

На правах рукописи

УДК 539.413

**Набатникова Татьяна Юрьевна**

**Повышение ресурса функциональных элементов  
гидростоек механизированных крепей**

Специальность 05.05.06 - "Горные машины"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата -технических наук

Москва

2004

Работа выполнена  
в Московском государственном горном университете

Научные руководители:

докт. техн. наук, проф. Солод Г. И. докт. техн. наук, проф. Радкевич Я. М.

Официальные оппоненты:

докт. техн. наук, проф. Пастоев И. Л.,  
канд. техн. наук Юрицын В. А.

Ведущее предприятие - ОАО «Малаховский экспериментальный завод»

Защита диссертации состоится 05 марта 2004 года в  
12 часов на заседании диссертационного совета Д. 212.128.09 при  
Московском государственном горном университете по адресу: 119991, Москва,  
Ленинский проспект, 6., Б-223

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан «02» февраля 2004 года.

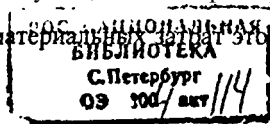
Ученый секретарь диссертационного совета  
канд. техн. наук, проф. Шешко Е. Б.

## Общая характеристика работы

Актуальность работы. В состав современных механизированных комплексов для добычи угля входит значительное количество гидростоек. К гидростойкам как опорным элементам, создающим сопротивление опусканию кровли, предъявляются жесткие технические требования как по качеству их изготовления, так и по надежности эксплуатации. От работоспособности гидростоек зависят не только безопасность работы обслуживающего персонала и эксплуатационная производительность всего комплекса, но и существенные материальные и финансовые затраты, связанные с простоями дорогостоящего оборудования.

Точность изготовления функциональных поверхностей деталей гидростойки определяет их взаимное расположение и влияет на величину нагрузок, действующих на детали соединений. Эксплуатация гидростоек в условиях, когда фактическая схема нагружения деталей соединений не соответствует расчетной, приводит к их ускоренному износу и потере работоспособности. В настоящее время отсутствуют научно обоснованные методы назначения точности диаметральных размеров функциональных поверхностей деталей гидростоек. Точность этих размеров назначается исходя из предыдущих конструктивных решений и технических возможностей заводов-изготовителей гидростоек. При этом не проводится оценка возможности реализации таких схем нагружения, которые будут отличны от принятой расчетной. Кроме того, не рассчитываются предельные величины износа в соединениях, в рамках которых реализуется расчетная схема нагружения. В результате фактические нагрузки, действующие на детали соединений гидростойки, могут значительно превышать по величине расчетные значения, что соответствует возникновению в гидростойке состояний критического нагружения.

Необходимо отметить, что повышение точности изготовления деталей гидростойки с целью улучшения ее эксплуатационных характеристик не всегда оправдано. Помимо дополнительных материальных затрат это может привести



к реализации таких схем нагружения узлов гидростойки, при которых ее эксплуатационные характеристики ухудшатся, а ресурс снизится. Поэтому установление зависимости точности изготовления функциональных поверхностей элементов гидростойки от расчетной схемы нагружения для назначения в соединениях рациональных посадок, позволяющих повысить ресурс и надежность эксплуатации механизированных крепей, является актуальной научной задачей.

**Целью работы** является установление зависимости точности изготовления функциональных поверхностей элементов гидростойки от расчетной схемы нагружения для назначения в соединениях рациональных посадок, что позволит повысить ресурс и надежность эксплуатации механизированных крепей.

**Идея работы.** Ресурс гидростоек механизированных крепей определяется точностью изготовления и сборки их функциональных элементов, схемой нагружения при эксплуатации, которая должна соответствовать расчетной при всех возможных значениях размеров деталей в заданных полях допусков.

**Научные положения, разработанные лично соискателем, и новизна:**

-математическая модель взаимосвязи точности диаметральных размеров функциональных поверхностей элементов гидростойки и расчетной схемы нагружения, особенность которой состоит в том, что она учитывает вероятностный характер формирования размеров при изготовлении деталей и заборов при их сборке;

-зависимость точности изготовления диаметральных размеров функциональных поверхностей элементов гидростойки от расчетной схемы нагружения учитывает, в отличие от известных, вероятностный характер расположения плунжера в заделке, деформацию цилиндра под воздействием давления рабочей жидкости и износ в соединениях.

**Обоснованность и достоверность научных положений** обеспечены представительными объемами экспериментальных данных, полученных на производстве гидростоек, хорошей их сходимостью ( $P=0,95$ ) с результатами математического моделирования на ПЭВМ.

**Научное значение работы** заключается в разработке математической модели и в установлении на ее основе зависимости точности изготовления диаметральных размеров функциональных поверхностей элементов гидростойки от расчетной схемы нагружения для назначения в соединениях рациональных посадок, что позволяет повысить ресурс и надежность эксплуатации механизированных крепей.

**Практическое значение работы** состоит в разработке:

методических рекомендаций по назначению рациональных посадок в соединениях функциональных поверхностей элементов гидростойки при конструировании, производстве и ремонте механизированных крепей;

программного обеспечения моделирования в заделке гидростойки состояний критического нагружения на ПЭВМ.

**Реализация выводов и рекомендаций работы.** Методические рекомендации по назначению рациональных посадок в соединениях гидростойки предложены к использованию при расчете, конструировании и производстве гидростоек на Малаховском экспериментальном заводе, а также в учебном процессе при подготовке студентов по специальности 170100 «Горные машины».

**Апробация работы.** Основные положения и содержание работы были доложены на Малаховском экспериментальном заводе в 2003 году и на международных семинарах «Неделя горняка» в МГТУ в 2000, 2001, 2002 и 2003 г.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано семь статей.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения и приложения, содержит 21 рисунок, 15 таблиц, список использованной литературы из 48 наименований.

## Основное содержание работы

Точность изготовления деталей гидростойки определяет величину зазоров в их соединениях. Под действием внешних нагрузок зазоры в соединениях гидростойки выбираются, и плунжер занимает относительно гидроцилиндра определенное положение, зависящее от соотношения зазоров в соединениях. Это положение может соответствовать или не соответствовать расчетной схеме. В последнем случае в гидростойке возникает состояние критического нагружения, которое характеризуется изменением координат точек приложения нагрузок и значительным увеличением сил, действующих на детали соединений. Таким образом, возникает задача определения влияния расчетной схемы нагружения гидростойки на точность изготовления деталей соединений.

С другой стороны, от угла перекоса плунжера в заделке гидростойки, величина которого также определяется точностью изготовления деталей соединений, зависит величина сил, напряжений и деформаций в местах контакта поршня с гидроцилиндром и штока с грундбуксой. Поэтому необходима оценка влияния точности изготовления деталей соединений гидростойки на эти параметры.

Под действием давления рабочей жидкости гидроцилиндр деформируется, увеличиваясь в диаметре. Если величина деформации сопоставима с зазорами в соединениях, то она может оказать влияние на изменение положения плунжера относительно внутренней поверхности цилиндра. Схема нагружения деталей соединений может перестать соответствовать расчетной схеме как по координатам мест приложения нагрузок, так и по величинам этих нагрузок.

В зависимости от величины давления рабочей жидкости, деформации цилиндра будут либо упругими, либо упруго-пластическими, либо пластическими. В последних двух случаях деформации цилиндра будут накапливаться, увеличивая величину зазора между поршнем и цилиндром после каждого цикла нагружения, что в свою очередь может привести к изменению нагрузок, действующих на детали соединений. Поэтому при

назначении точности в соединениях деталей гидростойки необходимо учитывать влияние деформации цилиндра от давления рабочей жидкости.

В процессе эксплуатации поверхности гидроцилиндра, поршня, штока и грунбуксы изнашиваются, что приводит к увеличению зазоров в соответствующих соединениях. Увеличение зазоров в соединениях вследствие износа может привести, с одной стороны, к увеличению действующих на детали соединений нагрузок за счет увеличения угла перекоса плунжера относительно гидроцилиндра, а с другой - к изменению положения плунжера в заделке гидростойки по сравнению с расчетной схемой. Во втором случае существенно увеличиваются силы, прижимающие поршень к цилиндру, а также контактные напряжения, что, в свою очередь, приводит к увеличению интенсивности изнашивания. Поэтому для определения эксплуатационного ресурса гидростойки необходимо предложить и обосновать критерий предельного износа и разработать методы и средства для определения его величины.

Таким образом, схема нагружения гидростойки влияет на точность изготовления деталей соединений, и для ее обоснования в диссертации были поставлены и решены следующие задачи:

1. Проведен анализ возможных схем. нагружения деталей соединений гидростойки и условий их возникновения.
2. Обоснован критерий возникновения состояний критического нагружения, при котором взаимное расположение функциональных поверхностей гидростойки и величина действующих на детали соединений нагрузок не соответствуют расчетной схеме нагружения.
3. Разработаны алгоритмы и программные средства для математического моделирования состояний критического нагружения в гидростойке на

ПЭВМ, включая моделирование процессов изготовления и сборки деталей соединений.

4. Определены зависимости возникновения состояний критического нагружения в гидростойке от точности изготовления деталей соединений. Разработаны рекомендации по назначению посадок в соединениях гидростойки.
5. Проведен анализ влияния точности изготовления деталей соединений на величину действующих нагрузок и запасы прочности гидростойки.
6. Определены зависимости возникновения состояний критического нагружения в гидростойке от деформации цилиндра под действием рабочего давления и точности изготовления деталей соединений. Разработаны рекомендации по назначению посадок в соединениях гидростойки с учетом деформации цилиндра от давления рабочей жидкости.
7. Разработаны методические рекомендации по определению предельного износа в соединениях гидростойки на основе математического моделирования состояний критического нагружения на ПЭВМ. Рассчитана величина предельного износа для наиболее распространенных посадок в соединениях гидростойки.
8. Проведен анализ влияния точности изготовления деталей соединений гидростойки на величину диаметральной податливости цилиндра от контактного давления поршня и вероятность возникновения состояний критического нагружения.

В общепринятой практике проектирования и расчета гидростойку (стойку) рассматривают как раздвижную ступенчатую стержневую систему с шарнирным опиранием концов (рис. 1). За счет трения в опорах сила,

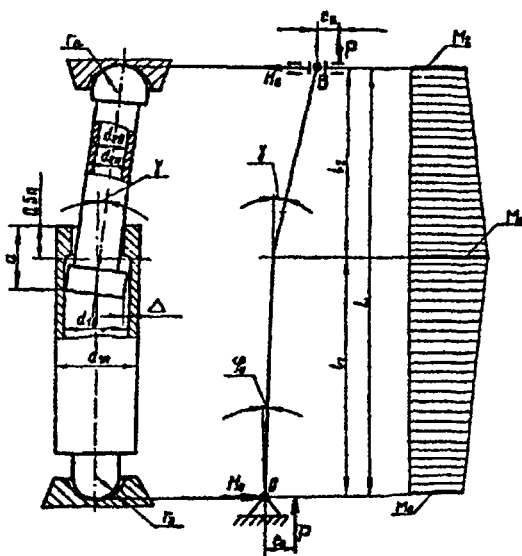


зависящая от давления в гидроцилиндре (цилиндре), приложена эксцентрично, а из-за зазоров в соединениях между ступенями стойки существует перекося. Штоки стойки полностью выдвинуты, что соответствует наиболее нагруженному состоянию, а изгибающий момент воспринимается грундбуксой и гидроцилиндром. Схемы, соответствующие этим условиям, будем в дальнейшем называть расчетными.

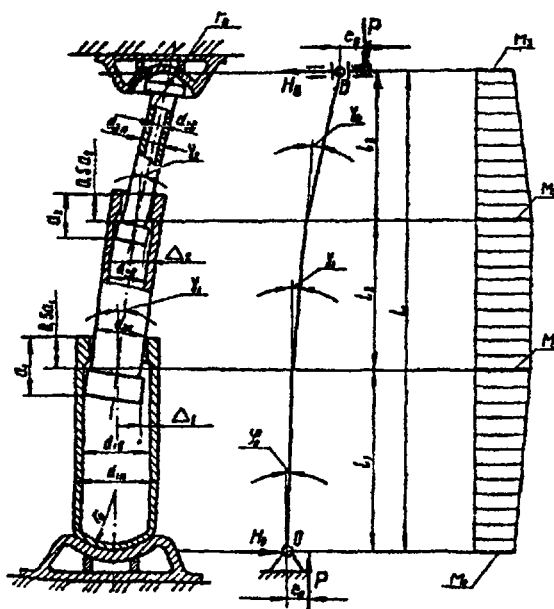
Принципиально важным является то, что такие схемы реализуются при определенных сочетаниях линейных размеров и зазоров в соединениях «цилиндр - поршень», «грундбукса - шток» и «карман» цилиндра - грундбукса».

Возможные схемы перекося плунжера представлены на рис. 2. Положение плунжера существенно влияет на величину силы ( $F$ ), прижимающей поршень к цилиндру стойки, а следовательно, и на величину контактных напряжений и деформаций. В случае перекося по первой схеме изгибающий момент ( $M_{из}$ ), действующий на плунжер, воспринимается грундбуксой и цилиндром. Сила  $F$  действует на плече  $L$ . Эта схема является наиболее благоприятной из возможных, так как в этом случае плечо максимально, а сила  $F$  минимальна. При перекося по второй схеме изгибающий момент воспринимается грундбуксой. Сила  $F$  действует на плече  $B < A$ . В третьем случае изгибающий момент воспринимается поршнем, а сила  $F$  действует на плече  $C < A$ . Случаи перекося по второй и третьей схемам в дальнейшем будем называть неблагоприятными.

Углы перекося плунжера в соединениях без учета деформации деталей под действием нагрузок и погрешностей изготовления (непрямолнейность осей деталей, смещение осей относительно рабочих поверхностей и т. п.) можно определить по формулам:  $\alpha_1 = (\Delta_n + \Delta_{ш} + \Delta_{шт}) / 2A$ ;  $\alpha_2 = \Delta_{ш} / B$ ;  $\alpha_3 = \Delta_n / C$ , рад, где  $\Delta_n$ ,  $\Delta_{ш}$  и  $\Delta_{шт}$  - соответственно диаметральные зазоры в соединениях «цилиндр - поршень», «грундбукса - шток», «карман» цилиндра - грундбукса»;  $A$ ,  $B$ ,  $C$  - конструктивные размеры элементов заделки, мм.



а) Стойка одинарной раздвижности



б) Стойка двойной раздвижности

Рис. 1. Основные расчетные схемы гидростоек (по ОСТ 12.44.245-83)

Принимая во внимание, что в каждом конкретном случае будет реализован наименьший утл, условие возникновения перекоса по первой схеме имеет вид:  $\alpha_1 < \alpha_2$  и  $\alpha_1 < \alpha_3$ .

Перекося по второй схеме имеет место в случае, когда  $\alpha_2 < \alpha_1$  и  $\alpha_2 < \alpha_3$ , а перекося по третьей схеме возникает при  $\alpha_3 < \alpha_1$  и  $\alpha_3 < \alpha_2$ . Полагая, что  $A=B+C$ ;  $K=B/C$ ;  $\Sigma\Delta = (\Delta_n + \Delta_{ш} + \Delta_{нт})$ , получим преобразованное условие перекося по первой схеме:  $\Sigma\Delta < 2\Delta_{ш}(1+K)/K$  и  $\Sigma\Delta < 2\Delta_n(1+K)$ . (1)

Для второй схемы условие перекося имеет вид:  $\Sigma\Delta > 2\Delta_{ш}(1+K)/K$  и  $\Delta_{ш} < K\Delta_n$ . (2)

Третья схема реализуется в случае если:  $\Sigma\Delta > 2\Delta_n(1+K)$  и  $\Delta_n < \Delta_{ш}/K$ . (3)

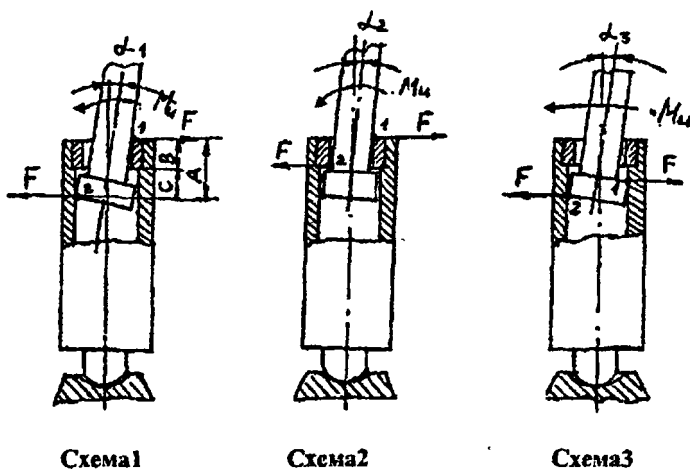


Рис. 2. Возможные схемы перекося плунжера в заделке гидростойки

В практике конструирования и расчета гидростоек значение параметра  $K$  обычно принимают равным единице. Для перекося плунжера в заделке стойки по схеме 1 при  $K=1$  необходимо, чтобы:  $\Sigma\Delta < 4\Delta_{ш}$  и  $\Sigma\Delta < 4\Delta_n$ . (4)

Величина зазоров в соединениях зависит от точности поверхностей деталей, а сами детали изготавливаются независимо друг от друга и собираются в узлы без учета их фактических размеров. В результате значения зазоров в соединениях являются случайными величинами, а пределы изменения этих

значений определяются посадками в соединениях, которые назначаются конструктором. В связи с этим перекосы плунжера в заделке носят вероятностный характер.

Если при эксплуатации стойки реализуется перекося плунжера по схеме 2 или по схеме 3, то в заделке возникает состояние критического нагружения, при котором нагрузка на детали соединений резко увеличивается по сравнению с расчетной из-за уменьшения базы заделки, на которой воспринимается изгибающий момент. Так, при  $K=1$  нагрузка увеличивается в два раза. Очевидно, что состояния критического нагружения возникают тогда, когда изгибающий момент, действующий на плунжер, воспринимается только грундебуксой или только цилиндром. В качестве критерия возникновения состояний критического нагружения предложено использовать количественные зависимости (2) и (3).

Исключить возможность реализации неблагоприятных схем перекося плунжера в заделке стойки, фиксируя действительные размеры деталей в процессе изготовления, не представляется возможным. Практически нельзя организовать сборочное производство, в котором необходимо подобрать размеры деталей одновременно з трех различных соединениях при сборке стойки одинарной раздвижности, и в шести - при сборке стойки двойной раздвижности.

В качестве метода, позволяющего оценивать вероятность возникновения в гидростойке состояний критического нагружения и управлять ее величиной, предложен метод математического моделирования на ПЭВМ. Суть этого метода сводится к следующему.

Известно, что значения фактических размеров деталей при изготовлении подчиняются определенным закономерностям. Характер этих закономерностей зависит от состояния и уровня организации производства.

Задавшись законом (законами) распределения размеров деталей соединений стойки и значениями предельных отклонений номинальных -размеров, можно моделировать процесс их изготовления на ПЭВМ. В

результате получим фактические размеры поверхностей деталей после их изготовления в рамках заданных полей допусков. Далее случайным образом выбираются детали из соответствующих массивов, моделируется процесс их сборки, рассчитываются и формируются массивы зазоров в соединениях. На заключительном этапе по условиям возникновения различных схем перекоса плунжера в заделке стойки определяется количество случаев возникновения состояний критического нагружения. Изменяя точность изготовления поверхностей деталей путем изменения соответствующих полей допусков и вновь моделируя процесс изготовления стоек на ПЭВМ, можно оперативно получить данные для анализа влияния точности изготовления на вероятность возникновения состояний критического нагружения. Конечным результатом такого анализа являются рекомендации по назначению в соединениях стойки таких посадок, которые обеспечивают реализацию расчетной схемы нагружения при минимальной величине вероятности возникновения состояний критического нагружения.

Для практического использования рассмотренного метода разработана программа моделирования схем перекоса плунжера в заделке стойки, блок-схема которой представлена на рис. 3. Эта программа рассчитывает для каждого  $i$ -го из  $N$  соединений размеры деталей в соответствии с заданными законами распределения и предельными отклонениями размеров деталей соединений, а по их значениям формирует массивы зазоров ( $\Delta_{вт}, \Delta_{ш}, \Delta_{ц}, \Sigma\Delta_i$ ) и определяет характеристики распределений (рис. 4). Количество моделируемых соединений ( $N$ ) задается на входе программы. Далее по условиям возникновения перекоса плунжера в заделке определяется принадлежность  $i$ -го соединения к той или иной схеме перекоса в зависимости от значения конструктивного параметра  $K$ . Величина параметра  $K$  изменяется от  $K_{\min}$  до  $K_{\max}$  с определенным шагом ( $\Delta K$ ) и является входным параметром. Конечным результатом работы программы является распределение вероятности возникновения неблагоприятных схем перекоса плунжера в заделке гидростойки в зависимости от параметра  $K$  (рис. 5).

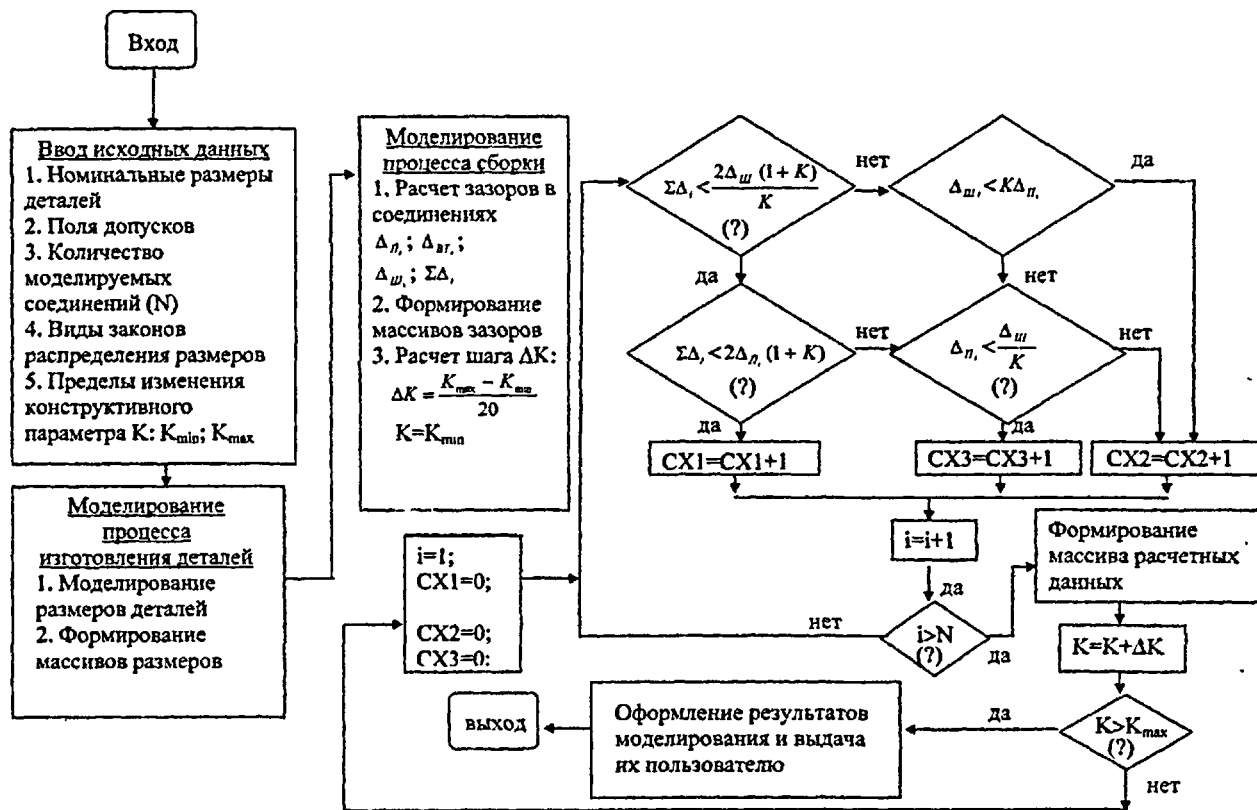


Рис. 3. Блок-схема программы моделирования состояний критического нагружения в заделке гидростойки

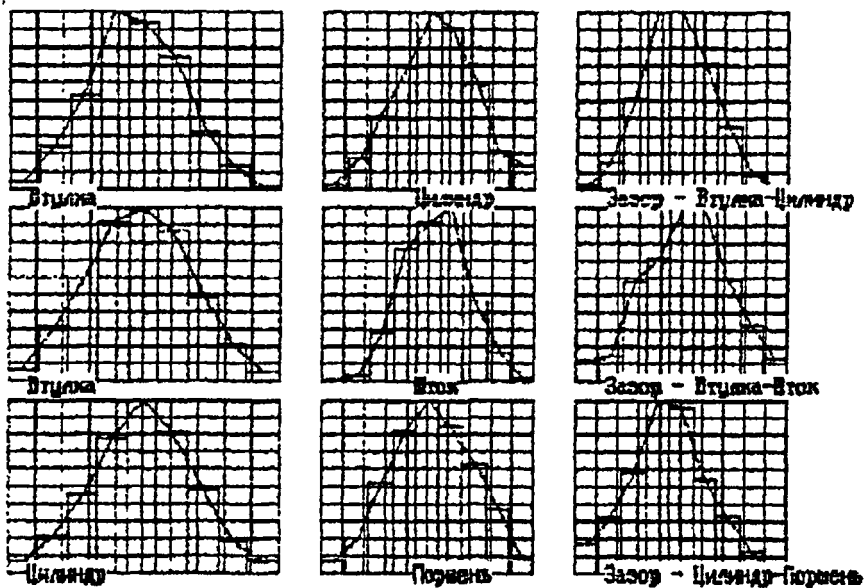


Рис. 4. Распределение размеров и зазоров в соединениях деталей заделки гидростойки



Рис. 5. Вероятность возникновения состояний критического нагружения гидростойки в зависимости от параметра  $K=Y$

С использованием моделирования на ПЭВМ определена вероятность возникновения состояний критического нагружения для посадок с зазорами при различных значениях конструктивного параметра  $K$  (табл. 1).

В качестве закона распределения размеров деталей соединений был выбран нормальный закон как наиболее соответствующий реальным условиям производства гидростоек на заводах угольного машиностроения. Предельные отклонения размеров деталей соединений задавались по Единой системе допусков и посадок и соответствовали 7-му, 8-му и 9-му квалитетам точности основного отбора полей допусков. Значение конструктивного параметра  $K$ , равного отношению длины грундбуксы к длине поршня, изменялось от  $K_{\min}=0,5$  до  $K_{\max}=1,5$  с шагом  $\Delta K=0,05$ , а количество моделируемых стоек принималось равным  $N=1000$ .

Анализ условий возникновения состояний критического нагружения деталей гидростойки и результатов моделирования позволил установить:

- вероятность возникновения состояний критического нагружения минимальна, если посадки в соединениях «цилиндр - поршень» и «грундбукса - шток» одинаковы, а посадка в соединении «карман» цилиндра - грундбукса» обеспечивает минимальный зазор;
- вероятность возникновения состояний критического нагружения равна нулю, если в соединениях «цилиндр - поршень» и «грундбукса - шток» используются посадки с большими гарантированными зазорами (см.табл. 1);
- при посадках в соединениях «цилиндр - поршень» и «грундбукса - шток» вида Н/н и П/Т вероятность возникновения состояний критического нагружения отлична от нуля (см.табл. 1). Однако именно эти виды посадок используются в практике конструирования гидростоек, т. к, обеспечивают в соединениях минимальные зазоры, что важно для уплотнения узлов;
- при использовании в соединениях «цилиндр - поршень» и «грундбукса - шток» посадки вида Н/н необходимо учитывать, что с увеличением точности вероятность возникновения состояний критического нагружения также



возрастает (рис 6), а при использовании посадки вида **H/f** - изменяется согласно зависимости, представленной на рис. 7;

- изменение среднего зазора в соединении «цилиндр - поршень» («грундбукса - шток») на 30-50% не оказывает влияния на вероятность возникновения состояний критического нагружения, если посадки обеспечивают большие гарантированные зазоры (все посадки, кроме **H/h** и **H/f**);
- вероятность возникновения состояний критического нагружения для наиболее распространенной в практике конструирования гидростоек комбинации посадок в соединениях (**H9/f9** - «карман» цилиндра - грундбукса»; **H9/f9** - «цилиндр - поршень»; **H9/f9** - «грундбукса - шток») составляет 8%, а для комбинации посадок (диаметры более 200 мм) **H9/f9**; **H9/f7**; **H9/f7** - почти 20%.

В работе показано, что упругая деформация цилиндра от давления рабочей жидкости сопоставима по величине с конструктивным зазором в соединении «цилиндр - поршень» или даже превышает величину этого зазора. Увеличение зазора под воздействием давления рабочей жидкости может привести к изменению положения плунжера в заделке стойки и, как следствие, к возникновению состояния критического нагружения.

Моделирование схем перекоса плунжера в заделке первой ступени стойки механизированной крепи КМ138 с учетом упругой деформации цилиндра от давления рабочей жидкости показало, что, начиная с давления  $P=20\text{МПа}$ , вероятность возникновения состояний критического нагружения существенно увеличивается, а при  $P=60\text{МПа}$  - превышает 50% (рис.8, кривая 1).

Для уменьшения влияния деформации цилиндра от давления рабочей жидкости на положение плунжера в заделке гидростойки разработан алгоритм подбора посадок в соединениях с учетом влияния данного фактора. Подбор посадок для стойки КМ138 позволил свести практически к нулю вероятность возникновения состояний критического нагружения при  $P=15\text{-}100\text{МПа}$  (рис.8, кривая 2).

Таблица 1

## Вероятность возникновения состояний критического нагружения в заделке гидростойки

Вид посадки в соединении: «цилиндр поршень» «внутренняя поверхность грундбоксы – шток»	Вид посадки в соединении «карман» цилиндра - внешняя поверхность грундбоксы»							
	H9/h9		H9/h8		H8/h7		Соединение без зазора	
	Вероятность, %	К	Вероятность, %	К	Вероятность, %	К	Вероятность, %	К
D9/h9, H9/d9	0	0,6...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5
E9/e9	0	0,55...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5
E9/f9, F9/e9	0	0,7...1,5	0	0,65...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5
F9/d9	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5
E9/h9, F9/f9, H9/e9	0	0,95...1,15	0	0,85...1,25	0	0,7...1,5	0	0,5...1,5
F9/h9, H9/f9	1,29	1,0	0,57	0,95...1,0	0,14	0,90...0,95	0	0,7...1,45
H9/h9	22,1	1,0	13,7	1,0	4,9	1,0	0,57	0,8...0,9
D9/h8	0	0,55...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5
E9/f8, F9/e8	0	0,6...1,5	0	0,55...1,5	0	0,5...1,5	0	0,5...1,5
F9/f8, E9/h8, H9/e8	0	0,85...1,15	0	0,75...1,25	0	0,6...1,5	0	0,5...1,5
F9/h8, H9/f8	2,0	1,05	0,86	0,9...0,95	0	0,95	0	0,55...1,5
H9/h8	35,9	0,95	22,9	1,05...1,1	8,9	1,0	0,86	1,0...1,05
E8/h7, H8/e7, F8/f7	0	0,8...1,15	0	0,7...1,3	0	0,55...1,5	0	0,5...1,5
F8/h7, H8/f7	5,3	1,05...1,1	1,29	0,95	0	0,9...1,05	0	0,5...1,5
H8/h7	64,6	0,95	53,7	1,05	23,0	1,0	0,86	1,0...1,05

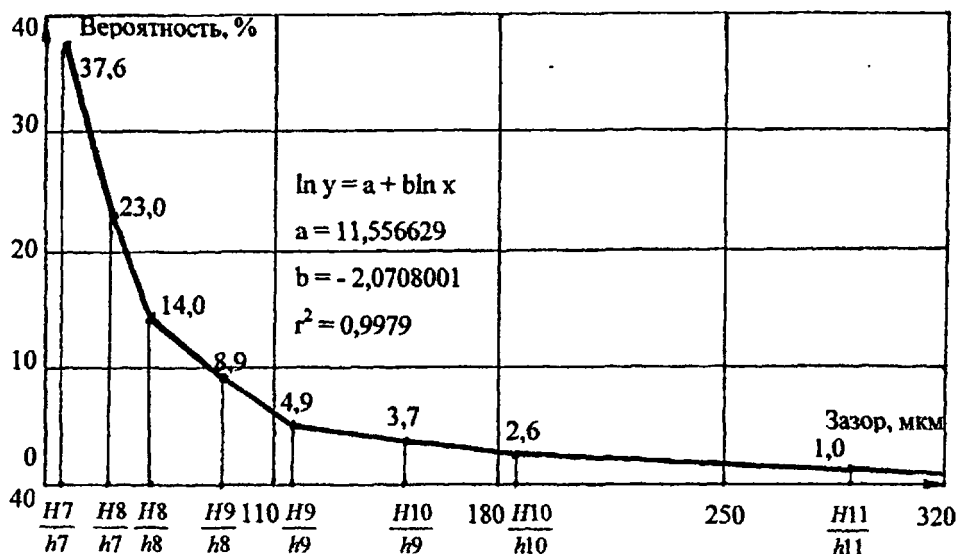


Рис. 6. Зависимость вероятности возникновения состояний критического нагружения от изменения зазора в соединениях «цилиндр-поршень» и «грудбукса – штоку» при посадке вида  $H_{n1}/h_{n2}$

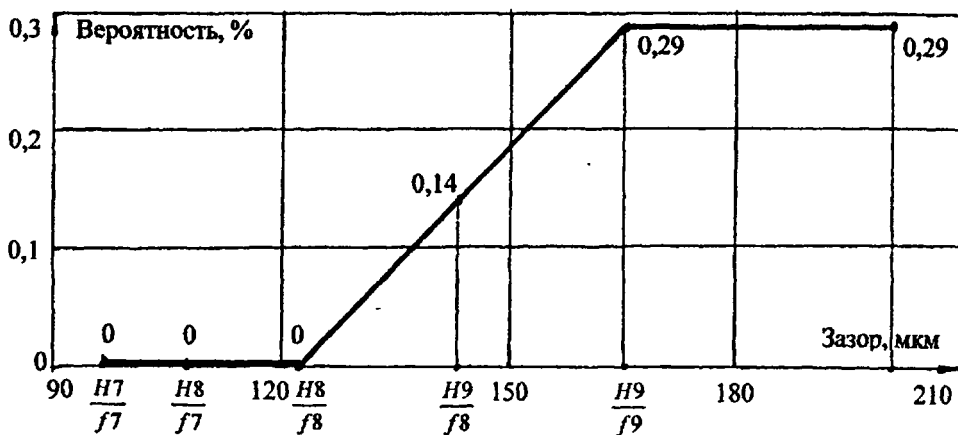


Рис. 7. Зависимость вероятности возникновения состояний критического нагружения от изменения зазора в соединениях «цилиндр-поршень» и «грудбукса-штоку» при посадках вида  $H_{n1}/f_{n2}$

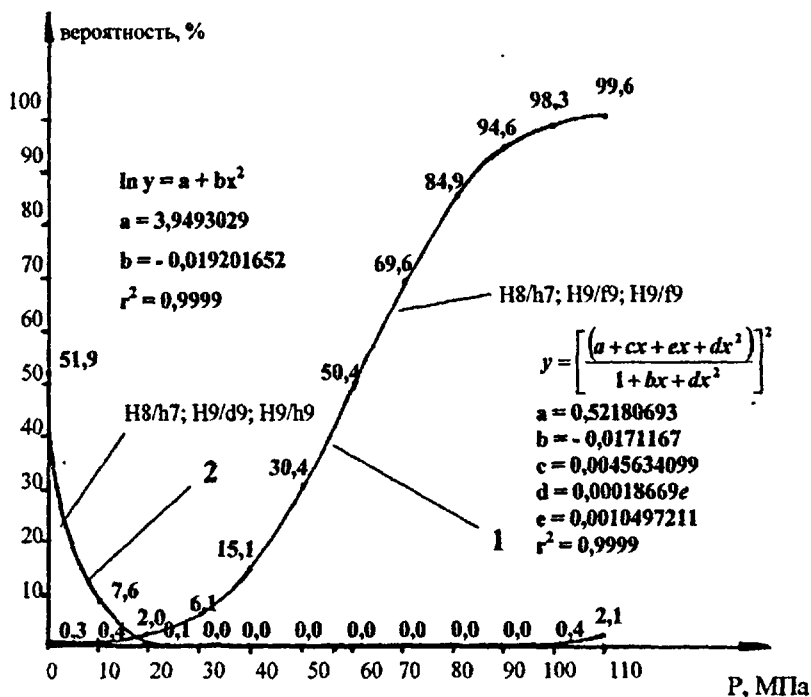


Рис. 8. Изменение вероятности возникновения состояний критического нагружения от давления рабочей жидкости в цилиндре

При значении давления рабочей жидкости, превышающем некоторое критическое ( $P > P_{кр}$ ), в цилиндре возникают пластические деформации. В результате уже после 20 - 30 циклов нагружения величина накопленной деформации в цилиндре такова, что 50% стоек находятся в состоянии критического нагружения. Поэтому эксплуатацию гидроцилиндров, нагруженных давлением выше критического уровня, мы считаем нецелесообразной.

Задача о предельном износе в соединениях гидростойки решается на основе зависимости вероятности возникновения состояния критического нагружения от величины зазора. Эта зависимость может быть получена с использованием программы моделирования схем перекоса плунжера в заделке

гидростойки. Используя данную зависимость и задавшись вероятностью возникновения состояний критического нагружения, определяют величину предельного износа. Так, для первой ступени стойки КМ138 предельный износ в соединении «цилиндр - поршень» составляет 40% от величины зазора, полученной при сборке, при вероятности возникновения состояний критического нагружения, равной 1% (рис.9). С другой стороны, можно утверждать, что вероятность возникновения в гидростойке состояний критического нагружения не превышает 1%, если разница в величине зазоров в соединениях «цилиндр - поршень» и «грундбукса - шток» не превышает 40%.

Влияние зазора в соединении «цилиндр - поршень» на величину деформации стенки цилиндра от контактного давления поршня незначительно. Так, увеличение зазора в этом соединении более чем на порядок увеличивает деформацию стенки цилиндра всего на 10-20 мкм. Учитывая примерно одинаковые условия контакта поршня с цилиндром и штока с грундбуксой, можно утверждать, что деформации в этих местах сопоставимы по величине, что исключает возможность возникновения состояний критического нагружения.

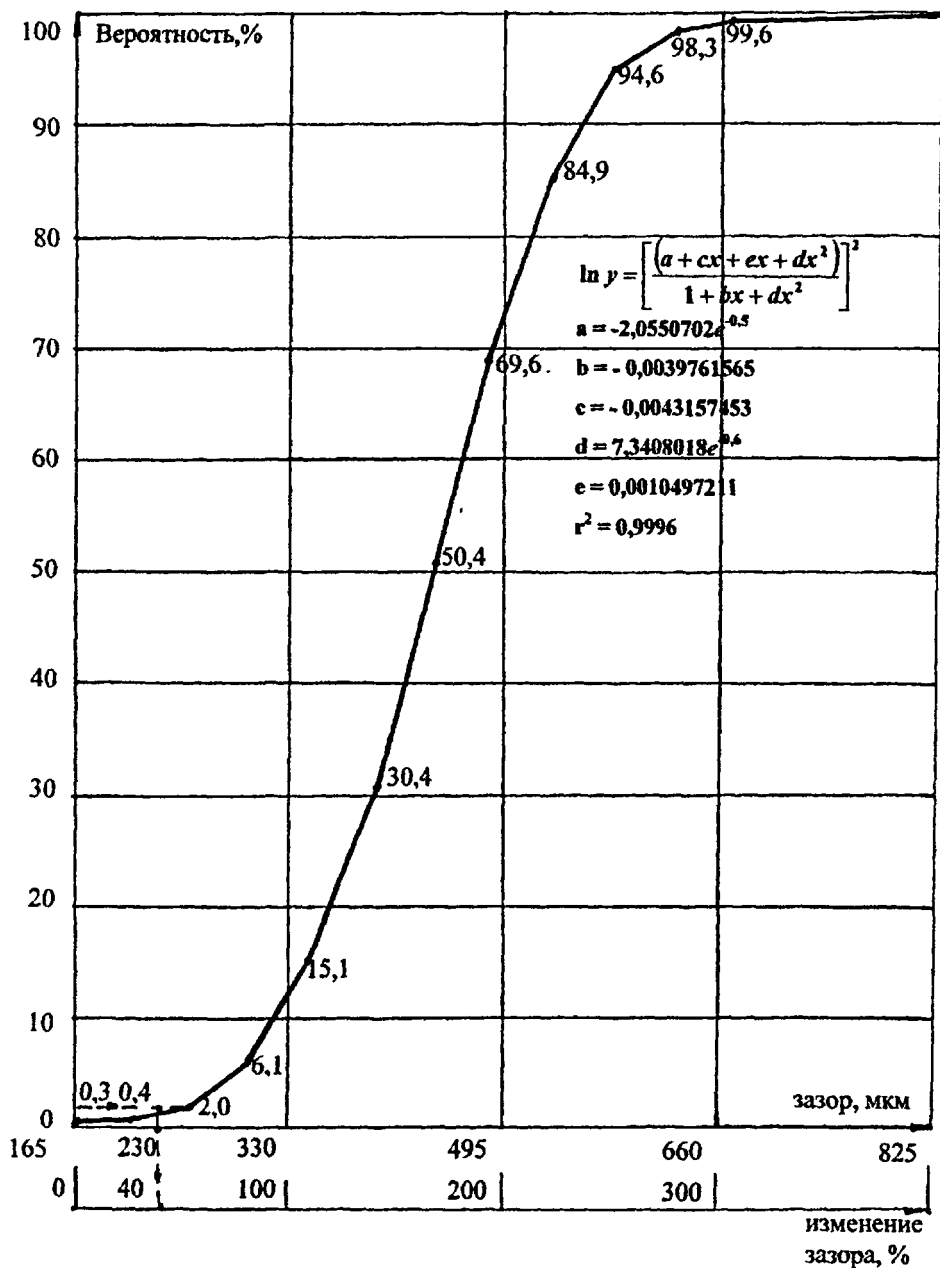


Рис. 9. Зависимость вероятности возникновения состояний критического нагружения от износа в соединении «цилиндр-поршень» («грундбукса-шток»)

## **Заключение**

В результате проведенных исследований в диссертационной работе дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в установлении зависимости точности изготовления функциональных поверхностей элементов гидростойки от расчетной схемы нагружения для назначения в соединениях рациональных посадок, что позволяет повысить ресурс и надежность эксплуатации механизированных крепей. Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Одной из основных причин выхода из строя гидростоек (30%) является деформация их функциональных элементов, которая является следствием несоответствия фактической схемы нагружения стойки при ее эксплуатации расчетной схеме. По этой причине примерно 10% гидростоек механизированных крепей находится в состоянии критического нагружения.
2. Предложена математическая модель и установлены зависимости точности диаметральных размеров функциональных элементов гидростойки от схемы ее нагружения, деформации цилиндра под воздействием давления рабочей жидкости и износа поверхностей, позволяющие назначать посадки в соединениях с использованием методов математического моделирования состояний критического нагружения на ПЭВМ на базе разработанного программного обеспечения.
3. При давлении рабочей жидкости 40-60 МПа в гидростойках возникают состояния критического нагружения в 15-50% случаев, увеличиваются в два раза нагрузки в местах контактного взаимодействия деталей.
4. Использование предложенных методических рекомендаций по назначению посадок в соединениях функциональных поверхностей элементов гидростоек с применением ПЭВМ позволяет свести практически к нулю

вероятность возникновения состояний критического нагружения в широком диапазоне давлений ( $P=20-100$  МПа).

5. После 20-30 циклов нагружения гидростойки критическим давлением величина остаточной деформации такова, что в 50% случаев нагрузка в местах контактного взаимодействия деталей в два раза превышает расчетную из-за уменьшения базы заделки, на которой воспринимается изгибающий момент.
6. Для первой ступени гидростойки крепи М138 предельный износ в соединениях «цилиндр - поршень» и «грудбуска - шток» не должен превышать 40% от первоначальной величины зазоров в соединениях. При этом, вероятность возникновения состояний критического нагружения не превышает 1%, а при износе в 60% - не превышает 5%.
7. Методические рекомендации по назначению рациональных посадок в соединениях гидростойки и программное обеспечение для моделирования в заделке состояний критического нагружения на ПЭВМ предложены к использованию в ОАО «Малаховский экспериментальный завод» для обоснования точности при проектировании и изготовлении механизированных крепей.

### **Основные положения диссертации отражены в следующих работах**

1. Набатникова Т. Ю. Влияние зазоров в соединениях на величину изгибающих моментов и запасов прочности гидростоек и домкратов. - Горный информационно-аналитический бюллетень.-2000.-№4. - с. 115-118
2. Набатникова Т. Ю., Набатников Ю. Ф. Моделирование схем перекоса плунжера в заделке гидростойки. - Горный информационно-аналитический бюллетень.-2001.-№12. - с. 182 -183
3. Набагникова Т. Ю., Набатников Ю. Ф. Обоснование вида посадок соединений деталей в заделках гидростоек. - Горный информационно-аналитический бюллетень.-2001.-№12. - с. 178 -181



4. Набатникова Т. Ю. Влияние зазоров в соединениях на положение плунжера в заделке и силу, прижимающую поршень к цилиндру гидростойки. - Горный информационно-аналитический бюллетень.-2003.- № 3. - с. 189-195
5. 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
6. Набатников Ю. Ф., Набатникова Т. Ю. Моделирование предельного износа в соединениях гидростойки. - Отдельные статьи Горного информационно-аналитического бюллетеня.-2003.- №8. - с. 3 - 9
7. Набатников Ю. Ф., Набатникова Т. Ю. Влияние точности изготовления деталей соединений гидростойки на величину контактных деформаций. - Отдельные статьи Горного информационно-аналитического бюллетеня.- 2003.- №8.- с. 10-14

Подписано в печать 17.01.04 Формат 60х90/16.

Объём 1 п.л. . Тираж 100 экз. Заказ № 558

---

Типография МГТУ . Ленинский пр. , д.6 .



**■ - 2848**