

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

**Нго Ван Туан**

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

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:

Доктор технических наук, профессор

Мнацаканян Виктория Умедовна

**Москва - 2021**

## **Общая характеристика работы**

**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 и ремонтного восстановления 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, позволяющей 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, НИТУ «МИСиС», 2017-2018 гг.), на научной конференции «Производство. Технология. Экология» в МГТУ «Станкин», 2018г.), на международной научно – практической конференции «Научный диалог: Молодой ученый», 2020 г.

**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.

*Чтим светлую память профессора Набатникова Юрия Федоровича, под руководством которого начиналась данная работа.*

### **Основное содержание работы**

**Во введении** обоснована актуальность темы, обозначены цели и задачи исследования, представлена научная новизна и практическая значимость работы.

**В первой главе** рассмотрены особенности конструкции и условий эксплуатации силовых гидроцилиндров механизированных крепей, виды и основные причины повреждений рабочих поверхностей деталей в соединениях гидростоек. Проанализированы требования к качеству изготовления гидроцилиндров, и крепей.

Решению важнейших задач, связанных с выбором конструкции и разработкой технологий изготовления оборудования, входящего в состав шахтных механизированных комплексов, посвящены работы выдающихся советских и российских ученых: А.М. Балабышко, Г.Д. Буялича, В.В. Габова, С.М. Григорьева, В.Н. Гетопанова, В.Н. Дмитриева, В.Ф. Еленкина, В.Н. Ефимова, Л.И. Кантовича, Е.М. Кривенко, Ю.Д. Красникова, В.И. Морозова, Б.К. Мышляева, Ю.Ф. Набатникова, М.С. Островского, И.Л. Пастоева, Р.Ю. Подэрни, Ю.Ф. Пономаренко, Я.М. Радкевича, Г.С. Рахутина, В.М. Рачека, В.И. Солода Г.И. Солода, В.В. Старичнева, А.В. Топчиева, В.Н. Хорина, Ю.Л. Шахмейстера и др. Однако эта актуальная проблема большой научной и практической значимости содержит ряд нерешенных задач, требующих проведения дальнейших исследований и разработки практических предложений. И, прежде всего, это задачи повышения ресурса и обеспечения качества изготовления гидростоек, на основе оценки влияния параметров

точности деталей соединений на ресурс гидростоек, которые рассматриваются в данной работе.

Во второй главе исследованы вопросы формирования точности относительного положения элементов гидростоек, их влияние на состояние и эксплуатационные характеристики гидростоек. На примере рамной крепи поддерживающего типа (рис.1) рассмотрены пространственные размерные связи функционально связанных узлов механизированных крепей.

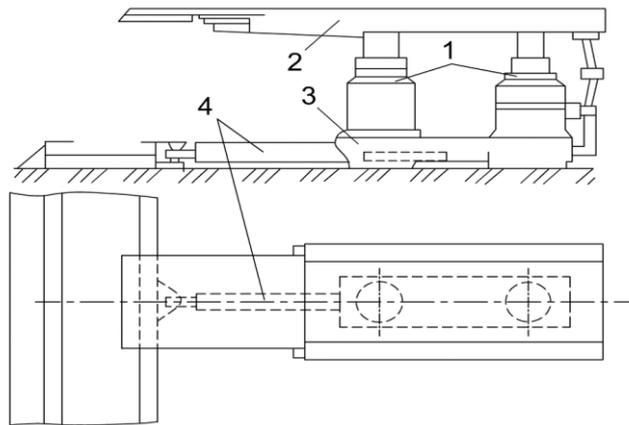


Рисунок 1 - Рамная механизированная крепь поддерживающего типа:  
1- две гидростойки, 2 – перекрытие, 3 – основание, 4 - гидродомкрат  
передвижки

Матрица структуры конструкции рамной крепи имеет вид:

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

$$\Rightarrow C = \begin{bmatrix} 1 & & & & & 0 \\ 1 & 2 & & & & \\ 1 & 0 & 3 & & & \\ 1 & 2 & 3 & 4 & & \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 5 & \end{bmatrix} \quad \text{или} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & & & & & 0 \\ 1 & 1 & & & & \\ 1 & 0 & 1 & & & \\ 1 & 1 & 1 & 1 & & \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & \end{bmatrix} \quad (1)$$

Структурный анализ конструкции. позволяет рассчитать пространственные отклонения деталей и узлов крепи в зависимости от точности изготовления каждого элемента

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \\ D_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & & & & & 0 \\ H_{21} & H_{22} & & & & \\ H_{31} & 0 & H_{33} & & & \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} & & \\ H_{51} & 0 & 0 & 0 & H_{55} & \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \\ k_4 \\ k_5 \end{bmatrix} \quad (2)$$

где  $k_i = (A, B, G, \lambda, \beta, \gamma)$  вектора  $i = (1..6)$ , определяющие положение исполнительных поверхностей каждого из узлов крепи (система  $oxuz$ ), относительно его основных баз (система  $OXYZ$ )  $k \{(oxuz) \Rightarrow (OXYZ)\}$ .

Элементы  $H_{ij}$  являются блочными матрицами преобразования, обеспечивающие расчет точности линейных и угловых размеров в одной системе координат:

$$H_{ij} = \begin{pmatrix} \pi_i^{(1)} & 0 \\ 0 & \pi_i^{(1)} \end{pmatrix}, \quad \pi_i = \begin{vmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \cos(x_1 x_i) & \cos(x_1 y_i) & \cos(x_1 z_i) \\ \cos(y_1 x_i) & \cos(y_1 y_i) & \cos(y_1 z_i) \\ \cos(z_1 x_i) & \cos(z_1 y_i) & \cos(z_1 z_i) \end{vmatrix} \quad (3)$$

В соответствии с (2) рабочее положение каждого из штоков двух опорных гидростоек, от которых зависит высота забоя, определяют выражения:

$$\text{для гидростойки №1} \quad D_2 = H_{21} \cdot k_1 + H_{22} \cdot k_2 \quad (4)$$

$$\text{для гидростойки №2} \quad D_3 = H_{31} \cdot k_1 + H_{33} \cdot k_3 \quad (5)$$

Полученные зависимости позволяют оценить возможные позиционные отклонения штока и, тем самым, определить схему для расчета гидростойки на статическую и контактную прочность.

Вместе с тем, установлено, что определение требуемых величин зазоров в соединении поршня с цилиндром с использованием методик расчета на статическую и контактную прочность не представляется возможным.

**В третьей главе** исследуется влияние качества изготовления гидростойки на ее ресурс. Отклонения положения штока и поршня гидростойки рассматриваются как неопределенность их базирования вследствие наличия зазоров в соединениях, т. е. как результат неорганизованной смены баз, возникающей вследствие упругих перемещений и деформаций в гидростойке под действием нагрузки (рис. 2).

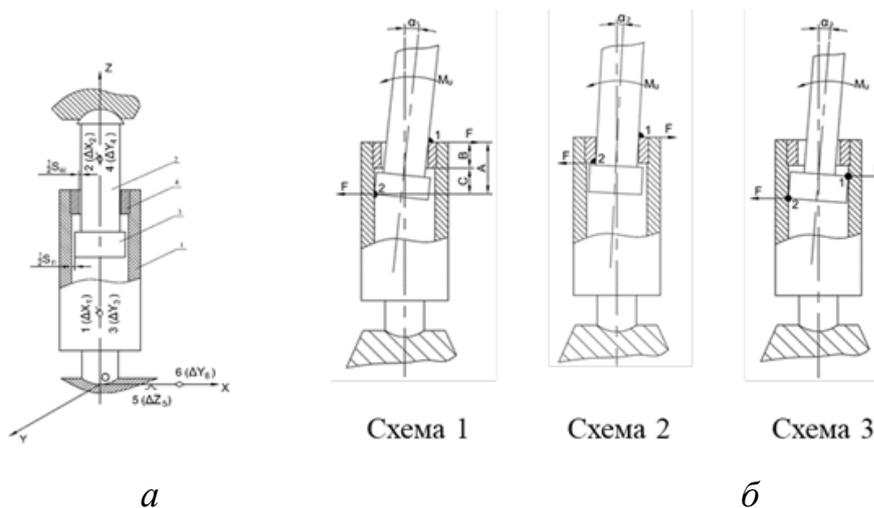


Рисунок 2 – Позиционные отклонения штока под действием нагрузки: *а* – схема базирования гидростойки в крепи; *б* – схемы перекосов штока под действием нагрузки

Для оценки отклонений использован метод математического описания и моделирования баз, согласно которому поршень и шток в гидроцилиндре базируются по двойной направляющей базе:

$$T = (\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta z_5, \Delta y_6) \quad (6)$$

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

$$\Delta x_1 = 0,5 S_{\text{п}}, \quad \Delta y_3 = 0,5 S_{\text{п}}. \quad (7)$$

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

$$\Delta x_2 = 0,5 S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4 = 0,5 S_{\text{ш}} \quad (8)$$

В таблице 1 приведены отклонения нормальных координат при правильной и при двух неправильных схемах базирования поршня и штока

Таблица 1

Расчетные формулы, определяющие отклонения штока и поршня в гидростойке

№ схемы	Правильная схема базирования $T = (\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta z_5, \Delta y_6)$	
	поршень базируется в цилиндре $\Delta x_1 = 0,5 S_{\Pi}, \quad \Delta y_3 = 0,5 S_{\Pi}$ . $S_{\Pi}$ – зазор между поршнем и цилиндром	шток базируется в грундбуксе $\Delta x_2 = 0,5 S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4 = 0,5 S_{\text{ш}}$ $S_{\text{ш}}$ – зазор между штоком и грундбуксой
2	Неправильная схема базирования $T^* = (\Delta x_1^*, \Delta x_2^*, \Delta y_3^*, \Delta y_4^*, \Delta z_5, \Delta y_6)$	
	<b>Интенсивный износ грундбуксы и штока</b> $\Leftarrow$	шток базируется по грундбуксе <b>(односторонний контакт)</b> $\Delta x_1^* = S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_3^* = S_{\text{ш}}$ . $\Delta x_2^* = S_{\text{ш}}, \quad \Delta y_4^* = S_{\text{ш}}$ . $S_{\text{ш}}$ – зазор между штоком и грундбуксой
3	Неправильная схема базирования $T' = (\Delta x_1', \Delta x_2', \Delta y_3', \Delta y_4', \Delta z_5, \Delta y_6)$	
	поршень базируется по цилиндру <b>(односторонний контакт)</b> $\Delta x_1' = S_{\text{вт}}, \quad \Delta y_3' = S_{\text{вт}}$ . $\Delta x_2' = S_{\text{вт}}, \quad \Delta y_4' = S_{\text{вт}}$ . $S_{\text{вт}}$ – диаметральный зазор «карман цилиндра – грундбукса».	$\Rightarrow$ <b>Интенсивный износ цилиндра и поршня</b>

Полученные зависимости позволили определить численные значения угловых отклонений оси штока  $\alpha$  при трех рассмотренных выше схемах неопределенности базирования поршня и штока (табл.2)

Таблица 2

## Угловые отклонения оси штока

№ схемы	Схемы базирования	Угловые отклонения оси штока
1	$T = (\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta z_5, \Delta y_6)$ $A$ - расстояние от торца поршня до торца цилиндра	$\alpha_1 = \frac{1}{2A} \cdot (S_{\Pi} + S_{\text{ш}} + S_{\text{вт}})$
2	$T^* = (\Delta x_1^*, \Delta x_2^*, \Delta y_3^*, \Delta y_4^*, \Delta z_5, \Delta y_6)$ $B$ - ширина грундбуксы	$\alpha_2 = \frac{S_{\text{ш}}}{B}$
3	$T' = (\Delta x_1', \Delta x_2', \Delta y_3', \Delta y_4', \Delta z_5, \Delta y_6)$ $C$ - расстояние от торца поршня до грундбуксы	$\alpha_3 = \frac{S_{\Pi}}{C}$

Износ контактируемых поверхностей непосредственно связан с физикой формирования напряжений на локальных участках базовых поверхностей. При этом полное напряжение, в точке М с координатами  $(x, y, z)$  на площадке с нормалью  $\bar{n}$  (см. рис.3) определяется:

$$p_n = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} \quad \text{при } \Delta F \rightarrow 0 \quad (9)$$

где  $\Delta P$  и  $\Delta F$  соответственно приложенная сила и площадь поверхности.

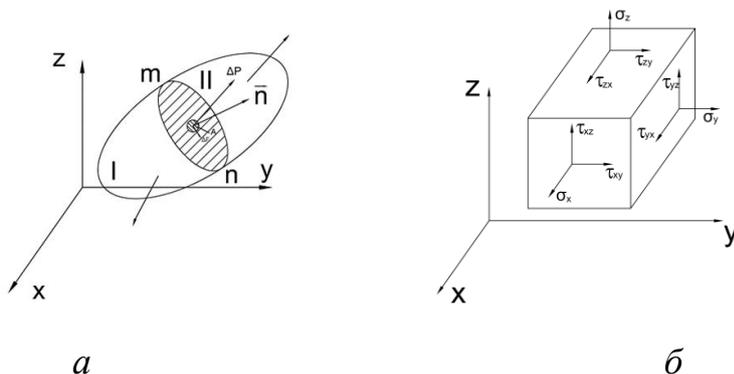


Рисунок 3 - Схема формирования напряжений: а – эллипсоид напряжений в точке М; б – компоненты напряжения в точке М

Нормальное напряжение  $\sigma_n$  равно проекции  $p_n$  на нормаль  $n$

$$\sigma_n = p_n \cdot \text{Cos}(p_n n)$$

Косательное напряжение  $\tau_n$  равно проекции  $p_n$  на плоскость площадки  $\Delta F$

$$\tau_n = p_n \cdot \text{Sin}(p_n n)$$

Величины  $\sigma_x, \tau_{xy}, \dots, \tau_{zy}$  являются компоненты напряжение в точке А (рис. 3, б)

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

$$\frac{x^2}{\sigma_1^2} + \frac{y^2}{\sigma_2^2} + \frac{z^2}{\sigma_3^2} = 1, \quad (10)$$

а интенсивность напряжения в определенной точке характеризует величина

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \quad (11)$$

При эксплуатации стойки постепенно изнашиваются сопряженные поверхности деталей, в результате чего увеличиваются зазоры в соединениях. Со временем износ деталей в соединениях достигает своего предельного

значения, что, в свою очередь, приводит к резкому снижению эксплуатационных характеристик, при которых эксплуатация стойки не представляется возможной. На рис. 4 представлена схема изменения ресурса ( $T$ ) в зависимости от изменения зазора в соединениях представлена.

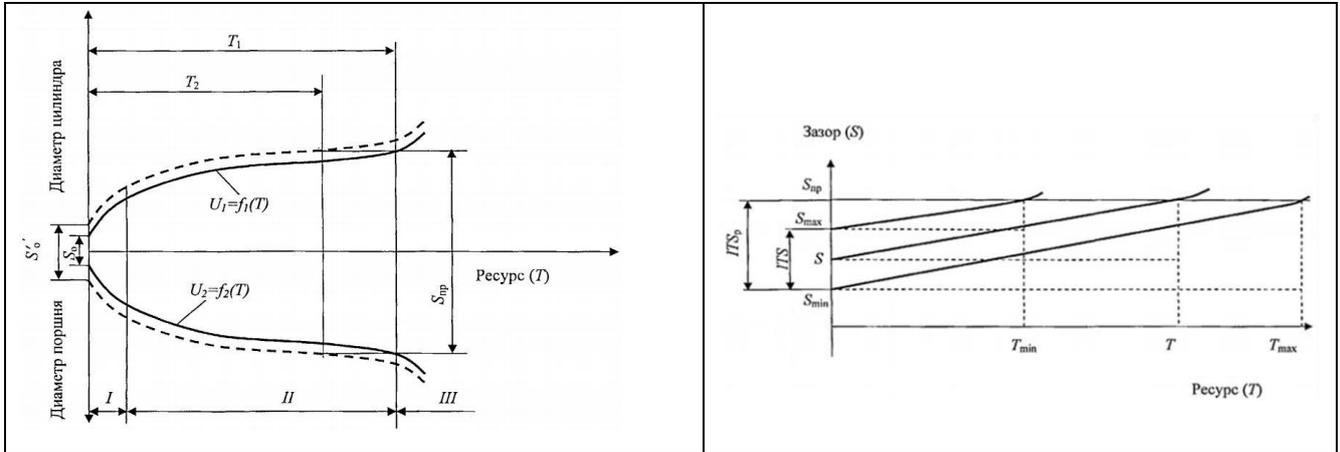


Рисунок 4 - Изменение зазора в соединении (а) и ресурса (б) в зависимости от продолжительности эксплуатации изделия

Износ поверхностей отверстия  $U_1 = f_1(T)$  и поршня  $U_2 = f_2(T)$  протекает по идентичным зависимостям, в которых аргументом является время ( $T$ ) – продолжительность эксплуатации гидроцилиндра.

Из схем, представленных на рис.4, следует, что увеличение ресурса соединения может быть достигнуто:

- за счет повышения точности сопряженных поверхностей;
- путем повышения качества сборки;
- путем повышения долговечности контактируемых поверхностей;
- качественным техническим обслуживанием и правильной эксплуатацией.

Из условия подобия треугольников (рис. 4, б) следует:

$$\frac{T}{T_{max}} = \frac{S_{np} - S}{S_{np} - S_{min}} < 1 \quad (12)$$

где левая часть, определяет долю ресурса соединения с зазором  $S$  от максимального ресурса при первоначальном зазоре в соединении, равном  $S_{min}$ .

Если в гидростойке определено предельное значение зазора ( $S_{np}$ ), то величину ресурса соединения ( $T$ ), собранного с определенным зазором  $S > S_{min}$ , согласно (12), можно рассчитать:

$$T = \frac{T_{max} \cdot (S_{np} - S)}{S_{np} - S_{min}} \quad (13)$$

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

Для определения величины максимально возможного ресурса соединения  $T_{max}$  необходимо величину  $(S_{np} - S_{min})$  разделить на скорость изнашивания  $v_s$  (мкм/час).

$$T_{max} = \frac{S_{np} - S_{min}}{v_s} \quad (14)$$

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. Установлена прямая связь ресурса гидростойки и параметров точности изготовления деталей и сборки соединений. Показано, что изменение зазора в соединениях зависит от продолжительности работы, от давления рабочей жидкости и деформации цилиндра, а также от изменения контактных напряжений в соединениях.

**В четвертой главе** с использованием метода конечных элементов исследовано напряженно-деформированное состояние базовых поверхностей деталей силового гидроцилиндра. Для этого в САД-системе Inventor разработаны твердотельные модели деталей, смоделирована нагрузка и ограничения, накладываемые на твердотельную модель гидроцилиндра. (рис. 5). В результате получены эпюры напряжений и установлена зависимость напряженного состояния в гидроцилиндре от точности соединений (рис. 6, 7).

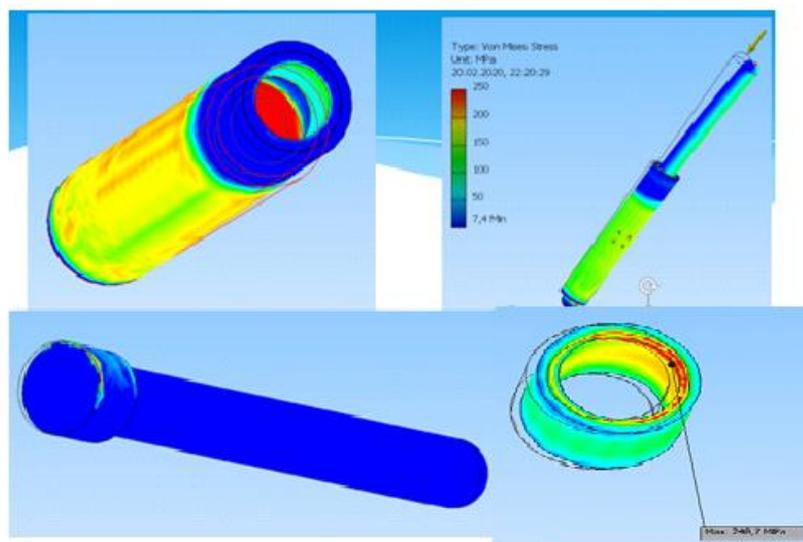


Рисунок 5 - Моделирование напряженного состояния соединений гидроцилиндра

Зависимости напряжений от зазоров на участках контакта в соединениях «поршень-цилиндр» и «шток – грундбукса» отражают кривые на рис. 6, *a* и 7, *a*.

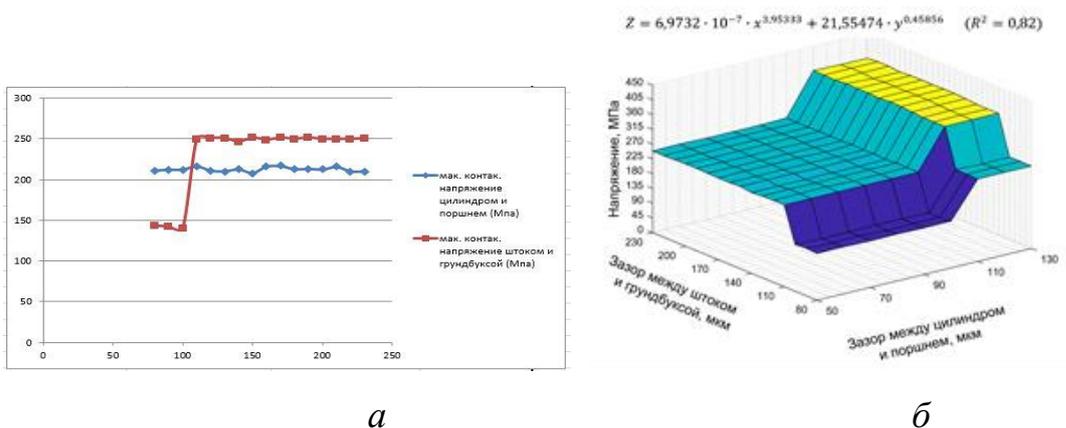
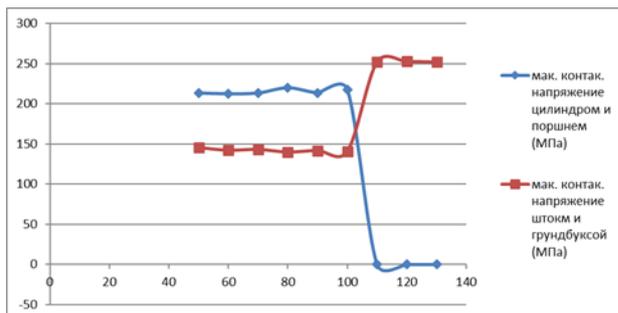
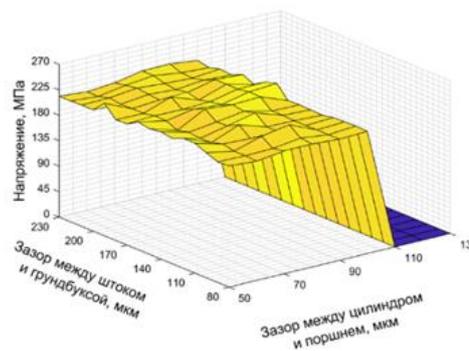


Рисунок 6 – Зависимость контактных напряжений от зазоров между цилиндром и поршнем, штоком и грундбуксой: *a* – кривые зависимости напряжений от зазоров; *б* – поверхность отклика по напряжениям на грундбуксе.



*a*



*б*

Рисунок 7 – Зависимость контактных напряжений от зазоров между цилиндром и поршнем, штоком и грундбуксой: *a* – кривые зависимости напряжений от зазоров; *б* – поверхность отклика по напряжениям на цилиндре.

Таким образом, при помощи компьютерного моделирования установлены зависимости контактных напряжений от конструктивных зазоров, а также выявлены величины зазоров в соединениях, обеспечивающих наилучшие условия контактного нагружения сопряженных деталей гидроцилиндра и допустимые отклонения штока. Так, установлено, что наиболее благоприятная схема нагружения штока имеет место при зазорах в соединении «цилиндр-поршень» от 50 до 100 мкм, и от 80 до 110 мкм в соединении «грундбукса-шток», что приводит к необходимости обеспечения точности соединений, соответственно, по 7 и 8 квалитетам. При достижении между поршнем и цилиндром зазора свыше 110 мкм имеет место переход от первой схемы перекоса штока ко второй (рис.2, *a*, *б*, табл. 1), т. е. наиболее неблагоприятной, при которой действующий изгибающий момент воспринимается исключительно грундбуксой, что и приводит к ее интенсивному износу.

В данной главе рассмотрено также влияние процесса фреттинг-износа контактируемых поверхностей на изменение зазоров и нарушение работоспособности соединений. Показано, что с увеличением напряжения (нагрузки) фреттинг-износ поверхности возрастает.

Для определения ресурса соединения с учетом точности сопрягаемых деталей используют коэффициент запаса ресурса соединения

$$K_p = \frac{ITS_p}{ITS} \quad (15)$$

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.

$$ITS_p = S_{пр} - S_{min} \quad (16)$$

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

$$(S = S_{min}) \Rightarrow (K_p = max). \quad (17)$$

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.

$$(S = S_{max}) \Rightarrow (K_p = min). \quad (18)$$

**В пятой главе** рассмотрены конструкторско-технологические методы увеличения ресурса гидроцилиндров, основанные на повышении точности изготовления деталей соединения и качества сборки.

Эксплуатационный ресурс определяется полученным при сборке соединения зазором, при этом, чем ближе величина зазора к минимально-допустимому значению и меньше допуск на зазор, тем больше ресурс соединения.

Для получения качественной сборки крепи с достижением высокого значения коэффициентов запаса ресурса  $K_p$  необходимо использовать селективную сборку, когда соединение осуществляют из деталей определенных размерных групп.

При селективной сборке допуск  $ITS_p$  в (формуле 15) определяется как разность предельного допускаемого зазора  $S_{np}$  и наименьшего зазора  $S_{min}$  (в гр. I), который имеет место в первой группе сортировки

$$ITS_p = S_{np} - S_{min} \quad (19)$$

В свою очередь, знаменатель  $ITS$  в (15) представляет собой групповой допуск  $T_{S_{гр}}$ , т. е. допуск на зазор в соединении, получаемый при сборке гидроцилиндра из деталей первой группы

$$ITS = T_{S_{гр}} \quad (20)$$

С учетом (19) и (20) получаемый при селективной сборке коэффициент запаса ресурса  $K_p$  следует рассчитывать по формуле

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{min}}{T_{S_{22}}} \quad (21)$$

И в данном случае его следует называть коэффициент запаса управляемого ресурса, т. к. его численные значения зависят от выбранного варианта селективной сборки, что показано на примерах.

При использовании трех групп сортировки, когда групповой допуск составляет  $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,03$  коэффициент  $K_p$ , согласно (21), составит

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{min}}{T_{S_{2p}}} = \frac{0,3 - 0,093}{0,06} = 3,45.$$

В свою очередь, при использовании трех групп сортировки, и при более жестком групповом допуске  $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,015$ , коэффициент запаса ресурса  $K_p$ , согласно (21), составит

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{min}}{T_{S_{2p}}} = \frac{0,3 - 0,108}{0,03} = 6,4.$$

Если групповой допуск ужесточить до значения  $T_{1гр} = T_{2гр} = 0,01$  мм, то при использовании трех групп сортировки, коэффициент запаса ресурса  $K_p$ , согласно (21), составит:

$$K_p = \frac{S_{np} - S_{min}}{T_{S_{2p}}} = \frac{0,3 - 0,113}{0,02} = 9,45.$$

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

$$\frac{K_p = 3,45}{(при T_{гр} = 0,03)} < \frac{K_p = 6,4}{(при T_{гр} = 0,015)} < \frac{K_p = 9,45}{(при T_{гр} = 0,01)} \quad (22)$$

Для аналогичных соединений, собранных методом полной взаимозаменяемости  $K_p$  составляет 1,8.

Ниже в таблице 3 показана точность диаметральных размеров цилиндров и поршней, обеспечиваемая при рассмотренных вариантах селективной сборки.

Таблица 3

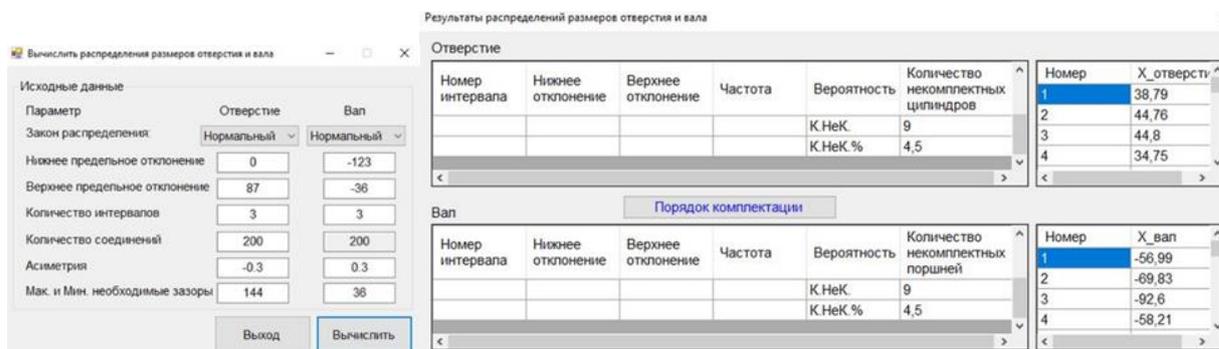
Требуемая точность диаметральных размеров цилиндров и поршней

Групповые допуски $T_{1гр} = T_{2гр}$ в мм 3 группы сортировки	Точность диаметральных размеров (мм)		
	Отверстий в цилиндрах	Поршней	Допуск на зазор $T_s$ ( $S_{min}$ ; $S_{max}$ )
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)

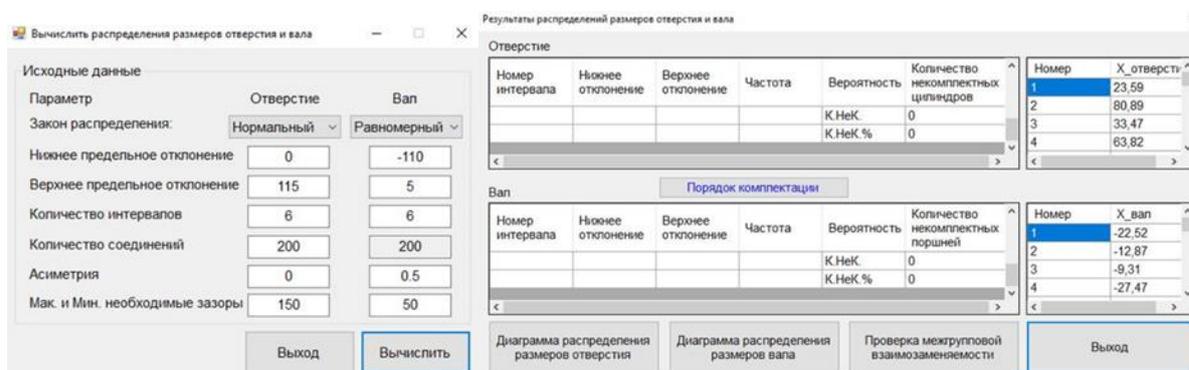
При использовании селективной сборки в условиях мелкосерийного производства может иметь место образование некомплектных деталей, что несколько снижает эффективность метода. Для моделирования селективной сборки при разных законах распределения отклонений размеров и параметрах точности деталей была разработана компьютерная программа, шаблон для ввода данных которой и полученные результаты моделирования с ее использованием представлены на рис. 8.

Для увеличения ресурса соединения и достижения высокой точности зазора в соединении цилиндр – поршень разработан «метод доработки сопряженной детали», при котором окончательную обработку поршня выполняют по размеру готового цилиндра, что исключает необходимость

сортировки и снижает трудоемкость изготовления изделия. При этом достижение высокой точности зазора не зависит от законов распределения размеров и объемов производства.



*a*



*б*

Рисунок 8 - Шаблон разработанной программы и результаты моделирования селективной сборки: *a* - для трех размерных групп; *б* - для шести групп сортировки размеров

В работе показан пример применения этого метода для цилиндра  $\varnothing 110$  H9/f9. Предварительную обработку поршня выполняют чистовым точением до  $\varnothing 110_{-0,150}^0$  с оставлением припуска под шлифование. Предельные отклонения диаметра поршня при этом составляют  $\Delta_2^B = 0$  и  $\Delta_2^H = 0,150$  мм, допуск  $T_2 = \Delta_2^B - \Delta_2^H = 0 - (-0,15) = 0,15$  мм и координата середины поля допуска

$$\Delta_{02} = \frac{\Delta_2^H + \Delta_2^B}{2} = \frac{-0,150 + 0,00}{2} = -0,075 \text{ мм} \quad (23)$$

Согласно методу, рассчитывают величину компенсации - наибольший слой металла снимаемого при финишной обработке поршня под размер готового цилиндра

$$T_k = \sum_{i=1}^{i=m-1} T'_i - T_{\Delta} \quad (24)$$

где  $T_{\Delta}$  - требуемый допуск на зазор;

$\sum_{i=1}^{i=m-1} T'_i$  - включает в себя допуск на окончательное обработанное отверстие

цилиндра  $T_1$ ; допуск на поршень после чистовой токарной обработки  $T_2$ ; число звеньев размерной цепи  $m = 3$ .

Чтобы на поршне (компенсаторе) гарантированно иметь минимальный слой удаляемого металла (припуска), позволяющий обеспечить требуемый зазор, в координату середины поля допуска поршня вносится поправка  $\Delta_k$ ,

$$\Delta_k = (\bar{\Delta}_{01} - \bar{\Delta}_{02}) - \Delta_{0\Delta} + \frac{T_k}{2} \quad (25)$$

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

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

$\Delta_{0\Delta}$  - требуемая координата середины поля допуска зазора

В результате получаем значения предельных отклонений поршня, при которых на финишной обработке, обеспечивается требуемая точность зазора:

$$\text{нижнее} \quad \Delta_2^{H*} = \Delta_2^H + \Delta_k; \quad \text{верхнее} \quad \Delta_2^{B*} = \Delta_2^B + \Delta_k.$$

Для исключения появления при селективной сборке некомплектных деталей в условиях мелкосерийного производства предложено также увеличить число групп сортировки деталей с трех до шести и более (рис. 8, б). Однако, данный метод приводит к необходимости повышения точности изготовления деталей наряду с повышением трудоемкости их сортировки на размерные группы.

Для дополнительного повышения ресурса и качества работы соединения «цилиндр – поршень» в диссертации предложен также комплекс конструкторско- технологических мероприятий.

### **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, исключаящие 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  $\alpha_0$  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 нагружения 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 квалитету независимо от законов распределения отклонений размеров деталей.

12. Предложенный метод «доработки сопряженной детали (поршня)», по размеру готового цилиндра обеспечивает высокую точность соединений по 7 квалитету 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».

### **Публикации по теме диссертации**

#### *Статьи в изданиях, входящих в «Перечень...» ВАК*

1. Ю.Ф. Набатников, 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.

2. Ю.Ф. Набатников, 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.

#### Публикации в других изданиях

3. Нго Ван Туан. Влияние неопределенности базирования штока гидростойки на размерный износ его базовых поверхностей/ Горные науки и технологии - №3, 2020. с. 201-207.

4. Нго Ван Туан, Севагин С.В., Нго Ву Нгуэн. Закономерности изнашивания сопряженных поверхностей цилиндра и поршня гидроцилиндров горных машин. Сборник научных трудов по материалам XXXI международной научно-практической конференции Научный диалог: Молодой ученый, 22 августа 2020 г. Изд. ЦНК МОАН, 2020. – с.8-10.