© А.М. Балабышко, К.С. Санин, 2005

УДК 622.284; 62-82; 532.5

А.М. Балабышко, К.С. Санин

РАСЧЕТ ГИДРОСТОЙКИ ДВОЙНОЙ РАЗДВИЖНОСТИ РАВНОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Семинар № 16

Технический прогресс в угольной промышленности определяется уровнем комплексной механизации и автоматизации производственных процессов добычи угля.

В связи с этим остро встает вопрос о надежности и долговечности гидропривода и, в первую очередь, гидравлических стоек двойной раздвижности для механизированных крепей.

Гидростойки с двойной гидравлической раздвижностью широко применяются для механизированных крепей, работающих в условиях тонких пологих и крутых пластов средней мощности, где наблюдается большое колебание мощности пласта в пределах выемочного участка.

Гидростойки с двойной гидравлической раздвижностью в настоящее время применяются в основном постоянного сопротивления с встроенным обратным клапаном.

При полном опускании первой ступени происходит автоматическое открывание обратного клапана, хвостовик которого упирается в днище цилиндра первой ступени, после этого происходит опускание выдвижной части второй ступени.

Несмотря на некоторое усложнение конструкции, такая схема гидростойки с двойной гидравлической раздвижностью получила в настоящее время наиболее широкое применение в серийных механизированных крепях.

Однако серийная конструкция гидростоек механизированных крепей (типа М 137, М138 и т.п.) двойной раздвижности имеет существенные недостатки:

- низкий начальный распор;
- наличие обратного клапана в плунжере первой ступени гидростойки;
- наличие клапана в плунжере первой ступени, что значительно умень-шает прочность гидростойки и дальнейшее повышение ее несущей спо-собности;
- высокое давление во второй ступени гидростойки, что особенно опасно при динамическом сдвижении боковых пород.

Принцип конструкции, заложенный в гидростойках одинарной раздвижности в 70-80 г. институтами ИГД им. А.А. Скочинского, Гипроуглемаш позволили заложить принципы создания гидростойки двойной раздвижности равного сопротивления.

В связи с этим была разработана гидростойка двойной раздвижности с равными площадями обеих ступеней, имеющая повышенный начальный распор (ГДПНР) по сравнению с гидростойками традиционной (серийной) конструкции.

На рис. 1 представлена конструкция гидростойки двойной раздвижности (ГДПНР), а на рис. 2 – ее гидравлическая схема.

В гидростойке ГДПНР (рис. 1) применены в уплотнительных неподвижных узлах кольца резиновые круглого сечения с защитными кольцами по ОСТ 12.44.019-77

В подвижных соединениях (поршень, грундбукса) используются манжеты двухстороннего действия ОСТ 12.44.325-88 с защитными кольцами по ОСТ 12.44.326-88

Таблица 1

Преимущества и недостатки гидростойки ГДПНР в сравнении с серийной гидростойкой М138

№	Наименование показателя		Размерность	Стойка		Примечание
				М138	ГДПНР	
1	Сопротивление стойки при давлении 40 МПа	II-ст.	тс	152	152	
		I-ст.		152	152	
2	Рабочее давление в полостях I и II ступени.	II-ст.	МПа	76	40	+
		I-ст.		40	40	
3	Усилие начального распора при Р=320 атм	II-ст.	тс	64,3	121,6	+
		I-ст.		121,6	121,6	
4	Диаметр цилиндра		мм	220	220	
5	Диаметр плунжера		мм	160	180	
6	Диаметр дополнительного поршня		мм	---	150	+
7	Диаметр дополнительного штока		мм	---	80	
8	Количество хромированных поверхностей			2	2	
9	Вариант исполнения II-ступени			поршнев.	плунжер.	+
10	Обратный клапан внутри стойки			имеется	отсутств.	+
11	Канал глуб. сверл. и его неразб. с уплотн. загл.			имеется	отсутств.	+

В качестве грязесъемников используется конструкция Z-образного грязесъемника ОСТ 12.44.327-88, разработанного институтом «Гипроуглемаш», или Итальянской фирмой «Гидропак».

Направляющие кольца применяются разработанные фирмой «Таланмаш» из полиформальдегида ПФЛ-16Т или Итальянской фирмой «Гидропак» типа Е/6Т или I/6Т.

Работа гидростойки и заключаются в следующем. Гидравлическая стойка двойной раздвижности (рис. 2) включает цилиндр *1* с подвижно установленным в его плоскости поршнем *2* первой ступени с полым штоком *3*, поршень *4* второй ступени в полости плунжера 6, имеющего буксу *7*. Данные элементы образуют поршневую полость А первой ступени раздвижности, две поршневые полости Б и В второй ступени раздвиж-ности, штоковую полость Д второй ступени раздвижности, штоковую полость Г первой ступени раздвижности и штоковую полость Д второй ступени раздвижности. Поршнем *2* и *4* связаны трубчатым стержнем *8*, в котором выполнен продольный канал (полость Е). У его концевых элементов *9* и *10* имеются соответственно радиальные каналы *11* и *12* и упоры расположенные на его концах *13* и *14*, например, в виде гаек винтовой пары. Поршни *2* и *4* имеют соответственно сквозной осевой канал *15* и осевой канал *16* и радиальные каналы *17* и *18*. Поршень *2* снабжен дополнительным упором *20* штока *5*. Концевые элементы *9* и *10* совместно с уплотнительными элементами (кольцами) *21* и *22*, установленными между стержнем и каждым из поршней, образуют с поршнями *2* и *4* плунжерные пары с ходом в пределах гарантированного зазора е, обеспечивающего недоступность предварительной затяжки стержнем *8* пакета из поршня *2*, штока *5* и поршня *4*. Поршень *2* имеет дополнительный радиальный канал *23*, сообщающий полость Б с расположенной между уплотнениями средней частью сквозного осевого канала *24*, образованного

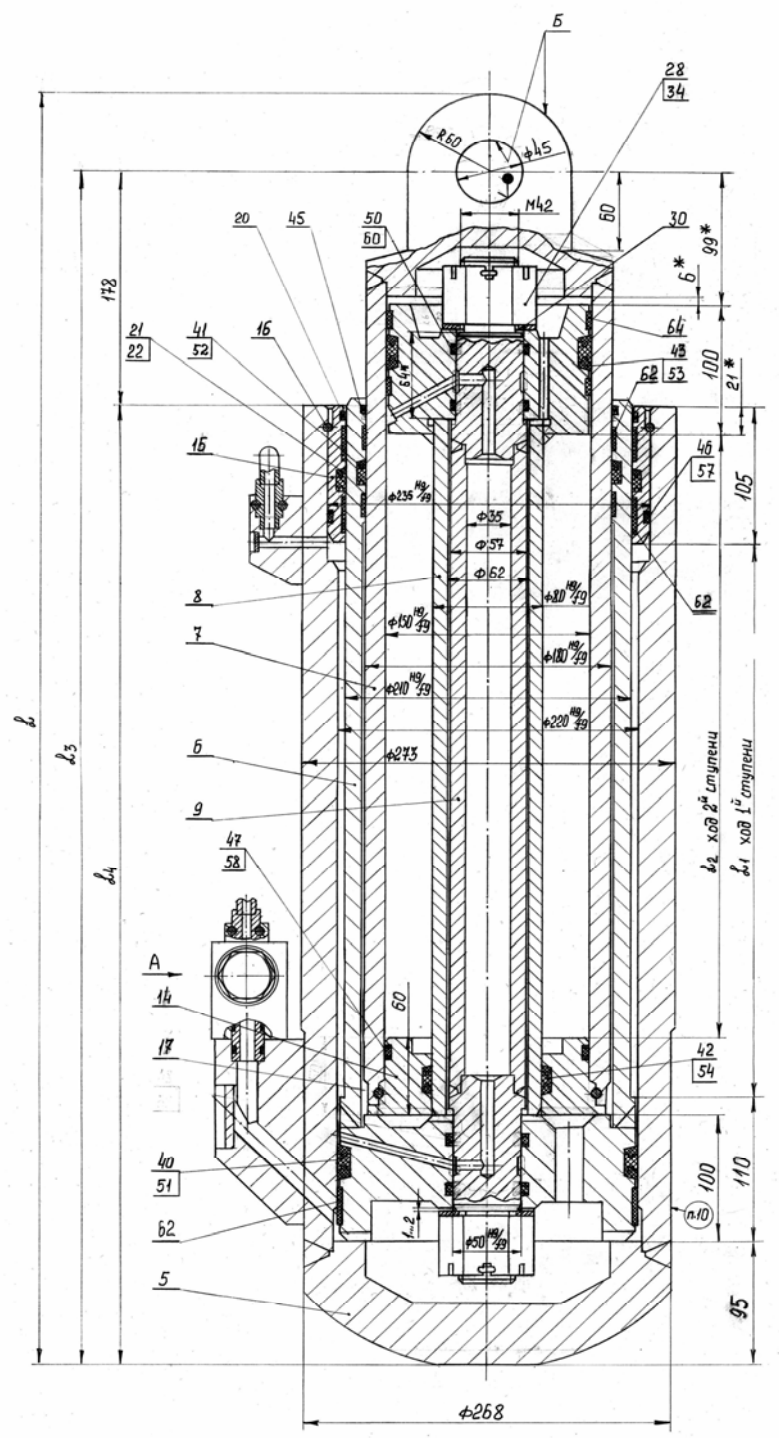


Рис. 1. Гидростойка двойной раздвижности с повышенным начальным распором.

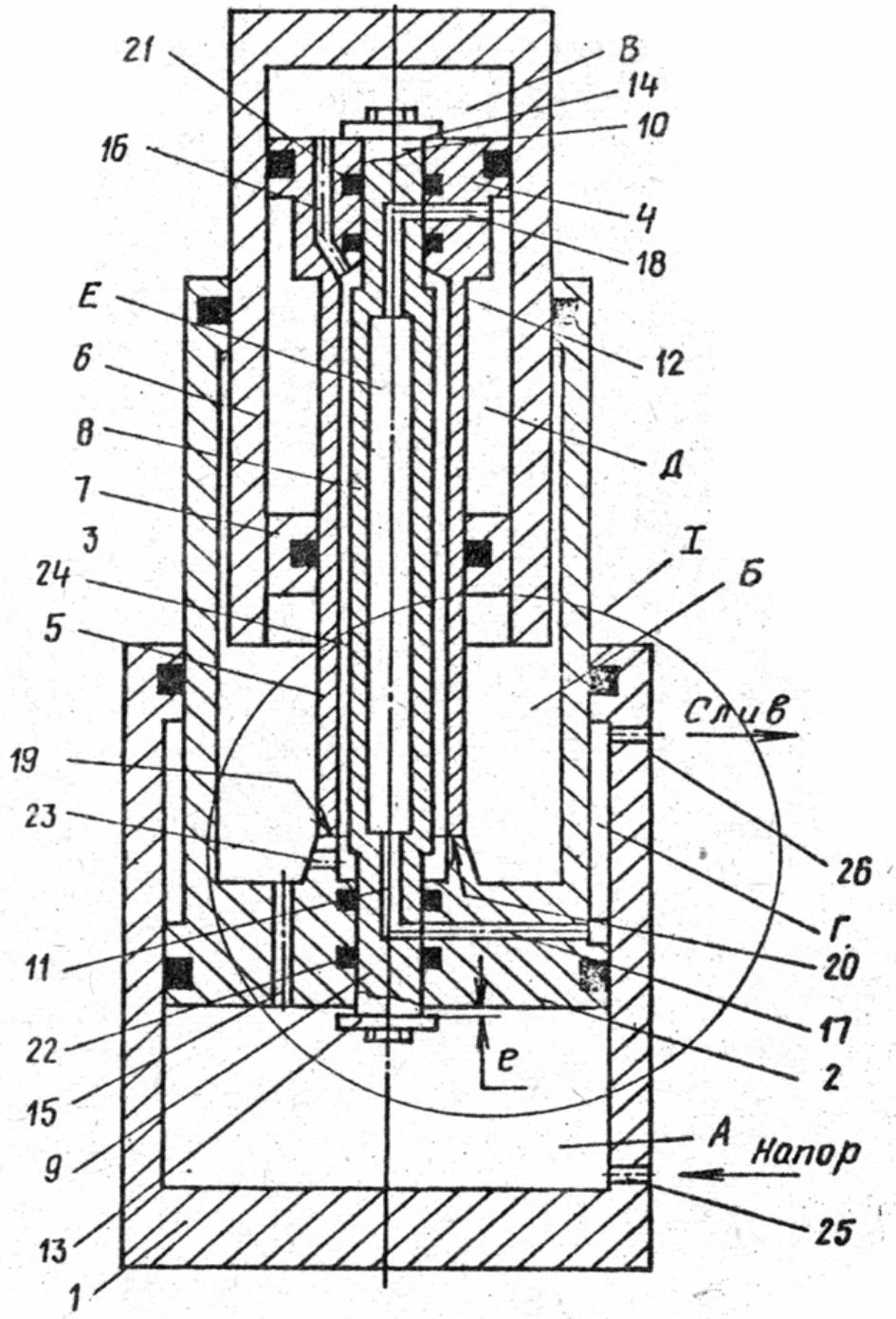


Рис. 2. Принципиальная схема гидростойки двойной раздвижности нового технического уровня.

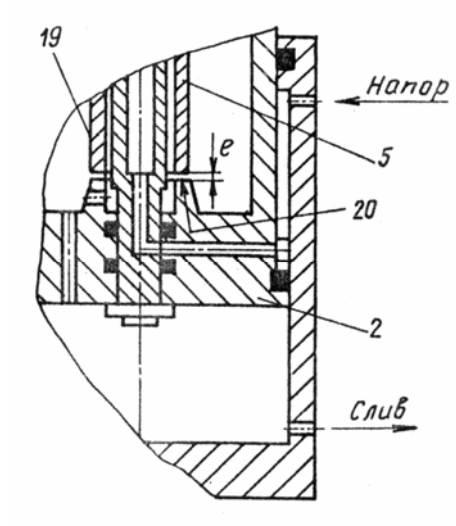


Рис. 3.

стенкам стержня *8* и штока *5*. Цилиндр *1* выполнен с расположенными в его верхней и нижней части каналами *25* и *26* подвода и отвода рабочей жидкости, соответственно сообщенными с поршневой полостью А и штоковой полостью Г. Гидравлическое сообщение поршневых полостей А, Б и В осуществлено посредством каналов *15*, *23, 24* и *16*, а штоковых полостей Г и Д посредством каналов *17, 11*, полости Е, каналов *12* и *18*

Гидравлическая стойка двойной раздвижности работает следующим образом.

При подачи рабочей жидкости под напором через канал *25* жидкость поступает в поршневые полости А, Б и В. При этом жидкость из штоковых полостей Г и Д через канал *26* идет на слив. Происходит процесс раздвижности гидростойки. Поршни *2* и *4* сближаются до вступления в контакт между собой упоров *19* и *20*. Между поршнем *2* и упором *13* (или между поршнем *4* и упором *14*) образуется зазор e. Букса *7* движется по штоку *5* в сторону поршня *4*. При подаче рабочей жидкости под напором через канал *26* жидкость поступает в штоковые полости Г и Д. При этом жидкость из поршневых полостей А, Б и В через канал *25* идет на слив. Происходит процесс посадки гидростойки. Поршни *2* и *4* расходятся до их контакта с упорами *13* и *14*, а упоры *19* и *20* выходит из контакта и между ними образуется зазор e. Букса *7* движется по штоку *5* в сторону поршня *2*.

При движении буксы *7* по штоку *5* благодаря возможности взаимного радиального смещения поверхностей упоров *19* и *20* происходит взаимное самоориентирование оси штока *5* относительно оси буксы *7* независимо от положения оси поршня *2* (рис. 3). Такое конструктивное решение двухопорного подвижного соединения исключает влияние несоосности подвижных элементов гидростойки при их взаимном перемещении, что

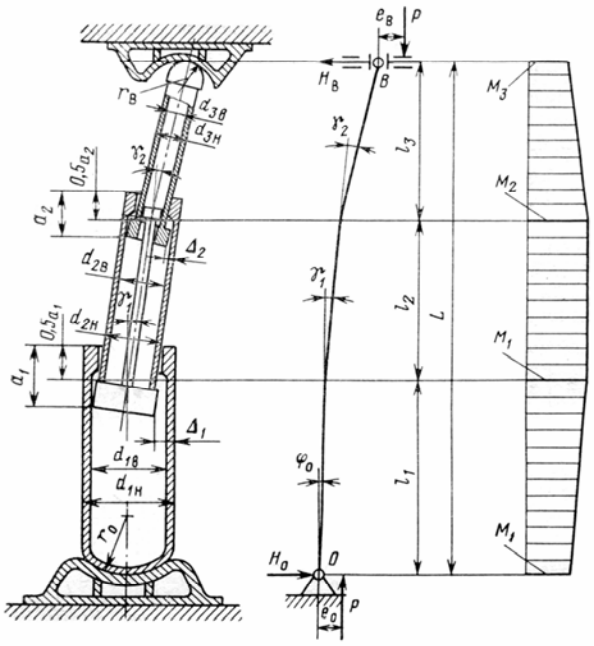
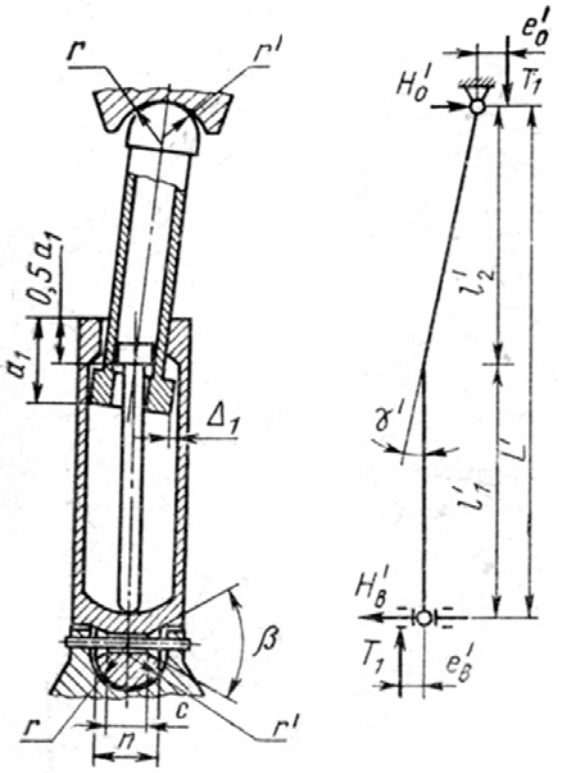


Рис. 4. Основная схема нагрузки гидростойки ГДПНР.

Рис. 5. Схема нагрузки дополнительного поршня со штоком



приводит к уменьшению сил трения и вероятности заклинивания, а следовательно, к повышению срока службы гидравлической стойки двойной раздвижности в целом.

Для определения прочностных параметров гидростойки двойной раздвижности нового технического уровня в сравнении с гидростойкой серийной конструкции был произведен расчет в соответствии с ОСТ 12.44.245-83 для чего была разработана программа алгоритма расчета на языке QBasic.

На основании конструкции гидростойки, представленной на рис. 1 и принципиальной схеме на рис. 2, исходя из выбранных диаметральных размеров определим соотношение площадей первой и второй ступени при:

$D = 220$ *мм* (внутренний диаметр цилиндра);

$D_n = 180$ *мм* (внешний диаметр плунжера);

$D_{оп} = 150$ *мм* (диаметр дополнительного поршня);

$D_{ош} = 80$ *мм* (внешний диаметр дополнительного штока);

площадь первой ступени:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 220^2}{4} = 380 \text{ мм}^2$$

площадь второй ступени:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{ош}^2}{4} + \frac{\pi \cdot D_{оп}^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 180^2}{4} -$$

$$- \frac{3{,}14 \cdot 80^2}{4} + \frac{3{,}4 \cdot 150^2}{4} = 380 \text{ мм}^2$$

Таким образом, в данной конструкции стойки возможно конструктивно подобрать площади обеспечивающие равные сопротивления на обеих ступенях. Расчет конструкции гидростойки ГДПНР в сравнении с гидростойкой крепи М138 выполнен на основании ОСТ 12.44.245-83 по разработанной программе – алгоритму на языке QBasic.

За основу в расчете принята схема рис. 4. гидростойки двойной раздвижности с шарнирным опиранием обоих концов, с внутренним дополнительным поршнем со штоком во второй ступени, которые рассчитываются по схеме, как отдельный домкрат рис. 5.

Таблица 2

Результаты расчета напряжений в элементах гидростойки ГДПНР и серийной гидростойкой М138

Наименование	Напря-жения	ГДПНР, (МПа)	М138, (МПа)
1. Цилиндр *Сталь 30ХГСА (НВ 241…285)*	$\sigma_т$	600	600
Наружная поверхность стенок	$\sigma_{эн}$	224	225
Внутренняя поверхность стенок, на растянутом волокне	$\sigma'_{эв}$	250.4	250
Внутренняя поверхность стенок, на сжатом волокне	$\sigma''_{эв}$	286	286.6
Максимальное результирующие напряжение	$\sigma_з$	286	286.6
Запас прочности по пределу текучести	$\sigma_т / \sigma_з$	2.098	2.094
2. Шток 1-й ступени *Сталь 30ХГСА (НВ 241…285)*	$\sigma_т$	600	600
Наружная поверхность стенок	$\sigma_{эн}$	370	423
Внутренняя поверхность стенок, на растянутом волокне	$\sigma'_{эв}$	326.8	461
Внутренняя поверхность стенок, на сжатом волокне	$\sigma''_{эв}$	418	535
Максимальное результирующие напряжение	$\sigma_з$	418	535
Запас прочности по пределу текучести	$\sigma_т / \sigma_з$	1.435	1.12
3. Шток 2-й ступени *Сталь 30ХГСА (НВ 241…285)*	$\sigma_т$	600	700
Наружная поверхность стенок	$\sigma_{эн}$	286.4	----
Внутренняя поверхность стенок, на растянутом волокне	$\sigma'_{эв}$	285.6	----
Внутренняя поверхность стенок, на сжатом волокне	$\sigma''_{эв}$	342.5	----
Напряжение сжатия	$\sigma_{сз}$	131.3	228.9
Напряжение изгиба	$\sigma_{из}$	203	298.7
Максимальное результирующие напряжение	$\sigma_з$	473.8	527.6
Запас прочности по пределу текучести	$\sigma_т / \sigma_з$	1.266	1.33
4. Дополнительный шток *Сталь 20Х2Н4А (НВ=269…321)*	$\sigma_т$	850	----
Напряжение сжатия	$\sigma_{сз}$	420.4	----
Напряжение изгиба	$\sigma_{из}$	290.8	----
Максимальное результирующие напряжение	$\sigma_з$	711.2	----
Запас прочности по пределу текучести	$\sigma_т / \sigma_з$	1.195	----

Сравнительный анализ результатов расчета гидростойки ГДПНР с серийной гидростойкой М138.

Результаты расчета гидростойки ГДПНР в сравнении с серийной гидростойкой крепи М138 показывает, что (см. табл. 2.)

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести у цилиндров обеих гидростоек практически одинаков.

У штока 1 ступени гидростойки ГДПНР коэффициент запаса прочности значительно выше (n = 1,435), по сравнению с гидростойкой крепи М138 (n = 1,12)

не смотря на то, что внутренний диаметр штока 1 ступени гидростойки ГДПНР равен 180 мм по сравнению со стойкой крепи М138 (160 мм).

Коэффициент запаса прочности у штока *2* ступени у обеих гидростоек примерно одинаков (ГДПНР-1.266; М138-1.33).

Выводы

Расчет основных параметров гидростойки ГДПНР по сравнению с серийной гидростойкой крепи М138 показал, что:

- коэффициент запаса по пределу текучести в цилиндре и штоке *2* ступени обеих гидростоек примерно одинаков;
- коэффициент запаса по пределу текучести в штоке *1* ступени у гидростойки ГДПНР составляет (n = 1,435), у гидростойки крепи М138 (n = 1,12);
- начальный распор гидростойки ГДПНР составляет 121,6, что по сравнению с гидростойкой крепи М138 (64,3), что примерно в 2 раза выше;
- у гидростойки ГДПНР по сравнению с гидростойкой крепи М138 отсутствует обратный клапан в штоке *1* ступени и канал глубокого сверления в стенке, а также давление в гидроцилиндре и штоке *1* ступени практически одинаково;
- равенство давлений в гидроцилиндре и штоке *1* ступени увеличивает надежность поршневого узла *2* ступени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Гидрофицированная* крепь очистных выработок. В.Н. Хорин
2. *Расчет* и конструирование механизированных крепей. В.Н. Хорин
3. *Объемный* гидропривод забойного оборудования. В.Н. Хорин
4. *Гидравлические* системы механизированных крепей. В.Н. Хорин, С.В. Мамантов, В.Я. Каштанова.
5. *Совершенствование* гидропривода механизированных крепей. А.В. Докукин.
6. *Основы* гидравлических расчетов механизированных крепей. А.И. Тесленко.
7. *Крепи* механизированные. Стойки и домкраты. Расчет на прочность. Методика. ОСТ 12.44.245-83.
8. *Методика* расчета гидравлической стойки с устройством для повышения несущей способности. А.М. Балабышко.
9. *Авторское* свидетельство № 1555508. «Гидравлическая стойка двойной раздвижности» С.А. Санин, В.М. Колягин, Б.А. Караваев, Е.Г. Филянович.
10. *Авторское* свидетельство № 848659. «Гидравлическая стойка шахтной крепи» С.А. Санин, Ю.Ф. Пономаренко, М.С. Коробов, Г.Ф. Захарченко, Б.К. Мышляев, В.А. Бернацкий, А.Л. Младенцев.

Коротко об авторах

Балабышко А.М. – профессор, доктор технических наук,
Санин К.С. – бакалавр,

Московский государственный горный университет.

© Л.П. Волкова, М.В. Разумов, В.Н. Костин, 2005

УДК 622:658.011.56

Л.П. Волкова, М.В. Разумов, В.Н. Костин

УТОЧНЕННАЯ КОНЦЕПТУАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ДАННЫХ ДЛЯ САПР СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК

Необходимым условием дальнейшего развития угольного машиностроения является автоматизация проектных работ, связанных с разработкой машин для подземной выемки угля. Системы автоматизированного проектирования (САПР) позволяют обеспечить разработку проектной документации достаточно сложных технических объектов в сжатые сроки без дополнительного увеличения количества инженерно – технических работников, занятых проектно-конструкторс-кими работами.

Основной целью разработки системы автоматизированного проектирования струговых установок является повышение их силовых, режимных и энергетических параметров. При этом появляется возможность многоуровневого моделирования функциональных характеристик и конструкций проектного решения. Кроме того, автоматизация проектирования позволяет многократно рассчитывать отдельные составляющие объекта проектирования, обосновывать и выбирать оптимальные варианты.

Особенностью проектирования струговых установок является наличие большого количества параметров, характеризующих как объект проектирования - струговую установку, так и среду, в которой она работает - свойства массива добываемого угля и горно-геологические условия его выемки. Поэтому одной из основных подсистем САПР СУ должна быть база данных. В структуре САПР база данных также используется для передачи информации между всеми модулями системы проектирования и хранения результатов расчетов [1].

Важным моментом при проектировании является выбор оптимальных параметров СУ для конкретных горно-геологических условий, который связан с процедурой повторных многократных вычислений для различных вариантов сочетания силовых и режимных параметров [2]. При этом критерием выбора служит получение наибольшей производительности струговых установок. Для определения наиболее оптимального варианта параметров проектируемого объекта управляющая программа САПР струговых установок должна обеспечивать интерактивный режим, позволяющий конструктору проводить повторные расчеты отдельных узлов.

Алгоритм проектирования СУ предусматривает наличие прикладных модулей, реализующих расчет основных параметров, а именно: расчет максимальной и оптимальной толщин стружки, расчет сил на резцах струга, расчет тяговых усилий в цепи струга, расчет параметров регулируемого электропривода и расчет производительности струговых установок. При расчете производительности струговых установок в САПР СУ предусматривается вариант струга с активной погрузкой угля, что позволит сравнить эффективность применения струга с активной погрузкой угля с серийным стругом.

Струговые установки работают в реверсивном циклическом режиме с частыми пусками и резкими увеличениями нагрузки. Благодаря наличию протяженных упругих связей (ветвей струговой цепи) в электромеханической системе струговых установок создаются условия для возникновения колебаний. Амплитуды колебаний деформации упругих элементов могут

достигать опасных значений, что сопровождается срезанием предохранительных штифтов или порывом струговой цепи. Поэтому важным этапом проектирования СУ является также определение параметров регулируемого электропривода, позволяющего улучшить динамические показатели, характеризующие работу СУ. В свою очередь, процесс проектирования регулируемого электропривода может быть разбит на этапы, которые включают разработку силовой части электропривода, электромеханической системы и системы управления.

В соответствии с началом сценария процесса проектирования САПР СУ в систему вводятся исходные данные в виде следующих условий выемки угля [3]: m - средняя мощность пласта, м; $\overline{A}$ - сопротивляемость угля резанию в стабильной зоне, кН/м; α - угол падения пласта, град (пологие пласты – до 20 град); L - длина лавы.

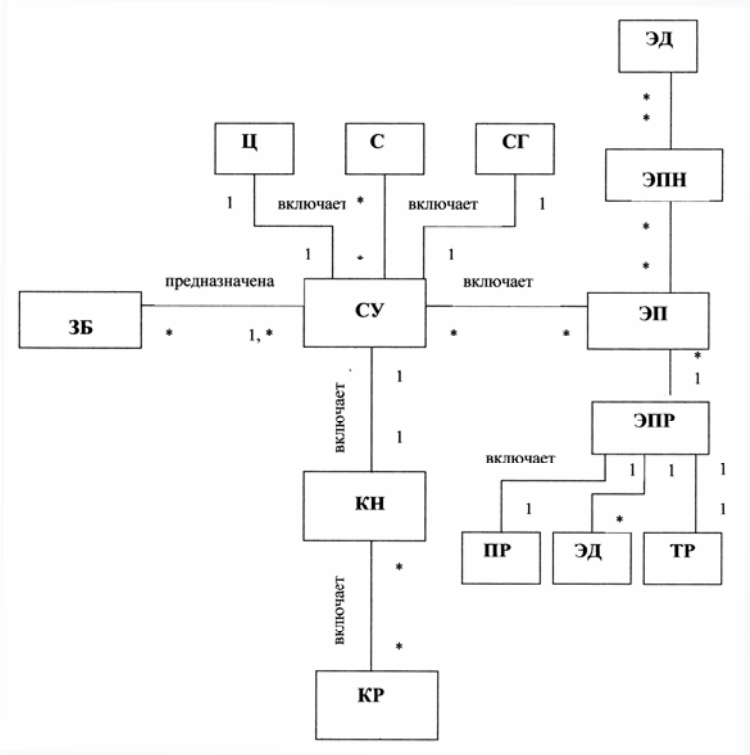
По этим данным организуется запрос в базу данных (БД) САПР струговых установок для предварительного выбора подходящего по условиям выемки угля типа струговой установки, технические характеристики которой используются в дальнейших расчетах. Для выбранного типа струговой установки определяют суммарную номинальную мощность электродвигателей на основном и вспомогательном приводах. Далее алгоритм сценария процесса проектирования включает семь прикладных модулей, последовательная работа которых позволяет осуществить основные

В настоящее время при построении баз данных используются модели данных, основанные на объектно-ориен-тированном подходе, когда реальный мир отражается в виде объектов с их свойствами и отношениями. Такие модели называются концептуальными. При этом объекты представляют собой предметы, которые являются важными в моделируемой предметной области. Множество объектов одного типа составляют объектное множество, а отношения – это связь между элементами двух объектных множеств. Элементы объектных множеств обладают некоторыми свойствами или атрибутами, позволяющими их различить [4].

Таким образом, важным этапом создания базы данных системы автоматизированного проектирования струговых установок (САПР СУ) является построение концептуальной модели данных. Разработка концептуальной модели данных для САПР СУ сопровождалась анализом совокупности данных, включающих горно-геологические условия, конструкции струговых установок со специальными скребковыми конвейерами и средства передвижения забойного конвейера. Первый вариант концептуальной модели данных представлял собой совокупность следующих основных объектных множеств: струговые установки - СУ, очистные забои - ЗБ, электроприводы - ЭП, конвейеры - КН, механизированные крепи - КР[5].

При дальнейшем анализе параметров, характеризующих объектные множества, появилась необходимость уточнить концептуальную модель базы данных. На рисунке представлена уточненная концептуальная модель, которая представляет собой совокупность следующих основных объектных множеств:

- струговые установки – СУ;
- тяговые цепи – Ц;
- исполнительные струговые органы: С – струг или СГ – струг с грузчиком;
- очистные забои – ЗБ;
- электроприводы - ЭП, которые включают два альтернативных подмножества: ЭПН – электропривод нерегулируемый, в свою очередь включающий подмножество электродвигателей ЭД, и ЭПР – электропривод регулируемый, также в свою очередь включающий подмножества: ПР – преобразователи с системами управления, ЭД – электродвигатели, ТР – трансформаторы;



Уточненная концептуальная модель базы данных для САПР струговых установок

- конвейеры – КН;
- механизированные крепи - КР.

Объектные множества уточненной концептуальной модели базы данных САПР струговых установок можно представить атрибутами, описанными ниже для каждого из этих множеств отдельно.

Струговые установки (СУ) характеризуются тремя типами свойств:

- параметрами среды (мощность пласта, сопротивляемость угля резанию, угол падения пласта, длина лавы);
- конструктивными параметрами (углы установки и количество резцов, высота исполнительного органа и т.д.);
- параметрами режима (глубина и усилия резания угля, скорость движения исполнительного органа и т.д.).

Тяговые цепи (Ц) характеризуются такими параметрами, как скорость движения, усилие протягивания и др.

Струговые исполнительные органы (С и СГ) характеризуются конструктивными (высота струга, количество резцов и др.) и режимными параметрами (скорость движения стругового исполнительного органа, глубина резания резцами струга и т.д.). При этом существуют параметры, которые характерны только для объектного подмножества СГ(количество лопастей грузчика, высота лопасти и т.д.).

Очистные забои (ЗБ) имеют такие атрибуты как мощность угольного пласта, длина лавы и др.

Объектное множество «Электроприводы» (ЭП) имеет атрибуты, которые определяются как конструктивными (диаметр приводной звездочки привода струговой установки и др.), так и режимными (частота вращения приводной звездочки привода струговой установки и др.) параметрами. При выборе одного из двух альтернативных подмножеств появляются дополнительные атрибуты, характеризующие объекты этого конкретного подмножества. Так в случае применения нерегулируемого электропривода (ЭПН) дополнительными атрибутами становятся параметры электродвигателей (ЭД): номинальный ток, номинальное напряжение и т.д.). Объектное подмножество регулируемых электроприводов (ЭПР) имеет дополнительными атрибутами не только параметры объектного подмножества ЭД, но и параметры, характеризующие подмножества преобра-

зователей с системами управления (ПР) (эквивалентное сопротивление цепи преобразователя, коэффициент обратной связи по току и др.) и трансформатора (ТР) (номинальное фазное напряжение и номинальное значение тока вторичной обмотки трансформатора и т. д.).

Объектное множество «Конвейеры» (КН) имеет атрибуты, которые определяются конструктивными параметрами забойного скребкового конвейера, вдоль которого движется струговый исполнительный орган, а также их режимными параметрами (скорость движения цепи конвейера и др.).

Объектное множество «Крепи» (КР) характеризуется такими атрибутами, как шаг установки и ход гидродомкрата, сила подачи струга на забой, время разгрузки секции крепи и др.

При автоматизированном проектировании данные могут вводиться как из БД, так и с внешних устройств компьютера. Причем на первом этапе в БД вводятся данные с клавиатуры компьютера, а затем движение этих данных организуется с помощью СУБД и управляющей программы САПР СУ.

Концептуальная модель фактически является моделью предметной области, поэтому при ее построении осуществляется структуризация данных и выявление взаимосвязей между ними [5]. Представленная в данной работе уточненная концептуальная модель базы данных САПР СУ является основой при выборе или разработке системы управления базой данных. В процессе проектирования БД эта модель преобразуется в модель данных, совместимую с выбранной СУБД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Волкова Л.П., Разумов М.В., Костин В.Н.* Создание САПР струговых установок на базе отраслевых методик, теоретических и экспериментальных исследований. Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: Изд-во МГГУ, 2001, № 12.
2. *Волкова Л.П., Разумов М.В.* Система автоматизированного проектирования струговых установок. – М.: МГГУ, 2004.
3. *Волкова Л.П., Разумов М.В.* Разработка алгоритма сценария для САПР струговых установок. – М.: МГГУ, 2001, № 11.
4. *Хансен Г., Хансен Д.* Базы данных. Разработка и управление. – М.: Бином, 2000.
5. *Волкова Л.П., Разумов М.В., Костин В.Н.* Концептуальная модель базы данных для САПР струговых установок. ГИАБ. – М.: МГГУ, 2004, № 10.

Коротко об авторах

Волкова Л.П. – доцент, кафедра «Вычислительные машины»,
Разумов М.В. – кафедра «Горные машины и оборудование»,
Костин В.Н. – кафедра «Вычислительные машины»,
Московский государственный горный университет.

© В.М. Наумкин, М.Н. Курганский, 2005

УДК 622.233.6

В.М. Наумкин, М.Н. Курганский

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ НАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ БУРИЛЬНЫХ МАШИН ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Исследование рациональных режимных параметров бурильных машин вращательного действия в настоящее время осуществляется на специальных стендах при разбуривании породных блоков пород различной крепости, что неизбежно сопровождается высоким пылевыделением и необходимостью его подавления водой. Это приводит к значительным материальным затратам на приобретение, транспортировку породных блоков и эксплуатацию средств пылеподавления.

В данной работе предлагается исследование указанных выше бурильных машин вращательного действия с помощью нагрузочных устройств как механического (рис. 1), так и гидравлического типа (рис. 2).

Основными варьируемыми техническими параметрами бурильных машин вращательного действия являются: момент сопротивления вращению бурового инструмента (М кр), осевое усилие подачи бурового инструмента на забой (Ро) и частота его вращения (n).

Предлагается гидравлическая конструкция нагрузочного устройства, имитирующего сопротивление забоя осевому перемещению бурового инструмента при бурении пород различной крепости.

При этом было сделано допущение, что усилие сопротивления забоя осевому перемещению бурового инструмента равно осевому усилию подачи (Ро).

Указанное сопротивление забоя осевому перемещению бурового инструмента создается и регулируется за счет варьирования противодавления в сливной полости гидроцилиндров подачи с помощью дросселя-регулятора (поз. 23) рис. 2 [5].

При увеличении давления в сливной полости увеличивается имитируемое усилие сопротивления забоя осевому перемещению резца.

При этом будет обеспечиваться постоянство скорости осевого перемещения бурового инструмента. Предлагаемая схема нагрузочного устройства на базе сверла ЭБГ рис. 2 позволяет вместо дросселя-регулятора последовательное включение редукционного клапана. В этом случае будет обеспечиваться постоянство осевого усилия подачи (Ро).

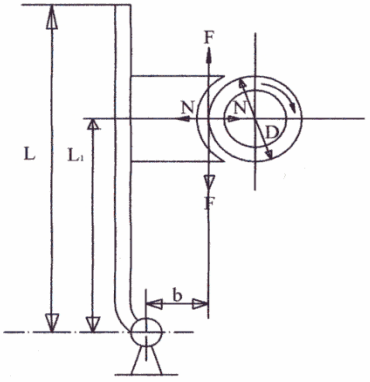


Рис. 1. Нагрузочное устройство для имитации момента сопротивления вращению

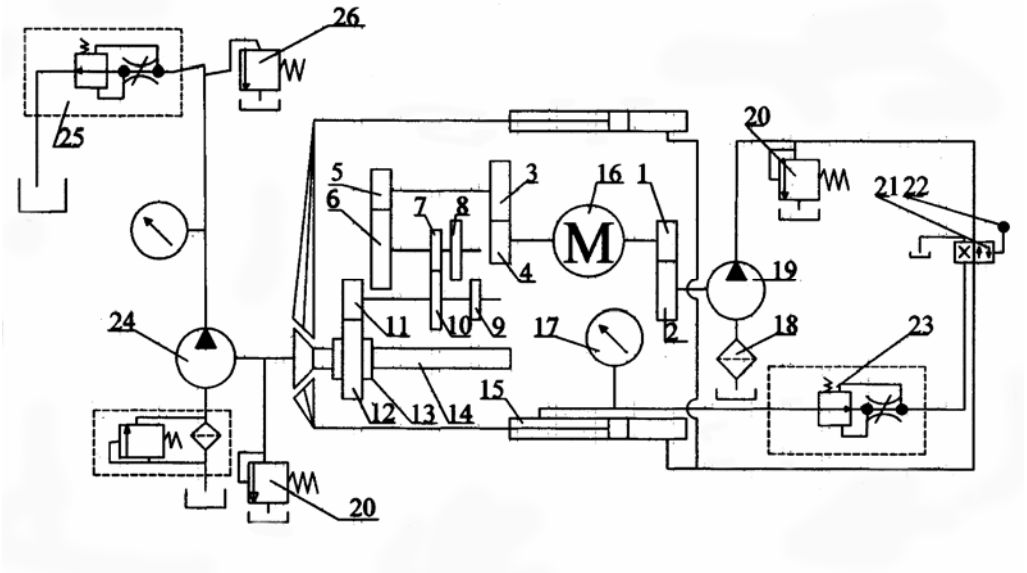


Рис. 2. Нагрузочное устройство для имитации усилия сопротивления осевому перемещению бурового инструмента: *1-12* – шестерни; *13* – втулка; *14* – шпиндель; *15* – гидроцилиндр; *16* – электродвигатель; *17* – манометр; *18* – масляной фильтр; *19* – гидронасос; *20* – клапан; *21* – кран; 22 – рукоятка; *23* – дроссель с редукционным клапаном; *24* – вал насоса; *25* – дроссель с редукционным клапаном; *26* – предохранительный клапан

Значение имитируемого давления в сливной полости гидроцилиндров подачи при бурении пород в зависимости от ее крепости определяется по формуле [3]:

$$Pc = (Po+\sum Ri)/ Sm,$$

где Po – необходимое осевое усилие подачи (Po) для бурения пород заданной крепости, Н; ∑Ri – сумма потерь активного осевого усилия в гидроцилиндре подачи, Н; Sm – площадь поршня штоковой полости гидроцилиндров подачи, м^2

Значения суммарных потерь активного осевого усилия подачи со стороны штоковой полости (∑Ri) определяется из формулы:

$$\sum Ri = R_{тр.ш} + R_{т.п} + R_{ин} (Н),$$

где $R_{тр.ш}$ – потери активного усилия подачи на трение штока гидроцилиндра, Н; $R_{т.п}$ – потери активного усилия подачи на преодоление противодавления (подпора) в сливной полости гидроцилиндра подачи, Н; $R_{ин}$ – потери активного усилия подачи на преодоление инерционных сил, Н.

В результате выполненных предварительных расчетов потерь по приведенной выше формуле установлено, что суммарное значение потерь активного усилия (∑Ri) не превышают 15 % от величины активного осевого усилия (Po). Поэтому для приближенных расчетов величины противодавления в сливной полости (Pc) можно пользоваться упрощенной формулой:

$$Pc = Po* Кц/ 2Sm (Па),$$

где Кц – коэффициент, учитывающий потери давления в гидросистеме. В расчетах следует принимать Кц = 1,2 – 1,4; Sm – площадь поршня сливной (штоковой) полости гидроцилиндра (м^2)

$$Sm = \pi*(Д^2 – d^2)/ 4 (м^2),$$

где: Д – площадь поршня гидроцилиндра подачи, м; D – площадь штока гидроцилиндра подачи, м.

Для имитации момента сопротивления вращению бурового инструмента буриль-

ных машин было сделано допущение, что необходимый крутящий момент, обеспечивающий разрушение породы (Мкр) равен величине тормозного момента (Мт), создаваемого с нагрузочным устройством механического или гидравлического типа. В качестве механических нагрузочных устройств могут использоваться как колодочные, так и ленточные тормозные устройства. На рис. 1 приведена конструкция и геометрические параметры колодочного тормоза. Величина тормозного момента определяется из формулы:

$$Мт = Мкр = Рпр \cdot Д_т \; L_1 \cdot L \cdot f_{тр} / \; L_1^2 - f_{тр}^2 \; в^2 \; (Н \cdot м),$$

где Рпр – усилие прижатия колодок к тормозному шкиву, Н; Мкр – крутящий момент на тормозном шкиве нагрузочного устройства, равный величине тормозного момента (Мт) Н*м; L_1, L, $Д_т$, в – геометрические параметры тормозного устройства колодочного типа: длины рычагов, диаметр тормозного шкива, м; fтр – коэффициент трения между колодками и тормозным шкивом.

Величина необходимого усилия прижатия тормозных колодок к тормозному шкиву определяется из формулы:

$$Рпр = Мкр \cdot L_1^2 – f_{тр}^2 \cdot в^2 / Д_т \cdot L_1 \cdot L \cdot f_{тр} \; (Н)$$

Варьирование имитируемого момента сопротивления вращению осуществляется за счет изменения усилия прижатия тормозных колодок к шкиву (Рпр). Величина Рпр зависит от крепости буримых пород и осевого усилия (Ро). Усредненные значения Ро приведены в работах [1, 2, 3, 4]

Имитация момента сопротивления вращению бурового инструмента (Мкр = Мт) может осуществляться с помощью нагрузочного устройства. На рис. 1 вал насоса (поз. 24) соединяется с приводным двигателем бурильной машины (поз. 16). В линии слива последовательно включен дроссель с редукционным клапаном (регулятор потока) поз. 25.

Предохранительный клапан (поз.26) , защищающий гидравлическую систему от перегрузки включается параллельно. При регулировании момента сопротивления вращению бурового инструмента с помощью дросселя с редукционным клапаном будет обеспечиваться постоянство имитируемой скорости вращения бурового инструмента.

Возможно также последовательное включение редукционного клапана вместо дросселя с редукционным клапаном (регулятор потока). При этом будет обеспечиваться постоянство имитируемого момента сопротивления вращению бурового инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Медведев И.Ф.* Режимы бурения и выбор буровых машин. – М.: Недра. 1986.

2. *Алимов О.Д., Дворников Л.Т.* Бурильные машины. – М. Машиностроение, 1976.

3. *Коваль П.В.* Гидропривод горных машин. – М.: Недра. 1967.

4. *Александров М.П.* Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа. 1972.

5. Инструкция по эксплуатации колонкового сверла ЭБГ

Коротко об авторах

Наумкин В.М., Курганский М.Н. – Московский государственный горный университет.

© М.М. Журавлев, 2005

УДК 622.232.8.

М.М. Журавлев

СТАБИЛИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ СЕКЦИИ КРЕПИ ПРИ ПОВЫШЕННОМ АКТИВНОМ ПОДПОРЕ КРОВЛИ

Семинар № 16

В современных механизированных крепях секции передвигаются с активным подпором кровли с помощью гидроцилиндров передвижения. Передвижение секции крепи с подпором перекрытия к кровле способствует сохранению устойчивости нижних слоев непосредственной кровли, подверженных напряжениям изгиба, растяжения, сдвига, сжатия и др [1].

Для обеспечения передвижения секции необходимо соответствие между усилием гидроцилиндров передвижения, ее весом и величиной подпора. Усилие гидроцилиндра передвижения секции можно рассчитать по формуле:

$R_c = (H_{cye}*R_{lg}*f_{la}-H_{gl}*f_{lg})\,\eta_{l}*$

где R_c - усилие гидроцилиндра передвижения; $P_{cny}*$ - рабочее давление насосной станции, обслуживающей крепь; $K_{on}*$ - коэффициент, учитывающий потери давления в линии "насосная станция-секция крепи"; $P_{no}*$ - давление в пассивной полости гидроцилиндра передвижения; f_{on} - рабочая площадь пассивной полости гидроцилиндра передвижения, если активной полостью является f_{onn}, то пассивной f_{ouu} и наоборот; $\eta_{o}*$ - *КПД* гидроцилиндра передвижения.

Усилие активного подпора при передвижении секции крепи, исключающее отслаивание пород ложной кровли, зависит от способа обеспечения подпора. Если для организации подпора рабочая жидкость в поршневые полости гидростоек подается насосной станцией, то максимальную величину подпора можно определить по допустимому суммарному усилию гидроцилиндров передвижения:

$$P_{П} = \frac{1}{F_{nc}(W_k + W_n)} \left[R_c n_o \frac{1}{K_y^*} - \frac{G_c}{98,1} * (W_n^* \cos\alpha^* + W_б^* \sin\alpha^*) \right]$$

где F_{nc} – площадь поддерживаемой секции кровли; $W_к^*$, W_n^* - соответственно, кинематический коэффициент трения секции о породы кровли и почвы; $n_д^*$ - количество гидроцилиндров передвижения; K_y^*- коэффициент, учитывающий величину резерва усилия гидроцилиндра передвижения; G_c- масса секции крепи; $W_б^*$- кинематический коэффициент трения секции о соседние секции при передвижении; α^* - угол наклона пласта к горизонту; если выемочный комплекс работает по восстанию пласта, то $W_б^*$ принимается равным 1, а α^* больше нуля; если выемочный комплекс работает по падению пласта, то $W_б^*$ равным 1, а α^* меньше нуля; если комплекс работает по простиранию пласта и при передвижении секции соприкасаются, то $W_б^*$ принимается равным кинематическому коэффициенту трения между соприкасаемыми поверхностями секций, а α^* больше нуля [2].

Если для обеспечения подпора рабочая жидкость подается из пассивных полостей гидроцилиндров передвижения в поршневые полости гидростоек, работающих на подпор, то величину подпора можно определить по формуле:

Рис. 1. Механическая характеристика гидропривода передвижения секции механизированной крепи

$$P_n = \frac{P^*_{сну} K^*_{кдп} f_{да} \frac{h^*_д}{K^*_y} \eta_д - \frac{G_c}{98,1}(W^*_n \cos\alpha^* + W^*_б \sin\alpha)}{F_{пс}(W^*_n + W^*_k + \frac{f_{дп}\eta^*_д n^*_д}{f_{пс}\eta^*_c n^*_{сп} K^*_y})}$$

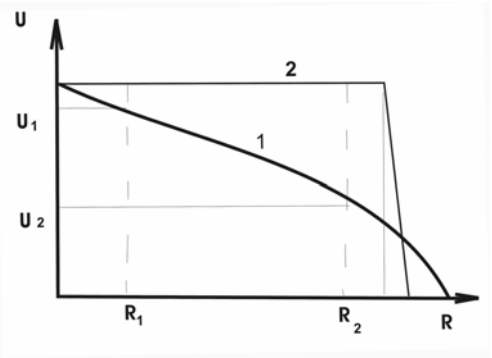
где $K^*_{кдп}$ - коэффициент, учитывающий потери давления в линии "гидроцилиндр передвижения-гидростойка"; $f_{пс}$ – площадь поршня гидростойки, работающей на подпор; $n^*_{сп}$, η^*_c - соответственно, количество гидростоек, работающих на подпор и к.п.д. гидростойки.

Значение величины активного подпора при передвижении секции необходимо проверить по условию, исключающему отслаивание пород ложной кровли:

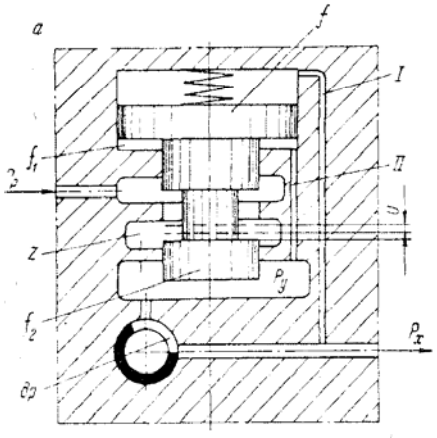
$P_n \geq [P_n]$

где $[P_n]$ - допустимая по условию, исключающему отслаивание пород ложной кровли величина активного подпора при передвижении.

Таким образом, величина усилия активного подпора P_n для заданной конструкции крепи и горно-геологических условий должна выбираться из условия необходимого усилия гидроцилиндров передвижения для преодоления сил трения по почве и кровле, а также на контактах с соседними секциями и для преодоления ступеней.



С увеличением подпора вероятность обрушения кровли над передвигаемой секцией уменьшается, улучшается состояние кровли, сокращается время цикла передвижения секций за счет сокращения продолжительности операций разгрузки и распора, совмещения операций разгрузки и передвижения секции, уменьшаются



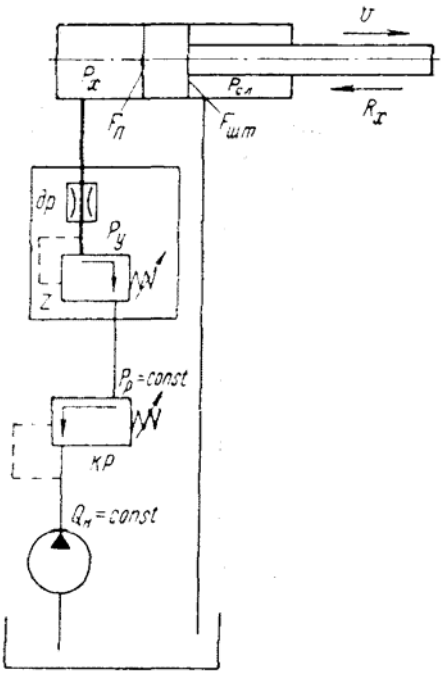


Рис. 2. Схемы регулятора потока жидкости: а) – конструктивная; б) – работы в напорной линии

скорости и абсолютные величины опускания кровли во время передвижения, повышается безо-пасность труда рабочих очистных забоев и надежность работы крепи [3]. Вместе с тем, увеличение силового контакта с боковыми породами, ведет к увеличению нагрузки на гидроцилиндры передвижения R и как следствие – снижение скорости передвижения секции крепи V (рис. 1, линия 1) [4], факт наличия такого влияния является общепризнанным. Стабилизировать скорость передвижения секции крепи при увеличении нагрузки на гидроцилиндры можно за счет ужесточения механической характеристики (рис. 1, линия 2).

Наиболее простым и надежным способом получения такой характеристики является применение в гидросистеме регуляторов потока жидкости. Регулятор потока (рис. 2, *а*) представляет собой два последовательно включенных сопротивления. Одним сопротивлением является клапан давления с проходной щелью z, другим — щелевой дроссель. Рабочая жидкость под давлением P_p поступает в клапан давления, откуда через щель z проникает в подклапанную полость, а затем через щелевой дроссель поступает в полость гидроцилиндра передвижения (рис. 2, *б*).

При помощи щелевого дросселя, изменяя его проходное сечение, можно задать любую скорость исполнительному механизму в пределе диапазона регулирования.

Применение регуляторов потока жидкости в гидросистеме передвижения секции крепи с активным подпором кровли может обеспечить повышение скорости крепления забоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Докукин А.В., Коровкин Ю.А., Яковлев Н.И.* Механизированные крепи и их развитие. – М.: Недра, 1986.

2. *Кияшко Ю.И.* Обоснование параметров секций механизированных крепей очистных комплексов для тонких пологих пластов с неустойчивыми кровлями. Дисс. …кан. тех. наук. – М.: МГГУ, 1982.

3. *Суслов Н.И.* (ИГД им. А.А. Скочинского) Гидравлические системы передвижки механизированных крепей с подпором кровли: Экспресс-информ./ ЦНИЭИуголь. – М.,1980.

4. *Солод В.И., Пастоев И.Л., Зекунов А.Г., Богданов В.М.* Механическая характеристика гидропривода передвижки угледобывающих комплексов и агрегатов. //Расчет и конструирование горных машин и комплексов. /Под общ. ред. А.В. Топчиева. – М.: Недра, 1971.

Коротко об авторах

Журавлев М.М. – аспирант кафедры "Горные машины и оборудование" Московский государственный горный университет.

© Н.Ю. Горнаков, Н.А. Полунин, В.Г. Ивахник, К.И. Шахова, 2005

УДК 622.621

Н.Ю. Горнаков, Н.А. Полунин, В.Г. Ивахник, К.И. Шахова

ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ФРОНТАЛЬНЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

Семинар № 16

Современные тенденции в повышении технических возможностей рабочих органов фронтальных погрузчиков и, в частности, их режущих кромок, характеризуются активным поиском передовых конструктивных и технологических решений, обеспечивающих оптимальное нагружение этих наименее долговечных элементов за счет повышения их износостойкости.

Опыт строительной компании ООО «САМОРИ-ТРЕЙД», эксплуатирующей на нерудном сырье (гранитный щебень и песок) фронтальные погрузчики зарубежных фирм «Caterpillar», «Volvo» и др., определил целесообразность замены прокатных сталей, используемых в зарубежных странах для изготовления режущих кромок, на литейную продукцию повышенной износостойкости.

К повышению износостойкости режущих кромок рабочих органов фронтальных погрузчиков была привлечена инновационно-технологическая организация Московского государственного горного университета – Инженерный центр (ИЦ), ориентированный на активное участие вузовских новшеств в инновационном преобразовании промышленности. На рис. 1 и 2 приведены элементы рабочего органа фронтального погрузчика (емкость ковша 3,8 м ^{3}) с усовершенствованной рабочей кромкой.

В результате сотрудничества ООО «САМОРИ-ТРЕЙД» с ИЦ МГГУ установлено, что в общем случае характер нагружения рабочих органов фронтальных погрузчиков связан как с неравномерными нагрузками боковых режущих кромок, по сравнению с центральными режущими кромками, так и наличием, как правило, абразива, значительно снижающего эксплуатационный ресурс режущих кромок в целом.

Такой характер нагружения диктовал выбор материала и способов его упрочнения, создающих комплекс физико-механических свойств, обеспечивающих как прочностные, так и триботехнические свойства. В этой связи представлялось целесообразным использование комплексно-лигированных сталей, так как легирование стали большим количеством элементов, гораздо эффективнее по влиянию на свойства, чем одним или двумя в том же количестве.

Комплексное легирование конструкци-

Рис. 1

Рис. 2

Таблица 1

Зависимость растворимости элементов в железе

Легирующий элемент	Растворимость, атом %	Δr,%
Ca, N, O, S	<0,25	>15
Nb	2-20	<15
Al, Si, Ni	50	<10
Cu, Ni, Mn, Cr	100	<5

онных сталей основывается на том факте, что легирующие элементы действуют на свойства стали, усиливая их. Следует отметить, что для работы в условиях, где действуют статические и динамические нагрузки, и присутствует абразивная среда, могут использоваться только комплекснолегированные стали. [1, 2].

Работы в этом направлении выполняются в ИЦ МГГУ, и в результате для производства литых деталей была применена комплекснолегированная сталь 36ГДФРЛ. Выбор такой стали, базируется на основе теории легирования. В основе этой теории лежит анализ растворимости легирующих элементов в железе и влиянии их на критические точки, что определяет расширение или сужение α и γ - твердых растворов [3]. Растворимость элементов в α - железе приведена в табл. 1.

Вопрос растворимости для процессов легирования имеет первостепенное значение, поскольку при этом ставится задача равномерного распределения легирующего элемента в решетке металла.

В качестве количественной характеристики легирующей способности элемента предложена величина μ:

$$\mu=(U'^{M}_{эф} - U^{Э}_{эф})\backslash C_{кл}. \quad (1)$$

где $U'^{M}_{эф}$, $U^{Э}_{эф}$- эффективные потенциалы ионизации железа и легирующего элемента; $C_{кл}$ - растворимость легирующего элемента в кластерах [1].

В табл. 2 приведены значения влияния легирующих и модифицирующих элементов на величину μ; $C_{кл}$ соответствует предельной растворимости элемента в твердом состоянии.

Содержание легирующего элемента в жидком железе можно выразить следующим образом:

$$A = C/ C_{кл} \quad (2)$$

Если A<1,то расплав однороден, если A>1, то возникает сложная неоднородная структура с неравномерным распределением легирующих элементов. При наличии в стали нескольких легирующих элементов, величины A суммируются по правилу аддитивности.

Кроме того, легирование Mn снижает критические скорости закалки и увеличивает прокаливаемость; Cu- упрочняет твердый раствор; V и B измельчают зерно в стали, повышая пластичность и надежность и также увеличивают ее прокаливаемость. Поэтому такой химический состав стали ока-

Таблица 2

Влияние лигирующих и модифицирующих элементов на металл

Элемент	$C_{кл}$	$U_{эф}$	μ	Элемент	$C_{кл}$	$U^{Э}_{эф}$	μ
Железо	-	3,00	-	Модифицирующие элементы			
Никель	50,0	3,20	-0,44	Титан	0,70	2,85	+20,8
Марганец	50,0	3,66	-1,32	Цирконий	0,50	2,87	+26,0
Хром	12,0	3,47	-3,91	Церий	0,04	2,25	+1920
Алюминий	1,5	3,14	-9,00	Кальций	0,02	1,86	+2000
Кремний	4,2	3,84	-20,0	Стронций	0,001	1,64	+10000
Углерод	8,6	4,86	-21				
Ниобий	1,9	3,42	-22,10				
Ванадий	1,6	3,71	-44,40				
Вольфрам	4,0	3,81	-81				

зался целесообразным для литых деталей рабочих органов фронтальных погрузчиков. В состав таких сталей должны входить 4–5 лигирующих элемента при пониженном содержании углерода, обеспечивающем достижение требуемой прочности и удельной вязкости [4].

Работы в этом направлении выполняются в ИЦ МГГУ и в результате была применена как износостойкая сталь 36ГДФРЛ, так и приоритетные способы термообработки [4, 5].

При исследовании литейных свойств этой марки стали, установлено, что она обладает хорошей жидкотекучестью, хорошо заполняет литейную форму и не накладывает больших ограничений на конструктивное исполнение отливок. Узкий интервал кристаллизации стали 36ГДФЗЛ, уменьшает ликвацию по химическому составу и обеспечивает равномерность свойств в детали.

Практические работы с износостойкими марками сталей показали, что в ряде случаев сталь 36ГДФЗЛ может заменять высокомарганцовистую сталь 110Г13Л, уменьшая технологические трудности литья и последующей обра-ботки. Использование стали 36ГДФЗЛ и расширение области ее применения возможно только в случае правильно назначенной термической обработки. Комплексное легирование затрудняет точное попадание в состав и в связи с этим увеличивает разброс свойств после окончательной термической обработки или требует специального оборудования управляемого ЭВМ, в котором режимы корректируются по химическому составу. В ИЦ МГГУ для выравнивания свойств и повышения пластичности и износостойкости заключительной операцией обработки стального литья изделия подвергаются магнитно-импульсной обработке (МИО), которая применяется для изменения микроструктуры улучшаемой стали [4]. Измельчение структуры при МИО весьма важно для литых деталей. Такое изменение структуры приводит к увеличению пластичности, как при статическом, так и при ударном нагружении.

Обработка МИО литых улучшенных деталей на твердость HRC 28-32 позволяет получить следующие механические свойства:

- предел прочности $\sigma_и$ - 900-1000 МПа; относительное сужение ψ - 38-50 %;
- предел текучести $\sigma_т$ 780-950 МПа; ударная вязкость KCV 0,5-0,8 МДж/м^2

Легирование стали 36ГДФРЛ, обеспечивающееся главным образом карбидосодержащими элементами, что снижает обезуглероживание стали при технологических режимах производства и упрочнения, повышает усталостную прочность. Введение в сталь титана измельчает зерно в стали и повышает ее пластичность, легирование молибденом снимает отпускную хрупкость и дает возможность вести отпуск стали на температуру свыше 350 °С с охлаждением ее на воздухе.

В результате исследований литейных свойств новой марки стали установлено, что она обладает хорошей жидкотекучестью, следовательно, хорошо заполняет литейную форму и не накладывает больших ограничений на конструктивное исполнение отливок. Узкий интервал кристаллизации стали 36ГДФРЛ уменьшает ликвацию ее по химическому составу и обеспечивает равномерные свойства стали.

Практические работы с износостойкими марками сталей показали, что сталь 36ГДФРЛ может в ряде случаев заменять высоколигированную сталь 110Г13 и уменьшить технологические трудности литья и последующей обработки. Использование стали 36ГДФРЛ и расширение области ее применения возможно только в случае правильно назначенной термической обработки. Вхождение в сталь 4-х легирующих элементов затрудняет точное попадание в состав и в связи с этим большой разброс по свойствам стали после различных режимов термической обработки. Только изменением зерна нельзя объяснить повышение долговечности стального литья, достигаемое с использованием МИО. Помимо изменения микроструктуры происходят изменения на

кристаллическом уровне. Рентгеновские исследования литейных образцов, прошедших МИО, показывают изменения в параметрах кристаллической решетки. В материале литейной детали создаются сжимающие напряжения, величина которых колеблется от 200 до 700 МПа в зависимости от режимов МИО.

С 2004 года из стали 36ГДФРЛ для ООО «САМОРИ-ТРЕЙД» начато мас-штабное изготовление режущих кромок фронтальных погрузчиков. Опытно-про-мышленные образцы изготовленные из этой марки стали хорошо себя зарекомендовали на испытаниях в производственных условиях.

Внедрение в производство стали 36ГДФРЛ и других износостойких марок стального литья направлено как на решение проблемы поиска эффективных заменителей высокомарганцовистой стали 110Г13Л, так и повышение эксплуатационных свойств этой традиционной марки стали за счет применения МИО.

Практические вопросы повышения износостойкости режущих кромок фронтальных погрузчиков согласуется с технической направленностью строительной компании ООО «САМОРИ-ТРЕЙД» в конструктивно-техноло- гических аспектах повышения эксплуатационного ресурса рабочих органов фронтальных погрузчиков в целом, так как ремонт ковшей зарубежной дорожно-строительной техники является очень дорогостоящим мероприятием.

Так, в результате инновационно–технологической связей ИЦ с ООО «САМОРИ-ТРЕЙД» планируется комплекс работ, при разработке которых будут использованы:

- рациональный способ утилизация бывших в употреблении режущих кромок фронтальных погрузчиков;
- уникальные технологии улучшения физико-механических свойств различных материалов (в частности металлов и резино–технических изделий) за счет МИО, обеспечивающей их упрочнение и повышение эксплуатационных характеристик;
- конструктивно-технологические новшества, способствующие эффективному приготовлению асфальтно-бетон-ных смесей за счет повышения качества исходных сырьевых компонентов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Браун М.П.* Комплекснолегированные конструкционные стали, Киев: Наукова думка, 1965, 292 с.

2. *Винокур Б.Б, Бейнисович Б.Н., Геллер А.Л., Натансон М.Э.* Легирование конструкционных сталей. М. Металлургия,1977, 220с.

3. *Ершов Г.С., Бычков Ю.Б.* Физико-химические основы рационального легирования сталей и сплавов. М., Металлургия, 1982, 359 с.

4. *Ивахник В.Г., Сухов А.М., Шахова К.И.* Инновационные и технологические аспекты повышения износостойкой сталелитейной продукции горного профиля. - Мировая горная промышленность, 1997, № 2, с. 60-64.

5. *Способ* термообработки изделий из износостойкой ферромагнитной стали. Патент РФ № 2085595, 1997.

Коротко об авторах

Горнаков Н.Ю., Полунин Н.А. – ООО «САМОРИ-ТРЕЙД»,

Ивахник В.Г., Шахова К.И. – кандидаты технических наук, Московский государственный горный университет.