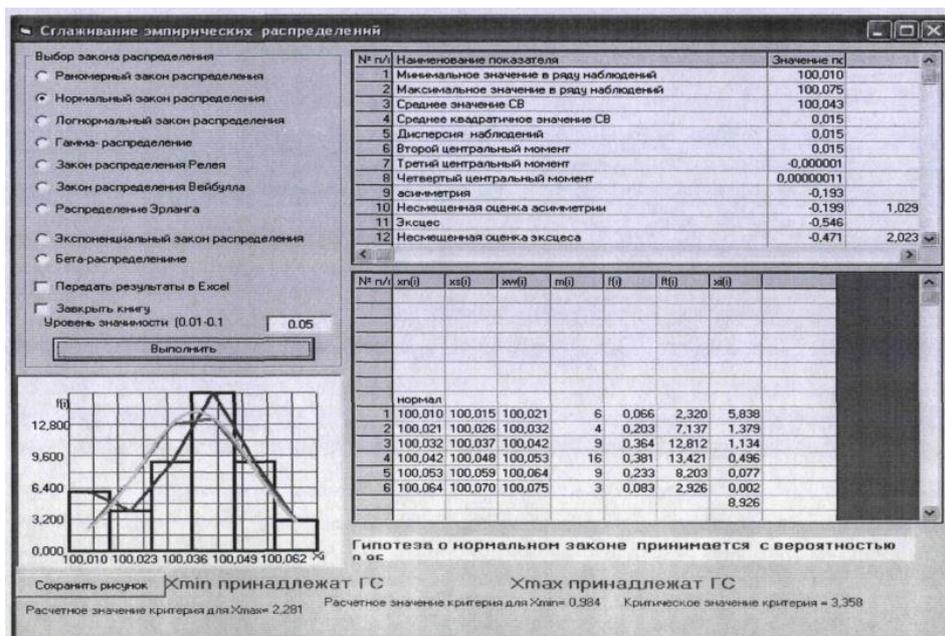


Рисунок 3.5 – Результаты обработки данных измерений внутреннего диаметра цилиндров по сечениям

Выполненный анализ полей рассеяния действительного размера внутреннего диаметра цилиндров показал, что распределения отклонений близки к нормальным законам и, в то же время, асимметричны относительно координаты середины поля допуска, при этом выявлено, что количественные характеристики законов распределений существенно различаются для каждого сечения (рис. 3.6).

В каждом сечении определены коэффициенты асимметрии: в первом сечении – $\alpha_0 = +0,01$, во втором – $\alpha_0 = +0,01$, в третьем – $\alpha_0 = +0,15$, в четвертом – $\alpha_0 = +0,17$ и в пятом – $\alpha_0 = +0,29$.

Таким образом, установлено, что количественные характеристики законов распределений для различных сечений цилиндров имеют разные значения, что следует принимать во внимание при решении задач исследования.

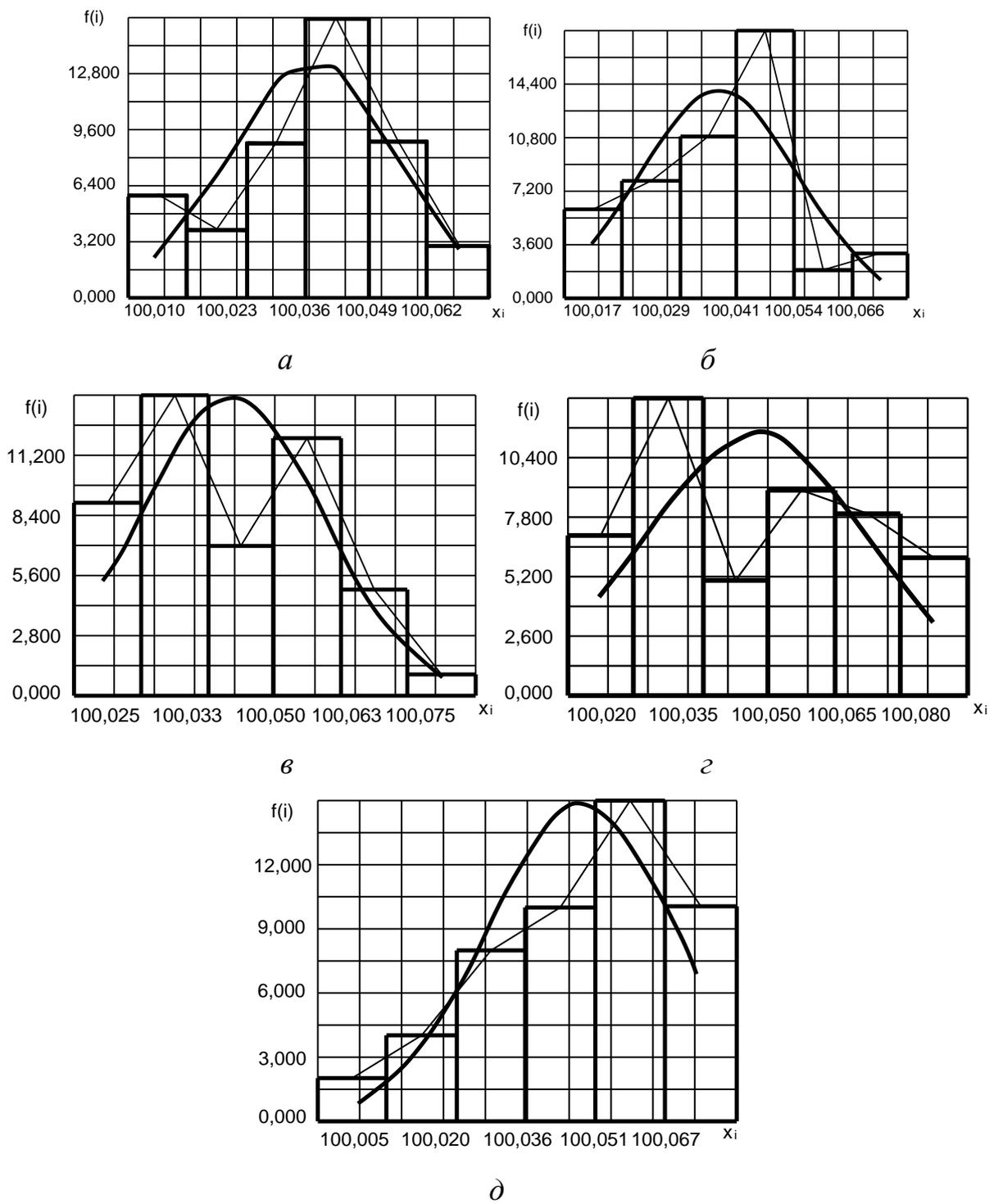


Рисунок 3.6 – Законы распределения размеров по сечениям:

a - сечение 1 ($\alpha_0 = +0,01$); *б* - сечение 2 ($\alpha_0 = +0,01$); *в* - сечение 3 ($\alpha_0 = +0,15$); *г* - сечение 4 ($\alpha_0 = +0,17$); *д* - сечение 5 ($\alpha_0 = +0,29$).

3.3. Связь параметров точности изготовления рабочих поверхностей стойки и ее ресурса

Ранее было отмечено, что действующая на шток внешняя сила приложена эксцентрично, что приводит к перекосам штока относительно внутренней поверхности цилиндра. При таком характере нагружения зазоры в соединениях выбираются, вследствие чего возникают неблагоприятные условия контакта как поршня с цилиндром, так и для грундбуксы со штоком. Данные участки в рассматриваемых соединениях считаются наиболее нагруженными, поэтому на поверхностях контакта возникают значительные силы и контактные напряжения. Со временем чрезмерные контактные напряжения способствуют появлению в сопряжениях пластической деформации рабочих поверхностей и, как следствие, ускоренному износу соединений. В связи с данным обстоятельством считаем, что ресурс стойки определяется долговечностью и ресурсом цилиндра с поршнем и грундбуксы со штоком. Следует также отметить, высокую трудоемкость и себестоимость изготовления цилиндров и штоков, что так или иначе определяет необходимость повышения ресурса данных деталей.

Под воздействием эксцентрично приложенной нагрузки зазоры в соединениях гидростойки постепенно увеличиваются вследствие износа сопряженных деталей. При достижении предельного значения износа эксплуатационные показатели деталей резко ухудшаются, при этом эксплуатация стойки становится небезопасной.

С учетом известных закономерностей изнашивания охватывающих и охватываемых поверхностей деталей изменение ресурса (T) соединений и зазоров в сопряжениях можно представить в виде схемы (рис.3.7). При этом закономерность изнашивания охватываемой поверхности (отверстия втулки, цилиндра) выражается зависимостью $U_1 = f_1(T)$, а охватываемой поверхности (поршня, вала, штока) как $U_2 = f_2(T)$, где аргументом является продолжительность эксплуатации гидроцилиндра (T).

Зазор S_0 отвечает начальному зазору, достигнутому в процессе сборки соединения гидростойки, он определяется точностью изготовления деталей, а зазор S_{np} – принятому значению предельно допустимого зазора, при достижении которого в процессе эксплуатации изделия повышается интенсивность изнашивания сопряженных поверхностей

Пунктирными линиями обозначены эквидистанты кривых износа, которые смещены на величину погрешностей $\omega(U_1)$ и $\omega(U_2)$, определяющих случайный характер рассматриваемых зависимостей:

$$(S_0^* > S_0); \quad S_0^* - S_0 = \omega(U_1) + \omega(U_2) \quad (3.25)$$

Участок I соответствует периоду приработки деталей, характеризуется интенсивным износом микрогребешков поверхностей деталей.

Участок II отвечает периоду нормального изнашивания с малой интенсивностью при установившейся топографии трущихся поверхностей со сглаженными микронеровностями. Здесь скорость изнашивания определяется углом наклона прямолинейных участков кривых к оси T . С увеличением скорости износа эти участки прямых более круто расходятся от оси T , следовательно, предельный зазор S_{np} в соединении достигается быстрее.

Период нормального изнашивания заканчивается при достижении в соединении предельно допустимого значения S_{np} зазора, после чего наступает период катастрофического износа. (участке III).

Из анализа кривых износа (рис. 3.7) следует, что увеличение продолжительности работы соединений с зазором может быть достигнуто несколькими способами – конструкторскими, технологическими и эксплуатационно-организационными.

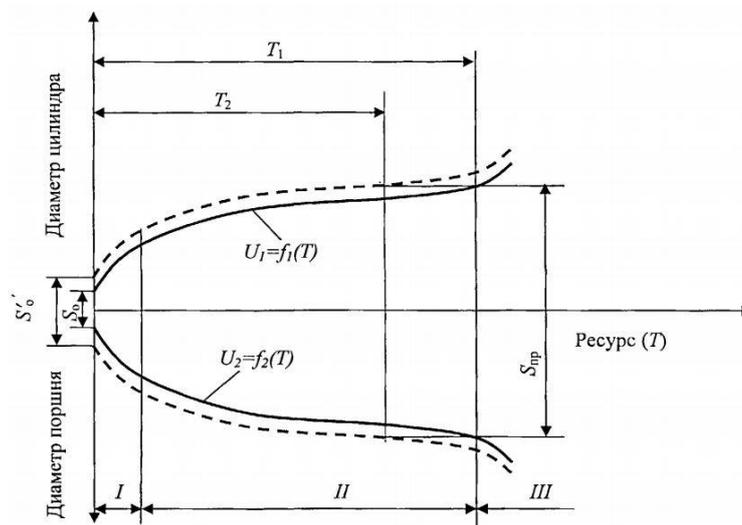


Рисунок 3.7 – Закономерности изнашивания деталей соединений с зазором во времени

В первом случае продолжительность эксплуатации можно повысить путем повышения точности сопряжённых поверхностей и, тем самым, уменьшением величины допуска на начальный зазор в соединении ($ITS \Rightarrow <$). Наряду с этим, применение для изготовления деталей более прочных конструкционных материалов, позволяет максимально увеличить предельно допустимый зазора S_{np} и, соответственно, значительно увеличить ресурс соединения.

Реализуя технологические методы, повышение качества сборки и ресурса соединений возможно обеспечить за счет применения износостойких покрытий. С повышением износостойкости сопрягаемых поверхностей интенсивность изнашивания поверхностей снижается существенно. Широкий спектр предлагаемых на сегодняшний день покрытий позволяет выбрать наиболее удачные по совместимости покрытий материалы с учетом конкретных условий эксплуатации соединений.

Эксплуатационно-организационные методы повышения ресурса соединений предполагают выбор для гидростоек оптимальных рабочих

жидкостей, а также мероприятия по предотвращению попадания в соединения различных загрязнений, в том числе и абразивных частиц.

Здесь необходимо отметить, что углубленное рассмотрение вопросов, связанных с повышением износостойкости сопрягаемых деталей в рамках настоящей работы, не предполагается. В дальнейшем вопросы повышения ресурса сопряженных пар рассматриваются через призму обеспечения высокой точности сборки соединений.

Заметим, что ввиду случайного характера процесса получения действительных диаметральных размеров поверхностей при изготовлении деталей гидроцилиндров начальные зазоры в различных соединениях отличаются по своим значениям и также являются случайными величинами. В соответствии с этим, различным будет и ресурс соединений.

Выразив кривые изнашивания без учета периода приработки, получим графики, представленные на рис. 3.8. Откуда видно, что соединение с минимально допустимым по техническим требованиям начальным зазором S_{min} имеет наибольший ресурс T_{max} при сравнении с соединениями с большим зазором.

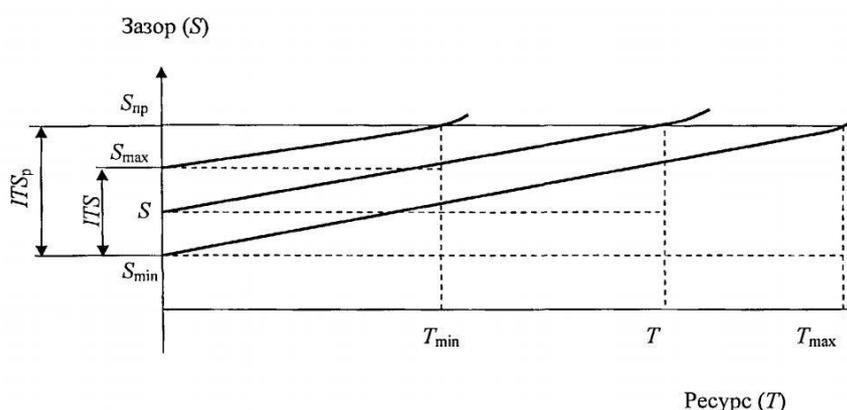


Рисунок 3.8 – Кривые изнашивания, соответствующие периоду нормального износа соединения до предельного зазора:

ITS - допуск на зазор, обусловленный точностью изготовления деталей и качеством сборки соединения;

$$ITS_p = S_{np} - S_{min} - \text{эксплуатационный допуск на зазор в соединении}$$

Таким образом, при известных значениях предельного зазора (S_{np}) ресурс соединения (T), со средним зазором $S > S_{min}$, можно определить из условия подобия треугольников (рис. 3.8):

$$\frac{T}{T_{max}} = \frac{S_{np} - S}{S_{np} - S_{min}} < 1, \quad (3.26)$$

где T – средний ресурс соединения; T_{max} – наибольший ресурс; S – зазор, полученный в результате сборки соединения при изготовлении стойки;

S_{np} – предельный зазор, полученный при изготовлении гидростойки;

S_{min} – минимально-допустимый зазор по техническим требованиям.

$$T = \frac{T_{max} \cdot (S_{np} - S)}{S_{np} - S_{min}} \quad (3.27)$$

Левая часть уравнения (3.26) характеризует долю ресурса соединения с зазором S , от максимального ресурса, имеющего место при начальном зазоре S_{min} . Для определения величины наибольшего возможного ресурса соединения в абсолютных величинах необходимо величину $S_{np} - S_{min}$ разделить на скорость изнашивания v_s (мкм/час).

$$T_{max} = \frac{S_{np} - S_{min}}{v_s} \quad (3.28)$$

В табл. 3.4 представлены параметры точности сопрягаемых поверхностей поршня с цилиндром и грундбоксы со штоком для наиболее распространенной посадки вида $H9/f9$, применяемой для гидростоек

Параметры точности деталей и зазоров в соединениях

Номинальный диаметр цилиндра, мм	Предельные отклонения цилиндра, мкм		Предельные отклонения поршня мкм		Зазор в соединении, мкм	
	Нижнее	Верхнее	Нижнее	Верхнее	Минимальный S_{min}	Максимальный S_{max}
Св.80 до 120 вкл.	0	87	-123	-36	36	210
Св.120 до 180 вкл.	0	100	-165	-43	43	243
Св. 180 до 250 вкл.	0	115	-143	-50	50	280

Нахождение величины предельного зазора в соединении «цилиндр-поршень», (S_{np}) а также определение зазоров в соединениях, обеспечивающих наиболее благоприятную схему нагружения штока с поршнем путем реализации инженерных расчетов процесс достаточно трудоемкий. По этой причине величины зазоров в гидростойке определяются в дальнейшем по результатам компьютерного и математического моделирования ее напряженно-деформированного состояния с использованием метода конечных элементов (см. главу 4). Величины оптимальных зазоров в соединениях «цилиндр-поршень» и «грундбукса-шток», а также предельный зазор в соединении S_{np} , соответствующий началу пластической деформации сопрягаемых поверхностей ($G_{ц}$, МПа) и ($G_{гр}$, МПа), можно определить по соответствующим зависимостям, представленным на рис. 4.15, 4.16 и 4.18.

Характер и степень влияния зазора в соединениях на ресурс гидростойки установим на примере рассмотрения двух стоек. При этом, допустим, что первая изготовлена с зазором в соединении S_{min} , что обеспечивает максимальный ресурс (T_{max}), а вторая с зазором S_{max} , что отвечает минимальному ресурсу (T_{min}). Находим отношение T_{max} / T_{min} при различных предельных зазорах S_{np} в соединениях «цилиндр – поршень» и «грундбукса – шток».

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} = \frac{S_{\max}}{S_{\min}} \quad (3.29)$$

Ниже представлены результаты расчета величины T_{\max}/T_{\min} и соотношение максимального и минимального ресурсов соединений

Соотношение T_{\max}/T_{\min} при различных S_{np}		
Номинальный диаметр цилиндра (мм)		
Св.80 до 120	Св.120 до 180	Св. 180 до 250
5,8	5,7	5,6

Из результатов расчетов следует, что отношения (3.29) для соединений, собранных с зазорами, указанными в табл. 3.4 являются практически одинаковыми.

При анализе условий возникновения состояний критического нагружения в стойке необходимо учитывать также влияние упругой деформации гидроцилиндра под воздействием рабочей жидкости. Упругую деформацию цилиндра (ΔD) под действием давления (P) можно определить по формуле Ляме [15, 26, 73]:

$$\Delta D = \frac{PD_{\text{в}}}{E} \left(\frac{t^2 + 1}{t^2 - 1} + \mu \right), \quad (3.30)$$

где $D_{\text{в}}$ и $D_{\text{н}}$ – соответственно внутренний и наружный диаметры цилиндра;

E – модуль упругости материала цилиндра; μ - коэффициент Пуассона,

t – отношение наружного диаметра к внутреннему ($t = D_{\text{н}} / D_{\text{в}}$).

В работе [45] при использовании этой формулы получены результаты:

$$\Delta D = \frac{PD_B}{E} \left(\frac{t^2 + 1}{t^2 - 1} + \mu \right) = \frac{32 \cdot 220 \cdot 10^{-3}}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{(1,23)^2 + 1}{(1,23)^2 - 1} + 0,3 \right) = 0,174 \text{ мм.}$$

Для механизированных крепей изготавливают, как правило, толстостенные силовые гидроцилиндры, с отношением наружного диаметра к внутреннему $t=D_H/D_B > 1,2$. Для оценки степени влияния упругой деформации цилиндра на схему базирования штока в заделке гидроцилиндра были определены величины этой деформации при следующих исходных данных: $t=1,25$, $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu=0,3$. Результаты проведенных расчетов для соединения «цилиндр-поршень» с посадкой $H9/f9$, представлены в табл. 3.5.

Из анализа результатов расчетов следует, что величина упругой деформации цилиндра сопоставима со средним конструктивным зазором в соединении «цилиндр-поршень», а в некоторых случаях превышает этот зазор.

Таблица 3.5

Сопоставление конструктивных зазоров в соединении «цилиндр-поршень» и упругой деформации цилиндра от воздействия рабочей жидкости

Номинальный диаметр цилиндра, мм	Радиальный зазор в соединении «цилиндр-поршень» мкм (посадка $H9/f9$)			Упругая деформация рабочей поверхности цилиндра в радиальном направлении, мкм, при номинальном давлении, МПа				
	max	min	средний	25	32	40	50	63
Св. 80 – до 120	210	36	123	46...69	59...89	74...111	92...139	117...175
Св. 120 – до 180	243	43	143	69...104	89...133	111...166	139...208	174...262
Св. 180 – до 250	280	50	165	104...145	133...185	166...231	208...289	262...364

Таким образом, увеличение радиального зазора в соединении «цилиндр-поршень» вследствие упругой деформации цилиндра может стать причиной недопустимых позиционных отклонений штока в заделке из-за неорганизованной смены баз по сравнению с требуемым положением. Вследствие этого вероятность отклонения штока относительно оси цилиндра, отвечающего второй схеме критического нагружения (см. рис. 2.6, б) резко

возрастает, а, соответственно, возрастают и критические напряжения в местах контакта штока с внутренней поверхностью грундбуксы.

3.4. Выводы по главе 3

1. Исследованиями установлено, что наличие зазоров в соединениях «цилиндр-поршень» и «грундбукса – шток» приводит к неопределенности базирования поршня и штока. Использование аналитической теории баз позволяет определить численные значения возникающих при этом угловых и линейных отклонений деталей соединения.

2. В результате неорганизованной смены баз действующая в гидростойке нагрузка передается не по рабочим поверхностям деталей соединения, а через малые площади опорных точек, вызывая в местах контакта повышенные напряжения и, как следствие, локальный интенсивный износ, что приводит к снижению ресурса гидростойки.

3. На основе выявления физических основ формирования напряжений на базовых поверхностях и механики локального размерного износа базовой поверхности предложена методика расчета отклонений зазоров в стыках как на начальном этапе приработки соединения, так и в процессе нормальной эксплуатации.

4. В результате исследования параметров точности обработки отверстий гидроцилиндров определены численные значения отклонений от круглости и цилиндричности, что позволило путем моделирования на ЭВМ выявить законы распределения отклонений размеров как в продольном, так и в поперечном сечениях.

5. Исследованиями установлена прямая взаимосвязь ресурса гидроцилиндра и параметров точности изготовления и сборки сопрягаемых деталей «цилиндр – поршень» и «шток – грундбукса». Это позволило выявить зависимости изменения зазора в соединениях от продолжительности работы, от давления рабочей жидкости, а также от изменения контактных напряжений в соединениях.

Глава 4. Исследование влияния точности соединений на напряженное состояние деталей силового гидроцилиндра

4.1. Исследование напряженного состояния базовых поверхностей деталей силового гидроцилиндра с использованием метода конечных элементов

Ранее во второй главе настоящей работы отмечалось, что расчётами на статическую и контактную прочность выявить требуемые параметры точности деталей соединений и их влияние на напряженное состояние, а, следовательно, и ресурс соединений гидроцилиндра, не представляется возможным. В первом случае при выполнении расчётов зазорами в соединениях пренебрегают, а во втором – задача, ввиду сложности инженерных расчётов, становится достаточно трудоёмкой для применения ее при проведении проектных расчётов гидроцилиндров. В связи с этим задачу выявления требуемых параметров точности деталей соединений, их влияние на ресурс гидроцилиндра, предлагается решить при помощи имитационного моделирования исследуемого объекта. посредством установления оптимальных зазоров в соединениях.

За последние годы в различных сферах жизнедеятельности, в том числе и в машиностроении довольно часто расчёт и анализа сложных инженерных систем выполняют посредством приближенных численных методов, к числу которых относится и метод конечных элементов (МКЭ) [3, 14, 25, 95].

Основные типы конечных элементов представлены на рис. 4.1.

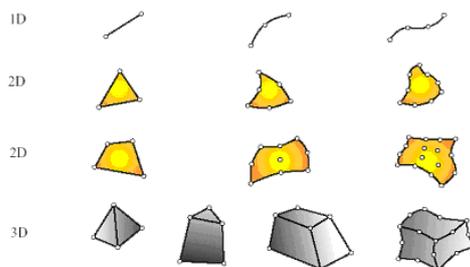


Рис. 4.1. Основные типы конечных элементов для одно-, двух- и трехмерных задач механики.

Метод конечных элементов включает: идеализацию объекта, его дискретизацию и решение (рис.4.2.) [25, 94]. Под идеализацией понимают процесс перехода от исходной физической системы к математической модели. Этот процесс является наиболее важным шагом при решении технической задачи.

Математическое моделирование есть процесс, с помощью которого пользователь переходит от реальной физической системы к математической модели системы. Этот процесс называется идеализацией, поскольку математическая модель абстрагируется от физической реальности.

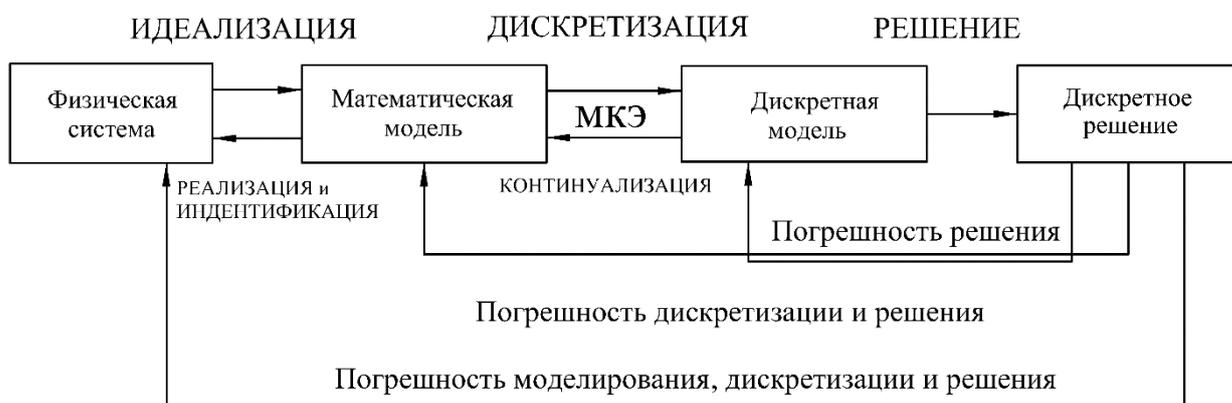


Рисунок 4.2 - Основные шаги численного моделирования

Важные понятия, положения и принятые допущения при решении ряда сложных задач теории упругости и пластичности методом конечных элементов представлены в источниках [93, 94, 95]. Не останавливаясь на их подробном описании, отметим лишь, что в данном случае задачу установления требуемых параметров точности соединений и влияния конструктивных зазоров на долговечность рассматриваемых узлов решим на основе исследования компонентов напряженно-деформированного состояния деталей сопряжённых пар с учётом свойств их материалов, в частности, путём вычисления эквивалентных напряжений по принятому допускаемому напряжению - пределу текучести.

Для проведения конечно-элементного анализа используются различные программные средства - Environment Inventor, CosmosWorks, Ansys и др [3, 14, 25, 95]

Выявление исходных параметров для моделирования

На начальном этапе моделирования объектов и процесса создают цифровую или, так называемую твердотельную трёхмерную модель технической системы с применением программных продуктов САПР таких как SolidWorks, Inventor, Компас, Autodesk и др, особенности и возможности которых описаны в [80, 89, 92]. В нашем случае моделирование взаимодействия деталей соединений гидроцилиндра в процессе нагружения выполняется с помощью инструментария для 3D-проектирования САПР Inventor.

На втором этапе производится расчёт напряжений посредством конечно-элементного анализа, для проведения которого используются различные программные средства - Environment Inventor, CosmosWorks, Ansys и др [3, 95]. В данной работе исследование напряженно-деформированного состояния соединений гидроцилиндра проводится с использованием конечно-элементного комплекса Environment Inventor, обладающего широкими возможностями в плане выполнения инженерных расчётов и анализа сборок [95].

Создание 3D-модели гидроцилиндра включает создание 2D-эскиза узла (рис. 4.3.) с указанием основных конструктивных параметров, моделирование отдельных элементов сборки и собственно сборку соединений с учётом конструктивных зазоров и выполнения требований концентричности при сопряжении цилиндрических элементов (рис. 4.4).

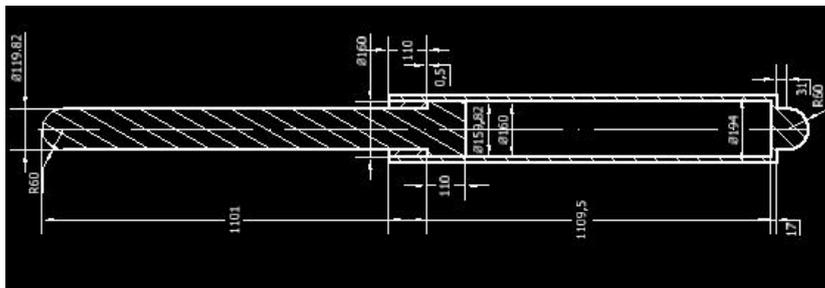


Рисунок 4.3 - 2D-эскиз гидроцилиндра

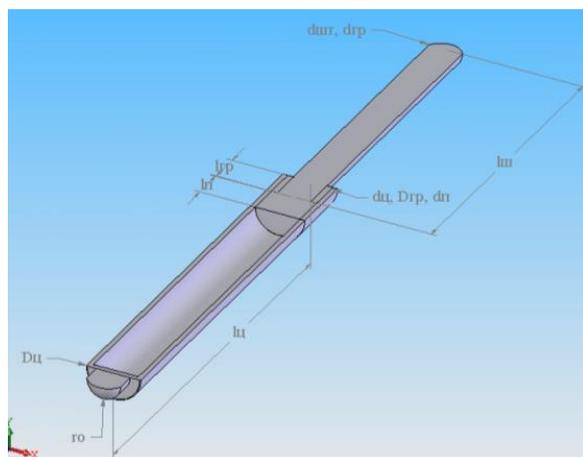


Рисунок 4.4 - Основные геометрические параметры гидроцилиндра:
a - 3D - модель цилиндра в разрезе; *б* - конструктивные зазоры в соединениях.

Основные конструктивные параметры, используемые при моделировании гидроцилиндра стойки М138 (рис. 4.3, 4.4):

- цилиндр - диаметры наружный $D_{ц}$ и внутренний $d_{ц}$, длина $l_{ц}$;
- поршень - диаметр наружный $d_{ш}$; длина $l_{ш}$;
- шток - диаметр наружный $d_{шп}$, длина $l_{шп}$;
- грундбукса - диаметры наружный $D_{шр}$, внутренний $d_{шр}$, длина $l_{шр}$;
- опорные элементы – радиусы r_o ;
- радиальные зазоры в парах “цилиндр-поршень” и “грундбукса-шток”

(а);

- осевой зазор между грундбуксой и поршнем h , принят равным 0,5 мм.

Физико-механические характеристики (рис.4.5) материалов элементов гидроцилиндра, в частности, пределы прочности σ_b и текучести σ_T , соответствуют марке применяемых материалов после соответствующей термообработки:

- цилиндр – сталь 30ХГСА (улучшение);
- поршень, грундбукса – сталь 40Х (улучшение)
- шток – сталь 40Х (улучшение, закалка ТВЧ, хромирование).

Свойство	Описание	Значение	Единицы измерения
EX	Модуль упругости	2039432.4	kgf/cm ²
NUXY	Коэффициент Пуассона	0.28	NA
GXY	Модуль сдвига	785181.48	kgf/cm ²
DENS	Массовая плотность	0.0078	kg/cm ³
SIGXT	Предел прочности при рах	4217.6787	kgf/cm ²
SIGXC	Предел прочности при сж		kgf/cm ²
SIGYLD	Предел текучести	1757.3686	kgf/cm ²
ALPX	Коэффициент теплового р	1.1e-005	/Centigrade
KX	Теплопроводность	0.043002	Cal/(cm.s.C)
C	Удельная теплоемкость	109.94264	Cal/(kg.C)

a

б

Рисунок 4.5. – Принятые физико-механические характеристики материалов деталей соединения: *a* – для грундбоксы; *б* – для цилиндра.

В качестве исходных данных по рабочим нагрузкам для анализа напряжённо-деформированного состояния цифровой модели приняты: расчетное сопротивление гидроцилиндра P (сила), равное 82000 кг, эксцентриситет приложения нагрузки на сферических опорах $e_o = 11,91$ мм, давление рабочей жидкости $Q = 408,37$ кг/см². Наложено ограничение на перемещение нижней опоры, верхняя – без ограничений.

На рисунке 4.6 представлена твердотельная (цифровая) модель, отражающая конструкцию гидроцилиндра.

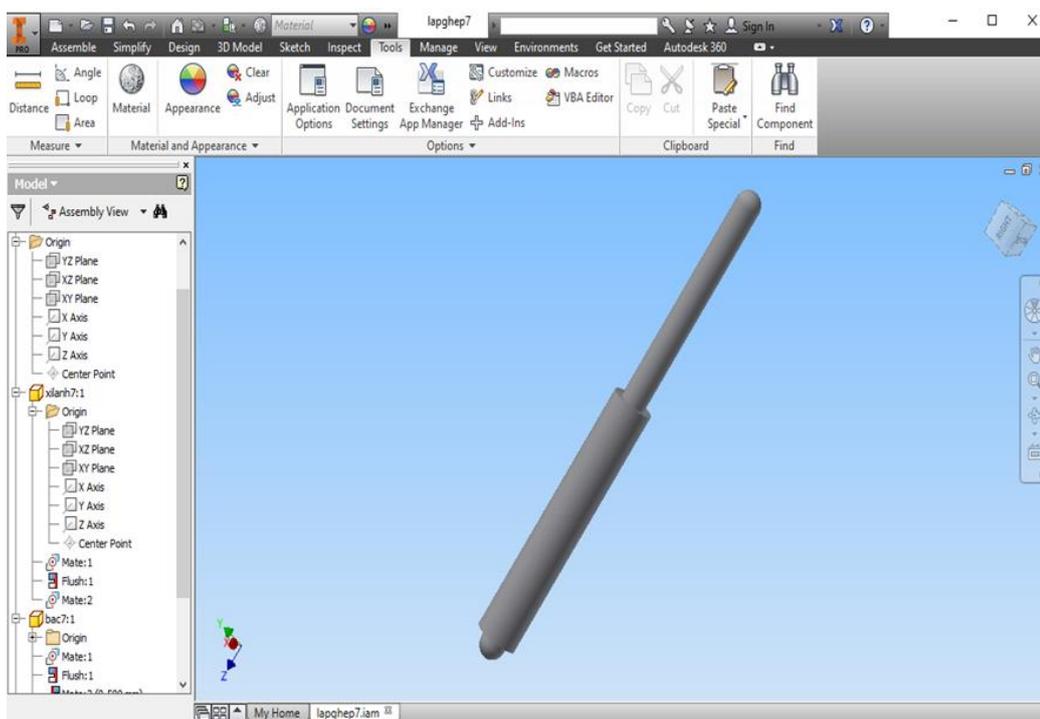


Рисунок 4.6 – Цифровая модель цилиндра.

Направления действующих в цилиндре нагрузок и внешней силы представлены на рисунке 4.7. Учитывается давление рабочей жидкости, действующей на внутренние стенки цилиндра и на донную часть, а также на торец поршня.

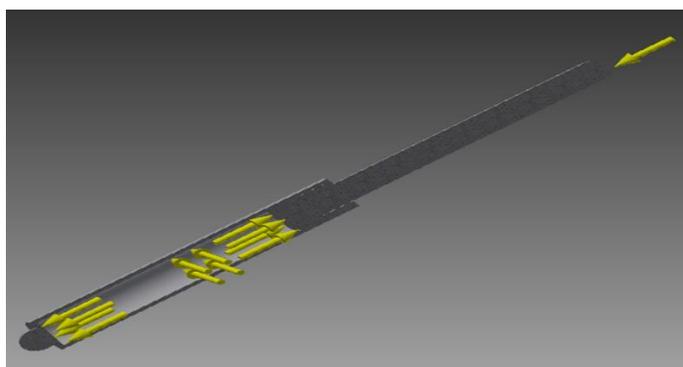


Рисунок 4.7 – Моделирование направлений действующих на цилиндр нагрузок

После создания модели для расчета напряженного состояния гидроцилиндра. осуществлялась настройка конечно – элементного комплекса Environments (рис. 4.8)

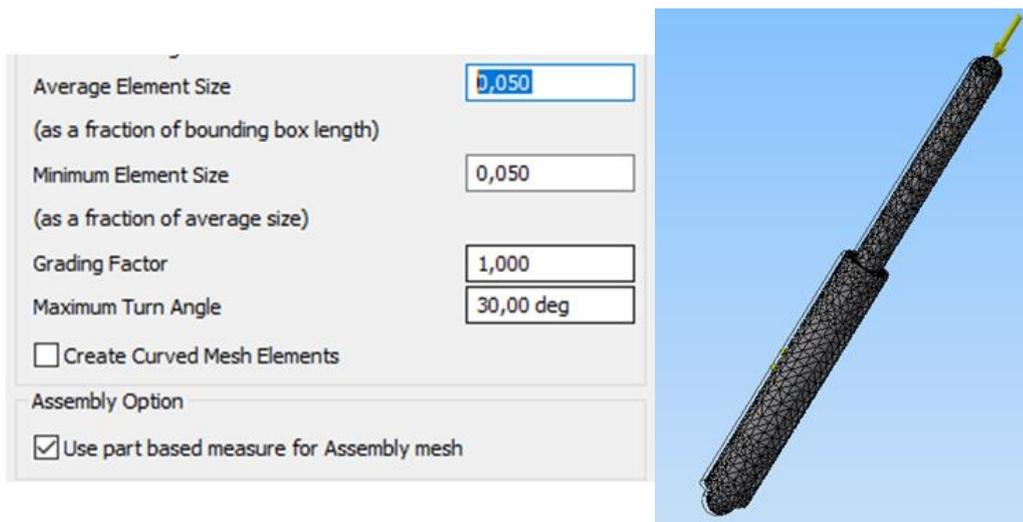


Рисунок 4.8 – Конечно-элементная сетка гидроцилиндра

Нагрузка P на шток действует эксцентрично. К эксцентриситету приводит подвижность верхней опоры и наличие трения в опорных элементах. Величина его для принятой сферической конструкции опорных элементов рассчитывается по формулам методики [69]:

$$e_0 = r_0 \sin \left(\arctg \mu_T + \arctg \frac{H_{y.в.}}{P} \right) \frac{2(\nu_2 - \nu_1) + \sin 2\nu_2 - \sin 2\nu_1}{2(\sin^2 \nu_2 - \sin^2 \nu_1)}, \quad (4.4)$$

где r_0 - внутренний радиус проушины; $\mu_T = 0,2$ – коэффициент трения скольжения; $H_{y.в.}$ – реакция в опоре гидроцилиндра от усилия упругого восстановителя ν_1, ν_2 – углы ограничивающие поверхность трения.

На основе результатов имитационного моделирования напряженного состояния гидростойки был определен вид упруго-деформированной стойки под нагрузкой. Распределение напряжений на элементах и их интенсивность отмечены определенным спектром цветов (рис. 4.9.), что позволяет визуально наблюдать нагруженные участки стойки.

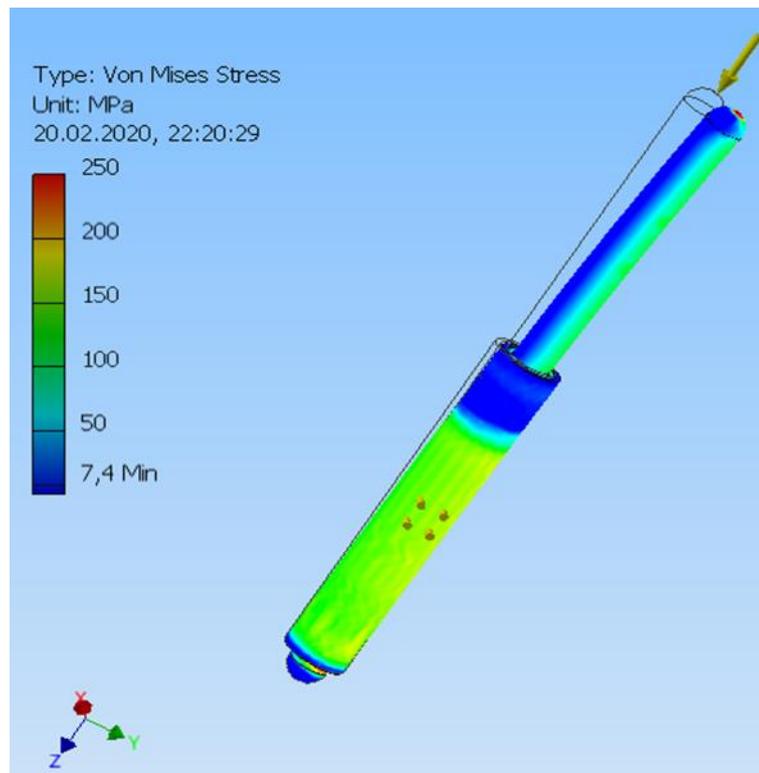


Рисунок 4.9 – Упруго-деформированное состояние гидростойки под нагрузкой.

За критерий оценки критического напряженного состояния гидроцилиндра принимаем напряжённое состояние грундбуксы, как имеющей относительно невысокую долговечность по сравнению с остальными деталями рассматриваемых соединений, принимая во внимание дефектные ведомости и статистику ремонтных производств.

Для оценки напряженного состояния использовались следующие компоненты: напряжения von Mises, эквивалентные деформации и полные перемещения. Согласно энергии формоизменения (по критерию Мизеса) эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{von Mises}}$ в некоторой точке тела рассчитывается согласно уравнению (3.24). Так, сечением «поверхности прочности» любой из плоскостей с нулевым значением одного из главных напряжений, получают эллипс (см. рис.3.2), проходящий через определенные точки, а именно, через пределы прочности материала σ_{limit} .

В ходе анализа результатов моделирования количественные значения напряжений и деформаций для исследуемой поверхности в конкретном узле

стойки получали в виде таблицы, представленной на рис.4.10 в соответствии с конечно-элементной сеткой.

Name	Minimum	Maximum
Volume	27008600 mm ³	
Mass	212,018 kg	
Von Mises Stress	7,4987 MPa	660915 MPa
1st Principal Stress	-575784 MPa	612708 MPa
3rd Principal Stress	-1068030 MPa	22332,8 MPa
Displacement	0 mm	8,16789 mm
Safety Factor	0,000529569 ul	15 ul
Stress XX	-678629 MPa	162311 MPa
Stress XY	-119371 MPa	103653 MPa
Stress XZ	-296604 MPa	369230 MPa
Stress YY	-587186 MPa	101466 MPa
Stress YZ	-304119 MPa	289301 MPa
Stress ZZ	-1060700 MPa	470523 MPa
X Displacement	-3,5635 mm	0,0570844 mm
Y Displacement	-0,026013 mm	6,17892 mm
Z Displacement	0 mm	5,0848 mm
Equivalent Strain	0,0000342757 ul	3,00382 ul
1st Principal Strain	-0,340359 ul	2,93716 ul
3rd Principal Strain	-3,51537 ul	0,000021198 ul
Strain XX	-1,38904 ul	0,416972 ul
Strain XY	-0,769944 ul	0,668563 ul
Strain XZ	-1,91309 ul	2,38154 ul
Strain YY	-1,15779 ul	0,286842 ul
Strain YZ	-1,96157 ul	1,86599 ul
Strain ZZ	-3,46807 ul	2,02217 ul
Contact Pressure	0 MPa	264,351 MPa
Contact Pressure X	-177,633 MPa	196,535 MPa
Contact Pressure Y	-206,074 MPa	166,239 MPa
Contact Pressure Z	-94,8798 MPa	219,17 MPa

Рисунок 4.10 - Данные расчета напряженного состояния и деформаций на контактируемых поверхностях сопрягаемых деталей

В результате моделирования оценивались сопряженные участки поршня с цилиндром и штока с грядбуксой (рис. 4.11.), а также анализировались эпюры напряжений, представленные на рис. 4.12.

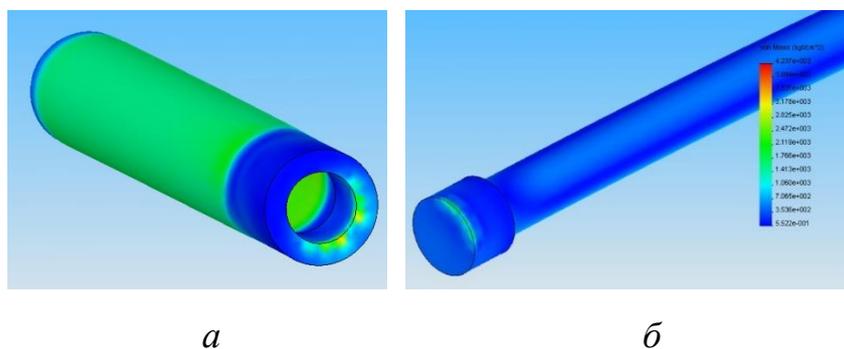


Рис.4.11. Напряженные участки сопряжений на кромках грядбуксы (а) и поршня (б)

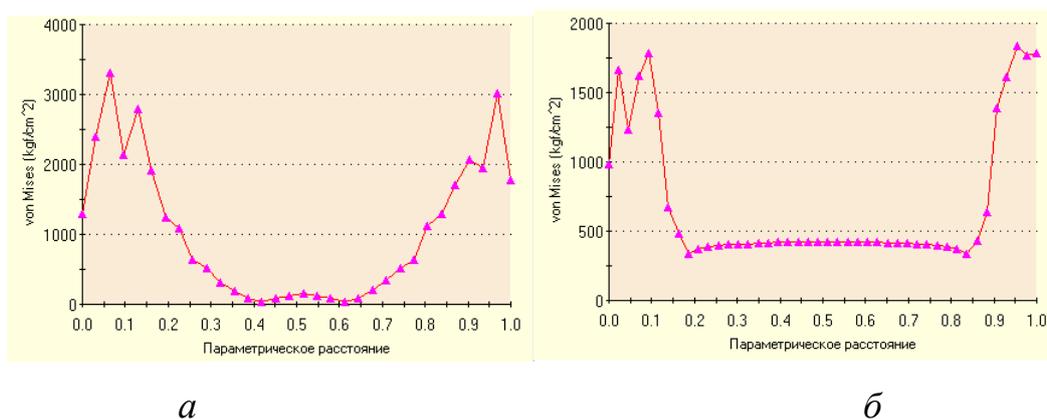


Рис.4.12. Эпюры напряжений: *а* – по кромке грундбуксы; *б* – по кромке поршня.

Для определения возможной площади контакта необходимо знать длины дуг контакта, которые определяются по графикам представленным на рис.4.12. и значениям контактных напряжений.

4.2. Зависимость напряженного состояния силового гидроцилиндра от точности соединений

Для установления характера влияния зазоров в соединениях на напряжённое состояние в деталях был спланирован двухфакторный численный эксперимент. В качестве первого фактора X принимался зазор в паре «цилиндр-поршень» (Ц-П), второго Y – зазор в паре «грундбукса-шток» (Г-Ш).

Зазоры в соединении Ц-П изменялись от $S_{\min}=0,05$ мм до $S_{\max}=1,3$, в соединении Ш-Г - $S_{\min}=0,08$ мм до $S_{\max}=2,3$ мм с интервалом варьирования $\Delta S=0,01$ мм. Остальные конструктивные параметры оставались постоянными.

В ходе имитационного моделирования напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра напряжения в соединениях оценивались при следующих условиях. При постоянном значении первого фактора изменились значения второго в пределах принятого интервала варьирования и наоборот. Результаты моделирования по напряжениям в соединениях «цилиндр-поршень» и «шток-грундбукса» представлены соответственно в таблицах 4.1 и 4.2

Таблица 4.1

Контактные напряжения (σ_1 , МПа) между цилиндром и поршнем

Контактное напряжение в паре Ц-П σ_1 , МПа		Зазор в паре Ц-П, X, мкм								
		50	60	70	80	90	100	110	120	130
Зазор в паре Ш-Г) мкм	80	214.4	210.8	217.2	217.5	214.2	216.2	0	0	0
	90	213.2	212.2	213.2	219.7	213.7	217.4	0	0	0
	100	221.1	212.2	226.6	235.1	214.1	216.5	0	0	0
	110	229.6	216.6	214.2	214.8	213.5	215.7	0	0	0
	120	230	210.8	230.3	214.9	213.8	211.9	0	0	0
	130	221.9	210	220.4	231.4	215.1	213	0	0	0
	140	224.9	212.5	218.8	225.8	214.4	213.7	0	0	0
	150	222.2	207.7	233.7	229.3	231.4	212.9	0	0	0
	160	225.7	216.3	225.2	221.1	231.8	235.2	0	0	0
	170	214.5	216.8	216.2	217.9	228.7	228.8	0	0	0
	180	213.4	212.8	230	213	228.9	216.6	0	0	0
	190	234.5	213.2	216.6	218.1	229	225.9	0	0	0
	200	214.6	212.4	218.1	214.9	219.5	217	0	0	0
	210	214.6	215.7	221.1	217.2	215.1	219.2	0	0	0
	220	213.7	209.9	217.7	222.9	216	213.5	0	0	0
230	213.8	209.9	213.7	222.9	223.5	218	0	0	0	

Таблица 4.2

Контактные напряжения (σ_2 , МПа) между штоком и грундбуксой

Контактное напряжение, паре Ш-Г, σ_2 , МПа		Зазор в паре Ц-П, X, мкм								
		50	60	70	80	90	100	110	120	130
Зазор в паре Ш-Г, Y мкм	80	142.6	143.4	141.5	143	141.5	142.8	251.1	251.8	251.1
	90	145.2	141.9	142.9	139.6	141.6	140.3	252	252.6	251.9
	100	142.1	140.1	141.4	142.6	141.7	140.7	253.3	250	251.3
	110	249.3	249.4	249.7	250	250.4	250.6	370.5	370.8	371.4
	120	250.1	250.6	252	249.6	250.4	251.2	370.4	371.7	370.4
	130	249	250.6	249.6	250.8	250.8	251.2	369.9	371.6	371
	140	246.1	246.3	246.4	247.3	246.3	247.7	373.1	374.5	374.5
	150	251	251	251.2	250	250.9	252	376.1	376.4	376.4
	160	249	248.7	249.2	249.4	248.8	249.6	377	376.3	376.3
	170	248.9	251	250.7	251.9	249.4	252	374.1	375.7	375.7
	180	249.9	249.8	249.7	249.9	249.6	249.9	376.4	376.2	376.2
	190	251	251.1	249.8	251.2	250.1	250.3	376.3	375.9	375.9
	200	251.2	249.6	251.2	251.3	252.1	251.3	377.5	373.2	373.2
	210	249.9	249.5	250	250.5	250.2	250.3	374.3	377.1	377.1
	220	248.8	249.5	250.3	251.2	251	250.5	375.4	377	377
230	249	250.4	248.6	248.6	248.9	251.1	375.9	373.7	373.5	

Было установлено, что с увеличением зазоров силы, действующие в соединениях изменились незначительно. Вместе с тем, на кромках соединений были выявлены напряженные участки по периферии прикромочных областей. Интенсивность окраски данных участков изменялась в зависимости от протяженности контакта сопряженных поверхностей, т.е., в зависимости от длин дугообразных участков контакта (рис. 4.13) и их локализации. Последние, в свою очередь, как было показано в третьей главе, зависят от величины зазоров, которые приводят к неопределенности базирования поршня относительно цилиндра и штока вgrundбуксе и, соответственно, к неорганизованной смене баз (перекосам штока). Таким образом, можно констатировать, что напряженное состояние в рассматриваемых соединениях зависит, главным образом, от конструктивных зазоров, и, следовательно, от точности изготовления деталей и сборки соединений.

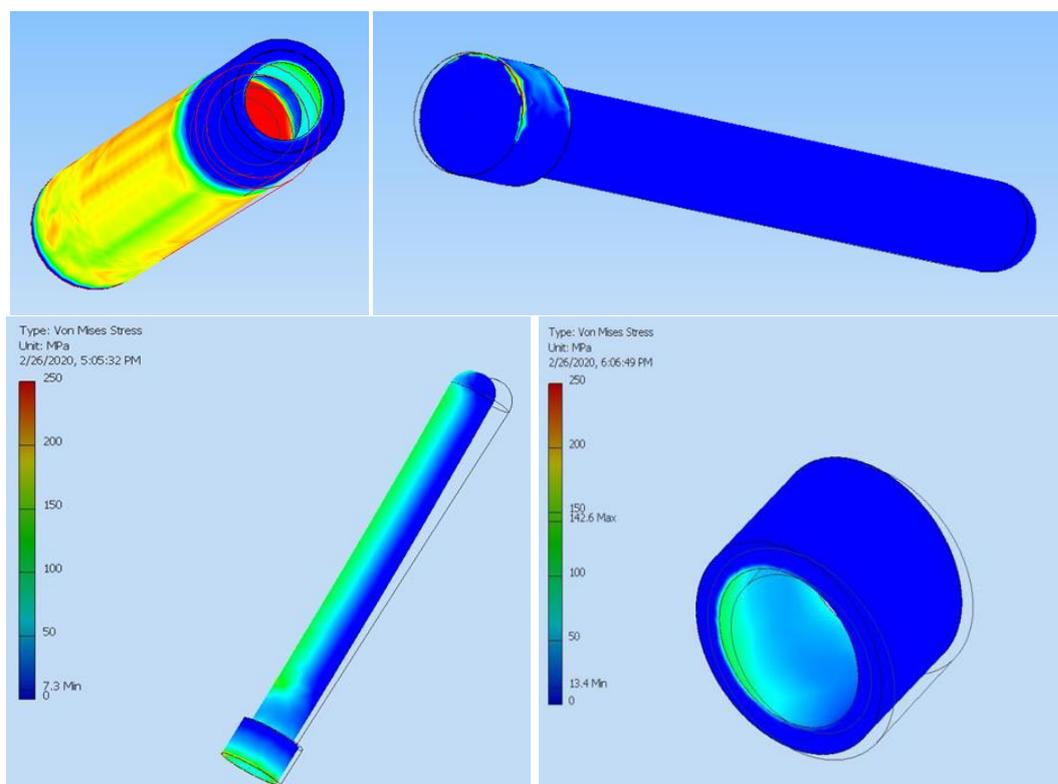


Рисунок 4.13 – Картина напряжений на деталях соединений в зависимости от принятых зазоров.

Например, длина контакта в сопряжении Ш-Г при зазоре между ними $S = 0,05$ мм (рис. 4.14, *а*) составляет порядка 50...60% от длины контактной окружности, а при $S = 1,0$ мм – только 17...25% с интенсивной локализацией напряжений (рис. 4.14, *б*.)

С увеличением зазоров в соединении Ц-П картина напряжений на кромках грундбуксы была близкой к критической (4.14, *б*).

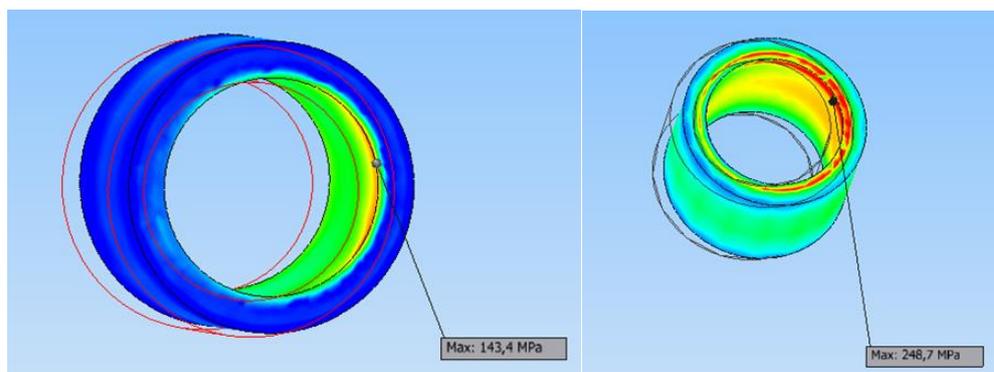


Рисунок 4.14 – Области напряженного состояния на кромках грундбуксы при зазоре в соединении $S = 0,05$ мм (*а*) и $S = 1,00$ мм (*б*).

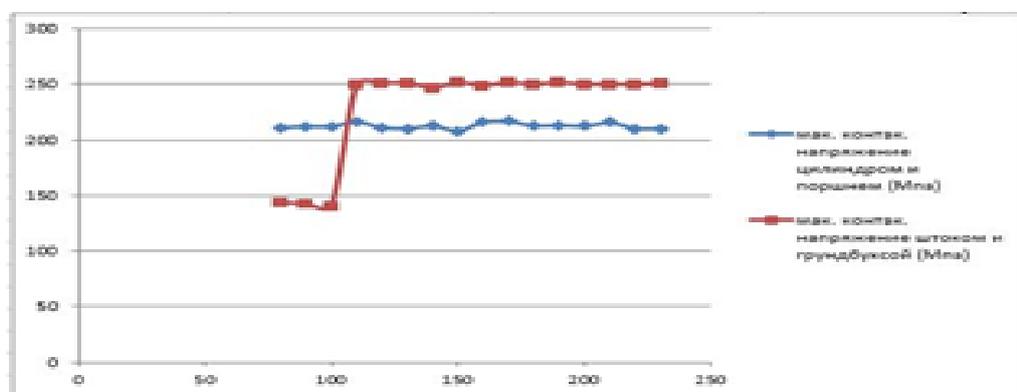
Анализ результатов моделирования и поверхности отклика показывает, что наиболее чувствительным к изменению зазоров является грундбукса. Стабильное напряженное состояние имеет место лишь в узком диапазоне зазоров. В то же время соединение цилиндра с поршнем менее чувствительно к изменению зазоров и стабильно достаточно широком диапазоне зазоров.

Таким образом, анализируя характер изменения кривых напряжений в зависимости от зазоров в рассмотренных соединениях (рис. 4.15, 4.16) можно выявить момент и величины зазоров, приводящих к перекосам штока, при которых имеет место односторонней контакт штока с грундбуксой, приводящий к концентрации напряжений на кромках грундбуксы и скорейшему выходу ее из строя. То есть, имеет место состояние, соответствующее схеме 2 на рис. 2.6, что является крайне неблагоприятным условием для пары «шток-грундбукса».

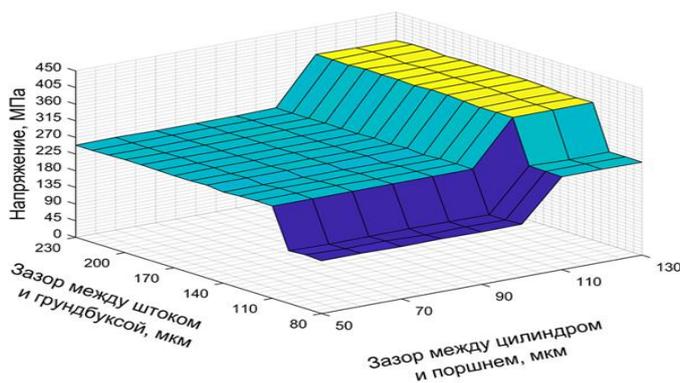
На графике 4.15, *а* показаны две кривые для значений контактных напряжений между цилиндром и поршнем, штоком и грундбуксой (при постоянном значении зазора между цилиндром и поршнем 0,06 мм, а значения

зазоров между штоком и грундбуксой изменяется от $S_{min} = 0,08$ мм до $S_{max} = 0,23$ мм с шагом $\Delta S = 0,01$ мм).

Из рисунка 4.15, *a* видно, что кривая напряженного состояния между цилиндром и поршнем при увеличении зазора в паре Г-Ш изменяется незначительно. В то же время линия напряженного состояния между штоком и грундбуксой, т. е. значение σ_2 , при увеличении зазора между цилиндром и поршнем, увеличивается существенно. Очевидно, что когда зазор между штоком и грундбуксой изменяется от 0,1 мм на 0,11 мм, то значения σ_2 увеличиваются в 1,75 раза (от 141,9 МПа на 249,4 МПа, т.е. скачкообразно, что указывает на перекос штока).



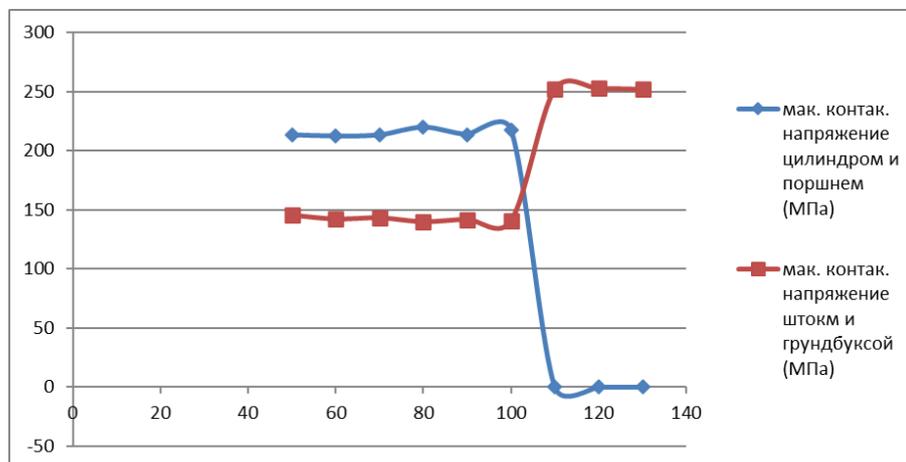
a



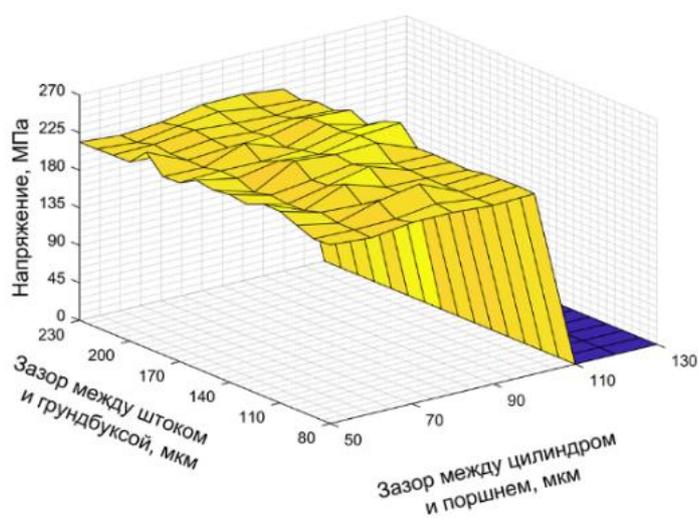
б

Рисунок 4.15 – Зависимость контактных напряжений от зазоров между цилиндром и поршнем, штоком и грундбуксой при постоянном значении зазора между цилиндром и поршнем, равном 0,06 мм: *a* – графики зависимости напряжений от зазоров; *б* – поверхность отклика по напряжениям на грундбуксе.

На рисунке 4.16, *а* показаны две кривые, отражающие изменения контактных напряжений между штоком и грядбуксой, цилиндром и поршнем (при постоянном значении зазора между штоком и грядбуксой 0,09 мм.)



а



б

Рисунок 4.16 – Зависимость контактных напряжений от зазоров между цилиндром и поршнем, штоком и грядбуксой: *а* – графики зависимости напряжений от зазоров; *б* – поверхность отклика по напряжениям на цилиндре.

Кривая напряженного состояния между цилиндром и поршнем σ_1 круто падает и достигает нуля при зазоре между ними от 0,11 мм. А кривая напряженного состояния между штоком и грундбуксой (значение σ_2) резко возрастает от значения зазора между цилиндром и поршнем 0,1 мм (от 140,3 МПа до 252 МПа).

Наиболее благоприятные условия контакта рассматриваемых соединений имеют место при зазоре в паре Г-Ш в пределах 80-110 мкм и зазорах в соединении Ц-П в пределах 50-100 мкм. Таким образом, следует отметить, что данные диапазоны для зазоров являются оптимальными с точки зрения напряженного-деформированного состояния деталей и наилучших условий двухстороннего контакта в соединениях (схема 1, рис. 2.6). Для достижения требуемых зазоров в паре Г-Ш необходимо изготавливать рабочую поверхность штока по 8-му качеству точности, а не по 9-му, как принято при изготовлении гидроцилиндров крепей.

Приведенные ниже данные моделирования при различных условиях подтверждают сделанные выводы.

Уравнение аппроксимации для напряжений между цилиндром и поршнем:

$$Z_1 = 64,33114 - 0,16517x - 0,46461y + 3,49762x^{1/2} + 39,28046y^{1/3}$$

$$R^2 = 0,56$$

Уравнение аппроксимации для напряжений между штоком и грундбуксой:

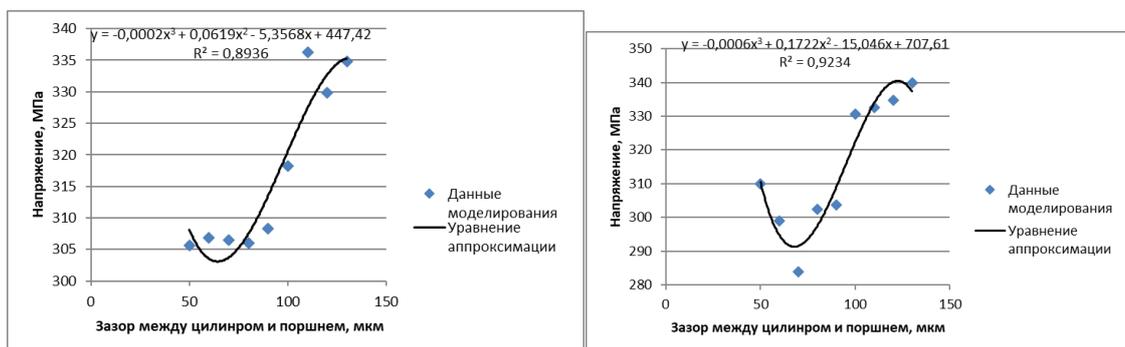
$$Z_2 = 6,9732 \cdot 10^{-7} x^{3,95333} + 21,55474 y^{0,45856}$$

$$R^2 = 0,82$$

где x – зазор между цилиндром и поршнем

y - зазор между штоком и грундбуксой.

Между тем, характер зависимости контактных напряжений в паре Ц-П с увеличением зазора в соединении с 50 мкм до 100 мкм практически не меняется при изменении зазора в соединении Г-Ш в достаточно широком диапазоне от 90 до 160 мкм, что подтверждается результатами моделирования (рис. 4.17). Математическая обработка полученных данных в среде MathLab позволила получить уравнения, описывающие зависимость напряжений в соединении Ц-П от принятых зазоров. в паре и Г-Ш рисунки 4.17, *а* и 4.17 *б* и *в* соответственно.



а

б

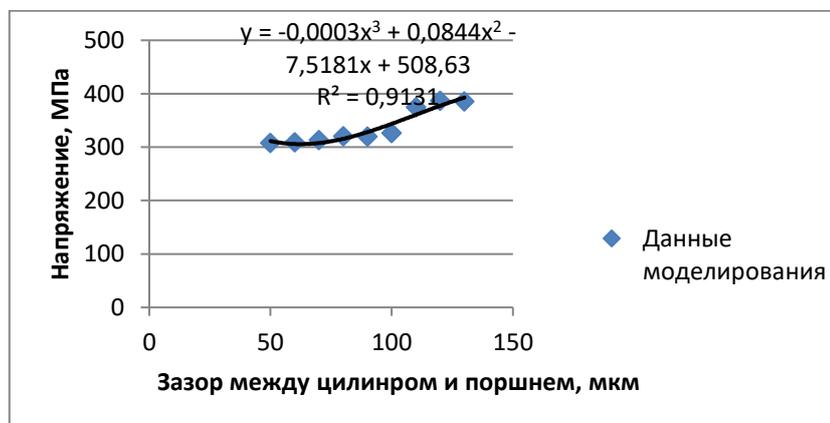


Рисунок 4.17 - Кривые зависимости контактного напряжения в паре «цилиндр-поршень» от зазора при зазоре между штоком и грядбуксой: *а* - 90 мкм; *б* – 120; *в* – 160 мкм

Таким образом, при помощи имитационного моделирования установлены зависимости контактных напряжений от конструктивных зазоров, а, следовательно, от точности соединений, а также выявлены оптимальные

значения зазоров в соединениях, обеспечивающих наилучшие условия контактного нагружения сопряженных деталей гидроцилиндра.

Ранее в работе [41, 42] при помощи компьютерного моделирования были определены предельные зазоры в рассматриваемых соединениях, начиная с которых контактные напряжения соответственно на цилиндре и грундбуксе увеличиваются до уровня критических, превышая допустимые значения пределов текучести материалов деталей (рис. 4.18).

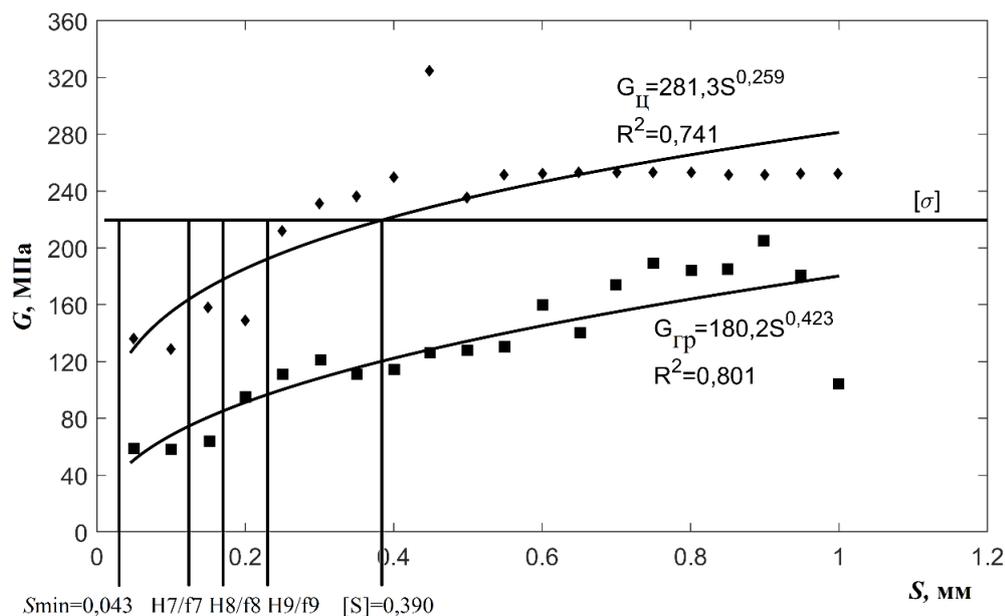


Рисунок 4.18 - Влияние зазоров в соединениях Ц-П и Ш-Г на уровень контактных напряжений на цилиндре ($G_{\text{Ц}}$, МПа) и грундбуксе ($G_{\text{Гр}}$, МПа)

Так, задавшись допустимым напряжением предела текучести $[\sigma]$, по графикам на рис. 4.15, 4.16 и 4.18 возможно:

- установить предпочтительные параметры конструктивных зазоров и, следовательно, точность изготовления деталей соединений;
- определить величину предельного зазора в соединениях $[S]$, с превышением которого интенсивность износа деталей соединений резко возрастает;
- рассчитать ресурс соединений, анализируя интенсивность изнашивания рабочих поверхностей ($I_{\text{нм}}$) ответственных соединений и величины конструктивных зазоров.

Из последнего тезиса вытекает возможность определения минимального, максимального и среднего ресурса работы ($N_{ц.мин}$, $N_{ц.маx}$, $N_{ц.ср}$), как число циклов нагружения гидроцилиндра по формуле:

$$\begin{vmatrix} N_{ц.мин} \\ N_{ц.маx} \\ N_{ц.ср} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{[S] - S_{маx}}{I_{hm}} \\ \frac{[S] - S_{мин}}{I_{hm}} \\ \frac{[S] - S_{ср}}{I_{hm}} \end{vmatrix}, \quad (4.1)$$

где $S_{мин}$, $S_{маx}$, $S_{ср}$ – соответственно значения минимального, максимального и среднего зазоров в соединениях, исходя из принятых посадок, мм; I_{hm} – характеристика износа за один цикл нагружения, мм.

Таким образом, из полученных результатов моделирования следует, что снижение контактных напряжений на поверхностях деталей и повышение ресурса соединений гидроцилиндра возможно при обеспечении в соединениях 7-го (для цилиндра и поршня) и 8-го (для грундбуксы и штока) квалитетов точности, что подтверждается и хорошо согласуется с существующими зарубежным аналогам.

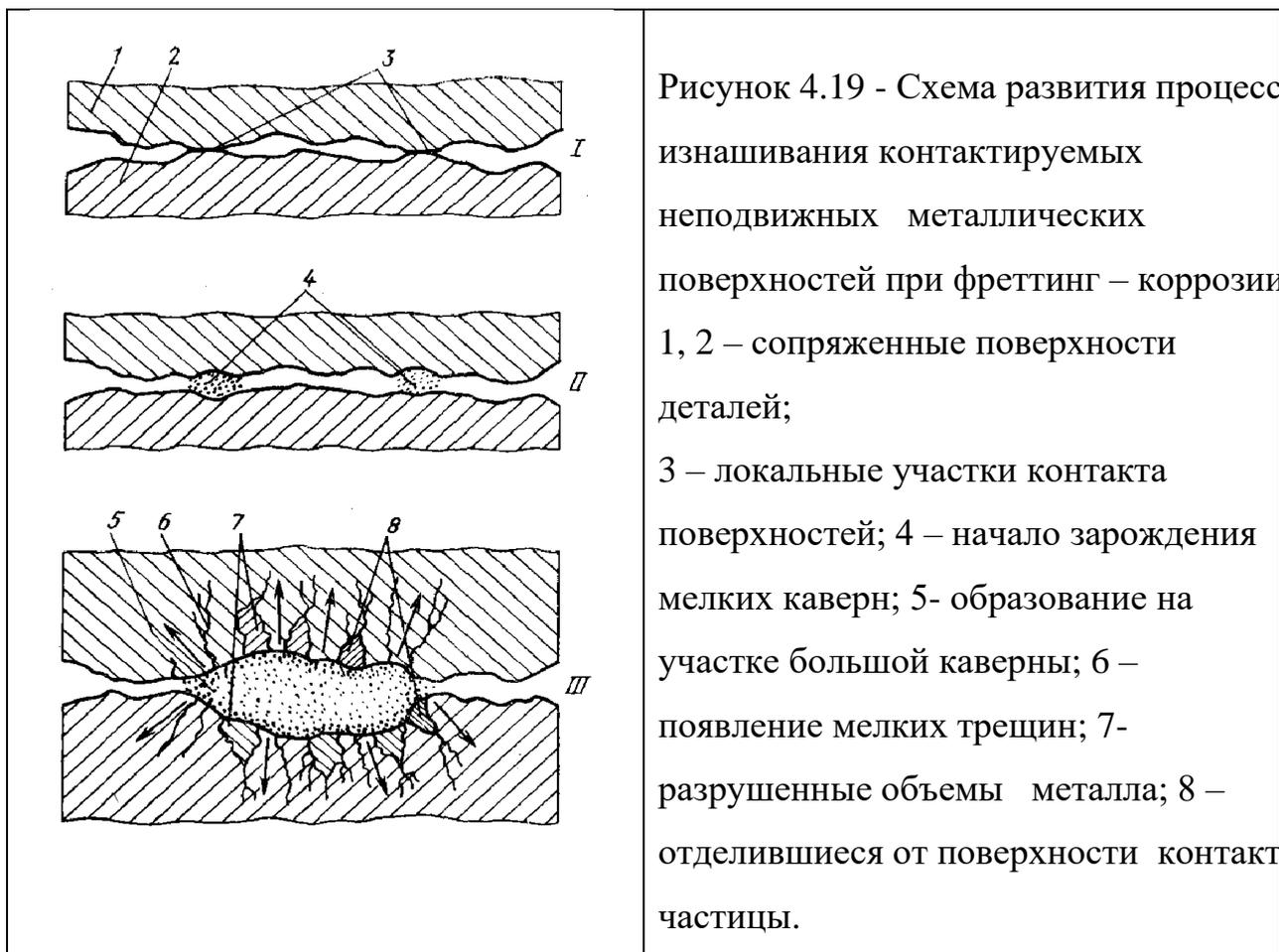
4.3. Изменение зазоров в соединениях гидроцилиндра в результате фреттинг- износа контактируемых поверхностей

Фреттинг-износ (фреттинг – коррозия) представляет собой процесс механического изнашивания соприкасающихся поверхностей при их колебательном относительном микросмещении. Этот процесс обусловлен одновременным действием вибраций и воздействием коррозионной среды.

Фреттинг – коррозия возникает на плотно контактирующих неподвижных поверхностях (металл-металл) при их колебательных перемещениях. Для возбуждения этого процесса достаточны относительные перемещения поверхностей с амплитудой порядка $A=0,025$ мм. Схема развития процесса

изнашивания соприкасающихся металлических поверхностей при фреттинг – коррозии представлена на рис. 4.19.

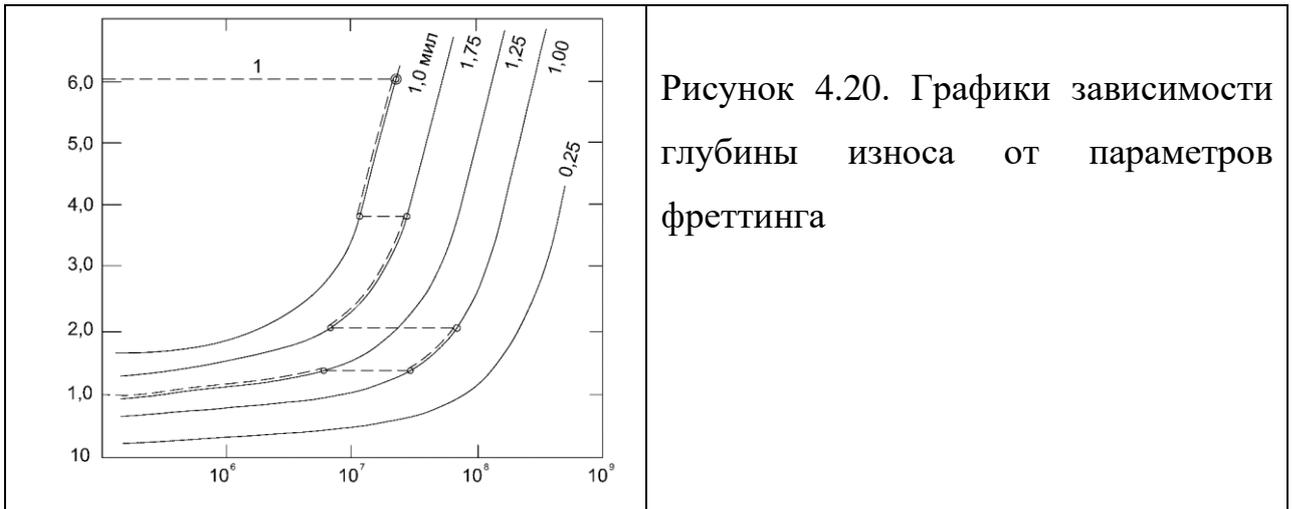
Первоначальное контактирование двух деталей осуществляется в отдельных точках (3) поверхностей (см. поз I). Под действием вибраций окисные пленки в местах контакта разрушаются и зарождаются мелкие каверны 4 (см. поз II), заполняемые окисными пленками.



Каверны постепенно увеличиваются в размерах и соединяются в одну большую каверну (см. поз III). Заполнение каверн вызывает повышение давления окисных частиц металла, что приводит к образованию вокруг каверны сетки трещин. Отдельные трещины сливаются и происходит откалывание отдельных частиц металла 8 (см. поз III). Частицы окислов и отколовшиеся частицы металла производят абразивное воздействие, которое интенсифицирует износ контактируемых поверхностей. При этом твердость окислов, как правило, больше твердости отдельных частиц металла.

Описанный процесс называют также контактной коррозией. Он имеет место, как в подвижных, так и в неподвижных соединениях, однако он особенно проявляется в посадках с зазором, когда разрушения проникают глубоко в металл, изменяя заданную величину зазора.

В литературе [28, 83] изложена методики расчета глубины износа в зависимости от числа циклов фреттинга при определенной амплитуде фреттинга (0,25; 1,0; 1,25; 1,75; 2,0 мил.) Графики зависимости глубины износа от параметров фреттинга представлены на рис. 4.20.



По оси абсцисс откладывается число циклов фреттинга, а по оси ординат — максимальная величина фреттинга — износа [мил. (10^{-3} дюйма)]. Горизонтальная линия *I* дает оценку полной глубины износа.

Разрушение начинается с появлением на контактирующих поверхностях небольших язв, а также и продуктов коррозии в виде налета, пятен и порошка. Это наглядно показано на примере начального образования коррозии на поверхности цилиндра (рис. 4. 21.)



Рисунок 4.21- Начальное образование пятен фреттинг – коррозии на поверхности цилиндра

Дальнейшее разрушение поверхности приводит к потере посадки, а следовательно, и к изменению зазора в соединении (рис. 4.22).



Рисунок 4.22 - Фреттинг – коррозия на поверхности цилиндра

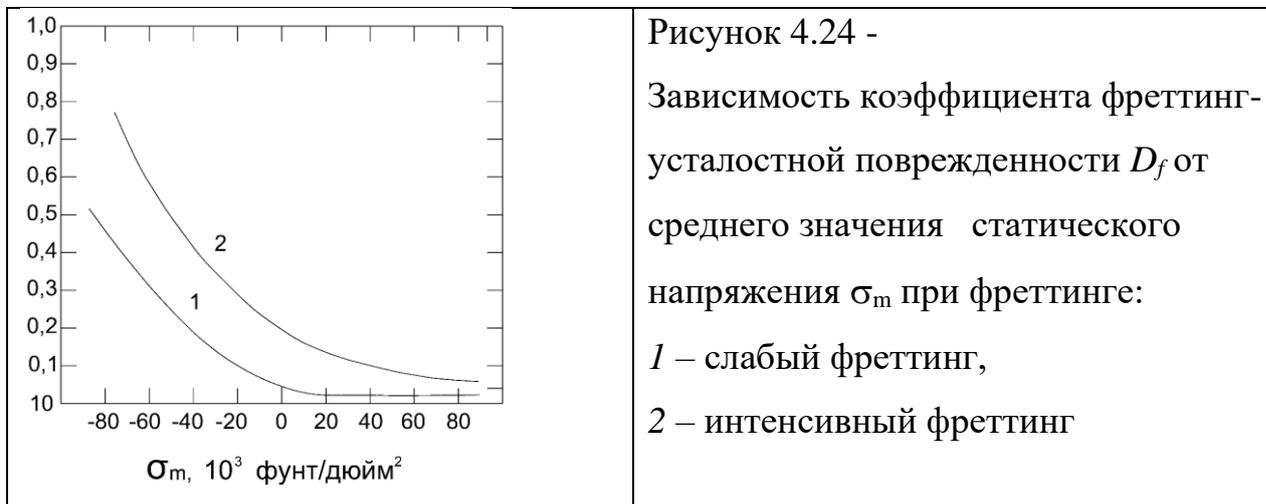
Параллельно с фреттинг – коррозией в рассматриваемых соединениях имеет место также адгезионное изнашивание, когда при трении под нагрузкой двух поверхностей происходит пластическая деформация металла в точках контакта, которая сопровождается сближением поверхностей вплоть до возникновения адгезии на отдельных участках. Многократное повторение этого процесса сопровождается истиранием менее твердого материала и разрушение сдвигом происходит на менее прочном участке.

Под влиянием коррозии металл приобретает губчатую поверхность и теряет механическую прочность. На рис. 4.23 показано полное разрушение контактируемой поверхности поршня, обусловленное фреттинг – коррозией.



Рисунок 4.23 - Разрушение контактируемой поверхности поршня, обусловленное фреттинг – коррозией

На рис. 4.24. представлен график зависимости коэффициента фреттинг-усталостной поврежденности D_f от среднего значения статического напряжения σ_m при фреттинге, который наглядно показывает, что с увеличением напряжения (нагрузки) фреттинг-износ поверхности возрастает.



Работа гидростоек осуществляется в условиях агрессивной абразивной среды при постоянном вибрационном воздействии. Следствием этого является также появление щелевой коррозии (рис. 4.25), которая приводит к расслаблению многочисленных болтовых соединений крепи к увеличению вибраций, и как следствие, к еще большему нарушению зазоров в соединениях.

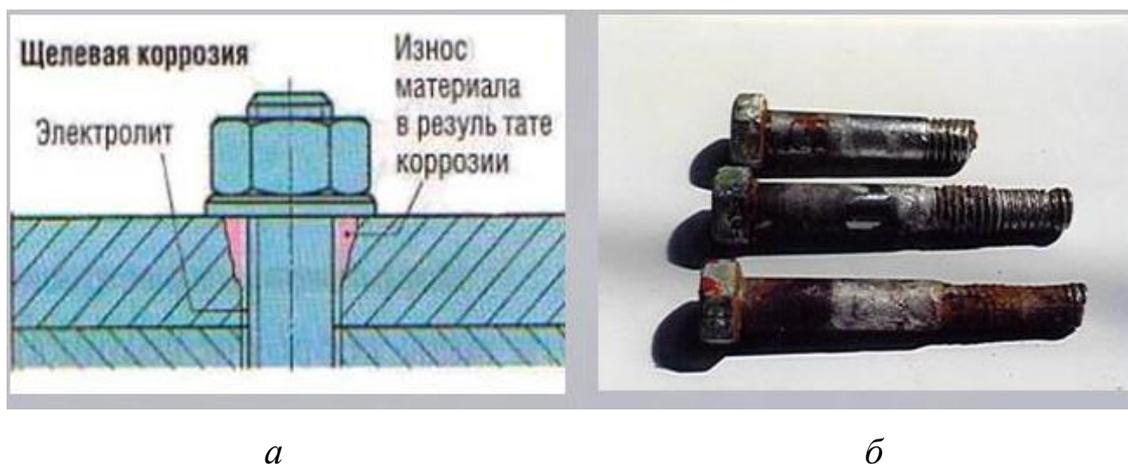


Рисунок 4.25 – Схема образования щелевой коррозии: а - износ материала в отверстиях болтовых соединений; б – разрушение крепежных болтов.

Предотвратить развитие коррозии при трении или вибрации представляется возможным за счет правильного выбора конструкционного материала, а также снижением на контактируемых поверхностях коэффициента трения, с применением противозадирных покрытий и др.

4.4. Повышение ресурса гидростойки на основе обоснования выбора оптимальных зазоров между ее рабочими поверхностями

Величины зазоров в соединениях гидростойки определяются точностью изготовления деталей. В свою очередь, как было показано выше, под действием внешней нагрузки, эксцентрично приложенной к штоку, зазоры выбираются, что приводит к неблагоприятным схемам контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой. Возникающие контактные напряжения, могут вызвать пластические деформации рабочих поверхностей и их ускоренный износ. При этом величина деформаций зависит от величины зазоров в соединениях.

Очевидно, что ресурс стоек в значительной мере определяется зазорами в соединениях и, следовательно, зависит от качества изготовления исполнительных поверхностей деталей и сборки соединений. Отсюда вытекает важная задача - возможность установления зависимости ресурса стоек от точности изготовления деталей соединений и уровня качества соединений.

Таким образом, достигаемый при сборке зазор определяет и эксплуатационный ресурс соединения, причем с приближением величины начального зазора к допустимому минимальному значению для данных соединений по техническим требованиям на изготовление, увеличивается и ресурс соединения. Правильно принятые зазоры ответственных соединений обеспечивают стабильность гидроцилиндров и по ресурсу работы, что чрезвычайно важно для механизированной крепи, включающей большое количество силовых гидроцилиндров [46, 47].

Для оценки ресурса работы соединения с учетом точности изготовления сопрягаемых деталей введем понятие коэффициент запаса ресурса соединения по точности:

$$K_p = \frac{ITS_p}{ITS} \quad (4.2)$$

где ITS – допуск на зазор в соединения (допуск посадки), обеспечиваемый на стадии изготовления гидроцилиндра; ITS_p – эксплуатационный допуск на зазор, равный разности наибольшего допустимого предельного зазора $S_{пр}$ и принятого при сборке наименьшего зазора S_{min} в соединении.

$$ITS_p = S_{пр} - S_{min} \quad (4.3)$$

Величина коэффициента K_p , который по определению должен быть больше единицы ($K_p > 1$), напрямую характеризует точность соединения.

При наличии в соединении наименьшего зазора $S = S_{min}$ коэффициент запаса ресурса соединения по точности K_p имеет наибольшее значение.

$$(S = S_{min}) \Rightarrow (K_p = max). \quad (4.4)$$

При этом чем меньше величина наименьшего зазора S_{min} и допуск на зазор, тем больше значение коэффициента K_p , а, следовательно, имеют место большие технологические возможности повышения ресурса.

В свою очередь при увеличении начального зазора значение коэффициента K_p уменьшается и, когда зазор в соединении достигает наибольшего значения $S = S_{max}$, коэффициент запаса ресурса принимает минимальное значение.

$$(S = S_{max}) \Rightarrow (K_p = min). \quad (4.5)$$

В табл. 4.3 приведены данные расчета коэффициентов запаса ресурса для соединений поршня с цилиндром ($\varnothing 80 \dots \varnothing 120$) седьмого, восьмого и девятого квалитетов точности при $S_{пр} = 0,36$ мм (см. рис. 4.18).

Таблица 4.3

Коэффициенты запаса ресурса соединений

	Посадки в соединениях		
	H9/f9	H8/f8	H7/f7
Коэффициенты запаса ресурса	1,8	2,2	2,5

Увеличение коэффициента запаса ресурса в соединениях более высокого квалитета точности (от IT 9 до IT 7) объясняется уменьшением допуска на начальный зазор при изменении наибольшего зазора от $S_{max} = 0,210$ мм (при H9/f9) до $S_{max} = 0,106$ мм (при посадке H7/f7).

В табл. 4.4 приведены данные расчета коэффициентов запаса ресурса для соединений поршня с цилиндром H9/f9 в диапазоне изменения диаметральных размеров от $\varnothing 80$ до $\varnothing 250$ мм, собранных методом полной взаимозаменяемости

Таблица 4.4

Коэффициенты запаса ресурса соединений

	диапазон диаметральных размеров		
	$\varnothing 80 \dots \varnothing 120$	$\varnothing 120 \dots \varnothing 180$	$\varnothing 180 \dots \varnothing 250$
Коэффициенты запаса ресурса	1,8	1,6	1,4

Равное значение коэффициента запаса ресурса в соединениях одного квалитета точности объясняется практически одинаковым значением наименьшего зазора (0,036, 0,043 и 0,050 мм) и практически равными значениями наибольшего зазора (0,210, 0,243 и 0,280 мм).

В настоящее время на заводах сборки стоек проводится в условиях многономенклатурного мелкосерийного производства с реализацией метода полной взаимозаменяемости. Возможности достижения требуемой точности при применении этого метода рассмотрены в разделах 5.1 и 5.2.

Для достижения качественной сборки крепи с достаточным ресурсом ее работы необходимо исключить при сборке и эксплуатации возникновение неблагоприятных схем перекоса осей соединяемых деталей (рис. 2.5; 2.6). Рекомендуемые посадки приведены в приложении №1.

4.5. Выводы по главе 4

1. Моделирование с использованием метода конечных элементов напряженного состояния нагруженного силового гидроцилиндра позволило выявить влияние точности соединений на напряженное состояние деталей силового гидроцилиндра.

2. Для моделирования напряженного состояния силового гидроцилиндра под нагрузкой разработаны твердотельные модели цилиндра, поршня и штока в среде программы Inventor, установлена действующая нагрузка и накладываемые на твердотельную модель гидроцилиндра ограничения.

3. В результате выполненных расчетов определены эпюры напряжений на базовых поверхностях деталей и численные значения контактных и упругих деформаций, под действием которых происходит интенсивный износ в соединениях в результате перехода материала контактируемых поверхностей из упругого в упругопластическое состояние.

4. Выявленные зависимости контактных напряжений в соединениях от величины зазора между рабочими поверхностями деталей позволяют определить предельные значения ресурса работы соединений по численным значениям допускаемых контактных напряжений.

5. Исследования физики процесса фреттинг-износа контактируемых поверхностей позволило выявить и оценить влияние процесса фреттинг-износа на изменение зазоров и нарушение соединений в гидростойках механизированных крепей. Показано, что с увеличением на поверхности напряжения (нагрузки) фреттинг-износ поверхности возрастает.

6. Анализ соединений, применяемых в гидростойках механизированных крепей, позволил дать рекомендации по выбору посадок, соответствующих квалитетов точности, обеспечивающих повышение ресурса гидростоек на основе выбора оптимальных зазоров между рабочими поверхностями сопрягаемых деталей, обеспечивающих наиболее благоприятные условия контакта при $S_{ц}$ в пределах 50...100 мкм и $S_{г} = 80...110$ мкм.

Глава 5. Конструкторско-технологические методы увеличения ресурса гидроцилиндров, основанные на повышении точности деталей соединения и качества сборки

Одним из наиболее эффективных методов увеличения ресурса силовых гидроцилиндров является повышение точности изготовления отверстий гидроцилиндров и диаметральных размеров поршней, что позволяет значительно уменьшить диаметральный зазор в соединении, а, следовательно, и увеличить срок эксплуатации гидроцилиндра. Ниже рассматриваются технологические методы достижения требуемой точности зазора в соединении и возможность их реализации с учетом количества изготавливаемых изделий. Для оценки возможностей и эффективности применяемых методов проведено моделирование образования зазоров в соединениях гидроцилиндров на ЭВМ. При этом дана оценка уровня качества сборки и ресурса соединений.

5.1. Зависимость ресурса гидроцилиндра от уровня качества изготовления и сборки сопряженных деталей

Решение прикладных задач в области повышения надежности и долговечности узлов горных машин и, в частности, силовых гидроцилиндров, требует знания комплекса параметров, характеризующих ресурс соединений и, прежде всего, показателей качества изготовления изделия.

На протяжении последних сорока лет исследованиями в направлении оценки качества машин активно занимаются на кафедре горного оборудования, транспорта и машиностроения НИТУ «МИСиС». При этом в разработанных и применяемых в практике горного машиностроения методиках одним из важнейших показателей качества соединений деталей рассматривается конструктивный зазор, определяющий особенности условий контакта сопрягаемых поверхностей деталей.

Принято считать, что от величины достигаемого при сборке соединений зазора, в итоге, зависит ресурс узла. Если в процессе сборки зазор не выходит за пределы допустимых значений, то соединение считается годным, в противном случае – оно бракуется. Решение о годности собранных соединений принимается на стадии технического контроля деталей и узлов.

В процессе эксплуатации машин начальные зазоры в сопряжениях постепенно изменяются в сторону увеличения. Предельный зазор в соединениях определяет эксплуатационных ресурс узлов. Исходя из этого, предполагается, что чем меньше допустимый начальный зазор, тем больше эксплуатационный ресурс. Эти соображения легли в основу методики оценки качества изготовления машин [70, 72, 73], согласно которой уровень качества сборочных единиц машин определяется по нижеследующей формуле:

$$K = 1 - \left(\frac{S - S_{\min}}{ITS + \Delta} \right)^2 = 1 - \frac{(S - S_{\min})^2}{(1,05 \cdot ITS)^2} \quad (5.1)$$

где S – зазор в соединении с допуском ITS , полученный при сборке; Δ – величина погрешности измерения, определяемая в соответствии с рекомендациями ISO – 5725 и равная $\Delta = 0,05ITS$.

Преобразуем уравнение (5.1) и запишем его относительно зазора S :

$$S = 1,05ITS \sqrt{1 - K} + S_{\min} . \quad (5.2)$$

Далее, подставив выражение (5.2) в формулу (5.1), выразим связь ресурса с уровнем качества соединения:

$$\frac{T}{T_{\max}} = \frac{S_{\text{пр}} - 1,05ITS \sqrt{1 - K} - S_{\min}}{S_{\text{пр}} - S_{\min}} \quad \text{или}$$

$$\frac{T}{T_{\max}} = 1 - \frac{1,05ITS \sqrt{1 - K}}{S_{\text{пр}} - S_{\min}} = 1 - \frac{1,05ITS \sqrt{1 - K}}{ITS_p} = 1 - \frac{1,05\sqrt{1 - K}}{K_p} \quad (5.3)$$

где $K_p = ITS_p / ITS > 1$ – коэффициент запаса ресурса соединения по точности; ITS – допуск на зазор, установленный при сборке изделия; $ITS_p = S_{пр} - S_{min}$ – эксплуатационный допуск на зазор в соединении.

На рисунке 5.1 приведены кривые распределения по ресурсу соединений, собранных с зазором от уровня качества при различных значениях коэффициента запаса ресурса K_p .

Из зависимости (5.3) следует, что ресурсы различных соединений могут различаться почти в три раза. Причем данная зависимость универсальна и она указывает на то, что при любых значениях K_p ресурс соединения стремится к максимальной величине, если уровень качества близок к единице. Последнее возможно достичь, обеспечивая при сборке изделия зазоры в соединениях близкие к гарантированному минимально допустимому значению.

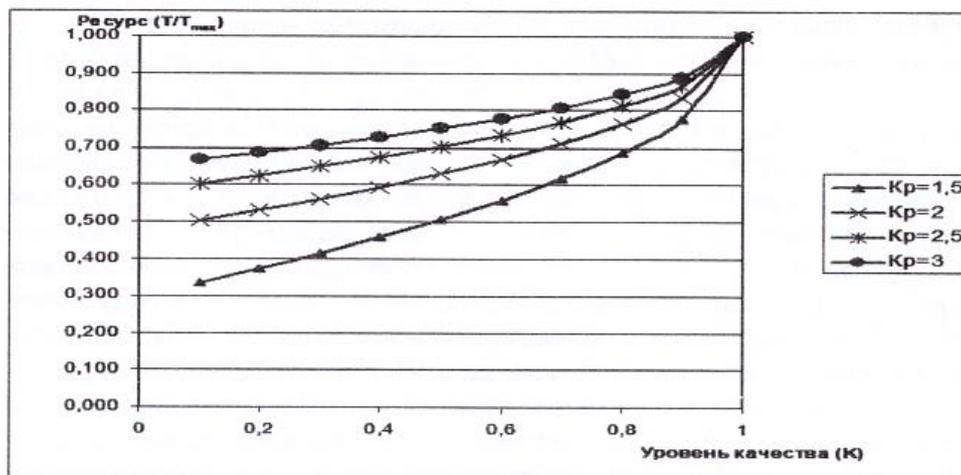


Рисунок 5.1 – Изменение ресурса соединений в зависимости от уровня качества при различных значениях коэффициента запаса ресурса K_p

Анализируя зависимости, представленные на рис. (рис. 5.1), приходим к выводу, что ресурс в пределах 85-100% от максимально возможной величины достигается при уровне качества соединений $K = 0,9-1,0$. При таких значениях уровня качества достигаемая точность в соединениях должна соответствовать седьмому качеству, что приводит к существенному увеличению трудоемкости

обработки сопрягаемых поверхностей и требует наличия при изготовлении деталей соответствующего парка технологического оборудования. Отметим, что на сегодняшний день далеко не все заводы горного машиностроения располагают необходимыми производственными мощностями, прогрессивными технологиями и кадрами, способными стабильно обеспечить такую высокую точность на всей длине гидроцилиндра (1000-1500мм) в условиях преимущественно мелкосерийного производства. В связи с этим применительно к силовым гидроцилиндрам требуется поиск новых, более эффективных методов достижения точности и, в частности, возможности применения селективной сборки. Селективная сборка позволяет назначать на сопряженные детали расширенные экономически обоснованные допуски, к примеру по 9-му качеству, тем самым облегчая их изготовление, при возможности достижения седьмого качества точности соединений непосредственно при сборке изделий.

5.2. Достижение точности соединений силовых гидроцилиндров методом полной взаимозаменяемости. Моделирование повышения ресурса и уровня качества соединения

Гарантированные минимальный и максимальный зазоры в гидроцилиндрах определяются конструктором и указываются на сборочных чертежах как основное техническое требование через вид посадки, к примеру, $H9/f9$. В свою очередь, видом посадки определяется допуск на зазор и качества точности изготовления сопрягаемых поверхностей.

На рис. 5.2 показана схема образования гарантированных зазоров при методе полной взаимозаменяемости. Зазор представляется как замыкающее звено $S = A_{\Delta}$ размерной цепи $A_{\Delta}=A_1-A_2$, звеньями которой являются диаметр цилиндра - A_1 и диаметр поршня A_2 .

Сборка методом полной взаимозаменяемости предполагает, что любой поршень из партии деталей без подбора в сочетании (или сопряжении) с любым

цилиндром обеспечивают в соединении гарантированный зазор, входящий в заданный интервал предельно допустимых значений, т.е.

$$\Delta_{\Delta}^H = S_{\min} < S < \Delta_{\Delta}^B = S_{\max}. \quad (5.4)$$

где Δ_{Δ}^H и Δ_{Δ}^B предельные отклонения на замыкающем звене, определяемые выражениями:

$$\Delta_{\Delta}^B = \Delta_1^B - \Delta_2^H \quad \text{и} \quad \Delta_{\Delta}^H = \Delta_1^H - \Delta_2^B \quad (5.5)$$

в которых $\Delta_1^B = ESA$; $\Delta_1^H = EIA$ и $\Delta_2^B = esb$; $\Delta_2^H = eib$

В результате допуск на радиальный зазор ITS , представляемый как допуск замыкающего звена $ITS = T_{\Delta}$, определяется выражением:

$$T_{\Delta} = \Delta_{\Delta}^B - \Delta_{\Delta}^H \quad \text{или} \quad T_{\Delta} = T_1 + T_2, \quad (5.6)$$

где $T_1 = ITA$ - допуск на отверстие; $T_2 = ITB$ - допуск на поршень.

Сборка соединения цилиндр – поршень без подбора или изменения размеров соединяемых деталей является основным преимуществом этого метода.

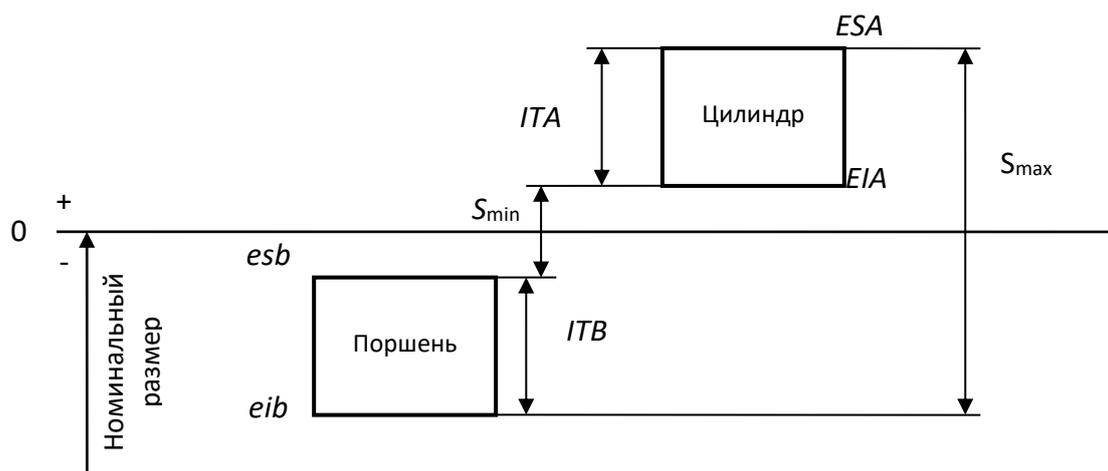


Рисунок 5.2 – Схема образования гарантированных зазоров в соединениях.

Определение ресурса соединений, собранных по методу полной взаимозаменяемости, осуществлялось на основе моделирования отклонений размеров поверхностей сопряженной пары «цилиндр-поршень» («грундбукса-шток») и зазоров на ЭВМ (с помощью разработанной программы) при посадке вида $H9/f9$, соответствующей рабочим чертежам гидроцилиндров. Допуски и предельные отклонения размеров принимались согласно ЕСДП для интервала номинальных размеров $\varnothing 180 \dots 250$ мм [23, 64, 65]:

$$ESA = 115 \text{ мкм}, EIA = 0, esb = -50 \text{ мкм}, eib = -165 \text{ мкм},$$

$$S_{\min} = 50 \text{ мкм}, S_{\max} = 280 \text{ мкм}, ITS = 230 \text{ мкм}.$$

На рис. 5.3. для рассматриваемого случая представлены полученные результаты моделирования сборки.

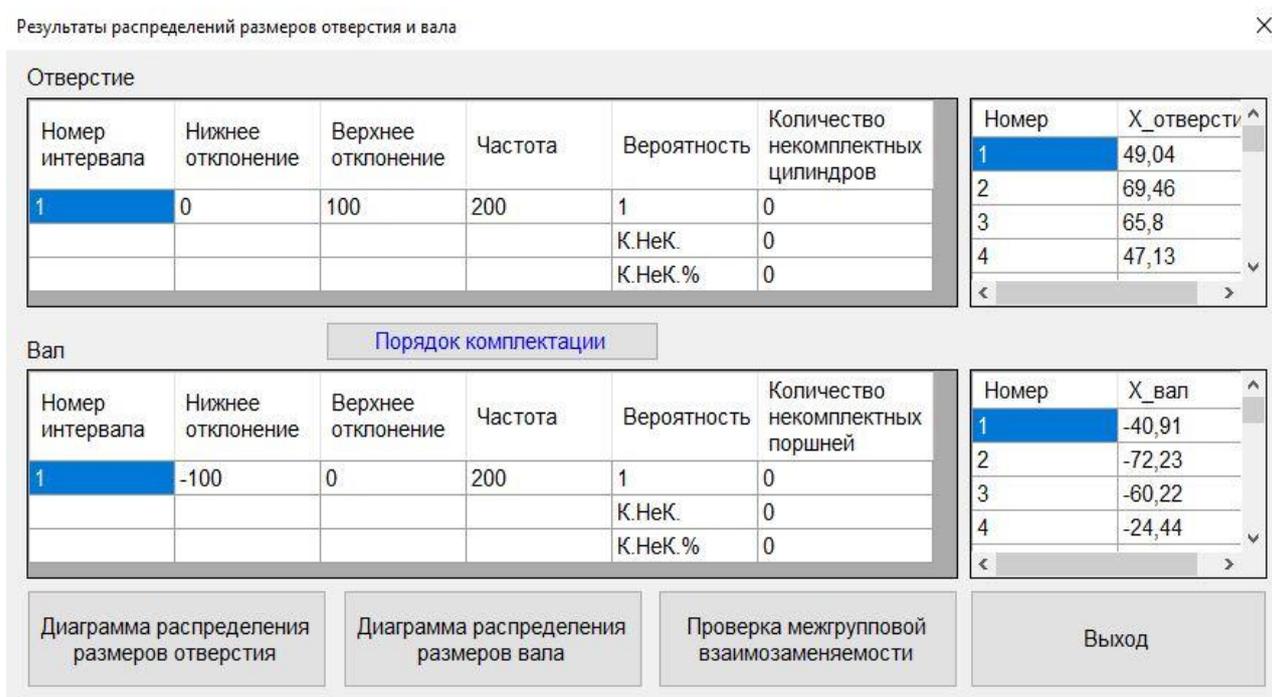


Рисунок 5.3 - Результаты моделирования распределения размеров при методе полной взаимозаменяемости. 9 квалитет точности. $\alpha_o = 0$; $\alpha_b = 0$

Средний зазор в соединениях гидроцилиндр – поршень равен:

$$S_{cp} = (S_{\max} + S_{\min}) / 2 = (280 + 50) / 2 = 165 \text{ мкм}.$$

В данном примере при моделировании был принят нормальный закон распределения отклонений размеров цилиндра и поршня с коэффициентами асимметрии, соответственно, $\alpha_o = 0$; $\alpha_B = 0$.

По уровню качества сборки соединения распределены следующим образом - до 7% соединений имеют уровень качества $0,125 < K < 0,5$; 87% - $0,5 < K < 0,875$; до 6% - $0,875 < K < 1$. Тогда при коэффициенте запаса ресурса по точности $K_p = 1,5$ (см. рис. 5.4) получаем следующее распределение по ресурсу:

7% стоек имеют ресурс $0,35T_{max}$; 87% - $0,51T_{max}$ и 6% - $0,75T_{max}$.

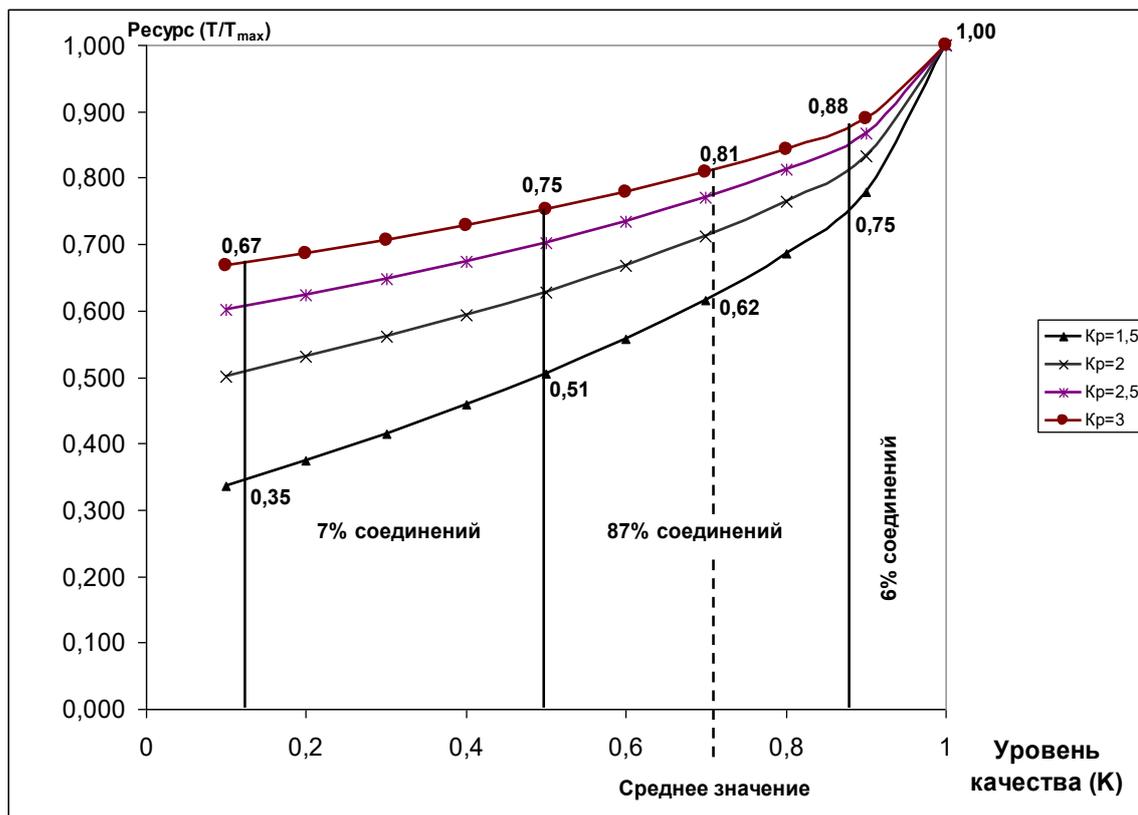


Рисунок 5.4 - Средний ресурс и распределение соединений по ресурсу работы при сборке методом полной взаимозаменяемости по 9-му качеству точности

Из рисунка рис. 5.4 видно, что средний уровень качества сборки соединений по 9-му качеству составляет $K = 0,708$, что отвечает ресурсу $T = 0,6$.

Это свидетельствует о том, что, средний ресурс соединений гидростойки, собранных по методу полной взаимозаменяемости составляет примерно 60% от максимально возможного значения.

В ходе исследований установлено, что большая часть соединений, т. е. свыше 50%, имеют зазор меньше средней величины. Такое же число соединений собрано с зазором примерно равным или чуть выше средней величины (рис. 5.5). При этом соединений с зазорами свыше 210 мм практически нет.

Таким образом, имеется резерв для повышения ресурса соединений за счет повышения точности сопряженных тел и уменьшения начальных зазоров. То есть, при изготовлении внутреннего отверстия цилиндра и рабочей поверхности поршня по более высокому 7-му качеству точности, средний зазор в соединениях составит 100 мкм, тогда средний уровень качества – 0,949.

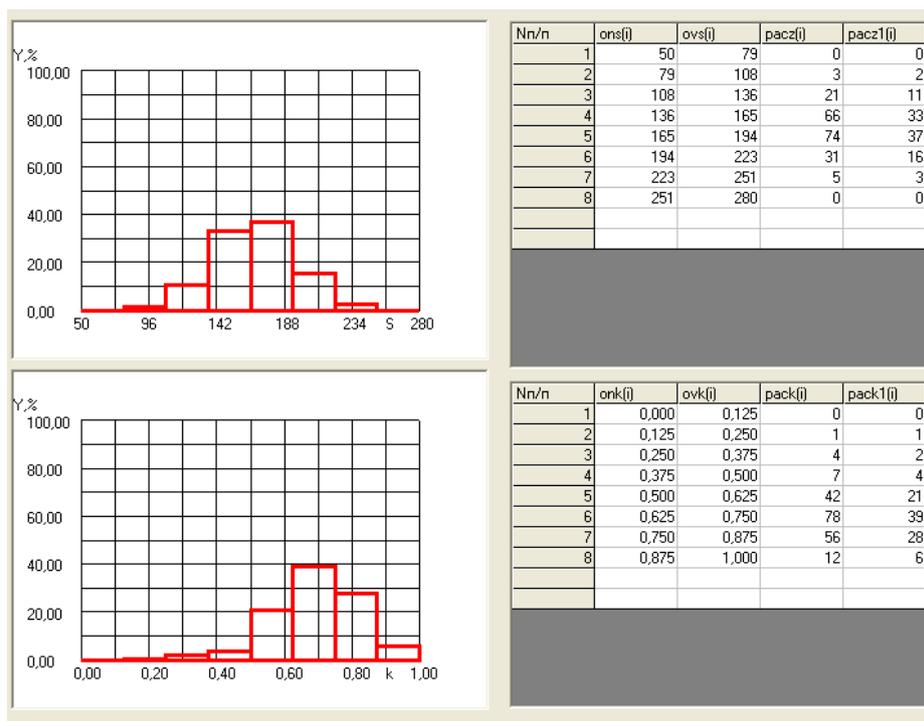


Рисунок 5.5 - Распределение соединений по величине зазора (*S*) и уровню качества сборки (*K*) в случае сборки по 9-квалитету точности

При таком значении уровня качества средний ресурс работы соединений составляет 94% от максимально возможного при $K_p=4,0$.

В пользу данного утверждения свидетельствуют и результаты моделирования напряженного состояния контактирующих пар соединений, представленные в 4-й главе данной работы. Было показано, что при увеличении зазора между поршнем и цилиндром выше 110 мкм резко повышается уровень напряжений на кромках грундбуксы в связи с максимальным перекосом штока. А поскольку ресурс сопряжения «грундбукса-шток» являются лимитирующим для гидроцилиндра, то требуемый зазор между цилиндром и поршнем желательно выдерживать в пределах 50..110 мкм, что в свою очередь, определяет необходимость изготовления контактируемых поверхностей по 7 квалитету точности. Таким образом, практически наибольший ресурс соединений достигается в случае изготовления контактируемых поверхностей в соответствии с 7 квалитетом точности и реализацией сборки методом полной взаимозаменяемости. При этом точность соединений рабочих поверхностей гидроцилиндров рекомендуется выполнять по посадке $H7/f7$ или $H8/f8$, что существенно увеличивает их ресурс.

5.3. Обеспечение точности соединений гидроцилиндров методом групповой взаимозаменяемости. Моделирование повышения ресурса и уровня качества соединения

Для достижения высокой точности соединений в малозвенных узлах, как правило, применяют селективную сборку, так называемый, метод групповой взаимозаменяемости. При этом требуемая точность зазора в соединении достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев (деталей), принадлежащих к одной из групп, на которые детали предварительно были рассортированы [6, 70].

Необходимая величина зазора формализуется как замыкающее звено размерной цепи $A_{\Delta}=A_1-A_2$, где A_1 и A_2 – составляющие звенья, соответственно, диаметр отверстия цилиндра и наружный диаметр поршня.

При реализации метода полной взаимозаменяемости точность зазора определяется суммой допусков составляющих звеньев как:

$$T_{\Delta} = T_1 + T_2, \quad (5.7)$$

где T_1, T_2 - допуски на составляющие звенья A_1 и A_2 , или с использованием предельных отклонений: $\Delta_{\Delta}^B, \Delta_{\Delta}^H$:

$$T_{\Delta} = \Delta_{\Delta}^B - \Delta_{\Delta}^H . \quad (5.8)$$

В свою очередь: $\Delta_{\Delta}^B = \Delta_1^B - \Delta_2^H$ и $\Delta_{\Delta}^H = \Delta_1^H - \Delta_2^B$, где Δ_1^B, Δ_1^H и Δ_2^B, Δ_2^H - предельные отклонения на звеньях A_1 и A_2

Повышение точности зазора в соединении в k раз как определяется как отношение допуска на зазор, получаемый в соединении по методу полной взаимозаменяемости T_{Δ} , к допуску T'_{Δ} , получаемому с применением метода групповой взаимозаменяемости:

$$k = \frac{T_{\Delta}}{T'_{\Delta}} \quad (5.9)$$

При этом коэффициент k означает принимаемое число групп сортировки.

Учитывая (5.8) и (5.9), из выражения (5.10) находим уменьшенный (в k раз) допуск T'_{Δ} на зазор, получение которого возможно путем использования метода групповой взаимозаменяемости:

$$T'_{\Delta} = \Delta_{\Delta}^B - \Delta_{\Delta}^H = \frac{T_1 + T_2}{k} = T_{\Delta} / k \quad (5.10)$$

Рассмотрим применения метода групповой взаимозаменяемости для соединения цилиндр-поршень $\varnothing 110H9/f9$. Сборка деталей этого соединения обеспечивает получение зазора в пределах:

$$\Delta_{\Delta}^B = S_{\max} = 0,210 \text{ мм} \quad \text{и} \quad \Delta_{\Delta}^H = S_{\min} = 0,036 \text{ мм},$$

что означает достижение допуска $T_{\Delta} = \Delta_{\Delta}^B - \Delta_{\Delta}^H = T_{\Delta} = T_s = 0,174 \text{ мм}$

и координаты середины поля допуска:

$$\Delta_{0\Delta} = \frac{\Delta_{\Delta}^H + \Delta_{\Delta}^B}{2} = \frac{0,036 + 0,210}{2} = 0,123 \text{ мм}$$

При этом детали соединения должны быть обработаны с точностью:

- цилиндр $T_1 = 0,087 \text{ мм}$ ($\Delta_1^B = 0,087 \text{ мм}$ и $\Delta_1^H = 0,00 \text{ мм}$);

- поршень $T_2 = 0,087 \text{ мм}$ ($\Delta_2^B = -0,036 \text{ мм}$ и $\Delta_2^H = -0,123 \text{ мм}$).

Задача повышения точности соединения путем уменьшения допуска на зазор до $T_{\Delta}^* = 0,06 \text{ мм}$ вместо $T_{\Delta} = T_s = 0,174 \text{ мм}$ означает, согласно (5.9), организацию трех групп размерной сортировки цилиндров и поршней:

$$k = \frac{T_{\Delta}}{T_{\Delta}^*} = \frac{0,174}{0,06} = 2,9 \Rightarrow 3 \quad (5.11)$$

Это означает, что устанавливаемые допуски на диаметральные размеры цилиндра и поршня должны быть кратны трем - числу групп сортировки.

Реализация метода групповой взаимозаменяемости обусловлена необходимостью выполнения двух расчетных условий:

Условие 1 - сумма допусков увеличивающих звеньев должна равняться сумме допусков уменьшающих звеньев:

$$\sum_1^k \rho T_i = \sum_{k+1}^{m-1} \sigma T_i \quad \text{и} \quad T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i \quad (5.12)$$

где k - число увеличивающих звеньев T_i^{ω} ; m - общее число звеньев.
Условие II - координата середины поля допуска, получаемая на замыкающем звене при расширенных допусках $\Delta'_{0\Delta}$, должна быть равна требуемой координате $\Delta_{0\Delta}$ середины поля:

$$\Delta'_{0\Delta} = \overset{P}{\Delta}'_{01} - \overset{B}{\Delta}'_{02} = \Delta_{0\Delta}. \quad (5.13)$$

Рассмотрим выполнение этих условий для решения рассматриваемой задачи. При принятых допусках на звенья $T_1 = T_2 = 0,087$:

$$\text{условие I выполняется } \overset{P}{T}_1 = \overset{B}{T}_2.$$

Если координату середины поля допуска звена A_1 оставить без изменения:

$$\Delta_{01}^* = \frac{\Delta_1^{*H} + \Delta_1^{*B}}{2} = \frac{0,00 + 0,087}{2} = 0,0435 \text{ мм},$$

то выполнение *условия II* означает соблюдение равенства:

$$\Delta'_{0\Delta} = \overset{P}{\Delta}'_{01} - \overset{B}{\Delta}'_{02} = \Delta_{0\Delta} \text{ и в цифрах } \Delta'_{0\Delta} = 0,0435 - \overset{B}{\Delta}'_{02} = 0,123 \text{ мм}, \quad (5.14)$$

из которого следует необходимость коррекции координаты допуска звена A_1 до значения $\Delta_{01}^* = -0,0795 \text{ мм}$.

В соответствии с полученными данными, определяющими два условия реализации метода групповой взаимозаменяемости, рассчитаем предельные отклонений диаметральных размеров

$$\text{цилиндра} \quad \Delta_1^{*B} = \Delta_{01} + 0,5 \cdot T_1; \quad \Delta_1^{*B} = 0,0435 + 0,5 \cdot 0,087 = 0,087 \text{ мм}$$

$$\Delta_1^{*H} = \Delta_{01} - 0,5 \cdot T_1; \quad \Delta_1^{*H} = 0,0435 - 0,5 \cdot 0,087 = 0,0$$

$$\text{и поршня} \quad \Delta_2^{*B} = \Delta_{02} + 0,5 \cdot T_2; \quad \Delta_2^{*B} = -0,079 + 0,5 \cdot 0,087 = -0,036 \text{ мм}$$

$$\Delta_2^{*H} = \Delta_{02} - 0,5 \cdot T_2; \quad \Delta_2^{*H} = -0,079 + 0,5 \cdot 0,087 = -0,123$$

При этом имеет место одинаковый групповой допуск $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,03$ мм

$$T_{1гр} = \frac{1}{\kappa}(\Delta_1^{*B} - \Delta_1^{*H}) = \frac{1}{3}(0,087 - 0) = 0,029 \approx 0,03\text{мм};$$

$$T_{2гр} = \frac{1}{\kappa}(\Delta_1^{*B} - \Delta_1^{*H}) = \frac{1}{3}(-0,036 + 0,123) = 0,029 \approx 0,03\text{мм}$$

А затем составим таблицу 5.1 предельных отклонений диаметральных размеров цилиндра (Δ_1^{*B} , Δ_1^{*H}) и поршня (Δ_2^{*B} , Δ_2^{*H})

Таблица 5.1

Таблица предельных отклонений звеньев

	$\overset{P}{A}_1$	$\overset{C}{A}_2$	A_Δ
T_i^*	0,09 (0,03 × 3)	0,09 (0,03 × 3)	0,18 (0,06 × 3)
Δ_0	$\Delta_{01}^* = 0,044$	$\Delta_{02}^* = -0,079$	$\Delta_0 = 0,123$
Δ_i^B	$\Delta_1^B = 0,087$	$\Delta_2^B = -0,036$	$\Delta_\Delta^B = 0,213$
Δ_i^H	$\Delta_1^H = 0,00$	$\Delta_2^H = -0,123$	$\Delta_\Delta^H = 0,035$

На основе табл. 5.1 составляем таблицу сортировки деталей по группам, структура которой имеет вид (табл. 5.2):

Таблица 5.2

Сортировка деталей по группам

Звенья цепи	группа I		группа II		группа III	
	Δ_1^H	Δ_1^B	Δ_2^H	Δ_2^B	$\Delta_{1,K}^H$	$\Delta_{1,K}^B$
A_1	$\Delta_{1,I}^H$	$\Delta_{1,I}^B$	$\Delta_{1,II}^H$	$\Delta_{1,II}^B$	$\Delta_{1,K}^H$	$\Delta_{1,K}^B$
A_2	$\Delta_{2,I}^B$	$\Delta_{2,I}^B$	$\Delta_{2,II}^H$	$\Delta_{2,II}^B$	$\Delta_{2,K}^H$	$\Delta_{2,K}^B$

Предельные отклонения размеров в группах выполняем путем прибавления к нижним отклонениям размеров группового допуска. $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,03$

Для группы I

размер A_1 $\Delta_{1,I}^H = 0$; $\Delta_{1,I}^B = \Delta_{1,I}^H + T_{1гр} = 0 + 0,03 = 0,03\text{мм}$

размер A_2 $\Delta_{2,I}^H = -0,123$; $\Delta_{2,I}^B = \Delta_{2,I}^H + T_{2гр} = -0,123 + 0,03 = -0,093\text{мм}$

Для группы II

размер A_1 $\Delta_{1,II}^H = 0,03$; $\Delta_{1,II}^B = \Delta_{1,II}^H + T_{1гр} = 0,03 + 0,03 = 0,06\text{мм}$

размер A_2 $\Delta_{2,II}^H = -0,093$; $\Delta_{2,II}^B = \Delta_{2,II}^H + T_{2гр} = -0,093 + 0,03 = -0,063$ мм

Для группы III

размер A_1 $\Delta_{1,III}^H = 0,06$; $\Delta_{1,III}^B = \Delta_{1,III}^H + T_{1гр} = 0,06 + 0,03 = 0,09$ мм

размер A_2 $\Delta_{2,III}^H = -0,063$; $\Delta_{2,III}^B = \Delta_{2,III}^H + T_{2гр} = -0,063 + 0,03 = -0,033$ мм

В результате подстановки численных значений отклонений таблица сортировки 5.2 принимает вид:

Таблица 5.3

Таблица сортировки деталей по трем группам при $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,03$

Звенья цепи	группа I		группа II		группа III	
	Предельные отклонения размеров деталей в группах (мкм)					
	Δ_1^H	Δ_1^B	Δ_2^H	Δ_2^B	Δ_3^H	Δ_3^B
A_1	$\Delta_{1,I}^H = 0$	$\Delta_{1,I}^B = 0,03$	$\Delta_{1,II}^H = 0,03$	$\Delta_{1,II}^B = 0,06$	$\Delta_{1,III}^H = 0,06$	$\Delta_{1,III}^B = 0,09$
A_2	$\Delta_{2,I}^H = -0,123$	$\Delta_{2,I}^B = -0,093$	$\Delta_{2,II}^H = -0,093$	$\Delta_{2,II}^B = -0,063$	$\Delta_{2,III}^H = -0,063$	$\Delta_{2,III}^B = -0,033$
A_Δ	$\Delta_\Delta^H = 0,093$	$\Delta_\Delta^B = 0,153$	$\Delta_\Delta^H = 0,093$	$\Delta_\Delta^B = 0,153$	$\Delta_\Delta^H = 0,093$	$\Delta_\Delta^B = 0,153$
T_Δ	$T_\Delta = 0,153 - 0,093 = 0,06$ мм		$T_\Delta = 0,153 - 0,093 = 0,06$ мм		$T_\Delta = 0,153 - 0,093 = 0,06$ мм	

Две последние строки таблицы показывают, что выполняемая сортировка обеспечивает достижение одинаковых предельных отклонения зазора в каждой из трех групп ($\Delta_\Delta^H = 0,093$; $\Delta_\Delta^B = 0,153$) и одинаковый допуск $T_\Delta = 0,06$ мм на зазор, который в три раза меньше первоначального значения

$$(T_\Delta^* = 0,06 \text{ мм}) < (T_\Delta = T_s = 0,174 \text{ мм}).$$

Таким образом, размеры цилиндра и поршня в группах сортировки составят:

	группа I	группа II	группа III
Диаметры отверстий в цилиндрах A_1	$\varnothing 110_{0}^{0,03}$	$\varnothing 110_{0,03}^{0,06}$	$\varnothing 110_{0,06}^{0,09}$
Диаметры поршней A_2	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,093}$	$\varnothing 110_{-0,093}^{-0,063}$	$\varnothing 110_{-0,063}^{-0,033}$
Зазоры S_{\min} ; S_{\max} Допуск T_s	0,093; 0,153 0,06 мм	0,093; 0,153 0,06 мм	0,093; 0,153 0,06 мм

Ниже приводится поверочный расчет, подтверждающий данные, приводимые в строках A_{Δ} и T_{Δ} . При сборке соединений из деталей, принадлежащих определенной группе, точность зазора обеспечивается по методу полной взаимозаменяемости, поэтому правильность расчета выполняем по формулам предельных отклонений (5.5);

Для группы I

$$\Delta_{\Delta}^B = \Delta_{1I}^B - \Delta_{2I}^H = 0,03 - (-0,123) = 0,153; \quad \Delta_{\Delta}^H = \Delta_{1I}^H - \Delta_{2I}^B = 0 - (-0,093) = 0,093.$$

Для группы II

$$\Delta_{\Delta}^B = \Delta_{1II}^B - \Delta_{2II}^H = 0,06 - (-0,093) = 0,153; \quad \Delta_{\Delta}^H = \Delta_{1II}^H - \Delta_{2II}^B = 0,03 - (-0,063) = 0,093.$$

Для группы III

$$\Delta_{\Delta}^B = \Delta_{1III}^B - \Delta_{2II}^H = 0,09 - (-0,063) = 0,153; \quad \Delta_{\Delta}^H = \Delta_{1III}^H - \Delta_{2II}^B = 0,06 - (-0,033) = 0,093.$$

Для достижения более высокой точности зазора в соединении цилиндр-поршень уменьшим групповой допуск до значения $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$ и составим новую таблицу размерной сортировки 5.4.

Таблица 5.4

Сортировка деталей по трем группам при $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$

Звенья цепи	группа I		группа II		группа III	
	Предельные отклонения размеров деталей в группах (мкм)					
	Δ_1^H	Δ_1^B	Δ_2^H	Δ_2^B	Δ_3^H	Δ_3^B
A_1	$\Delta_{1,I}^H = 0$	$\Delta_{1,I}^B = -0,01$	$\Delta_{1,II}^H = 0,015$	$\Delta_{1,II}^B = -0,03$	$\Delta_{1,III}^H = -0,03$	$\Delta_{1,III}^B = 0,045$
A_2	$\Delta_{2,I}^H = -0,123$	$\Delta_{2,I}^B = -0,108$	$\Delta_{2,II}^H = -0,108$	$\Delta_{2,II}^B = -0,093$	$\Delta_{2,III}^H = -0,093$	$\Delta_{2,III}^B = -0,078$
A_{Δ}	$\Delta_{\Delta}^H = 0,108$	$\Delta_{\Delta}^B = 0,138$	$\Delta_{\Delta}^H = 0,108$	$\Delta_{\Delta}^B = 0,138$	$\Delta_{\Delta}^H = 0,108$	$\Delta_{\Delta}^B = 0,138$

Таким образом, размеры цилиндра и поршня в группах при $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$ составят:

	группа I	группа II	группа III
Диаметры отверстий в цилиндрах A_1	$\varnothing 110_{0}^{0,015}$	$\varnothing 110_{0,015}^{0,03}$	$\varnothing 110_{0,03}^{0,045}$
Диаметры поршней A_2	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,108}$	$\varnothing 110_{-0,108}^{-0,093}$	$\varnothing 110_{-0,093}^{-0,078}$
Зазоры $S_{\min}; S_{\max}$ Допуск T_s	0,108; 0,138 0,030мм	0,108; 0,138 0,030мм	0,108; 0,138 0,030мм

Для достижения более высокой точности зазора в соединении цилиндр-поршень уменьшим групповой допуск до значения $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,01$, и составим соответствующую таблицу размерной сортировки 5.5.

Таблица 5.5

Сортировки деталей по трем группам при $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,01$ мм

Звенья цепи	группа I		группа II		группа III	
	Предельные отклонения размеров деталей в группах (мкм)					
	Δ_1^H	Δ_1^B	Δ_2^H	Δ_2^B	Δ_3^H	Δ_3^B
A_1	$\Delta_{1,I}^H = 0$	$\Delta_{1,I}^B = 0,01$	$\Delta_{1,II}^H = 0,01$	$\Delta_{1,II}^B = 0,02$	$\Delta_{1,III}^H = 0,02$	$\Delta_{1,III}^B = 0,03$
A_2	$\Delta_{2,I}^H = -0,123$	$\Delta_{2,I}^B = -0,113$	$\Delta_{2,II}^H = -0,113$	$\Delta_{2,II}^B = -0,103$	$\Delta_{2,III}^H = -0,103$	$\Delta_{2,III}^B = -0,093$
A_Δ	$\Delta_\Delta^H = 0,113$	$\Delta_\Delta^B = 0,133$	$\Delta_\Delta^H = 0,113$	$\Delta_\Delta^B = 0,133$	$\Delta_\Delta^H = 0,113$	$\Delta_\Delta^B = 0,133$
T_Δ	$T_\Delta = 0,133 - 0,113 = 0,020$ мм		$T_\Delta = 0,133 - 0,113 = 0,020$ мм		$T_\Delta = 0,133 - 0,113 = 0,020$ мм	

Таким образом, размеры цилиндра и поршня в группах сортировки составят:

	группа I	группа II	группа III
Диаметры отверстий в цилиндрах A_1	$\varnothing 110_{0}^{0,01}$	$\varnothing 110_{0,01}^{0,02}$	$\varnothing 110_{0,02}^{0,03}$
Диаметры поршней A_2	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,113}$	$\varnothing 110_{-0,113}^{-0,103}$	$\varnothing 110_{-0,103}^{-0,093}$
Зазоры $S_{\min}; S_{\max}$ Допуск T_s	0,113; 0,133 0,020мм	0,113; 0,133 0,020мм	0,113; 0,133 0,020мм

Повышение точности зазора в соединении путем ужесточения группового допуска происходит в результате повышения точности диаметральных размеров цилиндров и поршней, что показано в таблице 5.6.

Таблица 5.6

Требуемая точность диаметральных размеров цилиндров и поршней

Групповые допуски $T_{1гр} = T_{2гр}$ в мм 3 групп сортировки	Точность диаметральных размеров (мм)		
	Отверстий в цилиндрах	Поршней	Допуск на зазор T ($S_{min}; S_{max}$)
0,03	$\varnothing 110_0^{0,09}$	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,033}$	0,06 (0,093; 0,153)
0,015	$\varnothing 110_0^{0,045}$	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,078}$	0,03 (0,108; 0,138)
0,01	$\varnothing 110_0^{0,03}$	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,093}$	0,02 (0,113; 0,133)
Данные первоначальной точности деталей соединения и зазора			
$\varnothing 110H9/f9$	$\varnothing 110H9; \varnothing 110_0^{0,087}$	$\varnothing 110f9; \varnothing 110_{-0,123}^{-0,036}$	0,174 (0,036; 0,210)

Достижение более высокой точности зазора в соединении цилиндр-поршень возможно обеспечить также путем увеличения числа групп сортировки ($\kappa \Rightarrow <$). Такой вариант решения рассматриваемой задачи показан в приложении №2, где приведен расчет достижения точности зазора $T_{\Delta}^* = 0,03\text{мм}$ (вместо $T_{\Delta} = T_s = 0,174\text{ мм}$) путем организации шести групп размерной сортировки цилиндров и поршней

$$\kappa = \frac{T_{\Delta}}{T_{\Delta}^*} = \frac{0,174}{0,03} = 5,8 \Rightarrow 6$$

при равных значениях групповых допусков $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$

$$T_{1гр} = \frac{1}{\kappa}(\Delta_1^{*B} - \Delta_1^{*H}) = \frac{1}{6}(0,087 - 0) = 0,0145 \approx 0,015\text{мм}; \quad (5.15)$$

$$T_{2гр} = \frac{1}{\kappa}(\Delta_1^{*B} - \Delta_1^{*H}) = \frac{1}{6}(-0,035 + 0,123) = 0,0146 \approx 0,015\text{мм}.$$

Однако увеличения числа групп сортировки ($\kappa \Rightarrow <$) напрямую связано с увеличением трудоемкости операций, связанных с измерением и сортировкой деталей, что существенно снижает эффективность метода.

Рассмотренные выше задачи расчета размеров соединяемых деталей при методе групповой взаимозаменяемости выполнены для соединения $\varnothing 110H9/f9$ при условии равенства допусков на охватывающую деталь (диаметр цилиндра) и на охватываемую детали (диаметр поршня).

Метод групповой взаимозаменяемости позволяет при необходимости учитывать различие в сложности (а, следовательно, и в трудоемкости) достижения точности размера цилиндра и поршня. В приложении №3 показан вариант решения рассматриваемой задачи при условии назначении разных по величине допусков на отверстие в цилиндре и на диаметр штока.

Эффективное использование метода групповой взаимозаменяемости предусматривает выполнение двух технологических условий. Первое технологическое условие – достижение точности геометрической формы цилиндрической поверхности в продольном $\Delta_{фпр}$ и поперечном $\Delta_{фп}$ сечениях в пределах группового допуска ($\Delta_{фпр}; \Delta_{фп} \leq (T_{1гр}; T_{2гр})$).

Вторым технологическим условием реализации селективной сборки является соблюдение идентичности законов рассеяния отклонений (рис. 5.6).

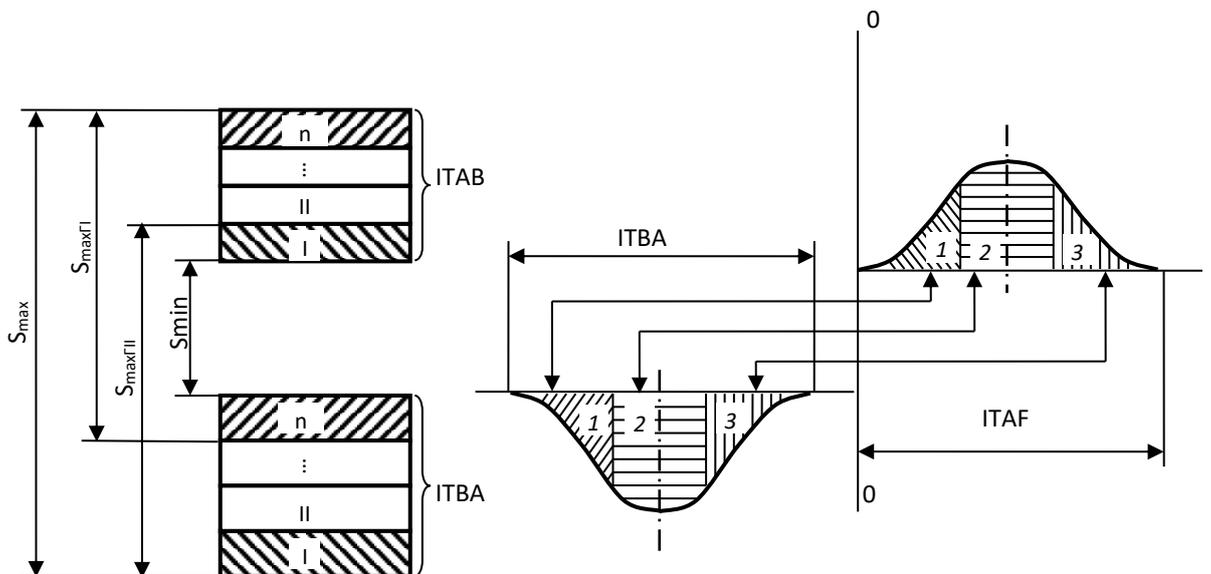


Рисунок 5.6 – Влияние кривых распределения отклонений размеров на схему сортировки деталей на группы при посадке с зазором.

Согласно ГОСТ 24643 на точность формы цилиндрических поверхностей, соблюдение этого условия для соединения $\varnothing 110H9/f9$ предусматривает достижение 6-й (высокой «С») точности формы цилиндра и поршня, для которой отклонения ($\Delta_{фпр}$; $\Delta_{фп}$) не должны превышать 0,01 мм, что соответствует точности назначаемых групповых допусков.

Невыполнение этого условия при малых программах выпуска приводит к образованию некомплектных деталей, что означает возникновение незавершенного производства. Основная причина этого – случайный характер формирования действительных размеров деталей при их изготовлении. На практике достичь абсолютного соответствия законов распределения отклонений размеров отверстий и валов не представляется возможным.

На рис. 5.7 представлена зависимость объема незавершенного производства от коэффициентов относительной асимметрии [40. 48].

Для оценки эффективности использования метода групповой взаимозаменяемости, с целью оценки возможности повышения уровня качества и ресурса соединений гидроцилиндра с поршнем, было выполнено моделирование сборки соединений с помощью разработанной компьютерной программы на языке программирования СИ⁺⁺ для деталей, изготовленных по 9-му качеству точности. Программа представлена в приложении №4.

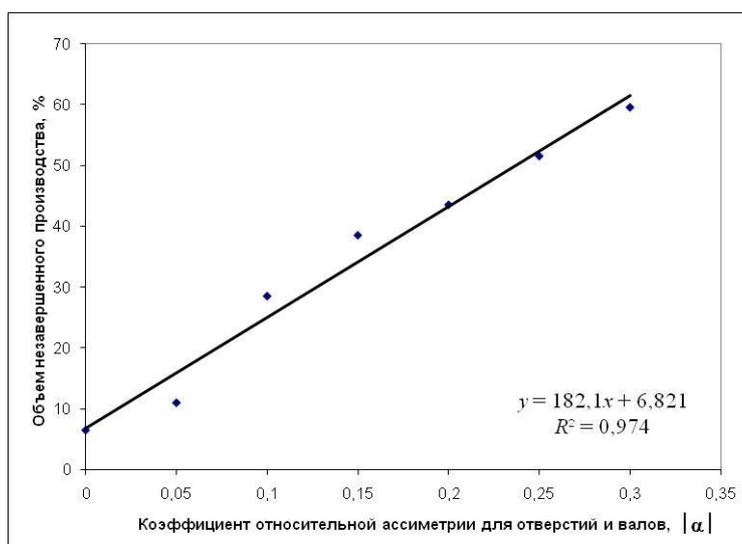


Рисунок 5.7 - Влияние коэффициентов относительной асимметрии на объем незавершенного производства.

Величина зазора, отвечающая уровню качества $K \geq 0,9$ при изготовлении сопрягаемых поверхностей по 9 качеству точности равна:

$$S = 1,05ITS \sqrt{1 - K} + S_{\min} = 1,05 \cdot 200 \cdot \sqrt{1 - 0,9} + 50 = 116 \text{ мкм.}$$

Полученное значение зазора соответствует седьмому качеству точности. Это означает, что селективной сборкой необходимо обеспечить зазоры в соединениях, соответствующие посадке $H7/f7$. Для моделирования селективной сборки внутренние диаметры цилиндра приняты в пределах $\varnothing 120 \dots 180$ мм при нормальных законах распределения размеров сопрягаемых поверхностей. Шаблон для ввода в компьютер требуемых исходных данных приведен на рис.5.8.

Исходные данные	Отверстие	Вал
Закон распределения:	Нормальный	Нормальный
Нижнее предельное отклонение	0	-100
Верхнее предельное отклонение	100	0
Количество интервалов	3	3
Количество соединений	200	200
Асимметрия	0	0
Мак. и Мин. необходимые зазоры	150	50

Выход Вычислить

Рисунок 5.8 - Шаблон для ввода в ЭВМ требуемых исходных данных

Полученные результаты моделирования представлены на рис. 5.9.

Результаты моделирования показывают, что реализация селективной сборки при сортировке деталей соединений на три размерные группы обеспечивает зазоры, отвечающие 7 качеству точности с достижением уровня

качества и ресурса изделия, также как это имеет при сборке методом полной взаимозаменяемости.

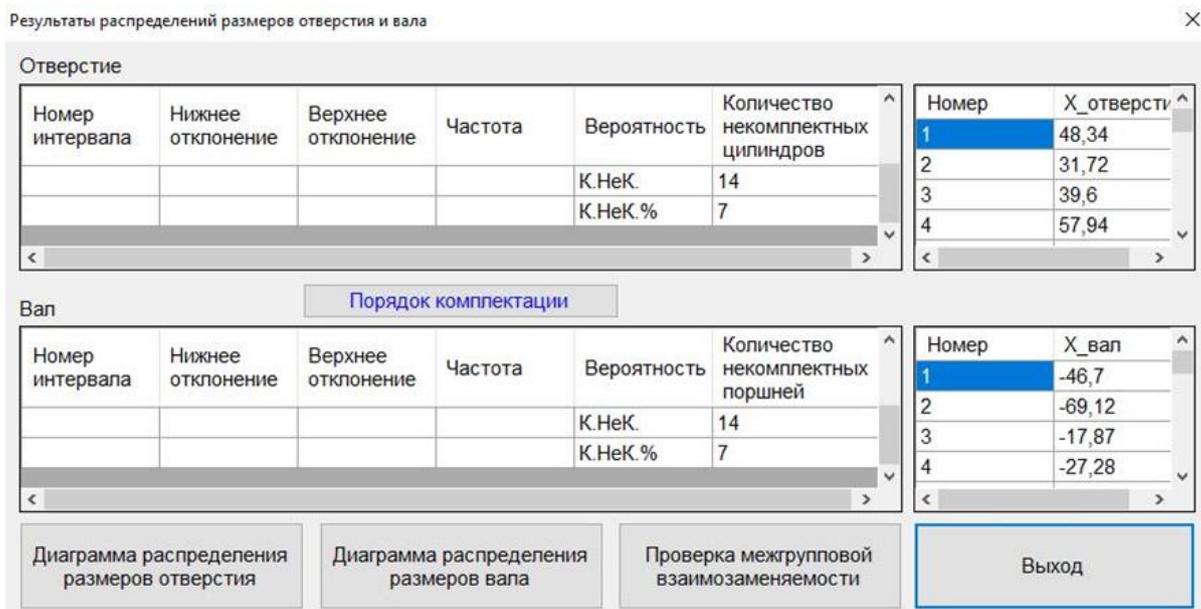


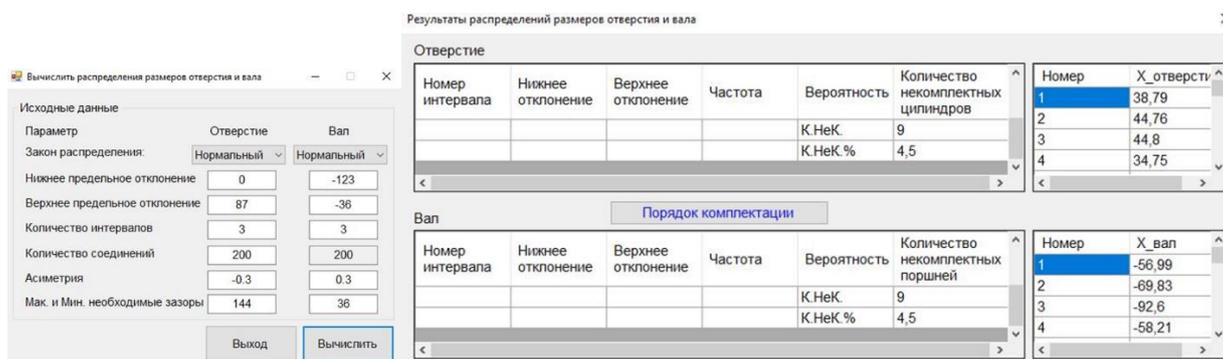
Рисунок 5.9 - Результаты расчета объема незавершенного производства при методе групповой взаимозаменяемости

В то же время, в процессе селективной сборки появляются некомплектные детали, общее число которых составляет порядка 7% от принятого числа собираемых изделий (рис. 5.9).

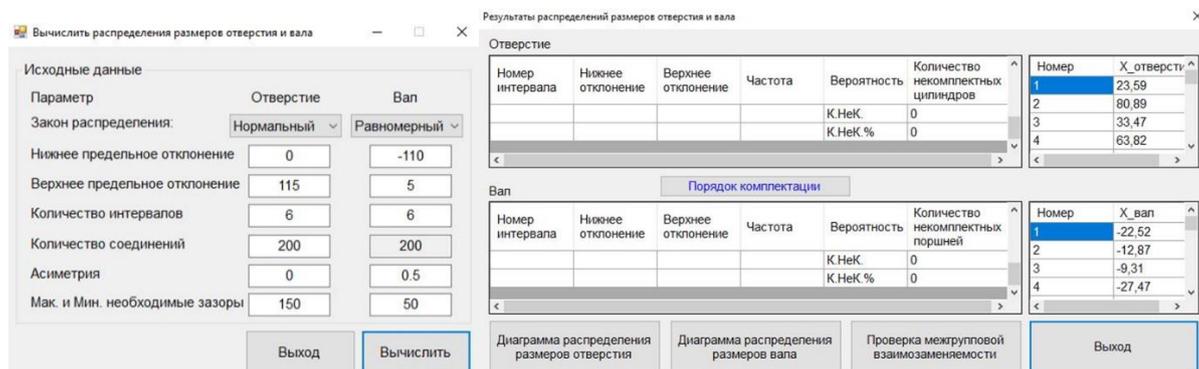
Исследования показывают, что существенное влияние на результаты сборки оказывает также объем партии собираемых изделий.

Для различных вариантов сборки соединений проведено моделирование на ЭВМ при сортировке деталей соответственно на три (рис. 5.10, а) и шесть (рис. 5.10, б) групп сортировки.

Результаты моделирования для различных исходных данных представлены также в приложении. В таблице 5.7 представлены результаты моделирования по объемам незавершенного производства при использовании селективной сборки.



a



б

Рисунок 5.10 – Результаты моделирования различных вариантов селективной сборки соединений: *a* - с сортировкой деталей на 3 размерные группы (4,5% некомплектных деталей); *б* - при сортировке деталей по 6-ти группам (некомплектных деталей 0)

Таблица 5.7

Результаты моделирования объема незавершенного производства

α_0	Объем незавершенного производства в %						
	α_B						
	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
0	7	7,7	7	12	24,5	20,5	26,5
-0,05	7	9	8,5	22,5	17,5	34,5	33
-0,1	11,5	8,5	14	14,5	22,5	25,5	30,5
-0,15	13	12,5	19,5	16	28	31	44
-0,2	20,5	24	26,5	31,5	29,5	33	35
-0,25	29,5	29	30	25,5	36	37	42
-0,3	20	26	40,5	42	40	43	45

Результаты приведенных расчетов и компьютерного моделирования сборки, позволяют сделать вывод о том, что реализация сборки с

использованием метода групповой взаимозаменяемости обеспечивает получение соединений высокого уровня качества и значительного ресурса. Однако при сборке изделий в малых объемах выпуска при этом методе возможно образование незавершенного производства. Расчеты показывают, что при малых партиях изделий количество несобранных изделий может составлять порядка 45%. На рис. 5.11 показана обобщенная зависимость объема незавершенного производства в условиях мелкосерийного производства при сборке методом групповой взаимозаменяемости (общее количество соединений - 200 шт).

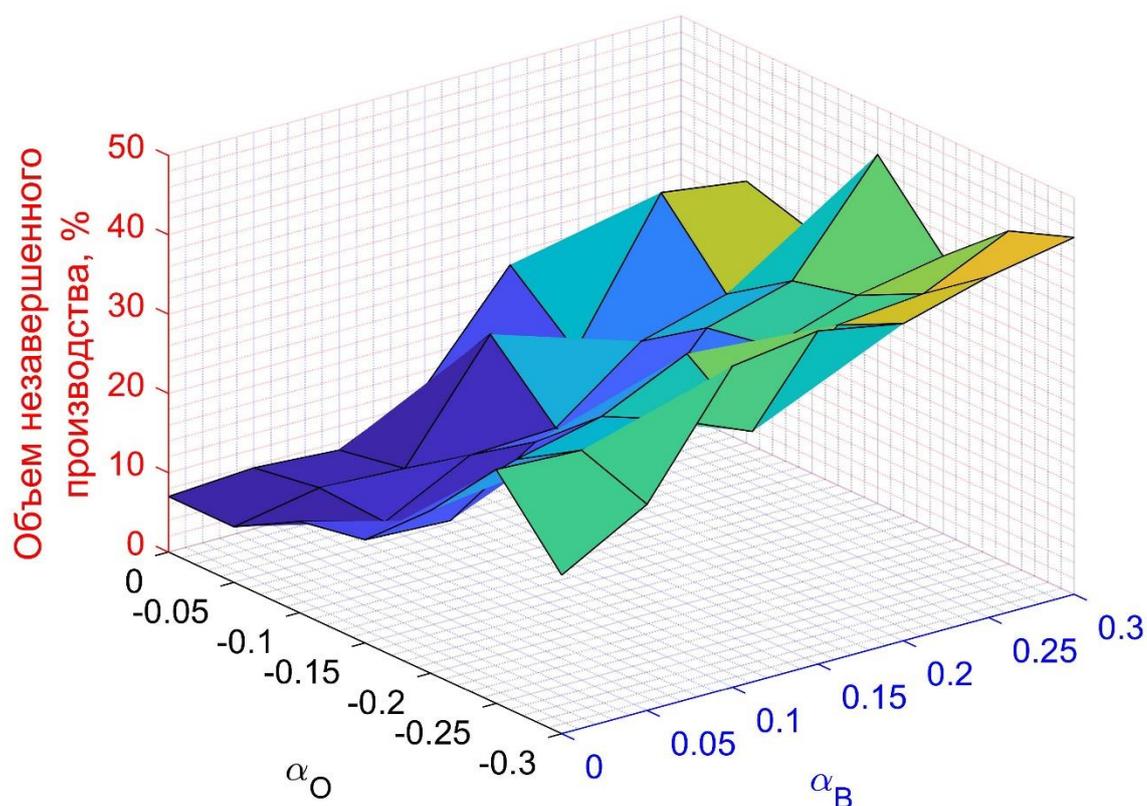


Рисунок 5.11 – Объем незавершенного производства при сборке с использованием метода групповой взаимозаменяемости (число размерных групп 3)

В то же время, применение метода межгрупповой взаимозаменяемости, разработанного проф. Ю.Ф. Набатниковым, в условиях мелкосерийного производства, позволяет практически свести к нулю объем незавершенного производства (рис. 5.10 б.) [46, 47]. Увеличение числа групп сортировки

размеров до 6 обеспечивает вовлечение в сборку большего числа диаметров независимо от законов распределения отклонений размеров деталей.

5.4. Достижение точности соединения цилиндр – поршень методом доработки сопряженной детали

Сущность предлагаемого метода достижение требуемой точности зазора между цилиндром и поршнем заключается в том, что первоначально выполняют окончательную обработку отверстия, а затем в соответствии с достигнутой точностью отверстия выполняется окончательная обработка наружной цилиндрической поверхности поршня.

Таким образом, в размерной цепи A_{Δ} - зазор, A_1 - отверстие, A_2 – поршень:

$$A_{\Delta} = \overset{P}{A_1} - \overset{P}{A_2} \quad (5.16)$$

последняя деталь - поршень выполняет роль компенсатора, за счет доработки которого достигается требуемая точность зазора. Возможность применения предложенного метода рассмотрим для соединения цилиндр-поршень $\varnothing 110H9/f9$.

В соответствии с требованиями в соединении необходимо обеспечить зазор $\Delta_{\Delta}^B = S_{\max} = 0,210\text{мм}$ и $\Delta_{\Delta}^H = S_{\min} = 0,036\text{мм}$ при допуске, определяемом как допуск замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = \Delta_{\Delta}^B - \Delta_{\Delta}^H = T_{\Delta} = T_s = 0,174 \text{ мм.}$$

Требуемая точность зазора должна быть обеспечена при точности изготовления цилиндра $T_1 = 0,087 \text{ мм}$ ($\Delta_1^B = 0,087 \text{ мм}$ и $\Delta_1^H = 0,00 \text{ мм}$) и

точности изготовления поршня $T_1 = 0,087$ мм ($\Delta_1^B = 0,087$ мм и $\Delta_1^H = 0,00$ мм).

При этом координаты средин полей допусков на звенья составляют:

$$\Delta_{0\Delta} = \frac{\Delta_{\Delta}^H + \Delta_{\Delta}^B}{2} = \frac{0,036 + 0,210}{2} = 0,123 \text{ мм}; \quad \Delta_{01} = \frac{\Delta_1^H + \Delta_1^B}{2} = \frac{0,00 + 0,087}{2} = 0,0435 \text{ мм}$$

$$\Delta_{02} = \frac{\Delta_2^H + \Delta_2^B}{2} = \frac{-0,036 - 0,123}{2} = -0,0795 \text{ мм} \quad (5.17)$$

Согласно предложенному методу предварительную обработку поршня выполняют чистовым точением до размера $\varnothing 110_{-0,150}^0$ с оставлением припуска под шлифование. Предельные отклонения диаметрального размера поршня при этом составляют $\Delta_2^B = 0$ и $\Delta_2^H = 0,150$ мм и координата середины поля допуска:

$$\Delta_{02} = \frac{\Delta_2^H + \Delta_2^B}{2} = \frac{-0,150 + 0,00}{2} = -0,075 \text{ мм} \quad (5.18)$$

В результате допуск T_2 на предварительную обработку поршня получается равным $T_2 = 0,15$ мм.

$$T_2 = \Delta_2^B - \Delta_2^H = 0 - (-0,15) = 0,15 \text{ мм} \quad (5.19)$$

Таким образом, величину компенсации – наибольший возможный слой материала снимаемый при чистовой обработке поршня под размер готового цилиндра определяем по формуле:

$$T_k = \sum_{i=1}^{i=m-1} T'_i - T_{\Delta} \quad (5.20)$$

где T_{Δ} - требуемый допуск на зазор в соединении; а под суммой

T_1 – допуск на окончательное обработанное отверстия цилиндра;

T_2 – допуск на поршень после чистовой токарной обработке;

$m = 3$ число звеньев размерной цепи.

При $T_2 = 0,15$ мм выражение (5.20) принимает вид:

$$T_k = (T_1 - 0,15) - T_{\Delta} \quad (5.21)$$

и после постановки численных значений получим:

$$T_k = (0,087 + 0,150) - 0,174 = 0,063 \text{ мм.}$$

На звене-компенсаторе необходимо предусмотреть гарантированный минимальный и достаточный слой материала, позволяющий компенсировать наибольшее возможное отклонение. Для этого в координату середины поля допуска звена-компенсатора вносим поправку Δ_k , величина которой рассчитывается по формуле:

$$\Delta_k = (\overset{P}{\Delta}_{01} - \overset{\sigma}{\Delta}_{02}) - \Delta_{0\Delta} + \frac{T_k}{2} \quad (5.22)$$

где $\overset{P}{\Delta}_{01}$ - координата середины поля допуска диаметра цилиндра;

$\overset{\sigma}{\Delta}_{02}$ - координата середины поля допуска диаметра поршня;

$\Delta_{0\Delta}$ - требуемая координата середины поля допуска замыкающего звена.

В формуле (5.22) координаты середин полей допусков суммируются алгебраически с учетом знака и характера звена (увеличивающее - A_1 , уменьшающее - A_2).

В результате подстановки в (5.22) значений составляющих получим:

$$\Delta_k = (0,0435 - 0,075) - 0,123 + \frac{0,063}{2} = 0,027 \text{ мм.}$$

В результате окончательно получаем значения предельных отклонений диаметральных размеров поршня, достижение которых на финишной операции его обработки, обеспечивает требуемую точность зазора в соединении:

$$\text{нижнее} \quad \Delta_2^{H*} = \Delta_2^H + \Delta_k = -0,150 + 0,027 = -0,123 \text{ мм}$$

$$\text{верхнее} \quad \Delta_2^{B*} = \Delta_2^B + \Delta_k = 0,00 + 0,027 = 0,027 \text{ мм}.$$

Используя формулы предельных отклонений, выполняем проверку правильности расчета:

$$\Delta_{\Delta}^B = \Delta_1^B - \Delta_2^{H*} = 0,087 - (-0,123) = 210 \text{ мм} \quad (5.23)$$

$$\Delta_{\Delta}^H = \Delta_1^H - \Delta_2^{B*} = 0,0 - 0,027 = -0,027 \text{ мм} \quad (5.24)$$

Результаты проверки показывают правильность расчета точности изготовления цилиндра и поршня при предложенном методе достижения точности радиального зазора. Согласно (5.23) верхнее значение отклонения соответствует требуемому наибольшему значению зазора:

$$\Delta_{\Delta}^B = S_{\max} = 210 \text{ мм}, \quad (5.25)$$

а нижнее отклонение (5.24), означает, что при удалении рассчитанного согласно (5.21) компенсационного припуска $T_k = 0,063 \text{ мм}$ обеспечивается достижение требуемой точности наименьшего значения зазора:

$$S_{\min} = \Delta_{\Delta}^H - T_k = -0,027 - (-0,063) = 0,036 \text{ мм} \quad (5.26)$$

Предложенный метод финишной доработки сопряженной детали (поршня) по размерам окончательно обработанной базовой детали (цилиндра) позволяет обеспечить наиболее высокую точность зазора в соединении цилиндр – поршень. При этом достижение высокой точности зазора обеспечивается независимо от имеющихся законов распределения размеров, а также их количественных характеристик, включая объемы производства. А

некомплектность деталей в этом случае практически отсутствует, т. к. вероятность ее появления является минимальной.

5.5. Конструкторско-технологические методы повышения ресурса работы силовых гидроцилиндров

Сборку соединений из деталей определенных размерных групп можно считать одним из ключевых технологических методов управления процессом повышения ресурса соединения. Покажем это на примерах рассмотрения многократного повышения коэффициента запаса ресурса ($K_p \Rightarrow <$) при использовании различных вариантов селективной сборки.

Согласно определению (см. 4.7), коэффициент запаса ресурса определяется выражением,

$$K_p = \frac{ITS_p}{ITS}, \quad (5.27)$$

в котором числитель ITS_p представляет собой допуск на эксплуатацию, т. е. допуск на изменение зазора в результате износа сопрягаемых поверхностей. При использовании вариантов селективной сборки этот допуск определяется как разность предельного допускаемого зазора в соединении $S_{пр}$ и наименьшего зазора S_{min} (в гр. I), который имеет место в первой группе сортировки:

$$ITS_p = S_{пр} - S_{min} \quad (5.28)$$

В свою очередь, знаменатель ITS в (5.27) в данном случае представляет собой групповой допуск $T_{Sгр-н}$, т. е. допуск на зазор в соединении, получаемый при сборке гидроцилиндра из деталей первой группы:

$$ITS = T_{Sгр} \quad (5.29)$$

С учетом (5.28) и (5.29) коэффициент запаса ресурса K_p следует рассчитывать по формуле:

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{\min}}{T_{Scz}} \quad (5.30)$$

В данном случае его следует называть коэффициентом запаса управляемого ресурса, т. к. получение численного значения этого коэффициента основано на реализации выбранного варианта селективной сборки.

Рассчитаем значения коэффициента запаса ресурса K_p для рассмотренных выше вариантов сборки цилиндра и поршня с использованием метода групповой взаимозаменяемости, приняв величину предельно допустимого зазора $S_{np}=0,3$ мм (см. рис. 4.18).

При использовании трех групп сортировки (см. табл. 5.3), когда групповой допуск составляет $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,03$ коэффициент K_p согласно (5.30) составит:

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{\min}}{T_{Sep}} = \frac{0,3 - 0,093}{0,06} = 3,45.$$

В свою очередь, при использовании трех групп сортировки (см. табл. 5.3), и при более жестком групповом допуске $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$ коэффициент запаса ресурса K_p , согласно (5.30), составит:

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{\min}}{T_{Sep}} = \frac{0,3 - 0,108}{0,03} = 6,4.$$

Если групповой допуск ужесточить до значения $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,01$ мм, то при использовании трех групп сортировки (см. табл. 5.4), коэффициент запаса ресурса K_p , согласно (5.30), составит:

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{\min}}{T_{Sep}} = \frac{0,3 - 0,113}{0,02} = 9,5.$$

Таким образом, расчеты показывают, что с уменьшением группового допуска коэффициент запаса управляемого ресурса K_p возрастает:

$$\frac{K_p = 3,45}{(npuT_{ep} = 0,03)} < \frac{K_p = 6,45}{(npuT_{ep} = 0,015)} < \frac{K_p = 9,5}{(npuT_{ep} = 0,01)} \quad (5.31)$$

В Приложении № 2 рассмотрен вариант технологического процесса селективной сборки цилиндр – поршень с использованием шести групп сортировки при групповом допуске $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$ мм (см. Приложение №2, табл. № 1). Коэффициент запаса управляемого ресурса K_p для такого варианта технологии сборки составит:

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{\min}}{T_{Sep}} = \frac{0,3 - 0,108}{0,03} = 6,4.$$

Анализ показывает, что такой же коэффициент запаса управляемого ресурса $K_p = 6,4$ имеет место при селективной сборке с использованием трех групп сортировки (см. табл. 5.3). Однако, как показывает сравнение данных в табл. 5.3 и в табл. № 1 (приложение №2) при реализации шести групп сортировки имеет место максимально широкий диапазон диаметральных размеров собираемых цилиндров и поршней, а при трех группах используется только половина диапазона. Это наглядно показано в табл.5.8, где приведены также данные размеров цилиндра и поршня для соединения $\varnothing 110H9/f9$.

Таким образом, приведенные в табл. 5.8 данные показывают, что при использовании большего числа групп сортировки в сборку привлекаются детали, образующие более широкий диапазон полученных диаметральных

размеров. Это значительно уменьшает некомплектность деталей и снижает объем незавершенного производства.

В рассматриваемом примере при трех группах сортировки поля рассеяния диаметральных размеров цилиндров и поршней составляют:

$$\text{цилиндров } \omega_{\text{цил}} = \varnothing_{\text{max}} - \varnothing_{\text{min}} = \varnothing 110,045 - \varnothing 110,00 = 0,045 \text{ мм}$$

$$\text{поршней } \omega_{\text{пор}} = \varnothing_{\text{max}} - \varnothing_{\text{min}} = \varnothing 109,922 - \varnothing 109,877 = 0,045 \text{ мм}$$

Таблица 5.8

Диапазон охватываемых диаметральных размеров цилиндров и поршней при использовании в селективной сборке трех и шести групп сортировки

Количество групп сортировки	Диапазон диаметральных размеров цилиндров		Диапазон диаметральных размеров поршней	
	от наименьшего	до наибольшего	от наименьшего	до наибольшего
3	$\varnothing 110_{0,00}^{0,015}$	$\varnothing 110_{0,03}^{0,045}$	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,108}$	$\varnothing 110_{-0,093}^{-0,078}$
Охват размеров в %	50%		50%	
6	$\varnothing 110_{0,00}^{0,015}$	$\varnothing 110_{0,075}^{0,09}$	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,108}$	$\varnothing 110_{-0,048}^{-0,033}$
Охват размеров в %	100%		100%	
Отсутствие сортировки	Данные диапазона размеров деталей в соединении $\varnothing 110H9/f9$			
	Цилиндров $\varnothing 110H9$; $\varnothing 110_0^{0,087}$		Поршней $\varnothing 110f9$; $\varnothing 110_{-0,123}^{-0,036}$	

А при шести группах сортировки поля рассеяния составляют:

$$\text{цилиндров } \omega_{\text{цил}} = \varnothing_{\text{max}} - \varnothing_{\text{min}} = \varnothing 110,09 - \varnothing 110,00 = 0,09 \text{ мм}$$

$$\text{поршней } \omega_{\text{пор}} = \varnothing_{\text{max}} - \varnothing_{\text{min}} = \varnothing 109,967 - \varnothing 109,877 = 0,09 \text{ мм.}$$

Поля рассеяния размеров цилиндров и поршней в посадке $\varnothing 110H9/f9$:

$$\text{цилиндров } \omega_{\text{цил}} = \varnothing_{\text{max}} - \varnothing_{\text{min}} = \varnothing 110,087 - \varnothing 110,00 = 0,087 \text{ мм}$$

$$\text{поршней } \omega_{\text{пор}} = \varnothing_{\text{max}} - \varnothing_{\text{min}} = \varnothing 109,964 - \varnothing 109,87 = 0,087 \text{ мм}$$

Полученные расчетные данные показывают, что при наличии шести групп сортировки в сборку включаются сопряженные детали всего размерного

диапазона, предусмотренного посадкой $\varnothing 110H9/f9$, а при трех - в сборку привлекаются только 50% деталей размерного диапазона. В этом случае для снижения числа некомплектных деталей необходимо уменьшить диапазон диаметральных размеров изготавливаемых цилиндров и поршней. В табл. 5.9 приведены данные расчетов для рассмотренных вариантов селективной сборки, где отмечены варианты, в которых требуется внесение изменений (ограничений) в диаметральные размеры цилиндров и поршней, что позволит значительно уменьшить число некомплектных деталей.

Таблица 5.9

Расчетные данные к определению необходимости изменения диаметральных размеров цилиндров и поршней

№ вар	Число k - групп сортировки и групповой допуск $T_{гр}$	\varnothing цилиндр расчетное (\varnothing цилиндра по посадке)	\varnothing поршень расчетное (\varnothing поршня по посадке)	Таблицы сортировки
1	$k=3 / T_{гр} = 0,03$	не требуется изменение размеров		Табл. 5.3
		$\varnothing 110_0^{0,09}$ ($\varnothing 110_0^{0,087}$)	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,033}$ ($\varnothing 110_{-0,123}^{-0,036}$)	
2	$k=3 / T_{гр} = 0,015$	требуется изменение размеров		Табл. 5.4
		до $\varnothing 110_0^{0,045}$ ($\varnothing 110_0^{0,087}$)	до $\varnothing 110_{-0,123}^{-0,078}$ ($\varnothing 110_{-0,123}^{-0,036}$)	
3	$k=3 / T_{гр} = 0,01$	требуется изменение размеров		Табл. 5.5
		до $\varnothing 110_0^{0,03}$ ($\varnothing 110_0^{0,087}$)	до $\varnothing 110_{-0,123}^{-0,093}$ ($\varnothing 110_{-0,123}^{-0,036}$)	
4	$k=6 / T_{гр} = 0,01$	не требуется изменение размеров		Табл. № 1 в приложении №2
		$\varnothing 110_0^{0,09}$ ($\varnothing 110_0^{0,087}$)	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,033}$ ($\varnothing 110_{-0,123}^{-0,036}$)	

В общем случае необходимость изменения задаваемых на чистовую механообработку диаметральных размеров цилиндров и поршней возникает при условии, когда получаемые расчетом предельные отклонения диаметров цилиндров $\Delta_{кЦ}^B$ и поршней $\Delta_{кП}^B$ меньше предельных отклонения, предусмотренных посадкой:

$$\text{для цилиндров } \Delta_{кЦ}^B \ll ES \quad \text{для поршней } \Delta_{кП}^B \ll es. \quad (5.32)$$

Это означает, что при принятом числе групп сортировки k с групповым допуском $T_{гр}$ имеют место неравенства:

$$k \cdot T_{гр} \ll IT_{Ц} \quad k \cdot T_{гр} \ll IT_{П}, \quad (5.33)$$

где $IT_{Ц}$; $IT_{П}$ - допуски на диаметральные размеры цилиндра и поршня.

В результате внесения изменений предельные отклонения составят:

$$\text{для цилиндров: нижнее } EI = \Delta_{1Ц}^H \text{ и верхнее } ES = \Delta_{кЦ}^B; \quad (5.34)$$

$$\text{для поршней: нижнее } ei = \Delta_{1П}^H \text{ и верхнее } es = \Delta_{кП}^B, \quad (5.35)$$

где $(\Delta_{1Ц}^H, \Delta_{кЦ}^B)$ – нижнее отклонение диаметра цилиндра в первой группе и верхнее отклонение – в последней группе;

$(\Delta_{1П}^H, \Delta_{кП}^B)$ - нижнее отклонение диаметра поршня в первой группе и верхнее отклонение - в последней группе.

Дополнительное повышение ресурса работы в соединениях силового гидроцилиндра механизированной крепи можно обеспечить также путем выполнения ряда других конструкторско-технологических мероприятий.

Установлено существенное влияние возрастания контактных напряжений от базы заделки. Для их уменьшения база заделки должна превышать не менее чем на 20...25% внутренний диаметр цилиндра ($d_{ц}$).

Путем анализа и подбора посадок необходимо выбирать такие сочетания посадок в соединениях, которые минимизируют вероятность возникновения неблагоприятных схем перекоса штока.

Точность в соединениях «цилиндр - поршень» и «шток - грундбукса» с диаметром менее 80 мм целесообразно принимать по посадке $H9/f9$, для диаметров в пределах 85-180 мм – по посадке $H9/f7$, а с номиналами в диапазоне 200-375 мм – по посадке $H9/q6$. Соединение «карман» цилиндра - грундбукса» рекомендуется выполнять по посадке $H9/f9$ или $H9/h8$ [52].

Уменьшение деформаций во внутренней поверхности цилиндра от давления рабочей жидкости можно обеспечить путем увеличения толщины стенки цилиндра.

Шероховатость Ra рабочих поверхностей цилиндра и штока не должна превышать 0,32 мкм и 0,63 мкм, соответственно. Для уплотнительных канавок оптимальной является шероховатость не более 2,5 мкм [5].

Уменьшение зазора в соединениях позволяет также увеличить долговечность уплотнений. Так, уменьшение зазора в подвижном соединении с 0,1 до 0,03 мм, и в неподвижном соединении - с 0,2 до 0,05 мм позволяет увеличить ресурс уплотнения в 20 раз [61].

Актуальными технологическими предложениями также являются:

- гальваническое покрытия внутренних поверхностей цилиндров, что по данным [69] обеспечивает повышение срока службы изделий до 8...10 лет;

- защита антикоррозионным покрытием штоков, испытывающих воздействие агрессивной среды (хромирование с достижением поверхностной твердости до 8...10 кН/мм² [69, 72]).

Внедрение высокоэффективных технологических процессов обработки внутренней поверхности цилиндра за один проход с использованием в качестве заготовок трубного проката повышенной точности, что обеспечивает требуемую точность и шероховатость поверхности [60, 64]. Термообработка

цилиндров и поршней до поверхностной твердости 240...280НВ, а наружной поверхности штоков путем закаливания ТВЧ до твердости 40...45HRC.

Разработанные методики и предложения приняты к использованию на производстве и в учебном процессе (Приложение №5).

5.6. Выводы по главе 5

1. В результате выполненных исследований установлена функциональная и количественная связь ресурса соединения цилиндр – шток и уровня качества изготовления деталей соединения и их сборки. Доказано, что с повышением уровня качества K соединения «цилиндр – поршень» до 0,9 ресурс силового цилиндра гидростойки возрастает до 90% от максимально возможного ресурса.

2. Разработанная методика и компьютерное моделирование задач повышения уровня качества и ресурса соединения показали возможности применения методов полной и групповой взаимозаменяемости для повышения точности радиального зазора в гидроцилиндре.

3. Доказано, что использование селективной сборки позволяет обеспечить повышение точности радиального зазора в соединении до шести раз путем увеличения числа групп сортировки и уменьшения групповых допусков. Полученные расчетные данные размеров цилиндров и поршней могут быть эффективно использованы при разработке новых технологических процессов.

4. Для увеличения ресурса соединения и достижения высокой точности радиального зазора в соединении «цилиндр – поршень» разработан метод доработки сопряженной детали, при котором выполняется отделка поршня по размеру готового цилиндра, что позволяет исключить необходимость сортировки и значительно уменьшить трудоемкостью изготовления изделия, выполнив сборку по 7-му качеству точности.

5. Для повышения качества соединения «цилиндр – шток» и ресурса силового цилиндра предложен комплекс технологических мероприятий, реализация которых позволяет повысить ресурс работы гидростойки в два-три раза

Заключение и общие выводы

1. В результате проведенных исследований дано решение актуальной научной задачи, заключающейся в раскрытии функциональной и количественной связи ресурса гидростойки механизированной крепи с уровнем качества сборки и точностью изготовления деталей соединений «цилиндр – поршень», «шток – грундбукса».
2. В соответствии со служебным назначением силовых гидроцилиндров механизированных крепей и условиями их эксплуатации определены и проанализированы требования к качеству изготовления гидростоек и их соответствие отраслевым и государственным стандартам.
3. Выявленные пространственные размерные связи, определяющие точность относительного положения функционально связанных деталей и узлов механизированных крепей, позволили получить выражения, описывающие точность положения штока под нагрузкой.
4. Идентификация баз и математическое описание схем базирования штока с поршнем под действием рабочей нагрузки позволили выявить конструкторско-технологические условия, исключаяющие возникновение позиционных отклонений штока вследствие неорганизованной смены баз и состояний критического нагружения в соединениях гидростойки, вызывающих интенсивный локальный износ сопряженных деталей.
5. Исследование параметров точности обработки отверстий гидроцилиндров позволило определить численные значения отклонений от круглости и цилиндричности и путем моделирования на ЭВМ выявить законы распределения отклонений размеров в продольном и в поперечном сечениях. Установлено, что законы распределения отклонений размеров близки к нормальному с относительной асимметрией α_0 в пределах от +0,01 до +0,29.
6. На основе анализа результатов компьютерного моделирования напряженного состояния деталей гидростойки под нагрузкой выявлены условия и величины зазоров в соединениях «цилиндр-поршень» и «грундбукса-шток», при которых имеет место наиболее благоприятная схема

нагрузки деталей соединений при воздействии на шток эксцентрично приложенной нагрузки. Получены зависимости, устанавливающие связь между напряженно-деформированным состоянием и параметрами точности соединений, определяющие необходимость осуществлять сборку цилиндра с поршнем по 7-му качеству точности, а штока с грундбуксой - по 8-му.

7. По результатам моделирования установлено, что зазоры между цилиндром и поршнем в пределах 50...100 мкм и зазоры между грундбуксой и штоком в интервале 80...110 мкм вызывают наименьшие позиционные отклонения штока, исключают односторонний контакт штока с грундбуксой, тем самым, предотвращается интенсивный износ ответственных деталей, что способствует повышению ресурса гидростойки.

8. Выявленные зависимости контактных напряжений в цилиндре и грундбуксе от величины зазора между рабочими поверхностями деталей соединений позволяют определить предельные значения ресурса соединений по численным значениям допускаемых контактных напряжений

9. Исследование физики процесса фреттинг-износа контактируемых поверхностей позволило выявить и оценить его влияние на изменение зазоров и нарушение соединений в гидростойках механизированных крепей. Показано, что с увеличением напряжения (нагрузки) на контактируемых поверхностях фреттинг-износ поверхности возрастает.

10. Предложенная технология селективной сборки цилиндра с поршнем, изготовленных по 9-му качеству точности, позволила уменьшить допуск начального зазора до группового 0,06, 0,03 и 0,02 мм, что отвечает 7-му качеству точности сборки, расширить эксплуатационные допуски, тем самым повысить коэффициент управляемого ресурса соединений K_p с 3,45 до 9,5, что позволило увеличить ресурс соединений гидростойки до 95% - 97% от максимально возможного для данного соединения при уровне качества изготовления сопрягаемых деталей $K = 0,9$.

11. Для снижения объема незавершенного производства, имеющих место при использовании принципов селективной сборки, предложено увеличить число

размерных групп деталей соединений с 3 до 6 и более, что позволило обеспечить точность соединений по 7-му качеству независимо от законов распределения отклонений размеров деталей.

12. Предложенный метод «доработки сопряженной детали (поршня)», по размеру готового цилиндра обеспечивает высокую точность соединений по 7 качеству и 100%-ную собираемость соединений независимо от законов распределения отклонений диаметральных размеров сопряженных деталей.

13. Моделирование селективной сборки соединений с помощью разработанной компьютерной программы позволило выявить технологические условия сборки, при которых наряду с повышением точности соединений достигается снижение объема незавершенного производства до нуля при различных законах распределения отклонений диаметральных размеров деталей.

14. Рекомендации по обоснованию и выбору методов повышения точности и ресурса силовых гидроцилиндров приняты для использования в ООО «Объединенные машиностроительные технологии», Ханойском Институте Горной Науки и Технологии, а также используются в учебном процессе НИТУ «МИСиС».

Список использованной литературы

1. Александров Б.А. Повышение устойчивости крепи на наклонных пластах / Б.А. Александров, Г.Д. Буялич, В.И. Шейкин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. - 2004. - № 6.1. - С. 52–55.
2. Алексеев К.Ю. Развитие угольной отрасли России (О Долгосрочной программе развития угольной промышленности России на период до 2030 года) / К.Ю. Алексеев // Уголь. - № 8. – 2011. – С. 6-14.
- 3 Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: «ДМК Пресс», 2004. – 432 с.: ил.
4. Балабышко А.М. Методика расчета гидравлической стойки с устройством для повышения несущей способности. – М.: МГТУ, 2000. – 25 с.
5. Балабышко А.М., Ружицкий В.П., Первов К.М. Гидропривод низированных крепей. Учебное пособие. – М.: «Горная книга», 2003. – 138 с.
6. Балакшин Б.С. Основы технологии машиностроения Учебник для вузов. М.: «Машиностроение», 1969 - 467с.
7. Балдаев Л.Х., Балдаев С.Л., Маньковский. Повышение эксплуатационных характеристик горного оборудования путем нанесения защитных покрытий газотермическими методами. Сборник научных трудов семинара «Современные технологии в горном машиностроении. «Неделя горняка-2012», 23-27 января. М.: МГТУ - 2012.с.99-107.
8. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М.: «Наука», 1976.- 608 с.
9. Беляев Н. М. Труды по теории упругости и пластичности. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1957. – 632 с.
10. Белянкина О.В. Влияние перекоса штока в цилиндре на напряженное состояние гидростойки механизированной крепи//Образование, наука, производство и управление/Сборник трудов научно-практической конференции: СТИ МИСиС. Том 5. – 2008. – с. 20-27.

11. Белянкина О.В. Оценка напряженного состояния стойки методом конечных элементов/Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – №10. – С. 218-223.
12. Булатов В.П. и др. Расчет точности машин и приборов. – С-Пб.: «Политехника», 1993. – 495 с., ил.
13. Володин И.Н. Лекции по теории вероятностей и математической статистике. – Казань: Казанский государственный университет, 2000. – 262 с.
14. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: Пер. с англ. – М.: «Мир», 1984. - 428с., ил.
15. Горячева И. Г., Добычин М. Н. Контактные задачи в трибологии. – М.: «Машиностроение», 1988. – 256 с.
16. ГОСТ 12445-80. Гидроприводы объемные. Ряды основных параметров. – М.: Стандарты, 1985. – 24 с.
17. ГОСТ 15852-82. Крепи механизированные гидравлические поддерживающие для лав: основные параметры и размеры. – М.: «Стандарты», 1985. – 5 с.
18. ГОСТ 18585-82. Крепи механизированные гидравлические для лав: общие технические требования. – М.: «Стандарты», 1985. – 4 с.
19. Григорьев С.М. «Обоснование и выбор параметров гидропривода подачи проходческих щитов для коллекторных тоннелей»/Дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук. – М., 1986. – 216 с.
20. Демкин Н. Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. – М.: «Машиностроение», 1981. – 24 с.
21. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология. – М.: «Эко-Пресс», 2010. – 604 с.: ил.
22. Допуски и посадки. Справочник– Ленинград.: «Машиностроение», 1982. – т.1 - 543 с. т.2 – 446 с.
23. Дунаев П. Ф., Леликов О.П. Расчет допусков и размеров. – М.: «Машиностроение», 1992. – 240 с.

24. Единая система допусков и посадок в машиностроении и приборостроении. Справочник. – М.: «Стандарты», 1989. Т1. – 263 с.
25. Зиновьев Д.В. Основные принципы Autodesk Inventor Series 10. Студия Vertex. 2010
26. Козлов С.В. Основные тенденции развития и совершенствования горной техники для очистных работ на шахтах Российской Федерации//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2001. – №12. – С. 184 – 189.
27. Коллинз Д.А. Повреждение материалов в конструкциях. Монография (США). М.: «Мир», 1984. – 415 с.
28. Кондаков Л.А., Голубев А.И. и др. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. – М.: «Машиностроение», 1986. – 464 с.
29. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: «Машиностроение», 1977. – 526 с.
30. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: «Машиностроение», 1971. – 264 с.
31. Маталин А.А. Технология машиностроения. С-Пб.: «Лань». -2008. – 512 стр.
32. Маталин А.А., Рысцова В.С. Точность, производительность и экономичность механической обработки. – М.: «Машиностроение», 1973. -351 с.
33. Мнацаканян В.У., Морозов В.В., Схиртладзе А.Г. и др. Технология машиностроения / Учебник для вузов. Владимир.: Изд. ВлГУ, 2013. – 523 С.
34. Набатников Ю.Ф. Моделирование селективной сборки на ЭВМ и определение объема незавершенного производства. //Труды VI международной конференции «Техника и технология сборки машин». Польша, Жешовская политехника, 28-30 мая 2008 г., С.37-40.
35. Набатников Ю.Ф., Мнацаканян В.У. Обеспечение точности зазора с использованием групповой взаимозаменяемости. Сборник научных трудов «Современные технологии в горном машиностроении» МГГУ М. 2013 г., С.88-95.

36. Набатников Ю.Ф. Обеспечение заданного ресурса соединений деталей машин. // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2011. -№4. – С.3-8
37. Набатников Ю.Ф., Мнацаканян В.У. и др. Достижение точности замыкающего звена методом групповой взаимозаменяемости. // Сборка в машиностроении и приборостроении. –Ж. Станки и инструмент (СТИН). 2019. -№1. – С.1-5.
38. Набатников Ю.Ф. Обеспечение точности в соединениях деталей горных машин обобщенным методом групповой взаимозаменяемости//Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №11. – С. 5-11.
39. Набатников Ю.Ф. Повышение ресурса деталей машин. //Сборник научных трудов. Семинар «Современные технологии в горном машиностроении». Неделя горняка 2011. – МГГУ. 2011. – С.110-117.
40. Набатников Ю.Ф. Снижение незавершенного производства при селективной сборке. // Технология машиностроения. – 2009. - №11 – С.23-25.
41. Набатников Ю.Ф., Белянкина О.В. Моделирование напряженного состояния гидростойки механизированной крепи//Производство. Технология. Экология. Научные труды//Сборник монографий №11 в 2-х тт. Том 2: Под ред. член-корр. РАН Ю.М. Соломенцева и проф. Л.Э. Шварбурга. – М.: «Янус-К». – 2008. – С. 142-146.
42. Набатников Ю.Ф., Белянкина О.В. Определение параметров контактного взаимодействия рабочих поверхностей гидростойки механизированной крепи//Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – №10. – С. 43-46.
43. Набатников Ю.Ф., Зозулева Л.А. Оценка уровня качества гидростойки//Горные машины и автоматика. – 2004. – №6. – С. 13-15.
44. Набатников Ю.Ф., Набатникова Т.Ю. Влияние точности изготовления деталей соединений гидростойки на величину контактных деформаций// Отд. статьи Горного информационно-аналитического бюллетеня. – 2003. – №8. – С. 10-14

45. Набатников Ю.Ф., Набатникова Т.Ю. Моделирование предельного износа в соединениях гидростойки//Отдельные статьи Горного информационно-аналитического бюллетеня. – 2003. – №8. – С. 3-9.
46. Набатников Ю.Ф., Нго Ван Туан. Точность изготовления, уровень качества, ресурс гидростоек механизированных крепей и технология обеспечения этих параметров. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2019. – №3 – с. 192 – 198.
47. Набатников Ю.Ф., Нго Ван Туан, Нго Ву Нгуэн. Обеспечение заданного ресурса силовых гидроцилиндров механизированных крепей селективной сборкой их соединений. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2019. – №12 (специальный выпуск №45) – с. 3 – 17.
48. Набатников Ю.Ф., Сизова Е.И. Моделирование процесса сборки соединений машин на ЭВМ//Горное оборудование и электромеханика. – 2008. – №3. – С. 17-19.
49. Набатников Ю.Ф., Сизова Е.И., Белянкина О.В. Зависимость ресурса гидростойки от уровня качества соединений//Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – №10. – С. 29-32.
50. Набатникова Т.Ю., Набатников Ю.Ф. Влияние деформации цилиндра от давления рабочей жидкости на положение плунжера в заделке гидростойки//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2003. – №2. – С. 225-230.
51. Набатникова Т.Ю., Набатников Ю.Ф. Моделирование схем перекося плунжера в заделке гидростойки//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2001. – №12. – С. 182-183.
52. Набатникова Т.Ю., Набатников Ю.Ф. Обоснование вида посадок соединений деталей в заделках гидростоек//Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2001. – №12. – С. 178-181.

53. Нго Ван Туан. Влияние неопределенности базирования штока гидростойки на размерный износ его базовых поверхностей/ Горные науки и технологии - №3, 2020. с.
54. ОСТ 12.44.245 – 83. Крепи механизированные. Стойки и домкраты. Расчет на прочность. Методика проверочного расчета на статическую прочность и устойчивость. – М.: Гипроуглемаш, 1984. – 76 с.
55. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Часть I. – М.: МГГУ, 1993. – 160 с.
56. Островский М.С. Триботехнические основы обеспечения качества функционирования горных машин. Часть II. – М.: МГГУ, 1993. – 229 с.
57. Островский М.С., Набатников Ю.Ф., Белянкина О.В. Обоснование конструктивных параметров гидростойки механизированной крепи с учетом контактных взаимодействий поверхностей//Трение и смазка в машинах и механизмах.- 2009.- №10. - С.16-18.
58. Пастоев И.Л. Разработка систем передвижения автоматизированных угледобывающих агрегатов/Дисс. на соискание уч. степени док. техн. наук. – М.: МГИ, 1987. – 345 с.
59. Пономаренко Ю. Ф., Баландин А. А., Богатырев Н. Т. и др. Расчет и конструирование гидроприводов механизированных крепей. – М.: Машиностроение, 1981. – 327 с.
60. Пугачев В.С. Теория вероятностей и математическая статистика. 2-е изд., испр. и доп. - М.: «Физматлит», 2002. – 496с.
61. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник – учебник в трех томах под ред. А.С. Пронникова. М.: «Машиностроение»- 1994. Т 1- 443с. Т 2- 367с. Т 3- 584с.
62. Проектирование технологий автоматизированного машиностроения. Баранчукова И.М., А. А. Гусев, Ю.Б. Краморенко и др. Учебник для вузов/ М.: «Высшая школа», 1999. 415с.
63. Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.И. Метрология, стандартизация и сертификация / М.: «Высшая школа», 2007. 791с

64. Радкевич Я. М., Лактионов Б.И. Метрология, стандартизация и взаимозаменяемость. Книга 3. Взаимозаменяемость. Часть 1. – М.: МГГУ, 2000. – 240 с.
65. Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г. Метрология, стандартизация и сертификация. 5-е издание. Учебник. М.: Изд-во Юрайт, 2012. – 813 с.
66. Радкевич Я.М. Оценка качества изготовления деталей/Горное оборудование и электромеханика. – 2007. – №1. – С. 26-29.
67. Скляр Н.С. Оценка и повышение качества капитально ремонтируемых механизированных крепей угледобывающих комплексов. Дисс. на соискание уч. степени к. т. н. – М.: МГИ, 1982. – 261 с.
68. Солод В. И., Гетопанов В.Н., Рачек В.Н. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. - М.: Недра, 1982.- 351 с.
69. Солод Г. И. Основы квалиметрии. – М.: МГИ, 1991. – 83 с.
70. Солод Г. И. Оценка качества горных машин. – М.: МГИ, 1975– 70 с.
71. Солод Г. И., Морозов В. И., Русихин В.И. Технология машиностроения и ремонт горных машин. – М.: Недра, 1988. – 421 с.
72. Солод Г. И., Радкевич Я.М. Программирование качества горной техники.– М.: МГИ, 1987. – 95 с.
73. Солод Г. И., Радкевич Я.М. Управление качеством горных машин. – М.: МГИ, 1985. – 94 с.
74. Спектор Ю.Е., Еромасов Р.Г. Технология нанесения и свойства покрытий. Курс лекций. Красноярск, 2008 г, 271 с.
75. Справочник по математике для научных работников и инженеров. Г. Корн, Т. Корн, М.: «Наука», 1979. – 719 с.
76. Справочник машиностроителя в шести томах – Т.3. М.: «Машгиз», 1956. – 563 С.
77. Технический документ. Крепи механизированные. Стойки и домкраты. Расчет цилиндров на циклическую и контактную прочность. Методика. – Тула: Тульский ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт, 1981. – 46 с.

78. Тимирязев В.А., Новиков В.Ю. А.А., Схиртладзе А.Г. Основы технологии машиностроения. Учебник для вузов, МГТУ «Станкин», 2019, 393с.
79. Тимошенко С. П., Гузьер Дж. Теория упругости. – М.: «Наука», 1975. – 575с.
80. Том Трембли/Пер. с англ. Л. Талхина. Autodesk Inventor. Официальный учебный курс. М.: ДМК Пресс. 2013.
81. Топчиев А.В., Гетопанов В.Н., Солод В.И., Шпильберг И.Л. Надежность горных машин и комплексов. – М.: Недра, 1968. – 88 с.
82. Федосьев В.И. Сопротивление материалов.– М.: «Наука», 1979.- 560 с.
83. Фреттинг- износ. Большая Энциклопедия Нефти и газа.
[ngpedia.ru>id570710p1.html](http://ngpedia.ru/id570710p1.html)
84. Хорин В. Н. Расчет и конструирование механизированных крепей. – М.: «Недра», 1988. – 25 с.
85. Хорин В.Н., Мамонтов С.В., Каштанова В.Я. Гидравлические системы механизированных крепей. – М.: «Недра», 1971. – 288 с.
86. Шубина Н. Б., Грязнов Б. П., Шахтин И. М., Морозов В. И., Березкин В.Г. Предупреждение разрушения деталей забойного оборудования. – М.: «Недра», 1985. – 215 с.
87. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: «Машиностроение», 1975. -471с., ил.
88. Ярембаш И.Ф., Мороз В.Д., Костюк И.С., Пилюгин В.И. Производственные процессы в очистных забоях угольных шахт. Учебное пособие. – Донецк, 1999. - 185 с.
89. <http://galvanochrom.ru/tech104.html>. Коррозионно и износостойкие хромовые покрытия длинномерных изделий типа “ШТОК”.
90. <http://galvanochrom.ru/tech15.html>. Высокопрочные, износостойкие хромовые покрытия деталей типа “ВАЛ”.
91. <http://www.delcam-ural.ru/index.php/article/archive/669>. SOLID-WORKS
92. <http://www.FlowVision.ru/Solidworks.htm>. SolidWorks - система параметрического 3D моделирования.

93. http://www.solidworks.ru/products_cosmosw.html. COSMOS/Works - мощный и простой в использовании программный комплекс для проведения инженерных расчетов.

94. <http://www.thesis.com.ru/1level/2level/cadme/programs/cosmosw/long.html>.

COSMOSWorks конечно-элементный комплекс.

95 Программы расчета методом конечных элементов (МКЭ) - ГКДЖ <https://www.autodesk.ru/solutions/finite-element-analysis> (дата обращения: 2020).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение №1

Рекомендации по подбору посадок в соединениях

Таблица №1

Возможные комбинации посадок в соединениях

Соединение «грундбукса-шток»		Соединение «цилиндр-поршень»					
		Вид посадки					
Вид посадки	Средний зазор ($\bar{\Delta}_{\text{ср.ш}}$), мм	<i>H8/h7</i>	<i>H8/f7</i>	<i>H9/h8</i>	<i>H9/f8</i>	<i>H9/h9</i>	<i>H9/f9</i>
		Величина $\Delta\Sigma$, мм					
		0,204	0,254	0,239	0,289	0,260	0,310
<i>H9/f9</i>	0,165	(+)					
<i>H9/e9</i>	0,215	+	+	+		(+)	
<i>H9/d9</i>	0,285		+	+	+	(+)	(+)
<i>H9/f8</i>	0,144	(+)					
<i>H9/e8</i>	0,194	+		(+)			
<i>H9/d8</i>	0,264		+	+	+	(+)	(+)
<i>H8/f7</i>	0,109						
<i>H8/e7</i>	0,159	(+)					

Таблица №.2

Вероятность возникновения состояний критического нагружения в заделке гидроцилиндра

Комбинация видов посадок в соединениях:			Вероятность возникновения неблагоприятных схем перекоса штока, (%)
«карман цилиндра – внешняя поверхность грундбуксы»	«внутренняя поверхность грундбуксы – шток»	«цилиндр – поршень»	
<i>H8/h7</i>	<i>H9/f9</i>	<i>H8/h7</i>	0,29
<i>H8/h7</i>	<i>H9/e9</i>	<i>H9/h9</i>	0
<i>H8/h7</i>	<i>H9/d9</i>	<i>H9/h9</i>	0
<i>H8/h7</i>	<i>H9/d9</i>	<i>H9/f9</i>	0
<i>H8/h7</i>	<i>H9/f8</i>	<i>H8/h7</i>	1,14
<i>H8/h7</i>	<i>H9/e8</i>	<i>H9/h8</i>	0
<i>H8/h7</i>	<i>H9/d8</i>	<i>H9/h9</i>	0
<i>H8/h7</i>	<i>H9/d8</i>	<i>H9/f9</i>	0
<i>H8/h7</i>	<i>H8/e7</i>	<i>H8/h7</i>	0

Приложение №2

Повышение точности зазора в соединении цилиндр-поршень методом групповой взаимозаменяемости путем увеличения числа групп сортировки

Уменьшение допуска на зазор до $T_{\Delta}^* = 0,03\text{мм}$ вместо $T_{\Delta} = T_s = 0,174$ мм, можно осуществить [33] путем организации шести групп размерной сортировки цилиндров и поршней:

$$\kappa = \frac{T_{\Delta}}{T_{\Delta}^*} = \frac{0,174}{0,03} = 5,8 \Rightarrow 6 \quad (1)$$

Групповые допуски при этом составят $T_{1\text{гр}} = T_{2\text{гр}} = 0,015$:

$$T_{1\text{гр}} = \frac{1}{\kappa}(\Delta_1^{*B} - \Delta_1^{*H}) = \frac{1}{6}(0,087 - 0) = 0,0145 \approx 0,015\text{мм}; \quad (2)$$

$$T_{2\text{гр}} = \frac{1}{\kappa}(\Delta_1^{*B} - \Delta_1^{*H}) = \frac{1}{6}(-0,035 + 0,123) = 0,0146 \approx 0,015\text{мм}$$

Координаты средин полей допусков на звенья, принятые с учетом выполнения условия II оставляем без изменения:

$$\Delta'_{0\Delta} = \overset{P}{\Delta}'_{01} - \overset{U}{\Delta}'_{02} = \Delta_{0\Delta} \text{ и в цифрах } \Delta'_{0\Delta} = 0,044 - (-0,079) = 0,123\text{мм},$$

В результате таблица предельных отклонений звеньев имеет вид:

	$\overset{P}{A}_1$	$\overset{U}{A}_2$	A_{Δ}
T_i^*	0,09 (0,015 × 6)	0,09 (0,015 × 6)	0,18 (0,03 × 6)
Δ_0	$\Delta_{01}^* = 0,044$	$\Delta_{02}^* = -0,079$	$\Delta_0 = 0,123$
Δ_i^B	$\Delta_1^B = 0,089$	$\Delta_2^B = -0,033$	$\Delta_{\Delta}^B = 0,213$
Δ_i^H	$\Delta_1^H = 0,00$	$\Delta_2^H = -0,123$	$\Delta_{\Delta}^H = 0,033$

А рассчитанные по изложенной выше методике отклонения звеньев для шести групп размерной сортировки представлены в табл. №1

Таблица размерной сортировки деталей на шесть групп

Звенья	Группа I		Группа II		Группа III		Группа IV		Группа V		Группа VI	
	Δ^H	Δ^B										
	предельные отклонения размеров деталей в группах (мкм)											
A_1	0	15	15	30	30	45	45	60	60	75	75	90
A_2	-123	-108	-108	-93	-93	-78	-78	-63	-63	-48	-48	-33
A_Δ	108	138	108	138	108	138	108	138	108	138	108	138
T_Δ	$T_\Delta = \Delta_\Delta^B - \Delta_\Delta^H$ 138-108=30											

Две последние строки таблицы показывают, что выполняемая сортировка обеспечивает достижение одинаковых предельных отклонения зазора в каждой из шести групп ($\Delta_\Delta^H=0,108$; $\Delta_\Delta^B=0,138$) и одинаковый допуск $T_\Delta = 0,03$ мм на зазор, который почти в шесть раз (в 5,8) меньше первоначального значения:

$$(T_\Delta^* = 0,03\text{мм}) < (T_\Delta = T_s = 0,174\text{мм}).$$

Таким образом, размеры цилиндра и поршня в группах сортировки составят:

	Гр.I	Гр.II	Гр.III	Гр.IV	Гр.V	Гр.VI
Диметры отв. в цилиндр. A_1	$\varnothing 110_{0,0}^{0,015}$	$\varnothing 110_{0,015}^{0,03}$	$\varnothing 110_{0,03}^{0,045}$	$\varnothing 110_{0,045}^{0,06}$	$\varnothing 110_{0,06}^{0,075}$	$\varnothing 110_{0,075}^{0,09}$
Диметры поршней A_2	$\varnothing 110_{-0,123}^{-0,108}$	$\varnothing 110_{-0,108}^{0,093}$	$\varnothing 110_{-0,093}^{-0,078}$	$\varnothing 110_{-0,078}^{-0,063}$	$\varnothing 110_{-0,063}^{-0,048}$	$\varnothing 110_{-0,048}^{-0,033}$
Зазоры S_{\max} ; S_{\min}	0,138; 0,108	0,138; 0,108	0,138; 0,108	0,138; 0,108	0,138; 0,108	0,138; 0,108

Исследования показывают, что с ростом числа групп сортировки (n), зазоры в соединении приближаются к средним значениям, что показано на рис.1.

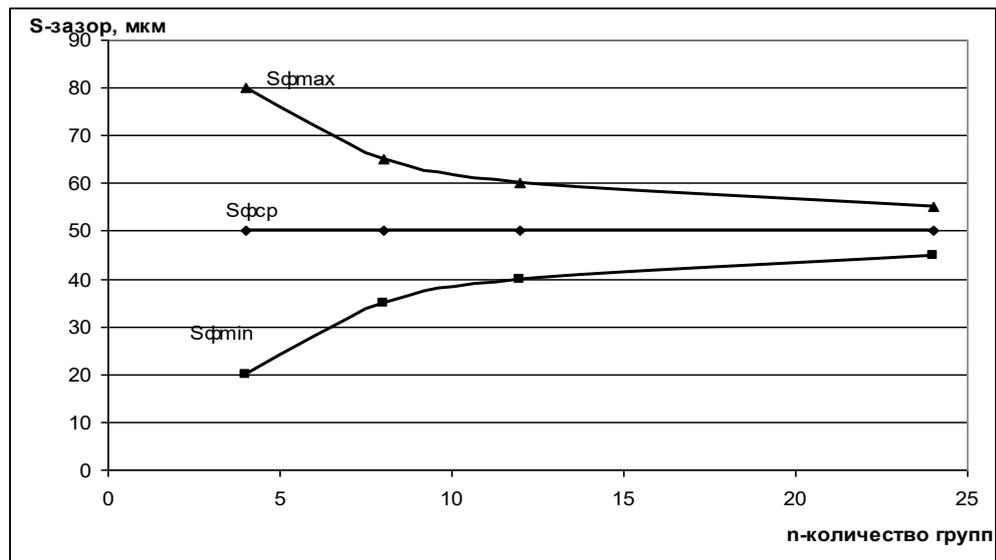


Рисунок 1 – Зависимость величины зазоров в соединениях от количества групп размерной сортировки деталей

Приложение №3

Обеспечения точности зазора в соединении цилиндр-поршень методом групповой взаимозаменяемости при разных допусках на диаметры цилиндра и штока

Расчет выполняем для соединения $\varnothing 110H9/f9$, назначив допуск на отверстие в цилиндре шире, чем допуск на диаметр штока:

на диаметр отверстия

$$\varnothing 110_{0}^{0,042}; T_1^* = 0,042 \text{ мм} (\Delta_1^{*B} = 0,042 \text{ мм и } \Delta_1^{*H} = 0,00 \text{ мм});$$

на диаметр штока

$$\varnothing 110_{0,018}^{0,0}; T_2^* = 0,018 \text{ мм} (\Delta_2^{*B} = 0,0 \text{ мм и } \Delta_2^{*H} = 0,018 \text{ мм})$$

Координаты середин полей допусков при этом составляют:

$$\text{на звене } A_1 \quad \Delta_{01}^* = \frac{\Delta_1^{*H} + \Delta_1^{*B}}{2} = \frac{0,00 + 0,042}{2} = 0,021 \text{ мм}$$

$$\text{на звене } A_2 \quad \Delta_{02}^* = \frac{\Delta_2^{*H} + \Delta_2^{*B}}{2} = \frac{-0,018 - 0,0}{2} = -0,009 \text{ мм}$$

$$\text{на звене } A_{\Delta} \quad \Delta_{0\Delta} = \Delta_{01}^* - \Delta_{02}^* = 0,021 - (-0,009) = 0,03\text{мм} \quad (1)$$

Групповые допуски для отверстия цилиндра и для поршня составят:

$$\text{- для цилиндра } T_{1cp} = \frac{T_1^*}{k} = \frac{0,042}{3} = 0,014\text{мм} \quad (2)$$

$$\text{- для поршня } T_{2cp} = \frac{T_2^*}{k} = \frac{0,018}{3} = 0,006\text{мм}$$

В этом случае таблица сортировки деталей по группам будет иметь вид.

Таблица 1

Таблица сортировки деталей по группам при $T_{1гр} = 0,014$ $T_{2гр} = 0,006$

Звенья цепи	группа I		группа II		группа III	
	Пределные отклонения размеров деталей в группах (мкм)					
	Δ_1^H	Δ_1^B	Δ_2^H	Δ_2^B	Δ_3^H	Δ_3^B
A_1	$\Delta_{1,I}^H = 0$	$\Delta_{1,I}^B = 14$	$\Delta_{1,II}^H = 14$	$\Delta_{1,II}^B = 28$	$\Delta_{1,III}^H = 28$	$\Delta_{1,III}^B = 42$
A_2	$\Delta_{2,I}^H = -23$	$\Delta_{2,I}^B = -17$	$\Delta_{2,II}^H = -17$	$\Delta_{2,II}^B = -11$	$\Delta_{2,III}^H = -11$	$\Delta_{2,III}^B = -5$
A_{Δ}	$\Delta_{\Delta}^H = 17$	$\Delta_{\Delta}^B = 37$	$\Delta_{\Delta}^H = 25$	$\Delta_{\Delta}^B = 45$	$\Delta_{\Delta}^H = 33$	$\Delta_{\Delta}^B = 53$
T_{Δ}	$T_{\Delta} = 37 - 17 = 20\text{мкм}$		$T_{\Delta} = 45 - 25 = 20\text{мкм}$		$T_{\Delta} = 53 - 33 = 20\text{мкм}$	

Правильность выполненного расчета подтверждают данные, приведенные в последней строке таблицы. Они показывают, что при выполнении сборки изделия с использованием трех групп размерной сортировки, в каждой группе достигается допуск $T_{\Delta} = 20\text{мкм}$ на зазор между цилиндром и поршнем.

Таким образом, размеры цилиндра и поршня в группах сортировки для данного варианта достижения точности составят:

	группа I	группа II	группа III
Диметры отверстий в цилиндрах A_1	$\varnothing 110_0^{0,014}$	$\varnothing 110_{0,014}^{0,028}$	$\varnothing 110_{0,028}^{0,042}$
Диметры поршней A_2	$\varnothing 110_{-0,023}^{-0,017}$	$\varnothing 110_{-0,017}^{-0,011}$	$\varnothing 110_{-0,011}^{-0,005}$
Зазоры S_{\min} ; S_{\max}	0,017, 0,037;	0,024, 0,045;	0,033, 0,053;
Допуск T_s	0,020мм	0,020мм	0,020мм

Анализ полученных данных показывает, что в данном варианте при сохранении одинакового допуска на зазор $T_s = 0,020\text{мм}$ предельные значения зазора в группах сортировки увеличиваются.

Применение технологий, позволяющих обеспечить более высокую точность обработки отверстий цилиндров и наружных поверхностей штоков напрямую связана с дополнительными затратами на приобретение точного оборудования, инструмента и приспособлений, что необходимо учитывать при принятии соответствующих решений. Стоимость и производительность обработки рассматриваемых поверхностей в значительной степени зависят от предъявляемых требований по точности и шероховатости поверхностей [6, 38, 86].

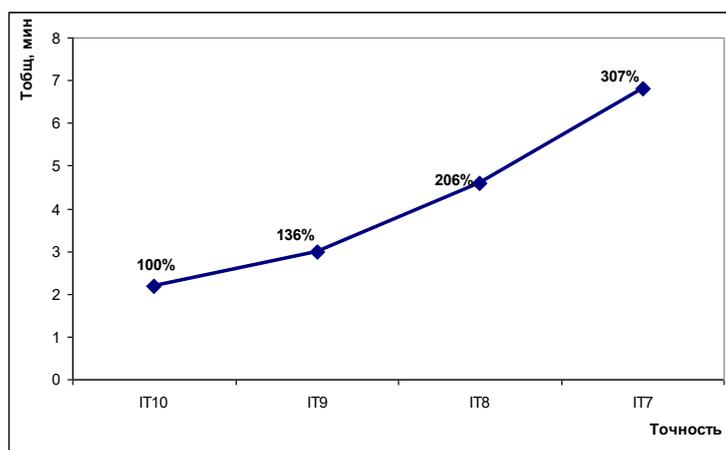


Рисунок 1 - Изменение трудоемкости обработки в зависимости от требований точности поверхности

Из вышеприведенной зависимости видна значительная разница в трудоемкости обработки поверхности по 7 и 9 квалитетам, более, чем в 2 раза. Наряду с этим, с повышением квалитета в 7 раз возрастает время на измерение размеров и затраты на возможный брак, достигающий до 20% от общей стоимости обработки [12, 31, 32].

Приложение №4

Блок-схема и фрагмент программы для моделирования селективной сборки соединений на ЭВМ



Рисунок 1 – Блок-схема диспетчерской программы

```
Public Class frmMain
```

```
Dim opt_O_distri As Integer, opt_B_distri As Integer ' 0 - Нормальный, 1 - Симпсона, 2 - Равномерный
```

```
Structure Khoang
```

```
Public eI As Double
```

```
Public eS As Double
```

```
Public f As Integer
```

```
End Structure
```

```

Private Sub btnTinh_Click(sender As Object, e As EventArgs) Handles btnTinh.Click
    Dim O_Xmin As Double, O_Xmax As Double, O_N As Integer, O_M As Integer, O_Alp As Double
    Dim B_Xmin As Double, B_Xmax As Double, B_N As Integer, B_M As Integer, B_Alp As Double
    Dim Smax As Double, Smin As Double
    O_Xmin = Val(txtO_Xmin.Text)
    O_Xmax = Val(txtO_Xmax.Text)
    O_N = Val(txtO_N.Text)
    O_M = Val(txtO_M.Text)
    O_Alp = Val(txtO_Alp.Text)
    B_Xmin = Val(txtB_Xmin.Text)
    B_Xmax = Val(txtB_Xmax.Text)
    B_N = Val(txtB_N.Text)
    B_M = Val(txtB_M.Text)
    B_Alp = Val(txtB_Alp.Text)
    Smax = Val(txtSmax.Text)
    Smin = Val(txtSmin.Text)
    Dim O_Xkh(0 To O_N) As Double
    Dim O_X(0 To O_M - 1) As Double
    Dim O_fX(0 To O_N - 1) As Integer
    Dim O_pX(0 To O_N - 1) As Double
    Dim B_Xkh(0 To B_N) As Double
    Dim B_X(0 To B_M - 1) As Double
    Dim B_fX(0 To B_N - 1) As Integer
    Dim B_pX(0 To B_N - 1) As Double
    Dim i As Integer
    If opt_O_distri = 0 Then
        fNormDistri(O_Xmin, O_Xmax, O_M, O_N, O_Alp, O_Xkh, O_X, O_fX, O_pX)
    ElseIf opt_O_distri = 1 Then
        fSimpsonDistri(O_Xmin, O_Xmax, O_M, O_N, O_Alp, O_Xkh, O_X, O_fX, O_pX)
    Else
        fUniDistri(O_Xmin, O_Xmax, O_M, O_N, O_Alp, O_Xkh, O_X, O_fX, O_pX)
    End If
    If opt_B_distri = 0 Then
        fNormDistri(B_Xmin, B_Xmax, B_M, B_N, B_Alp, B_Xkh, B_X, B_fX, B_pX)
    ElseIf opt_B_distri = 1 Then
        fSimpsonDistri(B_Xmin, B_Xmax, B_M, B_N, B_Alp, B_Xkh, B_X, B_fX, B_pX)
    Else
        fUniDistri(B_Xmin, B_Xmax, B_M, B_N, B_Alp, B_Xkh, B_X, B_fX, B_pX)
    End If
    Dim L(0 To O_N - 1) As Khoang
    Dim T(0 To B_N - 1) As Khoang
    Dim SmaxTmp As Double

```

```

Dim SminTmp As Double
Dim k As Integer
Dim StrVariant(0 To O_N - 1) As String
For i = 0 To O_N - 1
    L(i).eI = O_Xkh(i)
    L(i).eS = O_Xkh(i + 1)
    L(i).f = O_fX(i)
    StrVariant(i) = ""
Next
For i = 0 To B_N - 1
    T(i).eI = B_Xkh(i)
    T(i).eS = B_Xkh(i + 1)
    T(i).f = B_fX(i)
Next
For i = 0 To O_N - 1
    If L(i).f > 0 Then
        For j = 0 To B_N - 1
            If T(j).f > 0 Then
                SmaxTmp = L(i).eS - T(j).eI
                SminTmp = L(i).eI - T(j).eS
                If SmaxTmp > Smax Or SminTmp < Smin Then
                    Continue For
                Else
                    k = L(i).f - T(j).f
                    If k = 0 Then
                        L(i).f = 0
                        T(j).f = 0
                        StrVariant(i) = StrVariant(i) + ", " + (j + 1).ToString()
                        Exit For
                    ElseIf k > 0 Then
                        L(i).f = k
                        T(j).f = 0
                        StrVariant(i) = StrVariant(i) + ", " + (j + 1).ToString()
                        Continue For
                    Else
                        L(i).f = 0
                        T(j).f = -k
                        StrVariant(i) = StrVariant(i) + ", " + (j + 1).ToString()
                        Exit For
                    End If
                End If
            End If
        End If
    End If
End If

```

```

    Next
Else
    StrVariant(i) = StrVariant(i) + " - "
    'Continue For
End If
Next
frmKetquaMain.dgr_O.Rows.Clear()
frmKetquaMain.lstO.Items.Clear()
frmKetquaMain.lstB.Items.Clear()
Dim O_Sum As Integer
O_Sum = 0
For i = 0 To O_N - 1
    frmKetquaMain.dgr_O.Rows.Add(i + 1, Math.Round(O_Xkh(i), 2), Math.Round(O_Xkh(i + 1), 2), O_fX(i),
Math.Round(O_pX(i), 6), L(i).f)
    frmKetquaMain.lstO.Items.Add(i + 1)
    If StrVariant(i) <> "" Then
        frmKetquaMain.lstB.Items.Add(Strings.Right(StrVariant(i), StrVariant(i).Length - 2))
    Else
        frmKetquaMain.lstB.Items.Add("-")
    End If
    O_Sum = O_Sum + L(i).f
Next
frmKetquaMain.dgr_O.Rows.Add("", "", "", "", "K.HeK.", O_Sum)
frmKetquaMain.dgr_O.Rows.Add("", "", "", "", "K.HeK.%", O_Sum * 100 / O_M)

frmKetquaMain.dgrX_O.Rows.Clear()
For i = 0 To O_M - 1
    frmKetquaMain.dgrX_O.Rows.Add(i + 1, Math.Round(O_X(i), 2))
Next

frmKetquaMain.dgr_B.Rows.Clear()
Dim B_Sum As Integer
B_Sum = 0
For i = 0 To B_N - 1
    frmKetquaMain.dgr_B.Rows.Add(i + 1, Math.Round(B_Xkh(i), 2), Math.Round(B_Xkh(i + 1), 2), B_fX(i),
Math.Round(B_pX(i), 6), T(i).f)
    B_Sum = B_Sum + T(i).f
Next
frmKetquaMain.dgr_B.Rows.Add("", "", "", "", "K.HeK.", B_Sum)
frmKetquaMain.dgr_B.Rows.Add("", "", "", "", "K.HeK.%", B_Sum * 100 / O_M)

frmKetquaMain.dgrX_B.Rows.Clear()

```

```
For i = 0 To B_M - 1
    frmKetquaMain.dgrX_B.Rows.Add(i + 1, Math.Round(B_X(i), 2))
Next
frmKetquaMain.ShowDialog()
End Sub
```



INSTITUTE OF MINING SCIENCE AND TECHNOLOGY
№ 3 Phan Dinh Giot Str., Phuong Liet, Thanh Xuan, Hanoi, Vietnam
Tel: +84.4.38642024 - Fax: +84.4.38641564
Web: <http://imsat.vn> Email: imsat@vkhcnm.com.vn



Утверждаю

Зам. директор Ханойского Института
Горной Науки и Технологии
Д.т.н. Ньы Вьет Туан
«15» октября 2020 г. Ханой

Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **НГО ВАН ТУАН**
на тему: «Выбор и обоснование метода повышения ресурса гидростоек
механизированных крепей», выполненной в Национальном Исследовательском
Технологическом Университете «МИСиС» (Россия)

Настоящей справкой подтверждаем, что разработанные в диссертационной работе **НГО ВАН ТУАН** методика повышения точности и ресурса гидростоек, основанная на использовании принципов селективной сборки соединений силовых гидроцилиндров механизированных крепей, рекомендации по выбору посадок в соединениях гидростойки, обеспечивающих наибольший коэффициент запаса ресурса изделия, и рекомендации по повышению ресурса силовых гидроцилиндров шахтных механизированных крепей за счет повышения точности соединений и усовершенствования технологического процесса сборки рассмотрены на Ученом совете института и приняты к использованию в Ханойском Институте Горной Науки и Технологии (ХИГНиТ) при проектировании технологического процесса сборки силовых гидроцилиндров горных машин. Расчет параметров сборки соединений проводится с использованием соответствующего программного обеспечения.



Общество с ограниченной ответственностью
«Объединенные машиностроительные технологии»

ООО «ОМТ»

652700, г. Киселевск, Кемеровской обл., ул.Алейская, 15, литер В.; тел/факс +7 (38464) 5-01-09, e-mail: zavod@omt-ohe.ru;
127550, г. Москва, ул. Прянишникова, д. 5А; тел.+7 (495) 502-94-93; факс +7 (495) 502-94-98; e-mail: omt@sokolovskaya.ru
<http://www.omt-gum.ru>

26.01.21 № 01-4ТД/ 005

Справка
о внедрении результатов диссертационной работы
Нго Ван Туан на тему: «Выбор и обоснование метода повышения ресурса гидростоек
механизированных крепей»

Настоящей справкой подтверждаем, что разработанные по результатам научно-исследовательской работы Нго Ван Туан методические материалы по расчету параметров сборки, обеспечивающих заданную точность и ресурс соединений гидростоек механизированных крепей, приняты к использованию в ОАО «Объединенные машиностроительные технологии».

Методика обоснования параметров точности сопрягаемых поверхностей соединений силового гидроцилиндра с учетом позиционных отклонений штока во взаимосвязи с уровнем качества соединений и их ресурсом используется при проектировании механизированных крепей для угледобывающих предприятий.

Начальник конструкторского бюро
ООО «ОМТ»
Кандидат технических наук



П.А. Ерополов
января 2021 г.

