

# МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА – РЕГИОНАМ»

---

23-24 апреля 2012 года

## ТЕХНОЛОГИИ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 631.3

### ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ДЕТАЛИ НА ТВЕРДОСТЬ НАПЛАВЛЕННОГО ПОКРЫТИЯ

*ШИПУЛИН А. В., ТОПОРОВ К. Д., СКВОРЦОВ И. С.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Длительная и надежная работа горно-шахтного и транспортного оборудования возможна только при условии своевременного и качественного технического обслуживания и ремонта. Восстановление изношенных деталей позволяет в значительной мере уменьшить затраты материалов и энергии, необходимых для изготовления новых деталей.

Работоспособность и долговечность деталей, восстановленных покрытиями, определяются тремя главнейшими эксплуатационными свойствами: прочностью связи (сцепления) покрытий с основным металлом, износостойкостью и усталостной прочностью. Все другие свойства покрытий: твердость, пластичность, хрупкость, пористость, внутренние напряжения, определяемые структурой покрытий, по существу как бы поглощаются указанными эксплуатационными свойствами.

Себестоимость восстановления для большинства восстанавливаемых деталей не превышает 70 % стоимости новых, а расход материалов в 15–20 раз ниже, чем на их изготовление. Высокая экономическая эффективность предприятий, специализирующихся на восстановлении деталей машин, обеспечивает им конкурентоспособность в условиях рыночного производства.

Процесс наплавки отличается большой гибкостью: непосредственно на поверхности детали можно получать сплавы с различными свойствами. Характерной особенностью процесса наплавки является воздействие на основной металл (деталь) высоких температур, которые могут быть причиной большой глубины проплавления основного металла, как, например, при наплавке под флюсом, понижения поверхностной твердости, прочности и жесткости термически обработанной детали и др. Поэтому необходимо регулировать долю основного металла в металле наплавки. Эта регулировка нужна для того, чтобы при наплавке высоколегированных металлов не происходило разбавления наплавленного слоя компонентами из основного металла, ухудшающими свойства покрытия. Многослойная наплавка уменьшает влияние состава основного металла.

Толщина наплавленного слоя определяется условиями эксплуатации и конструкцией детали. Для деталей, работающих в условиях трения скольжения, толщина наплавленного слоя определяется припуском на износ, при трении качения – отсутствием напряжений в основе, вызывающих пластическую деформацию, и под действием переменных температур – минимумом температурных колебаний на границе слоя с основой.

В общем случае толщина ( $h$ ) наплавленного слоя определяется по формуле

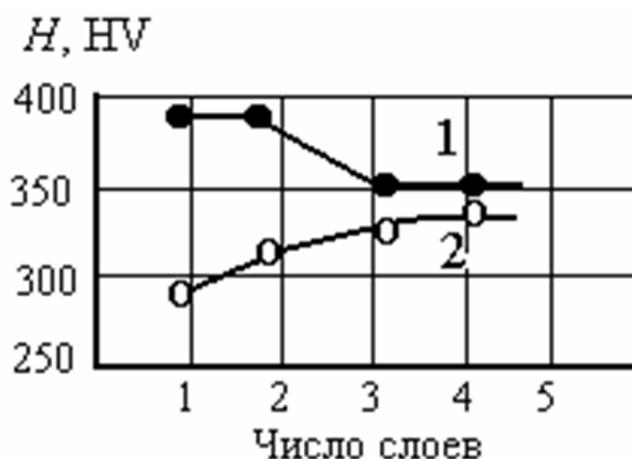
$$h = \frac{\pi d_{эл}^2}{4S} \cdot \frac{v_{эд}}{v_n} k, \quad (1)$$

где  $S$  – шаг наплавки, мм/об;  $v_{эд}$  – скорость подачи наплавочной (электродной) проволоки, м/мин;  $v_n$  – скорость наплавки, м/мин;  $k$  – коэффициент формирования шва (обычно  $k = 0,5 \div 0,6$ ).

Наименьшая толщина наплавленного металла при соответствующих способах наплавки может быть порядка 0,25 мм, верхний предел технологически не ограничен.

Наплавку на детали из стали 20 и 45 проводили в среде углекислого газа порошковой проволокой диаметром 3,2 мм (расход  $CO_2$  – 20 л/мин; сила тока – 400 А; напряжение – 26 В; скорость наплавки – 40 см/мин). Твердость измеряли по Бринеллю.

Основной металл оказывает существенное влияние на состав и твердость наплавленного металла. В частности, составы первого и второго слоев, наплавленных порошковой проволокой в среде углекислого газа на деталь из низкоуглеродистой стали, отличаются от составов соответствующих слоев, наплавленных такой же проволокой при тех же условиях на детали из среднеуглеродистой стали, что проявляется в различии твердости этих слоев. Первый слой металла, наплавленный на сталь 45С, имеет твердость выше некоторого заданного уровня HV 350, соответствующего неразбавленному наплавленному металлу, а при наплавке на низкоуглеродистую сталь твердость первого слоя не превышает HV 300, т. е. находится ниже заданного уровня (см. рисунок).



Влияние основного металла на твердость наплавленного слоя:

1 – среднеуглеродистая сталь; 2 – низкоуглеродистая сталь

Таким образом, влияние основного металла на твердость наплавленного металла перестает сказываться только с третьего слоя.

## БЕСКЛАПАННЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР

*МИНЯЕВ Ю. Н., ЖУРАВЛЕВ Д. А., ЛИХАЧЕВ А. С.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Сжатый воздух является одним из основных видов энергии на шахтах и рудниках для приведения в действие бурильных, буросблочных, добычных, проходческих и погрузочных машин, вентиляторов местного проветривания, насосов, а также в эрлифтных установках при откачке воды и пульпы.

Но вместе с тем пневматическая энергия имеет ряд серьезных недостатков. Прежде всего – это высокая стоимость по сравнению с электрической энергией, что объясняется большим потреблением электрической энергии компрессорами при производстве сжатого воздуха (см. рис. 1).

Одним из основных показателей, характеризующих работу компрессорной станции, является себестоимость 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха. Эта величина определяется по формуле:

$$a = \frac{a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6}{V_r},$$

где  $a_1$  – стоимость электроэнергии;  $a_2$  – зарплата с начислениями;  $a_3$  – стоимость материалов;  $a_4$  – стоимость отчисления на амортизацию;  $a_5$  – стоимость текущего и среднего ремонтов;  $a_6$  – стоимость воды;  $V_r$  – годовая выработка сжатого воздуха.

В таблице показана структура себестоимости 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха на компрессорной станции, оборудованной поршневыми компрессорами.

Структура себестоимости 1 м<sup>3</sup> сжатого воздуха

Статья затрат	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$
Удельный вес затрат, %	71,4	10,2	2,3	8,3	6,5	1,3

Как видно из таблицы, наибольший удельный вес (71,4 %) имеет статья  $a_1$  – годовая стоимость электроэнергии.

Рудничные компрессорные установки являются энергоемким оборудованием. Их удельный вес в электропотреблении горных предприятий с подземным способом добычи полезного ископаемого составляет значительную долю, особенно для рудных шахт (рис. 1).

Учитывая широкое применение пневматической энергии во всех отраслях промышленности России, следует снижать ее стоимость, разрабатывая и реализуя энергосберегающие проекты при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленном предприятии.

Одним из способов уменьшения расхода электрической энергии на создание сжатого воздуха – это возможное использование бесклапанных поршневых компрессоров, основным преимуществом которых является отсутствие инерционных элементов – клапанов на всасывании и нагнетании, а также то, что клапаны являются основным элементом, выходящим из строя и требующего замены в поршневых компрессорах.

Отсутствие клапанов, количество которых варьируется от 4-6 до десятков на одном компрессоре, в свою очередь, улучшает тепловой режим процессов всасывания и нагнетания и позволяет повысить быстроходность в несколько раз, что увеличит в такое же количество раз производительность компрессора при уменьшении его металлоемкости.

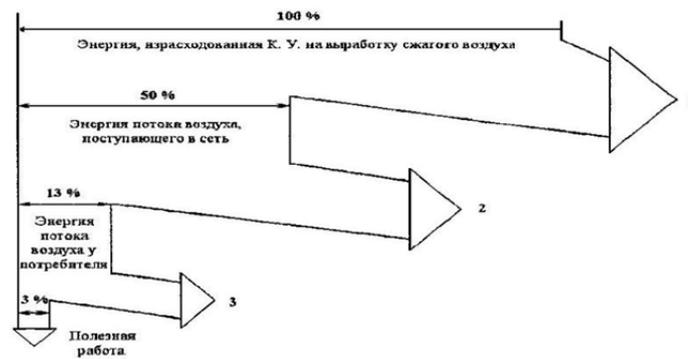


Рис. 1. Энергетическая диаграмма шахтной компрессорной установки:

1-50% – потери в компрессорных агрегатах; 2-37% – потери при транспортировании сжатого воздуха; 3-10% – потери в пневмоприемниках

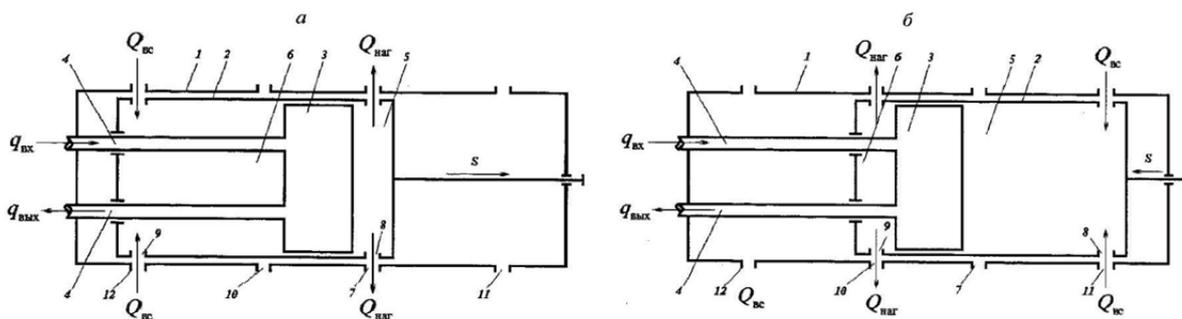


Рис. 2. Бесклапанный поршневой компрессор с крайним левым (а) и крайним правым (б) расположениями цилиндра

В связи с повышенной быстроходностью для создания усилия необходимого цилиндру, совершающего прямолинейное движение, можно использовать в качестве привода линейный асинхронный двигатель.

Бесклапанный поршневой компрессор (рис. 2) состоит из корпуса 1, цилиндра 2, установленного в корпусе 1 с возможностью возвратно-поступательного движения, поршня 3 с направляющей 4, установленной в цилиндре 2 с образованием двух рабочих камер 5 и 6. В корпусе 1 со стороны первой рабочей камеры 5 выполнены отверстия нагнетания 7, а в стенке цилиндра 2 первой рабочей камеры 5 – газовые окна 8, выполненные с возможностью совмещения с отверстием 7 нагнетания в корпусе 1. В стенке цилиндра 2 со стороны второй рабочей камеры 6 выполнены дополнительные газовые окна 9, в корпусе 1 со стороны второй рабочей камеры 6 – дополнительные отверстия нагнетания 10, со стороны обеих камер 5 и 6 – отверстия всасывания 11 и 12 расположенные с возможностью совмещения с соответствующими газовыми окнами 8 и 9, при этом направляющая 4 поршня 3 жестко связана с корпусом 1. В направляющей 4 поршня 3 выполнены каналы подвода и отвода охлаждающей жидкости.

## УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ РУДНИЧНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

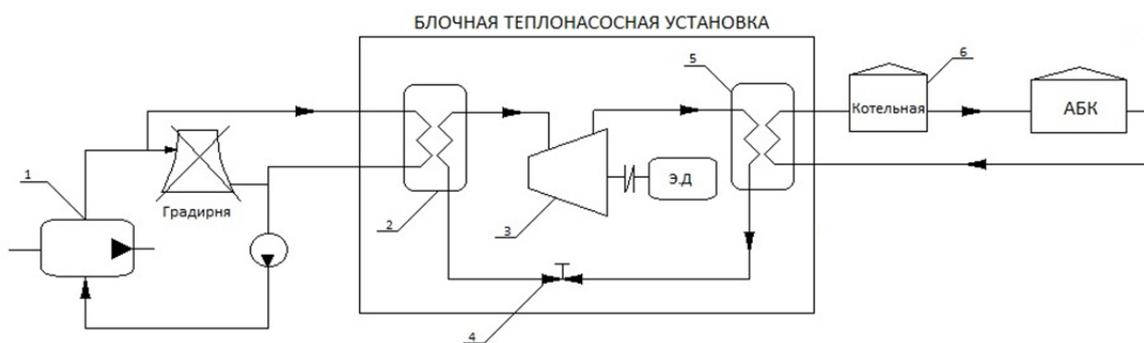
*МИНЯЕВ Ю. Н., МАТУЗОВ А. Г.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

При производстве сжатого воздуха компрессоры генерируют тепловую энергию, которая выбрасывается в атмосферу. Одним из эффективных энергосберегающих способов, дающих возможность экономить органическое топливо, снизить загрязнение окружающей среды, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле, является применение теплонасосных технологий производства теплоты [1].

Тепловые насосы – это компактные экономичные и экологически чистые системы отопления, позволяющие получать тепло для горячего водоснабжения, отопления зданий, охлаждения воздуха в комнатах и вентилирования помещений за счёт использования тепла низкопотенциального источника (атмосферный воздух или различные вентиляционные выбросы, вода естественных водоёмов и сбросные воды систем охлаждения промышленного оборудования, сточные воды систем аэрации) путём переноса его к теплоносителю с более высокой температурой. Т. е. тепловой насос использует тепло, рассеянное в окружающей среде: в земле, воде, воздухе, и называемое специалистами низкопотенциальным теплом. Затратив 1 кВт электроэнергии в приводе насоса, можно получить 3-4, а часто и 5-6 кВт тепловой энергии [2].

Принцип работы теплового насоса основан на трансформации тепла от низкотемпературных источников тепла (оборотная вода) к высокотемпературному источнику теплопотребителю за счет термодинамических циклов, т. е. таких процессов, в которых начальные и конечные параметры, определяющие состояние рабочего тела (давление, объём, температура, энтропия) совпадают. Термодинамические циклы используются в тепловых машинах для превращения тепловой энергии (т. е. внутренней энергии) в механическую работу, а также для охлаждения/нагрева при использовании обратного цикла. На рисунке показан принцип работы теплового насоса.



Принцип работы теплового насоса

Основными составляющими частями внутреннего контура тепловых насосов являются: 1 – источник теплоты низкого уровня (Компрессор); 2 – испаритель теплового насоса; 3 – компрессор; 4 – регулятор потока хладагента; 5 – конденсатор теплового насоса; 6 – потребитель теплоты высокого уровня;

Кроме того, во внутреннем контуре имеются: терморегулятор, являющийся управляющим устройством; хладагент, циркулирующий в системе газ с определёнными физическими характеристиками.

Хладагент под давлением через капиллярное отверстие поступает в испаритель, где за счёт резкого уменьшения давления происходит испарение. При этом хладагент отнимает тепло у внутренних стенок испарителя, а испаритель, в свою очередь, отбирает тепло у земляного контура, за счёт чего происходит его постоянное охлаждение. Компрессор засасывает из испарителя хладагент, сжимает его, за счёт чего температура хладагента повышается, и выталкивает в конденсатор [3].

Кроме того, в конденсаторе нагретый в результате сжатия хладагент отдает полученное тепло (температура порядка 85-125 градусов Цельсия) в отопительный контур и окончательно переходит в жидкое состояние. Процесс повторяется вновь. При достижении необходимой температуры терморегулятор размыкает электрическую цепь и компрессор останавливается. При понижении температуры в отопительном контуре терморегулятор вновь включает компрессор. Термодинамический цикл теплового насоса завершается дросселированием охлажденного жидкого хладона при помощи дроссельного клапана с последующим его возвратом в испаритель. Конструкция теплового насоса исключает попадание хладона в водяные магистрали систем отопления, горячего водоснабжения и окружающую среду.

Таким образом, работа теплового насоса схожа с процессом холодильника. Тепловой насос перекачивает низкопотенциальную тепловую энергию грунта, воды или даже воздуха в относительно высокопотенциальное тепло для отопления объекта. Примерно 2/3 отопительной энергии можно получить бесплатно из природы: грунта, воды, воздуха и только 1/3 энергии необходимо затратить для работы самого теплового насоса.

Иными словами, тепловой насос экономит 70 % средств, которые при отоплении зданий, сооружений, цехов и т. п. традиционным способом регулярно тратились на дизтопливо или электроэнергию.

На данный момент на шахте центральная ОАО «Южуралзолото Группа Компаний» для охлаждения обратной воды применяются две градирни. Температура обратной воды составляет +25 +30 градусов. Предлагается исключить градирни из цикла охлаждения и вместо этого использовать тепловой насос ТН-85 производства ЗАО «Энергия».

Эта установка работает следующим образом. Нагретая вода из системы охлаждения компрессоров поступает в испаритель (кожухотрубный теплообменник, где в трубках циркулирует вода источника, а между трубок – жидкий фреон), в обход градирен. Путем регулировки давления дросселем настраивается такой поток фреона в испаритель, чтобы температура его кипения составляла +2...+3 °С. При тепловом контакте с «горячими» трубками часть фреона вскипает, отбирая таким образом тепло у воды. Охлажденная вода направляется в систему охлаждения компрессоров. Так выглядит рабочий цикл теплового насоса. Утилизированное тепло сжатого воздуха будет направлено на подогрев системы отопления административно-бытового комбината ОАО «ЮГК».

#### **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Миняев Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленных предприятиях. Екатеринбург, 2002.
2. Миняев Ю. Н. Теплотехника. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009.
3. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы. М.: Изд-во Энергоиздат, 1993.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА

ЛЯПЦЕВ С. А., ГЛУХИХ И. А.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Вибротранспортные машины широко используются во многих отраслях промышленности. Для сортировки и просеивания материалов сыпучего вида при прохождении общего механического процесса дробления применяются вибрационные грохоты. На рис. 1 приведён один из таких грохотов-питателей, разработанных в УГГУ. Рабочий орган 1 совершает вынужденные колебания на упругих опорах 2, выполненных в виде плоских пружин, под действием линейного электромагнитного двигателя 3. Процесс транспортирования материала и его разделения основан на вибрационных процессах рабочего органа, благодаря которым более мелкие частицы проходят сквозь его сито, а более крупные скатываются по наклонной поверхности.

На рис. 2 приведена расчётная схема вибрационного грохота. С центром масс рабочего органа свяжем систему координат  $xOy$ . Короб может наклоняться на угол  $\varphi$  относительно оси  $Oy$ , а также перемещаться в горизонтальном и вертикальном направлениях, изменяя координаты центра тяжести.

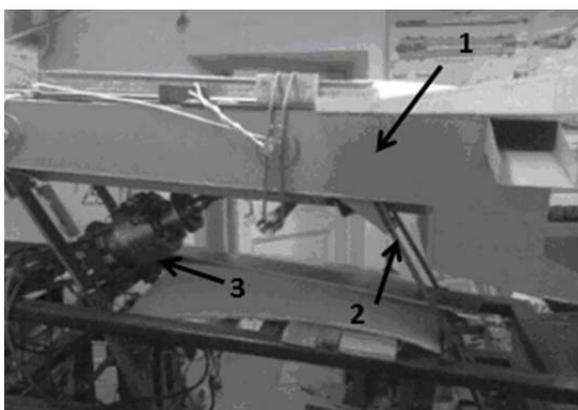


Рис. 1. Опытно-промышленный вибрационный грохот-питатель

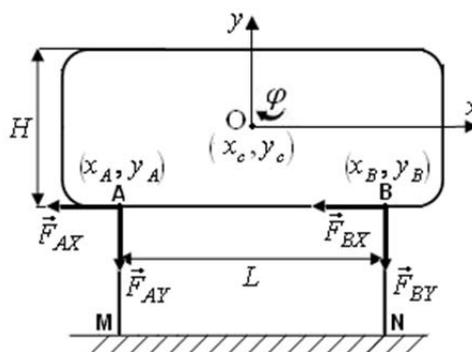


Рис. 2. Расчётная схема вибрационного грохота

Выведение корпуса из состояния равновесия вызовет деформацию опор. Рассмотрим отдельно процессы растяжения/сжатия и изгиба опор (рис. 3).

Применяя закон Гука [1], можно показать, что для силы деформации, действующей вдоль вертикальной опоры, справедливо представление (1). Также опоры претерпевают деформацию изгиба, сила которой может быть представлена в виде (2):

$$F_y = yC_Y, C_Y = \frac{Ebh}{l} \quad (1)$$

$$F_x = xC_X, C_X = \frac{Ebh^3}{4l^3} \quad (2)$$

В формулах (1) и (2) введены обозначения:  $E$  – модуль Юнга материала опор;  $h$  – толщина,  $b$  – ширина поперечного сечения опоры;  $l$  – длина опоры.

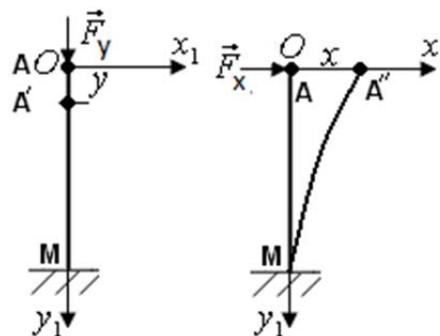


Рис.3. Продольная и поперечная деформация опор

Величины  $x$  и  $y$  смещения точки соединения подвижного корпуса и опоры в (1) и (2) представлены в системе координат  $x_1Oy_1$ . Используя преобразование координат (сдвиг и поворот) [2], перейдем к представлению  $x$  и  $y$  в системе координат  $xOy$ :

$$\begin{aligned} x_A &= -\frac{L}{2}\cos\varphi - \frac{H}{2}\sin\varphi + x_C, & y_A &= -\frac{H}{2}\cos\varphi + \frac{L}{2}\sin\varphi + y_C, \\ x_B &= \frac{L}{2}\cos\varphi - \frac{H}{2}\sin\varphi + x_C, & y_B &= -\frac{H}{2}\cos\varphi - \frac{L}{2}\sin\varphi + y_C. \end{aligned} \quad (3)$$

Далее, рассмотрим  $x_c$ ,  $y_c$  и  $\varphi$  в качестве обобщенных координат и составим систему уравнений Лагранжа для описания свободных колебаний установки [3]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial q_i'}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1..3 \quad (4)$$

В системе (4) введены обозначения:  $T$  – кинетическая энергия,  $Q_i$  – обобщенная сила, соответствующая обобщенной координате  $q_i$ .

Кинетическая энергия установки складывается из энергии поступательного и вращательного движения:

$$T = \frac{1}{2}mx_C'^2 + \frac{1}{2}my_C'^2 + \frac{1}{2}I\varphi'^2 \quad (5)$$

В формуле (5)  $I$  – момент инерции корпуса установки, значение которого равно:

$$I = \frac{1}{4}\left(\frac{1}{3}m_1H^2 + m_2H^2 + \frac{1}{3}m_2L^2 + m_1L^2\right) \quad (6)$$

$m_1$  и  $m_2$  – массы вертикальной и горизонтальной стенок корпуса.

Для обобщенных сил справедливы представления:

$$Q_x = -F_{AX} - F_{BX}, \quad Q_y = -F_{AY} - F_{BY}, \quad Q_\varphi = (F_{AX} + F_{BX})\frac{H}{2} + (F_{BY} - F_{AY})\frac{L}{2} \quad (7)$$

С учетом выражений (1) – (7) система (4) принимает вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_C = C_X(H\sin\varphi - 2x_C), \\ m\ddot{y}_C = C_Y(H\cos\varphi - 2y_C), \\ I\ddot{\varphi} = C_X H x_C - 0.5\sin\varphi(C_X H^2 + C_Y L^2) \end{cases} \quad (8)$$

Дополнив систему (8) начальными условиями, получим задачу Коши для системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Для численного решения задачи составлена программа в среде Delphi, реализующая алгоритм Рунге-Кутты 4-го порядка. Решение ведется с переменным (автоматически подбираемым) шагом по времени. Для оценки точности решения, полученного на  $i$ -м шаге вычислений, с помощью текущих значений поправок  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  и  $\eta_3$ , рассчитывается величина

$$\Theta_i = \left| \frac{\eta_2^i - \eta_3^i}{\eta_1^i - \eta_2^i} \right|, \quad (9)$$

далее применяется правило [4]: если значение величины  $\Theta_i$  в узле с номером  $i$  удовлетворяет условию  $\Theta_i < 0.01$ , то можно продолжить вычисления с текущим шагом  $h$  или при переходе к узлу с номером  $i+1$  увеличить его вдвое; в противном случае шаг следует уменьшить вдвое.

Полученная математическая модель позволит перейти к рассмотрению процесса вынужденных колебаний, инициируемых электрическим двигателем в резонансном грохоте.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Семин М. И. Основы сопротивления материалов. М.: Владос, 2005.
2. Бугров Я. С., Никольский С. М. Элементы линейной алгебры и аналитической геометрии. М.: Наука, 1984.
3. Самарский А. А., Михайлов А. П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. М.: Физматлит, 2002.
4. Вержбицкий В. М. Основы численных методов. М.: Высшая школа, 2002.

## РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ ПО ПОЛКЕ УЗЛА СТРАТИФИКАЦИИ

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., СЕМЕРИКОВ Л. А.  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Моделирование движения частиц по наклонной плоскости осуществлялось согласно рассмотренным теоретическим уравнениям с учётом коэффициентов кинетического трения и приведённого коэффициента трения качения, значение которых задавались генератором случайных чисел. С помощью математической модели изучено влияние конструктивных особенностей узла стратификации, скорости направления и точки подачи воздушного потока, производительности, крупности исходного материала на эффективность разделения. Было рассмотрено движение мономинеральных фракций горных пород, входящих в состав асбесто-, угле-, слюдосодержащих руд. На рис. 1 представлены траектории движения частиц, полученные имитационным моделированием. По рисункам видно, что данные виды сырья можно эффективно разделять фрикционными методами, при этом на процесс разделения, как видно из графиков траектории движения частиц, влияют конструктивные параметры узла стратификации, наибольшее удаление между собой имеют частицы разно компонентных горных пород на полке с трамплином и дефлектором. Установлено, что наибольшую эффективность разделения обеспечивает поверхность, выполненная из материалов с высоким коэффициентом трения (резина), а также угол установки угла наклона разделительной поверхности. Воздействие воздушного потока в направлении сортируемого материала проявляется для частиц, обладающих парусностью (слюда, асбест), это позволяет усилить отклонение частиц данных пород из общего потока рудной массы, что обеспечивает также эффективность процесса разделения.

Как видно из графических зависимостей, представленных на рис. 2, для обеспечения качества разделения продуктов разных классов крупности необходимая скорость движения материала по плоскости без трамплина соответствует 0,8 м/с при наклоне угла полки 43°, с установкой трамплина под углом 15° скорость подачи материала составляет 1 м/с.

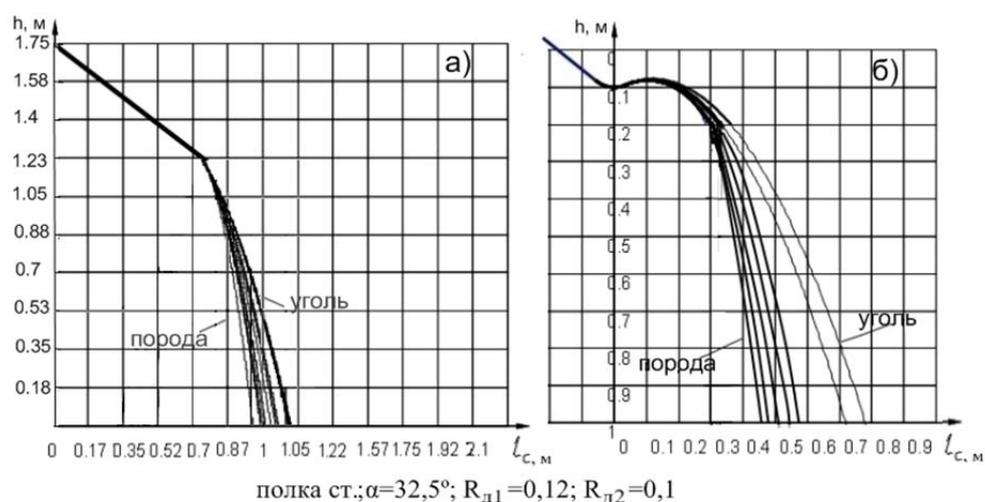


Рис. 1. Траектории движения частиц по узлу стратификации с дефлектором:

а) полка с трамплином, б) полка с трамплином и дефлектором

На основании полученных зависимостей определены основные направления в конструировании узла стратификации. Наибольшая эффективность разделения минералов исследуемой руды соответствует устройству, имеющему наклонную плоскость, состоящую из

двух участков: участка разгона длиной 1 м и трамплина 0,1 м с регулируемыми углами наклона, величина которых зависит от крупности обогащаемого класса. Представленные материалы математического моделирования требуют уточнения на экспериментальной модели узла стратификации.

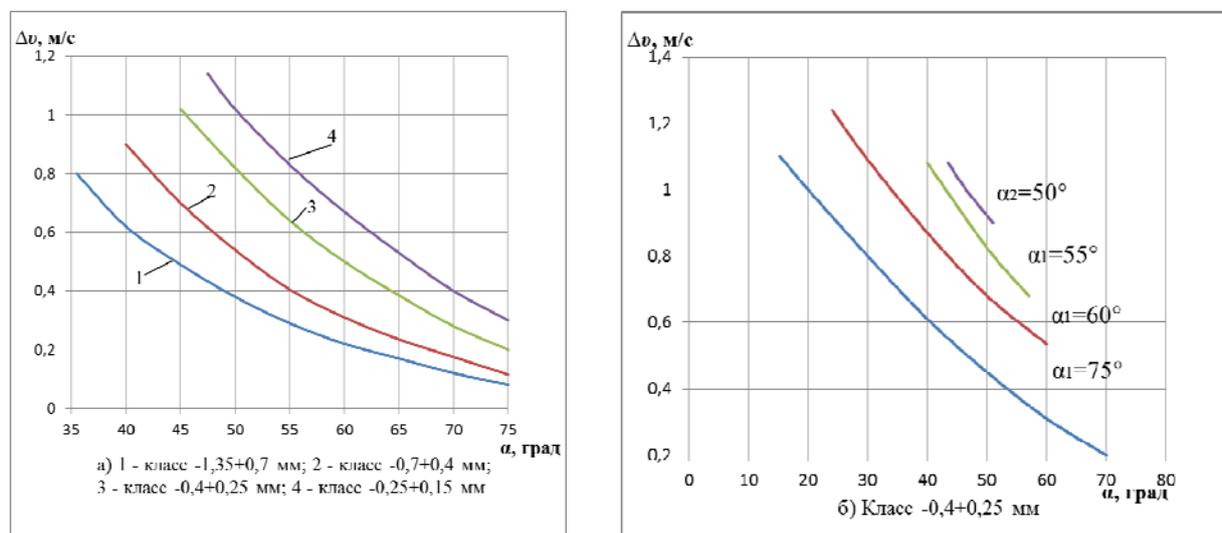


Рис. 2. Зависимость разности скоростей схода частиц кварца и слюды от углов наклона плоскости:

*a* – прямолинейная полка, длина 1 м; *б* – полка с трамплином, длина участков разгона 1 м, трамплина 0,1 м;  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы наклона участков полки

**Выводы.** Полученная математическая модель и уравнения движения частиц позволяют обосновать параметры узла стратификации, обеспечивающие наибольшую эффективность разделения: длина разгонного участка полки 1 м, угол наклона изменяется от  $35^\circ$  до  $52^\circ$  относительно от вертикальной составляющей для разных типов сырья, длина образующей трамплина 0,1 м с установкой в конце участка дефлекторов, материалы поверхности разделения (резина).

Установлено, что при проектировании разделительных аппаратов необходимо учитывать сложный характер движения частиц в процессе контакта с поверхностью узла стратификации. Необходимо рассматривать не только скольжение частиц, обусловленное коэффициентом кинематического трения, величина которого в два раза меньше статического коэффициента трения, а также вращательное движение частиц с качением и скольжением, связанные с коэффициентом кинематического трения и приведённым коэффициентом трения качения, величина которого зависит от крупности и формы частиц, а также при ударе частицы о поверхность необходимо учитывать её упругие характеристики, которые также связаны с формой и крепостью пород.

Эффективность разделения частиц зависит от разности скоростей и углов схода частиц минералов с полки, что обеспечивает криволинейный участок в виде параболы с дефлектором и материал поверхности разгонной плоскости. Одним из способов организации поверхности разделения из материала с высоким коэффициентом трения является установка ребер по длине плоскости.

Использование направленного потока воздушной струи под полку перпендикулярно вектору скорости движения разделяемых компонентов позволяет отклонять частицы, обладающие «парусностью» и выводить их в одноимённые продукты.

Использование в качестве узла стратификации полки состоящих из двух участков позволяет отвести частично «парусные» частицы при прохождении зоны разрыва плоскостей за счёт воздействия воздушного потока и улучшить условия для последующего разделения, а установка плоскости со смещением относительно горизонтальной составляющей, позволяет использовать для выделения упругие характеристики материала.

## ИЗУЧЕНИЕ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРНЫХ ПОРОД ДЛЯ СИНТЕЗА РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., ПОПОВ И. С.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Определение упругих свойств монофаз асбестосодержащих продуктов проводилось в УГГУ и институте «НИИпроектасбест». Все продукты были разделены на классы крупности, с выделением различных агрегатных состояний асбеста и вмещающих пород с учетом их формы, а также деления их на материалы: серпентинит, перидотит и офит. От каждого класса отбиралось не менее 30 частиц, по каждой частице проводилось не менее четырех замеров. Высота падения частиц изменялась в интервале от 350 до 500 мм, угол наклона стальной плиты, о которую ударялась падающая частица, увеличивался от 0 до 45°. На траекторию движения частиц после соударения с наклонной плоскостью существенно влияет их форма. Поэтому при изучении упругих свойств шарообразные формы частиц не готовились, следовательно, процесс соударения при экспериментах адекватно моделирует процесс в промышленном аппарате.

Схема установки для изучения упругих свойств монофаз асбестосодержащих продуктов дана на рис. 1. На штормке 2 на заданной высоте закрепляется кювета 1 для исследуемой частицы. В нижней части у основания 3 под кюветой расположена стальная плита 4, угол наклона которой может изменяться в пределах от 0 до 60°. Частицы, отражаясь при ударе о плиту, попадают на платформу 5, на которой производится замер дальности отражения частиц во всех исследуемых режимах. По условию опыта поверхность стальной плиты 4 может быть покрыта любыми материалами (резина и т. п.). Как для породных частиц, так и для нераспушенного асбестового волокна эффект взаимодействия с поверхностью разделения зависит от высоты подачи продукта и угла наклона поверхности к горизонту, рис. 2, рис. 3. Зависимости расстояния отражения породных частиц от высоты подачи и угла наклона поверхности разделения имеют унимодальный характер с экстремумом в интервале 20-25°.

Анализ результатов позволил установить следующие основные закономерности:

1. Упругие свойства асбестового волокна зависят от его агрегатного состояния: с увеличением расщепленности их упругость снижается, при

удельной поверхности 3000...5000 см<sup>2</sup>/г волокно приобретает свойства абсолютно неупругого тела.

Основной причиной значительного рассеяния дальности отскока агрегатов волокон является их вытянутая форма, приводящая к косому удару. В этом случае центр тяжести частицы значительно смещен от линии удара. У породных частиц, имеющих округлую форму, разброс дальности отражения значительно меньше. Относительное среднее квадратическое отклонение дальности их отражения при углах наклона плоскости 20...30°, как правило, составляет 30...40%.

2. Упругие свойства вмещающей породы, которые можно оценивать величиной отскока  $l$  частицы от плиты, в незначительной степени зависят от крупности частиц. Для интервала крупности  $d=35...63$  мм зависимость аппроксимируется уравнением  $l=44+83,2/d$  с корреляционным отношением 0,864 (см. рис. 2).

Повышение упругих свойств породных частиц с уменьшением их крупности объясняется увеличением однородности материала в зерне по плотности и прочности,

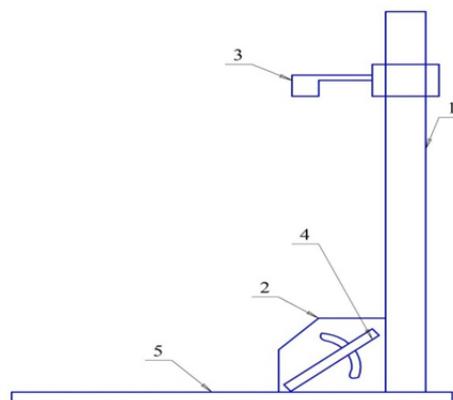


Рис. 1. Схема установки для изучения упругих свойств продуктов

т. е. стабилизацией формы частиц. Коэффициент восстановления увеличивается в среднем с 0,28 - 0,3 у частиц крупностью -45+20 мм до 0,37 у частиц -1,2+0,63 мм. То есть контрастность данного признака разделения более ярко выражена, чем *скорость витания асбестового волокна и породных частиц*, которая практически сближается в классах менее 1 мм.

3. Уточнены физические характеристики частиц углесодержащих формаций, значения коэффициентов мгновенного трения, представляющего собой относительное снижение касательной составляющей скорости частиц после удара о плоскость.

Для породных частиц этот показатель равен  $\lambda = 0,18 - 0,36$ , для угольных  $\lambda = 0,15 - 0,18$ . Между коэффициентом мгновенного трения и углом падения частицы на плоскость существует функциональная зависимость вида  $\lambda = (1 + k)f_{СК} \operatorname{ctg} \alpha_{П}$ . Определены величины коэффициентов трения скольжения, которые имеют взаимосвязь с коэффициентами мгновенного трения как  $f_{СК} = 1 - \lambda$ .

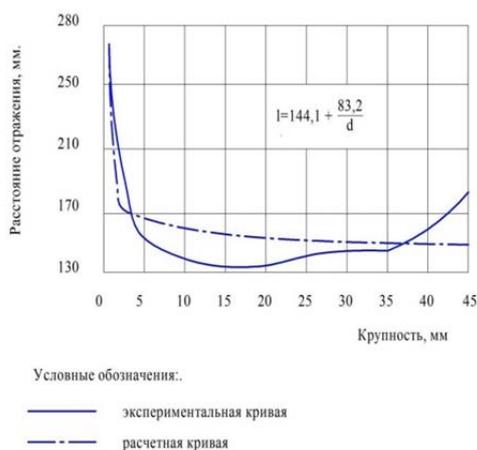


Рис. 2. Зависимость расстояния отражения породных частиц от крупности после взаимодействия с наклонной плоскостью

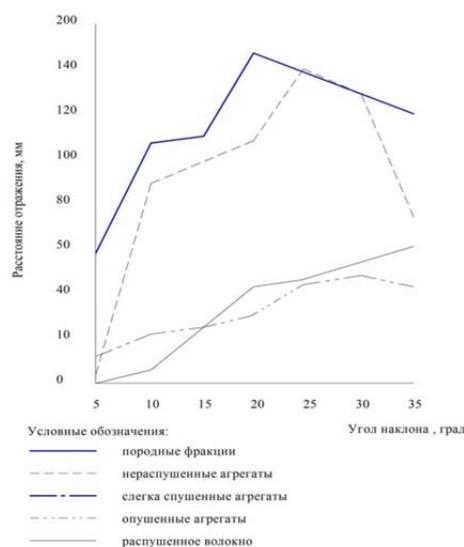


Рис. 3. Зависимость расстояния отражения породных частиц волокна различного агрегатного состояния и вмещающей породы от угла наклона плоскости при подачи с высоты 500 мм

4. Результаты расчета коэффициентов  $k$  и  $\lambda$  по полученным уравнениям показали, что предложенная методика расчета хорошо согласуется с механикой удара частиц. Относительно большим коэффициентам восстановления соответствуют небольшие значения коэффициента трения при ударе.

5. По результатам обработки данных экспериментальных исследований, разработаны статистические модели зависимостей коэффициента восстановления от коэффициента трения при ударе.

При ударе частицы асбеста о резиновое покрытие разделительной поверхности барабана зависимость коэффициента восстановления от коэффициента трения имеет вид:  $k = 0,69 - 1,57\lambda$ , а при ударе о стальную поверхность  $k = 0,69 - 2,3\lambda$ .

Для угольных частиц уравнение выглядит следующим образом: для резинового покрытия  $k = 0,78 - 1,5\lambda$ ,  $\eta_p = 0,95$ , а при ударе о стальную поверхность  $k = 0,86 - 2,07\lambda$ ,  $\eta_{ст} = 0,96$ .

Полученные уравнения упругих характеристик могут быть использованы в математической модели фрикционного сепаратора, для совершенствования его конструкции.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАЗЛИЧНОЙ АСБЕСТОНОСНОСТИ ПРИ РАЗРАБОТКЕ АППАРАТОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

*ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., КОНЕВ Я. И.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Величины коэффициентов трения необходимы для математического моделирования поведения разделяемого продукта в проектируемых аппаратах.

Для полной характеристики состава исходной руды исследовались типы руд, представленные мелкой сеткой, крупной сеткой, отороченными жилами, состоящие из асбеста и породных минералов (серпентинита, перидотита и офита).

Для измерения коэффициентов статического и кинетического трения использована известная методика, заключающаяся, в первом случае, в плавном увеличении угла наклона плоскости с расположенными на ней изучаемыми частицами и фиксации угла наклона движения частиц, а во втором - в установке наклонной плоскости под углом, превышающим угол трения покоя на 2-3°, и измерении времени прохождения частицей участка плоскости фиксированной длины.

Статический коэффициент трения есть тангенс угла наклона, при котором начинается движение частицы по плоскости. Кинетический коэффициент трения рассчитывается по известной формуле

$$f_{\text{ск}} = \operatorname{tg} \alpha - (2S/gt^2 \cos \alpha),$$

где  $\alpha$  – угол наклона плоскости, град;  $S$  – длина участка, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $t$  – время прохождения частицей участка  $S$ , с.

Отступления от стандартной методики, обусловленные неправильной формой зерен, а также трудностью выделения монофаз из мелких классов и последующей работой с единичными зёрнами без измерения их поверхностных свойств, заключаются в следующем.

Коэффициенты трения частиц крупностью выше 4 мм измерены для каждого зерна отдельно (по 3 измерения на образец, до 20 образцов нужной монофракции) для частиц крупностью менее 4 мм коэффициенты трения определены по группам частиц (до 10 навесок массой 50 г каждая). При групповом измерении фиксировались углы начала движения первых частиц и окончания последних. Статическим коэффициентом трения принята величина тангенса среднего значения углов начала и окончания движения. Кинетический коэффициент трения определен по среднему времени прохождения группой частиц заданного отрезка наклонной плоскости при мгновенной подаче всех частиц.

Эксперименты проведены на продуктах обогатительных фабрик комбината «Ураласбест». При исследовании использованы два покрытия поверхности: сталь и резина (транспортная лента).

Выбор материалов покрытия для исследований, определялся по следующим критериям: относительно низкая стоимость и наибольшее различие в свойствах.

С увеличением крупности разница в коэффициентах трения частиц снижается. Это можно объяснить тем, что рост крупности частиц снижает их однородность по составу и форме и, как следствие этого, разницу в коэффициентах трения.

Результаты эксперимента по определению коэффициентов трения для различных типов руд, содержащих асбест, серпентиниты, офит и перидотит (рис. 1, 2) подтвердили те же закономерности, т. е. коэффициенты трения по стали меньше, чем по резине.

Поэтому отдельная переработка этих типов руд в цехах обогащения не отразится на технологических показателях выделения бедных фракций с использованием различия в коэффициентах трения. Для задач синтеза фрикционных аппаратов были проведены исследования фрикционных характеристик асбеста на поверхности, выполненной из асбестового волокна и сеток с различным диаметром (см. таблицу). Исследования показали, что статический, кинетический коэффициенты трения асбеста изменяются в широком диапазоне,

что позволяет при выборе параметра разделения асбеста от породных включений использовать это для формирования поверхности загрузочных и разделительных устройств аппаратов.

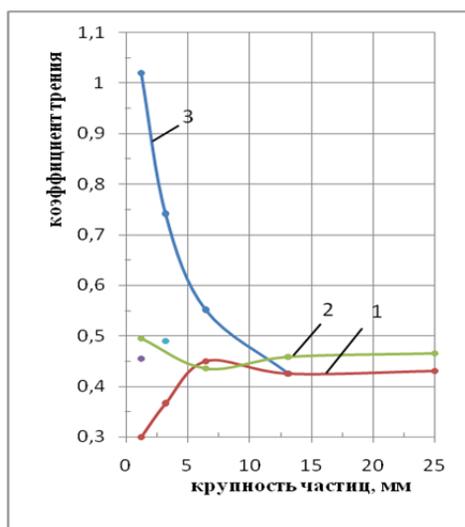


Рис. 1. Изменение коэффициента трения движения от крупности частиц по стали (мелкая сетка):

1 – серпентинит; 2 – перидотит; 3 – асбест

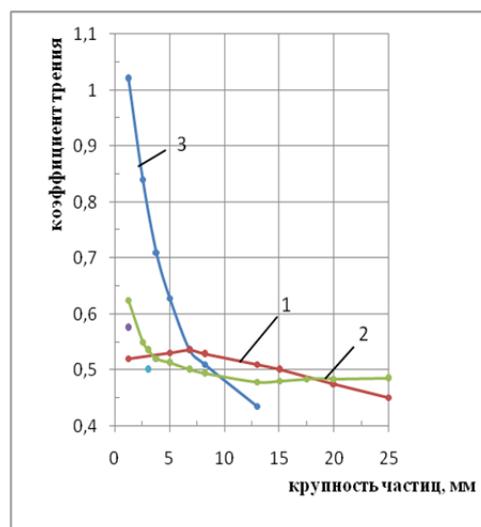


Рис. 2. Изменение коэффициента трения движения по крупности частиц по резине (мелкая сетка):

1 – перидотит; 2 – серпентинит; 3 – асбест

#### Коэффициент кинетического трения асбеста по различным покрытиям

Материал подложки	Группа асбеста	Коэффициент трения, о.е.							Коэффициент вариации, %
		1 изм.	2 изм.	3 изм.	4 изм.	5 изм.	среднее	с.к.о.	
Резина	III	0,76	0,76	0,76	0,80	0,76	0,768	0,018	2,33
	V	0,79	0,82	0,83	0,79	0,82	0,810	0,019	2,31
Сталь	III	0,62	0,65	0,70	0,70	0,66	0,666	0,034	5,16
	V	0,66	0,70	0,75	0,75	0,67	0,706	0,043	6,06
Асбест	III	1,28	1,24	1,20	1,07	1,21	1,200	0,079	6,59
	V	1,40	1,34	1,35	1,21	1,42	1,345	0,083	6,15
Сетка 1,2	III	0,71	0,71	0,86	0,77	0,86	0,784	0,073	9,30
	V	0,18	0,31	0,68	0,42	0,59	0,436	0,203	46,57
Сетка 2,8	III	0,62	0,62	0,59	0,51	0,51	0,570	0,056	9,85
	V	0,62	0,71	0,62	0,59	0,71	0,652	0,059	9,02
Сетка 3,2	III	0,63	0,63	0,68	0,46	0,68	0,616	0,091	14,73
	V	0,63	0,68	0,74	0,71	0,72	0,698	0,044	6,30
Сетка 5,0	III	0,86	0,86	0,91	0,86	0,88	0,875	0,024	2,74
	V	1,05	1,03	1,02	1,08	0,96	1,031	0,045	4,33

**Выводы.** Установленные различия во фрикционных характеристиках горных пород позволяют использовать их при разработке нового горного оборудования для разделения продуктов горно-обогатительного производства.

## АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ РУДНОЙ ЧАСТИЦЫ ВДОЛЬ ПОВЕРХНОСТИ НАКЛОННОГО ГРОХОТА

ЛЯПЦЕВ С. А., ВОЛКОВ Е. Б.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В процессе рудоподготовки горные породы проходят несколько стадий: предварительное обогащение крупных кусков, дробление, измельчение, грохочение и классификация.

Процесс грохочения осуществляется при помощи вибрационного грохота, состоящего из короба и опорной рамы, связанной с ним упругими элементами. На коробе установлена плоская рабочая поверхность, имеющая отверстия, на которой осуществляется процесс рассеивания материала по классам крупности.

В данном исследовании рассматривается пассивное грохочение, при котором поверхность грохота неподвижна. Рудные частицы, попадая в рабочее пространство грохота, проходят несколько этапов движения: свободный полет до соприкосновения с неподвижной поверхностью, удар, затем снова свободный полет, просеивание через решетку грохота или скольжение по шероховатой плоскости. Блок-схема описанного процесса представлена на рис. 1. Описывая каждый из указанных этапов в виде математических зависимостей, получим совокупность уравнений, представляющую собой математическую модель процесса движения рудной частицы в рабочем пространстве грохота.

Уравнения движения составляются на каждом этапе в единой системе координат, ось «х» которой направлена вдоль наклонной плоскости, а ось «у», перпендикулярна «х», проходит через начальную точку  $M_0$ , из которой происходит загрузка (рис.2).

Если при загрузке материала частицы движутся вниз без начальной скорости с высоты  $h$ , то в момент соприкосновения с неподвижной поверхностью их скорость равна:

$$V = \sqrt{2gh}, \quad (1)$$

$g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ .

В системе координат  $xOy$ , показанной на рис. 2,

$$h = y_0 / \cos\alpha, \quad (2)$$

где  $y_0$  – начальная ордината частицы, м;  
 $\alpha$  – угол наклона поверхности грохота.

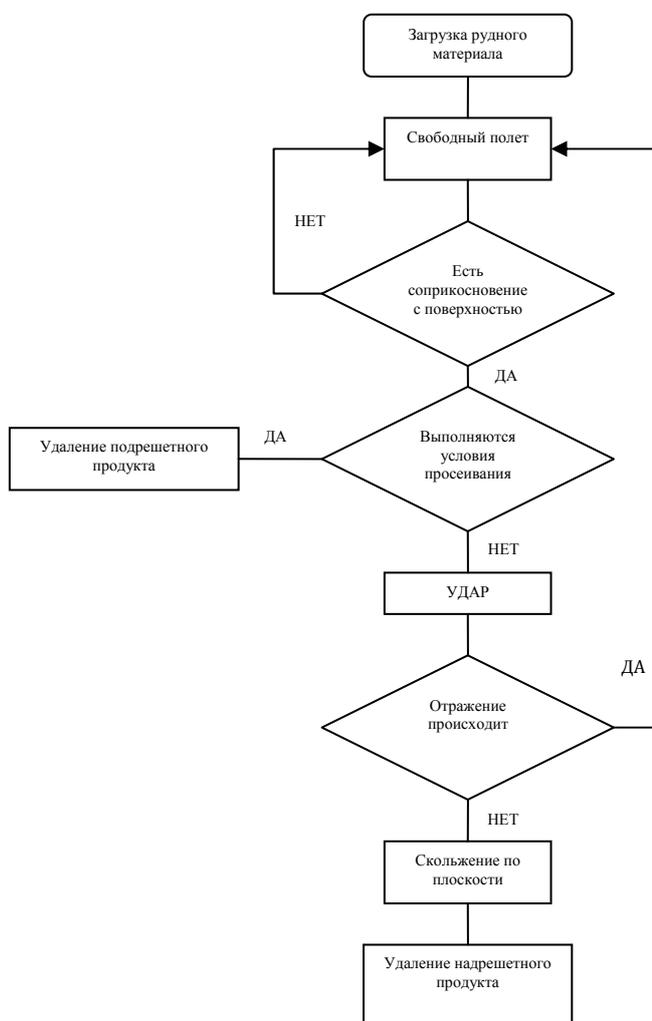


Рис. 1. Блок-схема движения рудной частицы

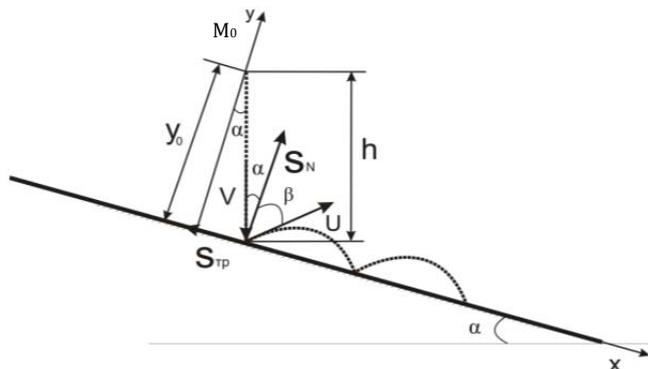


Рис. 2. Расчетная схема

Скорость частицы после удара  $U$  связана со скоростью в момент удара  $V$  соотношением:

$$U \cdot \cos \beta = k \cdot V \cdot \cos \alpha, \quad (3)$$

где  $\beta$  – угол отражения;  $k$  – коэффициент восстановления при ударе.

В соответствии с теоремой об изменении количества движения при ударе

$$\begin{cases} mU \cdot \cos \beta + mV \cdot \cos \alpha = S_N, \\ mU \cdot \sin \beta - mV \cdot \sin \alpha = -S_{TP}, \end{cases} \quad (4)$$

где  $S_N, S_{TP}$  – импульс нормальной реакции и силы трения,  $S_{TP} = f \cdot S_N$  – согласно гипотезе Рауса;

Решая систему уравнений (3) и (4), можно определить импульс нормальной реакции поверхности

$$S_N = mV(1+k)\cos\alpha, \quad (5)$$

угол отражения частицы

$$\beta = \arctg \frac{1}{k} [\operatorname{tg} \alpha - f(1+k)], \quad (6)$$

а также скорость частицы после удара

$$U = \sqrt{V^2 (\sin^2 \alpha + k^2 \cdot \cos^2 \alpha - f^2 \cos^2 \alpha - f^2 k^2 \cdot \cos^2 \alpha)}. \quad (7)$$

После отражения частицы от поверхности происходит ее свободный полет, уравнения которого можно записать в виде итерационных формул:

$$\begin{cases} x_{k+1} = x_k + U_{xk} \cdot \Delta t + g \sin \alpha \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}; y_{k+1} = y_k + U_{yk} \cdot \Delta t - g \cos \alpha \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2} \\ U_{yk+1} = U_{yk} - g \cos \alpha \cdot \Delta t; U_{xk+1} = U_{xk} + g \sin \alpha \cdot \Delta t. \end{cases} \quad (8)$$

Движения вдоль наклонной поверхности описывается уравнениями:

$$\begin{cases} x_{k+1} = x_k + U_{xk} \cdot \Delta t + g(\sin \alpha + f \cos \alpha) \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}, \\ U_{xk+1} = U_{xk} + g(\sin \alpha - f \cos \alpha) \cdot \Delta t. \end{cases} \quad (9)$$

Преобразовав эти уравнения в алгоритм языка программирования, получаем компьютерную модель движения частицы на наклонной поверхности. По полученным результатам исследования устраняем недостатки модели и вносим необходимые дополнения.

Данная модель позволит достаточно эффективно рассчитать и оценить движение частицы в рабочем пространстве грохота.

## РАСЧЁТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

ЗАСПАНОВ А. А., ЛЯПЦЕВ С. А.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Для транспортирования насыпных грузов в струе жидкости используются гидравлические транспортирующие установки. В качестве транспортирующей жидкости в них, как правило, используется вода. Промышленный гидротранспорт используется для перемещения разработанных грунтов крупностью 0,1...10 мм; продуктов обогащения рудных полезных ископаемых крупностью 0,03...0,3 мм; золы и шлака тепловых электростанций крупностью 0,025...10 мм. К продуктам обогащения относятся флотационные концентраты, промежуточные продукты и отвальные хвосты обогащения.

Пульпопроводы, по которым перемещается смесь измельченной горной породы с водой, обеспечивают большую производительность, возможность транспортирования по сложной пространственной трассе на большие расстояния, имеют очень простую конструкцию и низкую стоимость эксплуатации.

Гидравлические расчеты гидротранспорта необходимы для определения удельных потерь напора, критической скорости движения пульпы, диаметра пульпопровода, дальности транспортирования одним или несколькими насосами. Число и тип грунтовых насосов гидротранспортной установки выбирается в зависимости от выхода пульпы, расхода воды на гидроуплотнение, а также расчетного напора.

Совместная работа насоса и пульпопровода характеризуется так называемой «рабочей зоной», содержащей ряд «рабочих точек» пересечения расходно-напорных характеристик насоса и внешней сети для различных значений концентрации пульпы. При установлении расходно-напорной характеристики насоса пересчитывается эталонная индивидуальная характеристика с воды на гидросмесь:

$$H_{CM}^H = H_0(1 + c_0^{1,2} \Psi_{CP}^{-0,5}), \quad (1)$$

где  $H_{CM}^H$  – напор нового насоса на гидросмеси, м;  $H_0$  – напор насоса на воде, м;  $c_0$  – действительная объёмная консистенция гидросмеси,

$$c_0 = \frac{\rho_B}{\rho_T M + \rho_B}; \quad (2)$$

$M$  – содержание единиц массы воды в смеси;  $\rho_B, \rho_T$  – плотность воды и твердой фазы, кг/м<sup>3</sup>;

$\Psi_{CP}$  – коэффициент транспортабельности многофракционного грунта,

$$\Psi_{CP} = 0,01 \sum \Psi_I p_I, \quad (3)$$

где  $\Psi_I$  – коэффициенты транспортабельности для стандартных фракций грунта;  $p_I$  – их процентное содержание в составе пробы, %

В таблице приведен пример гранулометрического состава и коэффициентов транспортабельности фракций хвостов обогащения Качканарского ГОКА.

Параметры хвостов обогащения Качканарского ГОКА

$d_i$	0,074	0,107	0,210	0,42	1,08
$\psi_i$	0,02	0,020	0,200	0,40	0,8
$p_i$	44,00	20,80	10,40	14,60	10,20

Для определения характеристики сети (пульпопровода) вначале находят критическую скорость гидросмеси:

$$v_{KP} = 10,466\sqrt{C_0\psi_{CP}R^2}, \quad (4)$$

где  $R$  – радиус трубопровода. Затем вычисляют среднюю скорость движения гидросмеси:

$$v = \frac{Q}{\pi R^2}, \quad (5)$$

где  $Q$  – объёмный расход,  $m^3$  и гидравлические потери:

$$I_{CM} = \frac{790v^2}{R(\lg 2vRv^{-1} - 1)^2} + \frac{\kappa v_{KP}}{vR}, \quad (6)$$

$\kappa = 0,05d_{CP}\sqrt[4]{jco^3}$ ;  $d_{CP} = 0,01\sum d_I p_I$  – средневзвешенная крупность транспортируемой смеси, м;  $j$  – коэффициент разнотерности, определяемый по гранулометрическому составу смеси;  $v$  – кинематический коэффициент вязкости воды, м/с.

По указанным характеристикам определяется напор в сети:

$$H_C = H_T \rho_{CM} + 1,1 \cdot I_{CM} L, \quad (7)$$

где  $H_T$  – геодезическая высота установки, м;  $\rho_{CM}$  – плотность транспортируемой смеси, кг/м<sup>3</sup>;

$$\rho_{CM} = \frac{(\mu + 1)\rho_B}{\rho_T \mu + \rho_B}, \quad \rho_{CM} = \frac{(\mu + 1)\rho_B}{\rho_T \mu + \rho_B}, \quad (8)$$

где  $L$  – длина трубопровода.

Для установления соответствия режима работы пульпонасосной установки, максимальному КПД существует два способа: выбор диаметра напорного трубопровода на этапе проектирования, изменение индивидуальной характеристики насоса путем уменьшения диаметра рабочего колеса или изменение частоты вращения ротора насоса.

Большое количество аварий гидротранспортных систем вызвано гидравлическим ударом – явлением резкого повышения давления в трубопроводе, обусловленным изменением скорости течения жидкости. Расчёт величины скачка давления в пульповоде возможно провести на основе анализа энергетических затрат при гидравлическом ударе.

Изменение кинетической энергии гидросмеси может быть определено по формуле:

$$\Delta T = \frac{1}{2} \rho_B v_0^2 (\pi R^2 l - \frac{G_{ПЗ}}{g \rho_{ТВ}}) + \frac{G_{ТВ} \alpha^2 v_0^2}{2g}, \quad (9)$$

где  $l$  – расстояние от места подачи гидросмеси до места закупорки, м;  $G_{ТВ}$  – вес твёрдого материала в магистрали, Н;  $v_0$  – скорость течения несущей среды в трубопроводе до гидравлического удара, м/с;  $\alpha v_0$  – скорость движения твёрдой фазы, м/с;  $\alpha$  – коэффициент сдвига (отставания или опережения воды твёрдой фазой).

Работа, расходуемая на деформации стенок трубопровода, воды и транспортируемого твёрдого материала, определяется в виде:

$$\sum A = A_{TP} + A_B + A_{ТВ} = \left[ \frac{\pi R^3 l}{E_T \delta} + \frac{\pi R^2 l}{2K_B} + \frac{(1 - 2v_{ТВ}) G_{ТВ}}{E_{ПЗ} \rho_B g} \right] (\Delta P_{УД})^2. \quad (10)$$

Приравняв (9) и (10), можно получить выражение, определяющее величину скачка давления при гидравлическом ударе в пульповоде.

Приведенные зависимости определяют ключевые позиции в гидравлических расчётах при гидротранспортировании. В соответствии с ними корректируются стандартные программы гидравлических расчетов на ЭВМ: «SynerGee Water» (разработчик компания Advantica) и «Bentley Hammer V8i Edition» (разработчик компания Bentley), применяемые в настоящее время для водоводов с питьевой водой.

## К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНЫХ ЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВЕ РАССМОТРЕНИЯ КВАЗИПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ИХ РЕШЕТКАХ

*ПОПОВ Ю. В., ТАРАСОВ С. П., ГОРШКОВА Э. М.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

При обосновании параметров аэродинамически активных защитных устройств, потолочина и боковые стенки которых выполнены в форме решёток аэродинамически обтекаемых листовых или профильных лопаток [1, 2], необходимо, прежде всего, рассмотрение их взаимодействия с ударной взрывной волной. При этом решётки лопаток потолочины и боковых стенок следует рассматривать отдельно, ввиду принципиальных различий их функционального назначения (см. рисунок). Потолочина и четыре боковые стенки устройства выполнены в виде решеток аэродинамически обтекаемых лопаток. При этом лопатки потолочины установлены под углом не более  $\pm 5^\circ$  по отношению к направлению ударной взрывной волны, а направление лопаток боковых стенок составляет с ней угол  $20-40^\circ$ . Такая конструкция устройства обеспечивает снижение подъемной силы, действующей на него, от взрывной волны за счет минимального аэродинамического сопротивления потолочины. При прохождении взрывной волны через боковые стенки за счет расположения лопаток под соответствующим углом к ударной взрывной волне, создается сила, направленная вниз и прижимающая устройство к поверхности выработки, обеспечивая его устойчивость [1].

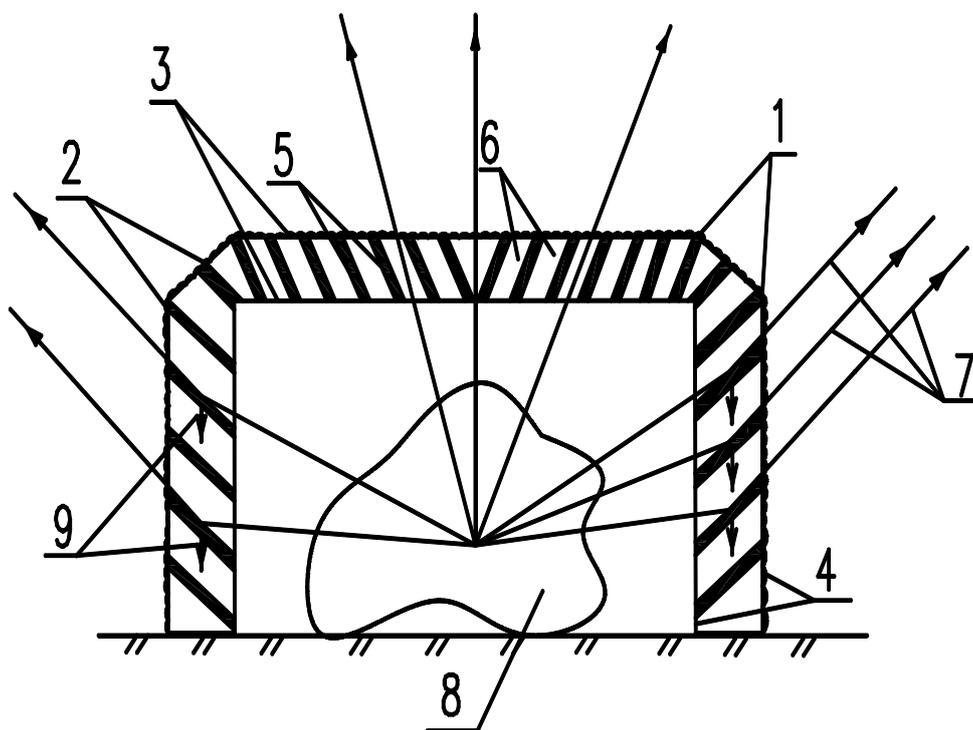


Схема аэродинамически активного защитного устройства:

1, 2 – защитные стенки; 3, 4 – опорные конструкции устройства; 5 – лопатки решетки потолочины; 6 – межлопаточные каналы потолочины; 7 – направление ударной взрывной волны; 8 – взрываемый негабарит; 9 – векторы прижимающей силы

Течение воздушных потоков в межлопаточных каналах аэродинамически активных решёток лопастей рассматриваемых устройств может быть отнесено к числу сложных и нестандартных, трудно подающихся математическому описанию. Однако если представить это течение как квазипотенциальное [2], то его рассмотрение позволит проще получить результаты, которые могут быть обобщены и на случай реальных процессов.

Определяющим при обосновании параметров рассматриваемых устройств является изучение взаимодействия их аэродинамически активных решёток боковых стенок и потолочины с фронтом ударной взрывной волны.

На основе теории сильного точечного взрыва [3] перепад давления в ударной волне

$$\Delta P = 25000 \left( \frac{r_0}{r_H} \right)^3, \quad (1)$$

где  $r_0$  – радиус заряда;  $r_H$  – расстояние от центра взрыва до фронта ударной волны.

Также в соответствии с теорией сильного точечного взрыва

$$\Delta P \approx P_H = \frac{2}{\gamma+1} \cdot \rho_a \cdot C_{уд}^2, \quad (2)$$

где  $\gamma$  – показатель адиабаты воздуха;  $\rho_a$  – плотность атмосферного воздуха;  $C_{уд}$  – скорость фронта ударной волны;  $P_H$  – давление на фронте ударной волны.

Следовательно, зная значение  $P_H$ ,  $\gamma$  и  $\rho_a$ , может быть определен важнейший для дальнейших расчетов параметр  $C_{уд}$ .

На основе формулы (2) имеем:

$$C_{уд} = \sqrt{\frac{P_H (\gamma+1)}{2\rho_a}}. \quad (3)$$

Таким образом, на основе (1), (2) и (3) могут быть определены основные исходные данные для обоснования параметров аэродинамически активных защитных устройств для производства взрывных работ.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент № 101540 РФ, МПК F42Д 5/00. Защитное устройство для разрушения негабаритов горных пород, С. А. Тимухин, П. И. Тарасов, С. П. Тарасов (РФ). – Заявка 05.04.2010; опубликовано 20.01.2011 Бюл. № 2.
2. Тимухин С. А., Попов Ю. В. Некоторые особенности аэродинамики квазипотенциальных процессов диагональных газоздуховодных устройств // Материалы IX Международной научно-технической конференции «Технологическое оборудование для горной нефтегазовой промышленности». Екатеринбург: УГГУ, 2011. С. 150-153.
3. Баум Ф. А., Станюкевич К. П., Шехтер Б. И. Физика взрыва. М: Физматиз, 1959. 800 с.

## СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КВАЗИПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ, ОБУСЛОВЛЕННЫХ УДАРНОЙ ВЗРЫВНОЙ ВОЛНОЙ, С РЕШЕТКАМИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНЫХ ЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ

*КОСАРЕВ Н. П., ТИМУХИН С. А., ТАРАСОВ С. П.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Решётки лопаток боковых стенок и потолочины аэродинамически активных защитных устройств для разрушения негабаритов горных пород [1, 2] с точки зрения аэродинамики представляют собой неподвижные лопаточные венцы, взаимодействующие с ударной взрывной волной, распространяющейся по полусфере при взрыве негабарита.

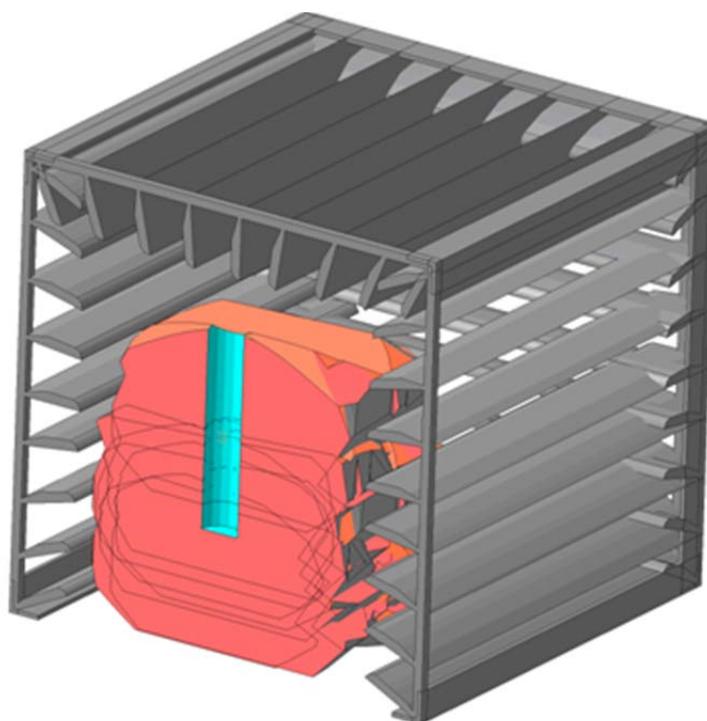


Схема аэродинамически активного защитного устройства

На основе теории точечного взрыва [3] можно полагать, что ударная волна будет сильной, так как решётки лопаток, как потолочины, так и боковых стенок устройства расположены на расстояниях, близких к источнику взрыва. С учетом этого можно пренебречь собственной энергией воздуха, который вовлекается в движение, так как атмосферное давление  $P_a$  несравнимо мало по сравнению со значением давления  $P_H$  на фронте ударной волны.

В общем случае перепад волны в ударной волне  $\Delta P = P_H - P_a$ , т. е. с учетом принятого допущения  $\Delta P \approx P_H$ .

Поскольку на фронте сильной ударной волны выполняется условие [3]

$$P_H = \frac{2}{\gamma + 1} \cdot \rho_a \cdot C_{уд}^2, \quad (1)$$

где  $\gamma$  – показатель адиабаты воздуха;  $\rho_a$  – плотность атмосферного воздуха;  $C_{уд}$  – скорость фронта ударной волны, то значение скорости  $C_{уд}$  основного параметра для последующих расчетов может быть определено по уравнению

$$C_{уд}^2 = \sqrt{\frac{P_H(\gamma + 1)}{2\rho_a}}. \quad (2)$$

Учитывая сложный и нестационарный характер течения воздушного потока в межлопаточных каналах решётки защитного устройства, представляется целесообразным в первом приближении рассматривать этот поток как квазипотенциальный. С учетом этого и основных положений аэродинамики [4, 5] сила воздействия фронта ударной волны на решётку, например, боковых стенок защитного устройства в направлении оси решётки  $T_x$ , может определяться по уравнению:

$$T_x = t \cdot l \cdot C_{уд1} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho (C_{уд1} \cdot \cos \alpha_1 - C_{уд2} \cdot \cos \alpha_2), \quad (3)$$

где  $t$  – шаг решетки лопаток (расстояние между лопатками по внутренней поверхности боковых стенок устройства);  $l$  – длина лопатки.

Сила, действующая перпендикулярно оси решётки:

$$T_y = \rho_a \left[ (C_{уд1} \cdot \cos \alpha_1)^2 - (C_{уд2} \cdot \cos \alpha_2)^2 \right] l \cdot t. \quad (4)$$

Равнодействующая сила  $T$ , значение которой необходимо знать при выполнении прочностных расчетов лопаток и конструкции защитного устройства, может определяться как диагональ прямоугольника со сторонами  $T_x$  и  $T_y$ .

При определении параметров решёток боковых стенок защитного устройства необходимо также соответствующее обоснование густоты решётки лопастей, как с точки зрения аэродинамики, так и с точки зрения обеспечения необходимой прочности устройства.

Согласно теории аэродинамики полное изменение направления движения воздушного потока в неподвижных лопаточных венцах достигается при густоте решётки этих венцов  $\tau \approx 2$ . При этом  $\tau = b/t$ , где  $b$  – ширина лопаток, которая в условиях нашей задачи может быть предварительно задана. Отсюда в первом приближении густота решёток боковых лопаток устройства может быть принята  $\tau = 2$ , с последующим уточнением этой величины после выполнения прочностных расчетов устройства.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патент №101540 РФ, МПК F42Д 5/00. «Защитное устройство для разрушения негабаритов горных пород», С. А. Тимухин, П. И. Тарасов, С. П. Тарасов (РФ). – Заявка 05.04.2010; опубликовано 20.01.2011. Бюл. № 2.
2. Патент №107343 РФ, МПК F42Д 3/04. «Защитное устройство для разрушения негабаритов горных пород», С. А. Тимухин, П. И. Тарасов, С. П. Тарасов (РФ). – Заявка 12.01.2011; опубликовано 10.08.2011. Бюл. № 22.
3. Баум Ф. А., Станюкевич К. П., Шехтер Б. И. Физика взрыва. М: Физматиз. 1959. 800 с.
4. Экк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. М., 1959. 566 с.
5. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. М., 1984. 240 с.

## ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НАПЛАВЛЕННЫХ ПОКРЫТИЙ

*БРУСНИЦЫН И. А., МИНАБАШЕВ А. Л., ЗАПЕВАЛОВ А. С.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Экономическая целесообразность ремонта обусловлена возможностью повторного использования большинства деталей как годных, так и предельно изношенных после восстановления. Это позволяет осуществлять ремонт в более короткие сроки с меньшими затратами металла и других материалов по сравнению с затратами при изготовлении новых машин. Около 75 % деталей, выбраковываемых при первом капитальном ремонте горного оборудования, являются ремонтпригодными, либо могут быть использованы вообще без восстановления. Поэтому целесообразной альтернативой расширению производства запасных частей является вторичное использование изношенных деталей, восстанавливаемых в процессе ремонта [1].

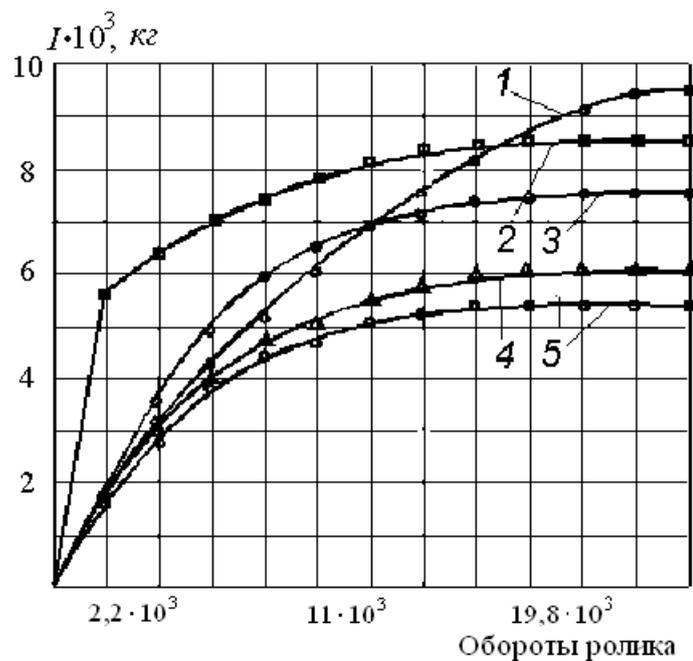
Процесс наплавки отличается большой гибкостью: непосредственно на поверхности детали можно получать сплавы с различными свойствами. Характерной особенностью процесса наплавки является воздействие на основной металл (деталь) высоких температур, которые могут быть причиной большой глубины проплавления основного металла, как, например, при наплавке под флюсом, понижения поверхностной твердости, прочности и жесткости термически обработанной детали и др. Поэтому необходимо регулировать долю основного металла в металле наплавки. Эта регулировка нужна для того, чтобы при наплавке высоколегированных металлов не происходило разбавления наплавленного слоя компонентами из основного металла, ухудшающими свойства покрытия. Многослойная наплавка уменьшает влияние состава основного металла.

В последние годы наблюдается исключительно бурное развитие технологий нанесения защитных и износостойких покрытий. Результатом можно считать несомненные успехи в увеличении конструктивной прочности изделий, достигнутые за счет напыления покрытий детонационно-газовым, струйно-плазменным, ионно-плазменным и другими прогрессивными методами. Повышение надежности и долговечности деталей обусловлено не только технологиями, но и совершенством методик, используемых для изучения структуры и свойств покрытий и материалов с покрытиями.

Наплавку на детали из стали 45 проводили в среде углекислого газа электродами Св-08Г2С, Нп-2Х13 и Нп-30ХГСА (расход  $\text{CO}_2$  – 20 л/мин; сила тока 400 А; напряжение 26 В; скорость наплавки 40 см/мин). Измерение износостойкости металла покрытия проводили на лабораторном стенде.

**Износостойкость** наплавленного покрытия определяется материалом применяемой электродной проволоки, режимами наплавки и специфическими особенностями, свойственными каждому из способов в отдельности: защитным газом при наплавке в среде защитных газов или флюсом при наплавке под флюсом, или охлаждающей жидкостью при вибродуговой наплавке. Расходы этих материалов оказывают влияние на качество наплавленного металла покрытия и определяются режимами наплавки.

От качества материала электродной проволоки, в частности содержания в нем углерода и легирующих элементов, зависит структура наплавленного металла и его твердость, имеющие большое значение для достижения высокой износостойкости покрытий. Например, из сравнения относительной износостойкости покрытий, полученных наплавкой в среде углекислого газа проволоками Св-08Г2С, Нп-2Х13 и Нп-30ХГСА, в условиях граничного трения скольжения при удельном давлении 5 МПа (см. рисунок) следует, что наиболее высокой износостойкостью обладает металл наплавки проволокой Нп-2Х13 и наименьшей – Св-08Г2С. Износостойкость металла наплавки проволокой Нп-30ХГСА занимает промежуточное положение. Наплавка проволокой Нп-2Х13 по износостойкости немногим отличается от износостойкости эталона – стали 45, закаленной т. в. ч. на твердость HRC 56-62. Причинами различной износостойкости металла наплавки являются их структурные особенности.



Относительная износостойкость покрытий, полученных наплавкой в среде углекислого газа:

1 – наплавка проволокой Св-08Г2С; 2 – наплавка проволокой Нп-30ХГСА; 3 – наплавка проволокой Нп-30ХГСА, закаленная т. в. ч; 4 – наплавка проволокой 2Х13; 5 – сталь 45, закаленная т. в. ч.

При вибродуговой наплавке высокоуглеродистой проволокой типа Нп-80 износостойкость наплавленного металла получается достаточно высокой, но уступающей износостойкости хрома и стали 45, закаленной т. в. ч. на HRC 56–62. Неоднородность структуры и неравномерная твердость наплавленного металла способствуют повышению удельных давлений на контактных участках трущейся поверхности и развитию более высоких температур [2, 3].

При этом износостойкость наплавленных деталей обычно увеличивается в несколько раз.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Восстановление деталей машин.: Молодык Н. В., Зенкин А. С. М. :Машиностроение,,: 2010. 482 с.
2. Восстановление деталей машин: справочник / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов и др. М.: Машиностроение, 2003. 672 с.
3. Хазин М. Л. Теория и методы восстановления деталей горных машин: учеб. пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2005. 308 с.
4. Хасун А., Мorigани О. Наплавка и напыление / Пер. с яп. М.: Машиностроение, 1995. 240 с.

## ОЦЕНКА РЕСУРСА ЗАПОРНОГО ОРГАНА КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

БУЛАТОВ А. А. ФИЛАТОВ М. С.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В горнодобывающей, угольной и других отраслях промышленности широко используются поршневые компрессоры, работу которых, тепловой режим, производительность и удельный расход электроэнергии определяют, в основном, клапаны. Надежность работы клапана существенно зависит от качества материала запорного органа.

Потому необходимо обоснованно выбирать материал запорного органа, наиболее подходящий к конкретному клапану и обеспечивающие его максимальную наработку на отказ в заданных условиях эксплуатации. К основным конструктивным параметрам запорного органа (ленты) относятся материал и геометрические характеристики ленты.

Для выбора материала запорного органа (ленты), который можно использовать при заданных конструктивных параметрах клапана, предложено условие [1]:

$$\sigma_{\text{общ}} < \begin{cases} \sigma_R \\ [\sigma_{\text{и}}] \end{cases} \quad (1)$$

где  $\sigma_R$  – предел выносливости,  $[\sigma_{\text{и}}]$  – допускаемое напряжение изгиба.

Неравенство (1) описывает три возможных варианта.

1) Если текущее напряжение удовлетворяет условию  $\sigma_{\text{и}} < \sigma_R$ , то запорный орган, выполненный из принятого материала, в данной конструкции клапана может работать практически бесконечно, т. к. соблюдается условие упругой деформации материала.

2) Если текущее напряжение  $\sigma_{\text{и}}$  удовлетворяет условию  $\sigma_{\text{общ}} > [\sigma_{\text{и}}]$ , то запорный орган разрушается, как только текущее напряжение превышает значение  $[\sigma_{\text{и}}]$ . Следовательно, при заданных конструктивно-технологических параметрах клапана применять выбранный материал запорного органа не рационально.

3) Если текущее напряжение удовлетворяет условию  $\sigma_R < \sigma_{\text{общ}} < [\sigma_{\text{и}}]$ , то в этом случае материал ленты подвергается циклической упругопластической деформации. При наличии циклической деформации в материале происходит накопление усталостной пластической деформации, что приводит к зарождению усталостных микротрещин.

В машиностроении, где детали могут подвергаться многим миллионам перемен нагрузки, необходимо знать предел усталости данного материала в условиях данных машины и детали (при конкретном виде нагружения, концентрации напряжений, состоянии и способе упрочнения поверхности, и др.).

Сопротивление усталости образцов и конструкций из одного и того же материала зависит от состояния поверхности (грубо обработанная или тщательно отполированная), от вида нагружения и вида напряженного состояния (осевое растяжение-сжатие или циклический изгиб, изгиб при вращении), от присутствия в составе нагрузки постоянного компонента (асимметрии нагружения), роли среды, температуры и т. п.

Максимальное напряжение в цикле нагружения, увеличивающееся благодаря среднему растягивающему напряжению, способствует преодолению трещиной структурных барьеров, границ зерен и развитию микротрещин в соседние зерна, подрастанию трещин.

Для сталей в машиностроении используется следующее соотношение С. В. Серенсена :

$$\sigma_R = \sigma_{-1} - \psi \sigma_m \quad (2)$$

где  $\psi = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$  коэффициент «чувствительности материала к среднему напряжению»,  $\sigma_0$  – предел усталости при  $R=0$ , т. е. при пульсирующем растяжении. Для сталей невысокой прочности:  $\psi = 0,1-0,2$ ; а для сталей повышенной прочности:  $\psi = 0,2-0,3$ .

Запорный орган клапана подвергается действию напряжения изгиба при циклическом нагружении с постоянной величиной амплитуды и продолжительностью цикла нагружения.

В поршневых компрессорах общего назначения применяются клапаны с диаметрами пазов от 100 до 320 мм и толщиной ленты  $0,3 \div 0,5$  мм [2, 3].

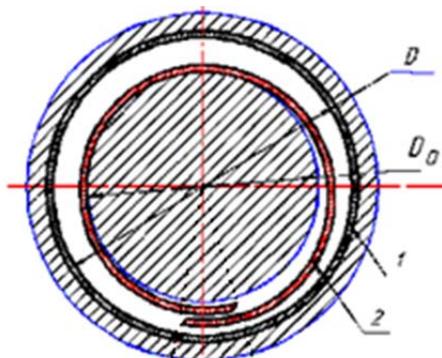


Схема деформации разрезного кольца (ленты) в клапане:

1 – клапан закрыт; 2 – клапан открыт,  $D_0$  – диаметр ограничителя клапана (внутренний диаметр паза седла клапана),  $D$  – наружный диаметр паза седла клапана

Рассмотрим запорный орган (ленту), установленный в паз клапана с наружным диаметром 100 мм и выполненный из стали 65Г. Для стали 65Г после закалки с охлаждением в масле  $\sigma_{-1} = 340$  МПа и  $[\sigma_{и}] = 210$  МПа. Лента имеет гладкую поверхность, сталь среднепрочная, поэтому принимаем  $\psi = 0,2$ . Тогда по соотношению Серенсена (2)  $\sigma_R = 340 - 0,2 \cdot 135 = 313$  (МПа).

Сравним два конструктивных варианта запорных органов, отличающихся значением коэффициентов прочности  $\chi_1 = 100$  и  $\chi_2 = 50$  [2].

В первом случае, в процессе работы запорный орган подвергается напряжению изгиба, которое можно рассчитать по формуле (1), число циклов работы составит:

$$N = \left( \frac{340}{210} \right)^6 \cdot N_0 = 18N_0,$$

где значение  $N_0$  соответствует симметричному циклу.

Во втором случае выполняется условие  $\sigma_R < \sigma_{общ} < [\sigma_{и}]$  и число циклов работы будет равно:

$$N = \left( \frac{340}{532} \right)^6 \cdot N_0 = 0.07N_0.$$

Запорный орган проработает непродолжительное время – в 257 раз меньше, чем в первом случае.

Таким образом, предложенное условие позволяет оценить ресурс запорного органа клапана поршневого компрессора.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

1. Волегов С. А., Хазин М. Л. Выбор конструктивно-технологических параметров замыкающего органа клапана поршневого компрессора // Изв. вузов. Горный журнал. 2010. № 4, с. 78 – 81.
2. А. с. № 564481 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 04 В 39/10, F 16 К 15/14 . Прямоточный клапан / П. П. Фролов, В. Т. Дмитриев (СССР). № 2101736/06; Заявлено 31.01.1975; Оpubл. 05.07.1977. Бюл. № 25.
3. А. с. № 1229423 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 04 В 39/10, F 16 К 15/14. Прямоточный клапан / В. Т. Дмитриев, А. П. Фролов, С. А. Волегов, Д. Г. Закиров (СССР). № 3812391/25-06; Заявлено 10.11.1984; Оpubл. 07.05.1987, Бюл. № 17.
4. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств: справочник. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990. 669 с.

## ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИЕЙ

КОЛГУНОВ А. В., ЕГОРОВ И. И.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Долговечность восстанавливаемых деталей в значительной мере может быть повышена упрочнением их поверхностного слоя. Упрочнение целесообразно для коленчатых валов, поворотных цапф, валов, деталей рам и других деталей, работающих при циклических нагрузках. Упрочнение целесообразно и для других деталей, например, шеек валов коробок передач и задних мостов, поскольку износостойкость этих деталей после упрочнения значительно повышается.

При пластической деформации (наклепе) поверхности детали образуется слой, структура и свойства которого отличаются от материала сердцевины. Вследствие этого данный слой с искаженной структурой можно рассматривать как покрытие, сформированное пластической деформацией.

При упрочнении деталей обработкой роликом или шариком глубина и интенсивность наклепа, твердость и шероховатость упрочненного поверхностного слоя зависят от режимов упрочнения и свойств материала упрочняемой детали – поверхностной твердости и шероховатости.

*Качество поверхности.* При прочих равных условиях, с увеличением пластичности металла заготовки и снижением его твердости, улучшается чистота поверхности, повышаются глубина и степень наклепа и снижаются остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое. Большое влияние на качество обработки имеет состояние поверхности, подготовленной под обкатку роликом. Она не должна иметь микро- тем более макротрещин, рисок и вырывов.

Влияние режимов на качество обработки зависит от свойств обрабатываемых материалов и назначения обкатывания (отделочная или упрочняющая обработка). Например, при отделочной обработке выбирается минимальное давление, при котором получается заданная шероховатость, а при упрочняющей – минимальное, при котором обеспечивается требуемое упрочнение (рис. 1 и 2).

При выборе режимов обработки следует иметь в виду, что величина давления на ролик не должна превышать временное сопротивление металла, т. е. должна быть такой, чтобы не вызывать разрушения кристаллов в процессе пластической деформации металла.

Условное давление, необходимое для создания наклепанного слоя толщиной 0,05 радиуса упрочняемого вала, вычисляют по формуле

$$P_{0.35} = 12,5 \sigma_t (D/100)^2 .$$

*Прочностные свойства.* Обкатывание шариками и роликами повышает усталостную прочность и износостойкость деталей машин.

Повышение износостойкости связано с тем, что наклеп устраняет структурную неоднородность в поверхностном слое, возникшую при предварительной обработке. Структурная неоднородность весьма опасна при работе валков в условиях больших рабочих контактных напряжений, так как неоднородные зоны, значительно различаясь по удельному весу и свойствам, служат концентраторами напряжений и в местах перехода одной структуры в другую могут появляться трещины и выкрашивания. Оптимальные условия обкатывания устанавливаются опытным путем. Зная влияние технологических факторов на качество обработки, можно получать одинаковые результаты, варьируя режимы. Например, если невозможно вести обкатывание со значительным давлением, то требуемого улучшения микрогеометрии можно достигнуть, уменьшив диаметр шарика и величину его подачи (см. таблицу).

*Область применения.* Обкатыванию шариками или роликами подвергаются черные и цветные металлы с твердостью не более HB 400, деформируемые в холодном состоянии для повышения долговечности шеек коленчатых валов, поворотных цапф и цилиндрических

поверхностей других деталей. Дорнование и раскатывание отверстий роликами применяется для упрочнения цилиндров и гильз двигателей, отверстий нижних головок шатунов, различных втулок и других деталей.



Рис. 1. Зависимость шероховатости поверхности от давления на ролик и вида материала

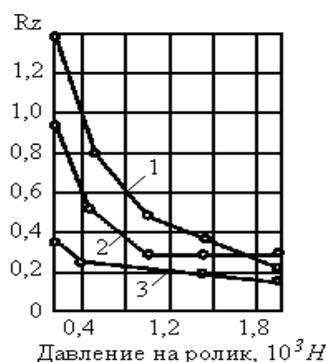


Рис. 2. Зависимость твердости от толщины покрытия:

1 – сталь; 2 – сталь 55; 3 – сталь А12

#### Влияние режимов обкатывания шариками на качество поверхности

Сталь	Качество поверхности до обработки			Режим обкатывания			Качество поверхности после обработки		
	<i>Ra</i>	твердость, НВ	давление на шарик, Н	подача, мм/об	диаметр шарика, мм	скорость обкатывания, мм/мин	увеличение твердости, %	<i>Ra</i>	толщина покрытия, мм
20	25	140	1471	0,15	30	120	80	0,4	2,0
45	6,3	190	1765	0,06	10	60	65	0,8	2,5
45	6,3	180	2451	0,12	10	60	50	0,8	2,0

Процесс обкатывания шариками или роликами применяют для отделочной обработки и упрочнения деталей машин или как сочетание отделки с упрочнением. Усталостная прочность деталей, изготовленных из прочной стали может быть повышена на 30–60 %, а качество поверхности до *Ra* 0,8-0,2. Обкатывание шариками или роликами значительно повышает износостойкость и усталостную прочность деталей машин, имеющих галтели, беговые дорожки и другие поверхности, работающие на изнашивание и являющиеся конструктивными концентраторами напряжений.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Восстановление деталей машин: Молодык Н. В., Зенкин А. С. М.: Машиностроение, 2010. 482 с.
2. Восстановление деталей машин: справочник / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов [и др.]. М.: Машиностроение, 2003. 672 с.
3. Надежность и ремонт машин: учеб. для вузов / В. Р. Курчаткин, Н. Ф. Тельнов, К. А. Ачкасов [и др.]. М.: Колос, 2000. 776 с.
4. Солод Г. И., Морозов В. И., Русихин В. И. Технология машиностроения и ремонт горных машин: учеб. для вузов. М.: Недра, 1988. 421 с.

## ОСОБЕННОСТИ КВАЗИПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕЧЕНИЯ В ГИБРИДНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМАХ

КОПАЧЕВ В. Ф.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Одним из направлений повышения адаптивных свойств главных вентиляторных установок (ГВУ) к меняющимся условиям проветривания горных выработок является применение компоновочных схем ГВУ с меньшими потерями в поверхностных комплексах.

Одним из таких компоновочных решений является использование гибридной радиально-диаметральной аэродинамической схемы. Реверсирование воздушной струи в такой аэродинамической схеме осуществляется обратным вращением ротора машины. При этом схема центробежного вентилятора при переводе его в реверсивный режим работы трансформируется в схему диаметральной машины [1].

Диаметральный режим работы характеризуется рядом особенностей. Воздушный поток дважды пересекает решетку лопастей, часть течения захватывается циркулирующим внутри рабочего колеса вихрем, интенсивность которого зависит от фактического рабочего режима вентилятора. Однако, несмотря на указанные факторы, основные линии тока в таком режиме находятся в параллельных плоскостях, перпендикулярных оси рабочего колеса.

Принимая за основу номинальный режим работы, в котором основное ядро потока имеет определенное значение и распределение скоростей по градиентам, данное течение можно считать квазипотенциальным. Рассматривая работу диаметрального вентилятора как последовательное прохождение потока через две решетки рабочего колеса при одинаковом расходе воздуха, проходящего через каждую, установим их силовое взаимодействие на транзитный поток, учитывая при этом каждую решетку рабочего колеса как отдельный элемент установки, совершающий определенную работу. Первая ступень является центростремительной, а вторая - центробежной.

Основными геометрическими параметрами, характеризующими работу установки в реверсивном режиме являются: углы охвата первой  $\gamma_1$  и второй  $\gamma_2$  решеток рабочего колеса и угол притекания потока к активной части рабочего колеса  $\alpha_{вх}$  из диффузора (рис. 1).

Для такой схемы справедливы следующие выражения, определяющие количественные характеристики потока воздуходувной машины. Коэффициент теоретического полного давления, развиваемого первой центростремительной ступенью вентилятора:

$$\Psi_{v1} = 2k_{ц} \left( \bar{D}_1^2 - \left( \frac{\bar{D}_1 \bar{b}_2 \text{ctg} \beta_1}{\pi \bar{b}_1 Y_1 (\bar{D}_1 - z_1 d \bar{l})} + \frac{\bar{b}_2 \text{ctg} \alpha_{вх}}{\pi Y_1} \right) \Phi_t \right), \quad (1);$$

где  $k_{ц}$  – коэффициент циркуляции;  $\bar{D}_1$  – относительный внутренний диаметр рабочего колеса;  $\beta_1$  – угол между окружной и относительной скоростями на входе потока в первую решетку;  $\bar{b}_1, \bar{b}_2$  – относительная ширина рабочего колеса по внутреннему и внешнему диаметру, соответственно;  $Y_1$  – характеристический параметр первой решетки:  $Y_1 = \frac{\gamma_1}{2\pi}$ ;  $Z_1$  – число

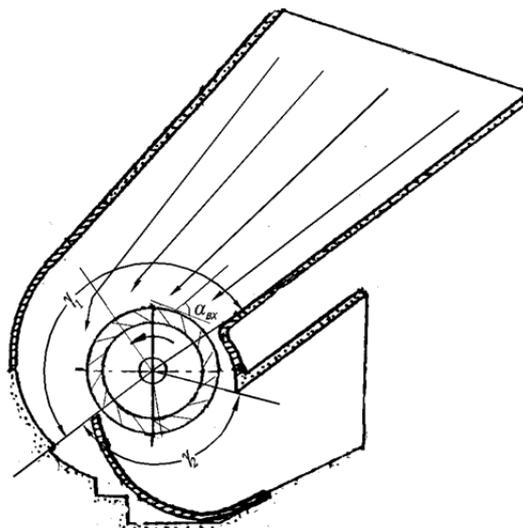


Рис. 1. Схема диаметрального режима работы вентилятора

лопаток рабочего колеса первой решетки;  $\bar{d}$  – относительная толщина лопатки,  $\varphi_t$  – коэффициент теоретической производительности вентилятора.

Коэффициент теоретического полного давления для второй ступени рассматриваемой конструкции:

$$\psi_{vr2} = 2k_u \left( 1 + \frac{\varphi_t \cdot \text{ctg}\beta_2}{\pi \cdot Y_2} - \bar{c}_{1u} \right), \quad (2)$$

где  $\beta_2$  – угол между окружной и относительной скоростями при выходе потока из второй решетки;  $\bar{c}_{1u}$  – относительная скорость закрутки потока, поступающего ко второй решетке;  $Y_2$  – характеристический параметр второй решетки:  $Y_2 = \frac{\gamma_2}{2\pi}$ .

Искомая расчетная характеристика центробежного вентилятора в реверсивном режиме может быть получена в результате рассмотрения совместной последовательной работы первой и второй решетки на внешнюю сеть с учетом потерь во всем диапазоне подач [2].

Результаты математического моделирования с учетом полученных выше зависимостей, а также физического моделирования на натуральных моделях гибридных аэродинамических схем, подтвердили правильность высказанных предположений (рис. 2).

Сопоставляя расчетные характеристики с экспериментальными, полученными в реверсивном режиме работы установки, можно отметить, что характер кривых характеристик давления  $\psi_{sv}^R$  одинаков, совпадение является удовлетворительным, среднеквадратичная относительная погрешность определения коэффициента давления в номинальном режиме работы составляет 3%.

Приведенные зависимости, построенные на особенностях квазипотенциального течения в гибридных аэродинамических схемах, позволяют в первом приближении определять их аэродинамические параметры с целью их дальнейшего применения при проектировании высокоэффективных компоновочных решений вентиляторных установок главного проветривания, обладающих низкими потерями, малыми габаритами и относительной простотой конструкции.

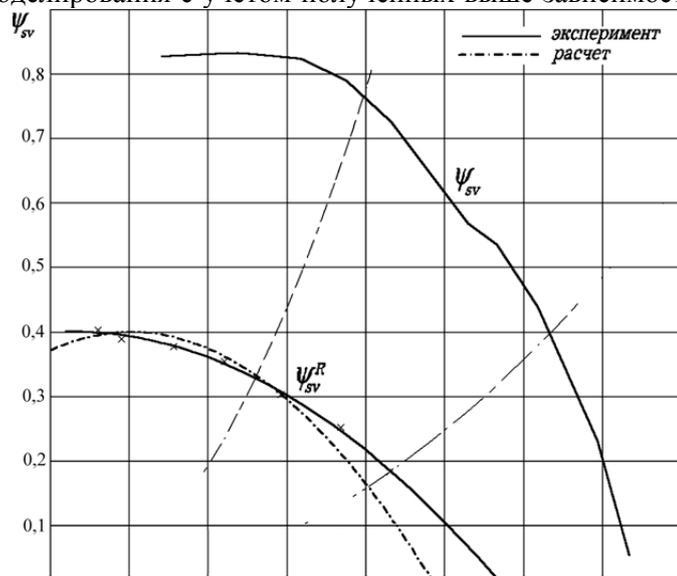


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные аэродинамические характеристики гибридной аэродинамической схемы

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А. Копачев В. Ф. О создании поверхностных комплексов центробежных главных вентиляторных установок без обводных каналов и переключающих ляд // Известия вузов. Горный журнал. 1997. № 7-8. С. 143-146.
2. Копачев В. Ф. Моделирование радиально-диаметральной установки главного проветривания. // Известия вузов. Горный журнал. 2005. № 2. С. 38-40.

## ОЦЕНКА УСТОЙЧИВЫХ МАКСИМУМОВ ПРИТОКОВ ВОДЫ В ГОРНЫЕ ВЫРАБОТКИ

ДОЛГАНОВ А. В., СТЕПАНОВ С. В., ИШИМОВ А. В.  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Известно, что насосное оборудование для откачки шахтных вод выбирается согласно требованиям правил безопасности, исходя из нормального притока. Определение же нормального притока является непростой задачей, так как он зависит от коэффициента водообильности:

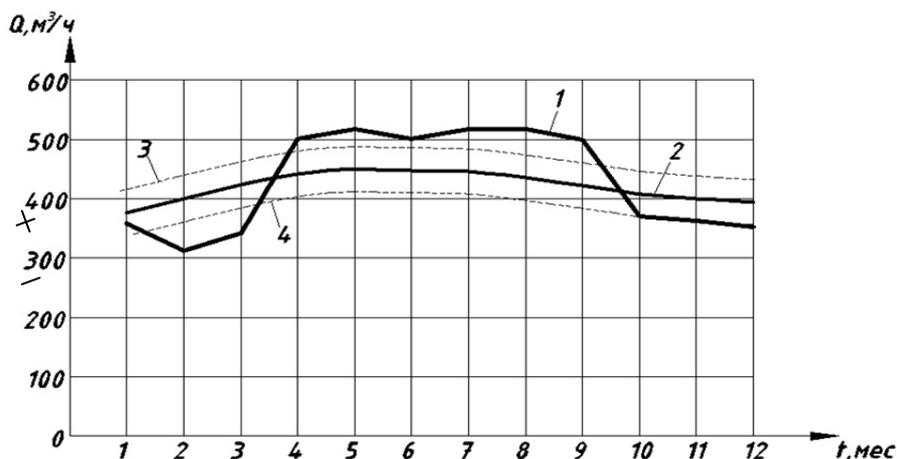
$$Q_{\text{ОЖ}} = \kappa_{\text{В}} \cdot A_{\text{Г}},$$

где  $\kappa_{\text{В}}$  – коэффициент водообильности;  $A_{\text{Г}}$  – годовая производительность шахты;  $Q_{\text{ОЖ}}$  – ожидаемый приток, который принимается за нормальный.

Коэффициент водообильности шахт – это отношение количества откачанной воды к объёму добытого за тот же период полезного ископаемого. И сложность заключается в том, что эта величина весьма непостоянная и меняется в больших пределах.

Таким образом, значение минимальной подачи насоса, определённое данным способом, является недостаточно обоснованным. Отсюда и необоснованный выбор оборудования, который может стать причиной затопления шахты или неэффективного использования оборудования.

Для более эффективного решения этой проблемы может быть предложено использование значения устойчивого максимума притоков. За исходные данные при этом принимаются притоки воды по месяцам за предшествующие периоды времени (см. рисунок).



Зависимость притоков за предшествующий год от времени по шахте «Северопесчанская»

На основе обработки статистических данных\* по притокам ш. «Северопесчанская» в течение предшествующего года на рисунке представлено уравнение регрессии (кривая 2) с доверительными интервалами (кривые 3 и 4). По нашему мнению, уровень ожидаемых притоков, соответствующий положительному значению доверительного интервала (кривая 3), может быть более достоверной основой для расчета и выбора всего комплекса водоотливного оборудования.

\* Афанасьев А. И., Потапов В. Я. Математическая обработка результатов эксперимента: учеб. пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 2004. 148 с.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОРРОЗИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ВОЗДУХА НА СОСТОЯНИЕ ЛОПАТОК РАБОЧИХ КОЛЕС ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ**

*СТЕПАНОВ А. М., ПОПОВ Ю. В.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

На сегодняшний день требования к надежности и долговечности вентиляторных установок неуклонно возрастают. Срок службы любого агрегата зависит от срока службы его составных частей, и в первую очередь следует рассматривать наиболее уязвимые узлы машины. В случае вентиляторов, одна из самых частых неисправностей – поломка лопаток рабочего колеса. Лопатки вентиляторов испытывают в общем случае сложный комплекс статических и динамических нагрузок, которые приводят к накоплению повреждений в лопатке по механизмам малоциклового и многоциклового усталости соответственно.

До 60 % поломок лопаток вентилятора носят усталостный характер. Усталостные повреждения лопаток в виде трещин на их кромках во многом являются следствием коррозионного воздействия среды. Влияние коррозионных сред на термическую усталость материалов проявляется как на стадии зарождения, так и на стадии развития трещин. Это способствует более раннему зарождению трещин и их развитию с большей скоростью, чем при испытаниях на воздухе [1].

Существующие методы испытаний лопаток имеют низкий уровень воспроизведения повреждаемости или требуют большой длительности и затрат на испытания. Поэтому актуальной является задача разработки метода испытаний, обеспечивающего полное воспроизведение коррозионной повреждаемости лопаток в испытаниях совместно с повреждаемостью от механических и термических нагружений, что позволит достоверно оценивать надежность лопаток рабочего колеса.

Вызывая поверхностное повреждение материала лопаток, коррозия оказывает существенное влияние на скорость развития в нем трещин и скорость протекания пластической деформации при высокой температуре. Ускоряющее влияние коррозионной среды на эти процессы приводит к преждевременным разрушениям, как при статическом, так и при циклическом нагружении [2].

Коррозионное влияние среды на материал, находящийся под длительным действием статических напряжений, приводит к снижению длительной прочности и тем больше, чем больше временной интервал нагрузки.

Сульфидно-оксидная коррозия материалов вызывает, наряду с уменьшением их долговечности под постоянной нагрузкой, увеличение скорости пластической деформации. Ползучесть в коррозионной среде происходит с большей скоростью на установившейся ее стадии (во втором периоде). Это влияние увеличивается при понижении напряжения и повышении температуры.

Коррозионная среда влияет как на многоцикловую, так и на малоцикловую прочность. Влияние коррозионных сред на усталостную прочность обычно больше, чем на длительную прочность.

Характер и интенсивность высокотемпературных коррозионных повреждений лопаток вентилятора определяются следующими факторами:

- характеристиками коррозионной стойкости лопаточных материалов;
- антикоррозионными свойствами защитных покрытий;
- уровнями действующих статических и вибрационных нагрузок;
- температурой лопаток;
- концентрацией коррозионно-активных веществ в воздушной среде [3].

Учитывая чрезвычайно высокую сложность оценки повреждаемости лопаток вентилятора с учетом разнородности видов нагружения в условиях наличия коррозионно-активной среды, очевидно, что моделирование повреждаемости возможно только с применением экспериментального исследования.

Поскольку объем эксперимента весьма значителен, то актуальным является решение вопроса о его планировании из условия получения требуемой точности моделирования при минимально возможных временных и материальных затратах.

Необходимо отметить, что решение задачи с применением планирования эксперимента осложнено тем, что моделируется динамический процесс, т. е. в модели накопления повреждаемости помимо факторов нагружения присутствует фактор времени. В частности, при оценке уровня коррозионной повреждаемости лопаток необходимо располагать кинетическими характеристиками окисления.

При исследовании коррозионных процессов важно правильно выбрать критерий коррозионной стойкости. В качестве таких критериев в настоящее время наиболее широко используют:

- относительную потерю массы:  $\overline{\Delta M} = \frac{\Delta M}{F}$ ,
- глубину коррозионного повреждения:  $h = \frac{\overline{\Delta M}}{\rho}$ ,
- среднюю скорость относительной коррозионной потери массы:  $V = \frac{\overline{\Delta M}}{t}$  и др.,

где  $\Delta M$  — абсолютная потеря массы объекта исследования после удаления пораженного коррозией слоя, кг;  $F$  — площадь пораженной поверхности, м<sup>2</sup>;  $\rho$  — плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  — время наработки, ч.

Кинетические характеристики окисления определяются экспериментально для каждого лопаточного материала и описываются уравнениями регрессии:

$$\overline{\Delta M} = f(T, K, \tau),$$

где  $T$  — температура поверхности сплава;  $K$  — концентрация коррозионноактивных соединений в газовом потоке;  $\tau$  — время.

Получение характеристик возможно на испытательных стендах на образцах или моделях из соответствующих жаропрочных сплавов. Контроль теплового состояния испытываемых объектов осуществляется их термометрированием, а заданная концентрация коррозионно-активных соединений в газовом потоке достигается введением в рабочий воздух необходимого количества этих соединений.

Поскольку получение кинетических характеристик материала требует проведения большого объема экспериментов, то применение методов теории запланированного эксперимента позволяет повысить эффективность экспериментального исследования.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нихамкин М. А., Семенова М. В., Любчик О. Л. Комплексный расчетный анализ прочности лопаток компрессора при их повреждение посторонними предметами // Вестник Пермского государственного технического университета. Механика. 2010. № 3. С. 19-30.
2. Шулекин В. Т., Лазарев Е. А. К разработке метода оценки влияния повреждений лопаток на характеристики вентиляторной ступени ТРДД ПС-90А // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. 2007. № 123. С. 68-73.
3. Гишваров А. С., Давидов М. Н. Учет разнородных видов механических и термических нагружений лопаток турбин в условиях высокотемпературной газовой среды // Вестник УГТАУ. 2008. Т. 11. № 2. С. 24-29.

## КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА УДЕЛЬНОЙ ЭНЕРГОЕМКОСТИ В ФУНКЦИИ ИЗБЫТОЧНОЙ НАПОРНОСТИ НАСОСОВ ЦНСК 300 - 480

ПЕТРОВЫХ Л. В.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Центробежные секционные насосы являются наиболее распространенными в шахтном водоотливе. Наличие избыточной напорности  $H_{изб}$  – это одно из условий стабильной работы центробежных насосов. Избыточная напорность расходуется на перемещение воды по сети трубопровода и преодоление сопротивления. Необходимость поддержания запаса избыточной напорности продиктована колебанием частоты питающей сети и частоты вращения приводного двигателя, разъеданием концов лопаток рабочих колес, их гидрообразивного износа и др.

Численно избыточная напорность  $H_{изб}$  определяется как разность фактического манометрического напора насоса и геодезической высоты нагнетания:

$$H_{изб} = H_m - H_r, \quad (1)$$

где  $H_m$  – фактический манометрический напор насоса, м;  $H_r$  – геодезическая высота нагнетания, м.

С увеличением избыточной напорности  $H_{изб}$  увеличивается значение удельной мощности  $q$ , т. е. количество энергии, затрачиваемой на откачивание воды.

$$q = \frac{N_H}{Q_H}, \quad (2)$$

где  $q$  – удельная мощность, кВт · ч/м<sup>3</sup>;  $N_H$  – мощность насоса, кВт;  $Q_H$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/ч.

В условиях рудника «Чибачий» ОАО «ВУР» (Открытое акционерное общество «Верхнеуральская руда») были проведены испытания по определению рабочих параметров трех центробежных насосов главного водоотлива типа ЦНСК 300-480.

Центробежные секционные насосы типа ЦНСК 300-480 предназначены для перекачивания в стационарных условиях воды, содержащей механические примеси не более 0,2 % по весу, температурой до 40° С. Насосы могут использоваться для откачки воды на водоотливе в шахтах с показателем кислотности pH 3,5-8,5. Экспериментальные данные по определению производительности трех насосов главного водоотлива ЦНСК 300-480 были получены при помощи расходомера «ВЗЛЕТ ПР», предназначенного для оперативного измерения расхода и объема жидкости с помощью накладных датчиков без вскрытия трубопровода. Расходомер-счетчик ультразвуковой портативный «ВЗЛЕТ ПР» устанавливался при замерах на напорный трубопровод насосных агрегатов. Расходомер обеспечивал измерение среднего объемного расхода при скорости потока до 13 м/с, что соответствует расходу, определяемому по формуле:

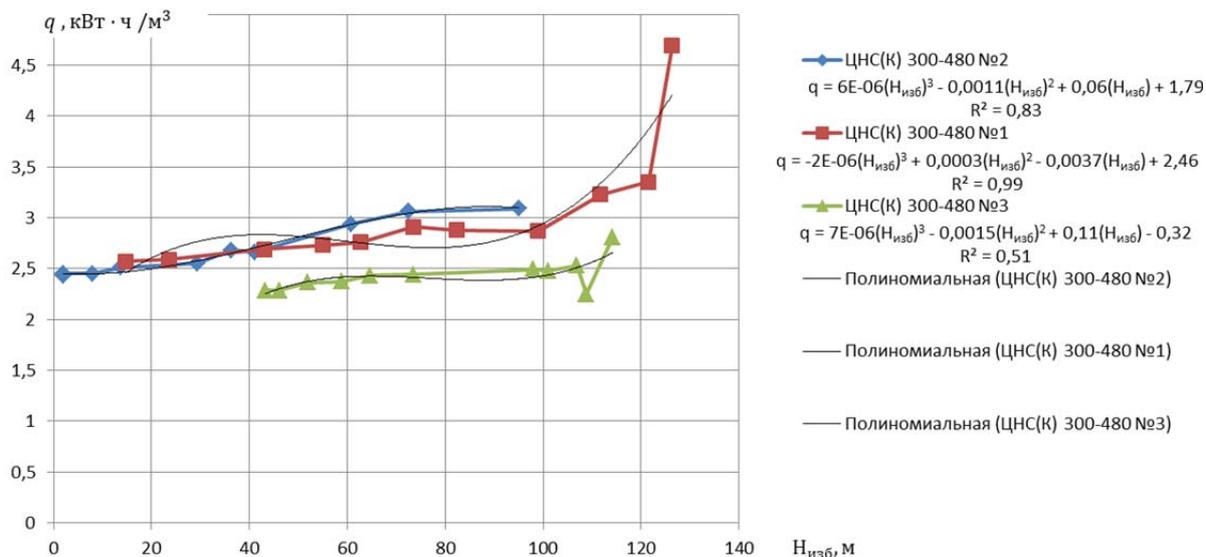
$$Q_H = 2,83 \cdot 10^{-3} \cdot V \cdot D_y^2, \quad (3)$$

где  $Q_H$  – измеряемый средний расход, м<sup>3</sup>/ч;  $V$  – скорость потока, м/с;  $D_y$  – диаметр условного прохода трубопровода, мм.

Напор каждого насоса  $H_m$  измерялся манометром ДМ2010С.У2, установленным на нагнетательной линии насосной установки. Данные силы тока и напряжения снимались с комплектного разделительного устройства в рудничном нормальном исполнении типа КРУ-РН-УХЛ5-ВВ.

На рисунке представлены зависимости удельной энергоемкости трех насосов  $q$  функции избыточной напорности в реальных условиях эксплуатации. Зависимости получены путем математической обработки результатов эксперимента с использованием метода наименьших квадратов и представляют собой полиномиальные функции третьей степени с корреляционным отношением для насоса № 1  $R^2 = 0,83$ ; для насоса № 2  $R^2 = 0,99$ ; для насоса № 3  $R^2 = 0,51$ .

Данные замеров и расчетных величин по насосам № 1, № 2, № 3 сведены в таблицу.



Зависимости удельной энергоёмкости насосов в функции избыточной напорности насосного агрегата  $q=f(H_{изб})$

Исходные данные для построения  $q=f(H_{изб})$

№ за-ме-ра	, м			, кВт			q, кВт·ч /			, м			, м		
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3
1	113,3	172,8	158,9	530,9	533,6	445,7	4,69	3,09	2,81	534,1	504,7	523,9	126,4	95,1	114,3
2	180,6	202,3	176,4	604,6	618,4	463,5	3,35	3,06	2,25	529,2	482,2	518,4	121,5	72,6	108,8
3	194,5	216,6	206,2	627,2	637,4	521,5	3,23	2,94	2,53	519,4	470,4	516,5	111,7	60,8	106,9
4	229,2	249,7	225,3	657,7	664,8	559,2	2,87	2,66	2,49	506,7	450,8	510,6	99,0	41,2	101,0
5	237,9	251,3	241,9	686,0	674,3	601,7	2,88	2,68	2,48	490,0	445,9	507,6	82,3	36,3	98,1
6	242,8	267,3	257,6	705,6	682,7	629,8	2,91	2,55	2,44	481,2	439,1	483,2	73,5	29,4	73,5
7	258,5	277,4	272,9	713,1	695,6	663,2	2,76	2,51	2,43	470,4	423,4	474,3	62,7	13,8	64,7
8	264,2	283,3	281,7	722,8	693,3	668,5	2,73	2,45	2,37	462,6	417,5	468,4	54,9	7,9	58,8
9	269,3	285,4	288,5	724,0	700,4	682,2	2,69	2,44	2,36	450,8	411,6	461,6	43,1	2,0	52,0
10	284,6	289,3	307,7	737,4	702,8	702,6	2,59	2,43	2,28	431,2	407,7	455,7	23,5	1,9	46,1
11	290,4	290,7	312,2	746,0	712,3	713,4	2,57	2,45	2,29	422,4	401,8	452,8	14,7	1,8	43,2

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А., Петровых Л. В., Егоров Б. Н. О избыточной напорности насосов шахтного водоотлива // Международная научно-практическая конференция молодых ученых и студентов. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. 419 с.
2. Афанасьев А. И., Потапов В. Я. Математическая обработка результатов эксперимента: учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2004. 148 с.
3. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. М.: Metallurgizdat, 1956. 532 с.

## АНАЛИЗ И КОРРЕКТИРОВКА СУЩЕСТВУЮЩИХ ПОДХОДОВ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАБОТЫ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ С УЧЕТОМ КРИТЕРИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ПАВ

*ЧУРКИН В. А., БОЯРСКИХ Г. А.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Несмотря на широкое распространение машин для измельчения и большое значение этого процесса в производстве, единой теории, которая подвела бы под процесс измельчения объединяющее математическое выражение, до сих пор не предложено. В 1867 г. П. Риттингер выдвинул гипотезу о том, что работа, расходуемая на измельчение материала, прямо пропорциональна вновь образованной поверхности. Согласно ей работа, затрачиваемая на измельчение, расходуется на преодоление сил молекулярного притяжения по поверхностям разрушения материала. Из рассуждений Риттингера следует, что работа измельчения прямо пропорциональна числу разделительных плоскостей. При дроблении куба, имеющего размер ребра  $D$  см, площадь поверхности раздела будет равна  $D^2$ , а работа дробления со степенью измельчения  $n$ :

$$A_{nD} = 6A_0D^2(n-1),$$

где  $A_{nD}$  – работа, затрачиваемая на измельчение частицы до степени  $n$  размером  $D$ , Н·м;  $A_0$  – удельная работа, затрачиваемая на образование единицы поверхности, Н/м;  $D$  – исходный размер измельчаемых частиц, м;  $n$  – степень измельчения.

Если принять  $6A_0(n-1) = k_R$ , то работа диспергирования примет вид:

$$A_{nD} = k_R D^2.$$

Спустя небольшой период времени, В. Л. Кирпичев предложил объемную теорию, которую часто называют теорией Кика. Кирпичев В. Л. (1874) и Ф. Кик (1885) установили, что работа, необходимая для измельчения материала при прочих равных условиях, изменяется прямо пропорционально его объему или массе, так как при измельчении работа тратится на деформации, предшествующие разрушению. По В. Н. Кирпичеву, работа дробления может быть выражена следующим уравнением:

$$A = \frac{\delta^2 V}{2E},$$

где  $A$  – работа деформации (разрушения), Н;  $\delta_{сж}$  – предел прочности, Н/м<sup>2</sup>;  $V$  – объем дробимого тела;  $E$  – модуль упругости измельчаемого материала при сжатии, Н/м<sup>2</sup>.

Объемная теория В. Л. Кирпичева основана на том, что материал деформируется под действием внешних сил, вызывающих в нем напряжения. Когда напряжения в материале становятся равными пределу прочности при сжатии, материал разрушается.

В последующем было распространено мнение, что каждая из гипотез справедлива для различных стадий измельчения и эти теории дополняют друг друга. В 1940 г. П. А. Ребиндер предложил формулу расхода энергии при измельчении материала, которая объединяет рассмотренные выше объемную и поверхностную теории. По наблюдениям Ребиндера, энергия, затрачиваемая на измельчение материала, представляет собой сумму работ, идущих на деформацию дробимого тела и на образование новых поверхностей. Эта энергия может быть выражена следующей формулой:

$$A = \frac{\delta^2 V}{2E} + K_R D^2 = k_K D^3 + k_R D^2.$$

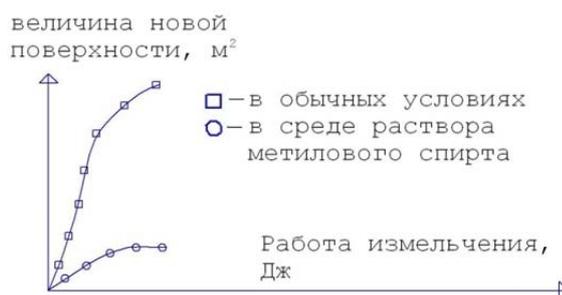
Первое слагаемое уравнения – формула Кирпичева-Кика, второе слагаемое – формула Риттингера, где  $K_R$  – коэффициент пропорциональности.

В 1951 г. Ф. Бонд выдвинул гипотезу процесса измельчения, в которой математически объединил теорию Риттингера и Кирпичева-Кика. В отличие от Ребиндера, который определял работу измельчения как алгебраическую сумму работ, Ф. Бонд предложил считать работу

дробления одного куска пропорциональной среднему геометрическому из объема и поверхности куска:

$$A = A_D + A_{II} = k_B \sqrt{D^3 D^2} = k_B D^{2,5}.$$

Все выше приведенные зависимости были выведены достаточно давно и уже не в полной мере учитывают то разнообразие факторов, которое имеет место быть в современном технологическом процессе измельчения. Так, ни одна из указанных гипотез не учитывает влияние среды измельчения, а именно факт использования ПАВ, в то время как химические реагенты оказывают весьма значительное воздействие на физико-механические свойства измельчаемых материалов и на саму производительность и эффективность процесса, которая проиллюстрирована на рисунке, отображающем зависимость величины образованной поверхности кварца при измельчении в обычных условиях и в среде раствора метилового спирта.



Зависимость величины образованной поверхности кварца при обычных условиях измельчения и в среде метилового спирта

Поэтому на основе уже осуществленных исследований в целях придания им большей адекватности предлагается учесть влияние ПАВ на общую величину работы диспергирования путем ввода дополнительного коэффициента, который должен учитывать применение ПАВ. В качестве величин, определяющих коэффициент  $K_{ПАВ}$ , были выбраны поверхностное натяжение жидкости (реагента), адгезия при контакте измельчаемого материала с жидкостью (реагентом) и температура, при которой происходит контакт горной породы с реагентом. Данный выбор обусловлен тем, что согласно эффекту Ребиндера при понижении поверхностной энергии твердого тела снижается и его прочность. Данное явление обязательно нужно учитывать при составлении и использовании формул работы диспергирования, и поэтому коэффициент, учитывающий влияние среды необходимо ввести в одну из наиболее адекватных зависимостей.

Коэффициент, учитывающий ПАВ ( $K_{ПАВ}$ ) определяется из следующей формулы:

$$K_{ПАВ} = f(s_{жв}, s_{тж}, q_{смач})$$

где  $s_{жв}$  — (удельное) поверхностное натяжение жидкости при контакте с воздухом, Н/м;  $s_{тж}$  — адгезия при контакте твердого тела с жидкостью, Н·м;  $q_{смач}$  — теплота смачивания твердого тела данной жидкостью, °С.

Методику расчета коэффициента еще предстоит разработать, после чего стоит задача провести испытания и подтвердить правильность направлений исследования.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. Кн. 2. Под ред В. Г. Айнштейна. М.: Химия, 2000. 872 с.
2. Ребиндер П. А., Поверхностные явления в дисперсных системах. Физико-химическая механика. Избр. труды, М.: Наука, 1979. 384 с.
3. Ходаков С. Г. Физика измельчения. М.: Наука, 1972. 308 с.
4. Ходаков С. Г. Тонкое измельчение строительных материалов. М.: Наука, 1972. 239 с.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНОГО ЗАВОДА

*ДЫЛДИН Г. П., ИВАНОВ И. В., КОНЕВ Я. И., КОРЯКОВ И. Ю.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В условиях все возрастающих объемов добычи полезных ископаемых растет доля затрат на их переработку. Большие задачи стоят перед отраслью производства нерудных строительных материалов и в отношении повышения качества выпускаемой продукции - добиться стабильности всех качественных показателей в соответствии с требованиями ГОСТа. Поэтому весьма актуальной является задача повышения эффективности процессов дробления и грохочения.

Одним из перспективных способов улучшения технико-экономических показателей работы предприятия является оптимизация технологических процессов, позволяющая добиться значительных результатов с наименьшими затратами.

Полную характеристику работы агрегата дает совокупность показателей эффективности его работы. Для дробилок это производительность, мощность, затрачиваемая на дробление, степень дробления и пропускная способность, для грохотов - эффективность грохочения. Оптимальные режимы предполагают работу дробилки с производительностью, равной ее пропускной способности и при максимальном использовании привода дробилки.

Многостадийное дробление является сложным технологическим процессом, в котором объединяются дробление и классификация материала по крупности, связанные между собой в определенной последовательности. Режимы работы предыдущих, а при наличии замкнутых циклов и последующих процессов дробления и классификации влияют на эффективность работы как отдельных агрегатов, так и технологической линии в целом. Наибольшая эффективность процесса дробления достигается при определенном оптимальном сочетании режимов работы агрегатов технологической линии [1].

Основным технологическим процессом на дробильно-сортировочных заводах (ДСЗ) является процесс дробления. Дробилки на ДСЗ работают в условиях значительных колебаний свойств исходного материала дробления (крупность, прочность, влажность и др.). Производительность дробилок зависит от свойств дробимого материала, поэтому при проектировании дробильное оборудование выбирается с большим запасом по производительности, а на действующих предприятиях режимы работы дробилок устанавливаются исходя из самых трудных условий дробления. Исследования показали, что эффективность использования дробильного оборудования на горных предприятиях составляет 50-60 %.

Повышения эффективности процесса дробления можно достигнуть на основе оптимизации, реализуя заложенные при проектировании резервы.

Из самого характера оптимизационных задач вытекает естественный путь их описания и решения — математическое моделирование. При разработке математической модели используют результаты наблюдений за процессом или результаты специально поставленного эксперимента. При выполнении экспериментальных работ за основу, как правило, принимают метод активного планированного эксперимента [2].

Дробление – многомерный процесс со многими входными и выходными величинами. Выходными величинами являются основные показатели работы дробилки:

- производительность;
- степень дробления или гранулометрический состав продуктов дробления;
- потребляемая на дробление мощность (ток).

Количественные значения этих величин определяются режимом работы дробильного агрегата и свойствами дробимого материала:

- количеством материала, подаваемого в дробилку;
- частотой качаний щеки или конуса;

- размером разгрузочной щели;
- величиной хода подвижной щеки или конуса;
- углом между подвижной и неподвижной щеками;
- углом между подвижной щекой или поверхностью подвижного конуса и горизонтальной плоскостью;
- прочностью и крупностью дробимого материала и др.

Производительность дробилки определяется производительностью питателя или пропускной способностью дробилки.

Применение сложных математических моделей многостадийного дробления с большим количеством переменных для управления затруднено из-за невозможности измерения всех параметров процесса и свойств материала в реальных условиях функционирования дробильного комплекса. Поэтому применяют линейные модели процесса с ограниченным числом переменных, которые поддаются измерению и регулированию.

Эти модели периодически корректируются на основе опытных данных, полученных при эксплуатации объекта. Линейная математическая модель многостадийного процесса дробления имеет вид:

$$\bar{Y} = \bar{A} + \bar{B} \bar{X},$$

где  $\bar{Y}$  – вектор выходных параметров процесса;  $\bar{X}$  – вектор регулируемых параметров процесса;  $\bar{A}$ ,  $\bar{B}$  – векторы коэффициентов, отражающих взаимосвязи выходных параметров с регулируемыми.

Для решения задач оптимизации режимов работы технологических комплексов в основном используются численные методы теории исследования операций, а именно:

- если целевая функция и все ограничения линейны, то решения находят методами линейного программирования [3];
- если целевая функция квадратична, а ограничения линейны, то с помощью теоремы Куна-Таккера удается свести решение такой задачи к симплекс-алгоритму;
- если все функции выпуклы, то решения находят методами выпуклого (нелинейного) программирования, основанными на применении теоремы Куна-Таккера.

Теория методов решения перечисленных классов задач оптимизации разработана, но отыскание корней возникающих алгебраических уравнений вызывает немалые затруднения. Вычислительные возможности ЭВМ позволяют получать решения многих задач оптимизации в числовой форме.

Задачи, стоящие перед отраслью промышленности нерудных строительных материалов в плане изменения номенклатуры продукции в сторону увеличения выпуска наиболее дефицитных мелких фракций щебня, можно решить с помощью оптимизации процесса дробления.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автоматизация технологических процессов на горнорудных предприятиях: справочное пособие/ Под редакцией Виноградова В. С. М.: Недра, 1984. 167с.
2. Адлер Ю. П.; Грановский Ю. В., Маркова Е. В. Теория эксперимента: прошлое, настоящее, будущее. М.: Знание, 1982. 64с.
3. Дегтерев Ю. И. Исследование операций. М.: Высш. шк., 1986. 320 с.

## УТОЧНЕНИЕ ГРАФИКА ПЛАНОВО-ПРЕДУПРЕДИТЕЛЬНОГО РЕМОНТА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

ТИУНОВ Е. А.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Предприятия горной и газодобывающей промышленности являются основой экономики нашей страны.

В горной и нефтегазовой промышленности для привода центробежных нагнетателей природного газа, компрессорных и насосных станций, конвейеров, когенерационных установок широкое распространение получили стационарные газотурбинные установки (ГТУ) со свободной силовой турбиной и транспортные газотурбинные двигатели простого открытого типа, например двигатель НК-16СТ, который используется более чем на 6000 промышленных объектах России.

Причины выхода из строя всех газотурбинных двигателей (ГТД) имеют аналогичный характер, так как их конструкции не имеют принципиальных отличий [1].

Одной из основных проблем газотурбинных двигателей является перегрев внутренней зоны двигателя вследствие нагрева корпуса собственно двигателя за время его работы. Перегрев снижает КПД двигателя, приводит к излишним простоям на его охлаждение, изменению свойств материалов деталей и преждевременному выходу турбины из строя. Нагрев этой зоны усиливается при изнашивании уплотнений и утечке отработанного (окисленного) газа из газовыпускной части двигателя. Температура нагрева зоны может достигать 100 °С, что создает дополнительное тепловое воздействие на системы газотурбинных установок (смазки, КИПиА, электросиловой и других) и является прямым источником высокой степени пожарной опасности.

Для повышения эффективности газотурбинных двигателей следует решить проблему их перегрева при длительной эксплуатации. Для описания движения конвекционных потоков внутри блока двигателя была разработана математическая модель [2], на основе которой была предложена система охлаждения газотурбинного двигателя.

Применяющаяся система планово-предупредительного ремонта (ППР) ГТУ не учитывает изменения свойств материалов деталей вследствие их перегрева, что приводит к уменьшению реального межремонтного срока относительно планового.

Как только износ приобретает нарастающий характер, объем ремонтных работ начинает значительно расти, что можно предотвратить, уточняя график ремонтных работ. Рассмотрим возможную корректировку графика ППР на примере агрегата типа ГПА-Ц-16 [3].

Исходные данные для расчета:

Структура ремонтного цикла К4500-Т500.

Режим работы: 7-ми дневная рабочая неделя, количество рабочих смен в сутки - 3, продолжительность смены - 6 часов, коэффициент использования по машинному времени - 0,9.

Нормативные простои в ремонтах: в капитальном - 15 суток, в текущем Т1 – 3 суток, Месячный Т(м) - 1 сутки [табл. 1-4].

Уточнение трудоемкости ремонтных работ

Таблица 1

Наименование оборудования	Количество в работе	Годовая наработка (Т), м-ч	Межремонтные сроки, м-ч	
			капитал. ремонт	текущие Т1
ГТУ	1	4212	5400	600

Таблица 2

Количество ремонтов на единицу в год		Годовая программа (кол-во ремонтов на парк оборудования)	
Капитальный ремонт	Текущие Т1	капитальный ремонт	текущие Т1
0,78	6,2	5,2	42

Таблица 3

Трудоёмкость одного ремонта, чел-ч		Трудоёмкость на годовую программу, чел-ч	
Капитальный ремонт	Текущие Т1	Капитальный ремонт	Текущие Т1
534	78,4	2776,8	3292,8

Годовая наработка (Т, м-ч) определяется по выражению

$$T = (T_P - T_{PEM}) \cdot n \cdot t_C \cdot KИМА = (365 - 39) \cdot 3 \cdot 8 \cdot 0,9 = 4212 \text{ м-ч,}$$

где  $T_P = T_K - T_B - T_{П} = 365$  дней;  $T_K$  – количество календарных дней в году;  $T_B$  – количество воскресных дней в году;  $T_{П}$  – количество праздничных дней в году (предприятие работает); 2 дня – общая остановка за ремонт оборудования предприятия в году  $T_{PEM} = 39$ .

Суммарные простои за РЦ

Таблица 4

Вид ремонтов	Количество ремонтов за РЦ	Нормативные простои в ремонте (сутки)	Суммарные простои в ремонте (сутки)
К	1	12,5	12,5
Т1	8	3,3	26,4

Итого: 39.

$$K - N_K = \frac{T}{t_K} = \frac{4212}{5400} = 0,78 \quad T_2 - N_{T1} = \frac{T}{t_{T1}} - N_K = \frac{4212}{600} - 0,78 = 6,2$$

Вследствие применения предложенной системы охлаждения трудоёмкость пуско-наладочных и ремонтных работ уменьшается на 20 %, длительность межремонтного интервала увеличивается на 20 %, что составляет 5400 м-ч. При этом все суммарные простои снизились на 20 %.

Таким образом, снижение температуры внутри блока двигателя позволяет значительно повысить как эффективность вспомогательных систем (смазки, КИПиА), так и надёжность газотурбинных двигателей в целом.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шуровский В. А., Зайцев Ю. А. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты // М: Недра, 1994. 192 с.
2. Тиунов Е. А., Хазин М. Л. Моделирование воздушной среды реконструированного образца блока двигателя ГПА-Ц-16 // Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2011. С. 63-66.
3. Попов Н. С., Изотов В. П. Транспортные машины с газотурбинными двигателями. М.: 1987. 259 с.

## МОДЕРНИЗАЦИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ШАХТНОЙ ПОДЪЁМНОЙ МАШИНЫ

ПОПОВ Ю. В.<sup>1</sup>, КУДРЯВЦЕВ С. В.<sup>2</sup>, САДЫКОВ Е. Л.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

<sup>2</sup>ЗАО «СМНУ» Цветметналадка»

К тормозным устройствам шахтных подъёмных машин установлен ряд требований, выполнение которых должно обеспечиваться постоянно. К ним относятся: обеспечение необходимого коэффициента статической надёжности тормоза; продолжительность времени холостого хода и времени срабатывания тормоза, величина замедления подъёмной машины и т.д. Конструкция панелей тормоза на основе регуляторов давления РДУ и РДБВ разработанных в середине прошлого столетия долгое время удовлетворяла выдвигаемым требованиям к тормозной системе.

На сегодняшний день задачи повышения производительности, безопасности и технического уровня подъёмных машин, разработанных и запущенных в эксплуатацию в XX столетии, частично решаются путём их модернизации связанной с заменой или совершенствованием системы привода. Это связано, прежде всего, с появлением доступных систем управления мощными электродвигателями.

Узким местом в плане модернизации подъёмных машин остаётся тормозная система. Наряду с возрастающими требованиями к тормозной системе подъёмной машины, конструкция панели тормоза с регуляторами давления РДУ оказалась недостаточно гибкой для решения новых задач. Это связано с отсутствием функций избирательного и регулируемого предохранительного торможения. Кроме того, после развала СССР заводы по производству, как самих пневматических панелей, так и комплектующих изделий остались за рубежом.

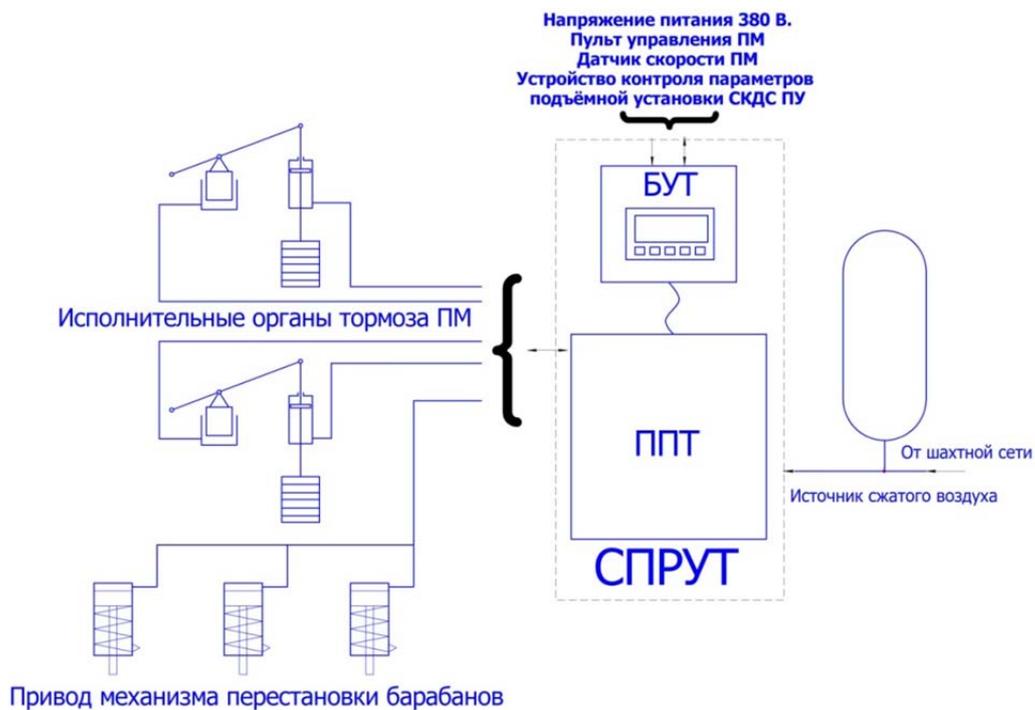
Выходом из сложившейся ситуации может служить создание новой системы управления исполнительным органом колодочного тормоза шахтной подъёмной машины. Такая система разрабатывается инженерами ЗАО «СМНУ» Цветметналадка» в сотрудничестве со специалистами кафедры горной механики Уральского государственного горного университета. Устройство получило название – «СПРУТ» (система пневматическая регулируемого управления торможением). Опытный образец СПРУТ проходит стендовые испытания в лаборатории ЗАО «СМНУ» Цветметналадка».

Разрабатываемая система управления тормозом должна обеспечивать:

1. Управление тормозом подъёмной машины в режимах: «Автоматический», «Ручной», «Перестановка барабанов», «Ревизия» и «Наладка».
2. Наложение предохранительного тормоза (ТП), при нажатии на кнопку аварийного останова или разрыве электрической предохранительной цепи.
3. Поддержание приблизительно постоянного замедления при срабатывании регулируемого ТП.
4. Избираемость тормозного момента по направлению движения гружёного подъёмного сосуда при срабатывании избирательного ТП.
5. Наложение независимого нерегулируемого ТП при невозможности или отказе других видов торможения.
6. Включение автономного компрессора при снижении давления внешней сети.
7. Контроль основных эксплуатационных параметров тормозной системы.

В состав СПРУТ входят (см. рисунок): шкаф блока управления тормозом (БУТ) и шкаф пневматической панели тормоза (ППТ). Внешние подключения СПРУТ делятся на электрические и пневматические, которые, в свою очередь, разделяются на входящие, исходящие и двусторонние. К входящим электрическим подключениям относятся: подключение питающего напряжения и подключение датчика скорости ПМ (устанавливается дополнительно). К двусторонним электрическим подключениям относятся: подключение кабеля обмена данных с пультом управления машиниста ПМ и подключение к устройству

контроля параметров подъёмной машины СКДС ПУ. К входящим пневматическим подключениям относится подключение внешнего источника сжатого воздуха. Подключения приводов исполнительных органов тормоза подъёмной машины и механизма перестановки барабанов – относятся к двусторонним пневматическим подключениям.



Структурная схема СПРУТ

Применение СПРУТ позволит:

1. Повысить безопасность работы подъёмной установки, за счёт увеличения быстродействия ТП, реализации избирательного тормозного усилия, введения дополнительных защит и блокировок.
2. Повысить надёжность работы тормозной системы, за счёт двухканальности системы управления тормозом.
3. Значительно уменьшить динамические нагрузки при срабатывании ТП, за счёт реализации регулируемого тормозного усилия при наложении ТП.
4. Снять ограничения по грузоподъёмности, вызванные недостаточной эффективностью тормозной системы.
5. Снизить износ колодок, за счёт контроля температуры тормозного поля, зазора между колодками и тормозным полем, а также реализации автоматического режима управления тормозом.
6. Увеличить ресурс тормозных цилиндров, буферных пружин и системы рычагов привода тормоза, за счёт снижения динамических нагрузок при наложении ТП.
7. Снизить ограничение глубины подъёма по условию допустимого замедления при срабатывании ТП, для одноконцевых проходческих подъёмных установок.

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТВЕРДОСПЛАВНОГО БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

*ЗУБОВ В. В.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В связи с наметившейся в России тенденцией приоритетного освоения небольших месторождений с коротким сроком возврата инвестиций, в основном, в золотодобывающей промышленности и в ряде других отраслей с наиболее дефицитным сырьем, возникает необходимость применения бурового малогабаритного оборудования с уменьшенной единичной мощностью, отличающегося высокой мобильностью и производительностью. Выпускаемые отечественной промышленностью станки, предназначенные для бурения скважин диаметром менее 150 - 200 мм не могут сравниться ни по производительности, ни по надежности с аналогичными зарубежными образцами. В условиях большого разнообразия горно-геологических и технологических факторов разработки месторождений России, применяемая буровая техника на многих горных предприятиях не обеспечивает оптимальных параметров горных работ, неоправданно увеличивая затраты на добычу. Одной из причин такого положения является ограниченность, возможности интенсификации процесса бурения и эксплуатации бурильных машин ударного действия в оптимальных режимах вследствие значительного рассеяния характеристик надежности буровых коронок и снижения фактических ее значений относительно расчетных или регламентированных нормативно-технической документацией. Статистический анализ данных горных предприятий о надежности буровых коронок показал, что основной причиной ее снижения является недостаточная долговечность и износостойкость породоразрушающих вставок из твердых сплавов группы WC-Co.

Одним из путей повышения эффективности ударного бурения шпуров и скважин, наиболее распространенного вида бурения при подземной добыче полезных ископаемых, является совершенствование методов исследования и обеспечения заданных свойств конструктивных элементов буровых твердосплавных коронок. Также необходимо производить выбор бурового инструмента с учетом горно-геологических условий, энергетических параметров и технических характеристик буровых установок.

При разведке и добыче полезных ископаемых, строительстве тоннелей и гидросооружений, а также инженерных изысканиях, разрушение горных пород производится, в основном, твердосплавным буровым инструментом.

Повышение надежности бурового инструмента позволит сократить количество используемых буровых коронок на горнодобывающих предприятиях и снизить риск аварий. Большинство отечественных буровых коронок по степени внедрения новейших технологических разработок и качеству изготовления продолжают значительно уступать коронкам, выпускаемым ведущими зарубежными производителями.

Основой высокого качества бурового инструмента является породоразрушающие армирующие элементы, выполненные из твердого сплава.

Ввиду низкой стойкости бурового инструмента, большая часть буровых затрат приходится на материалы. Причем, стоимость инструмента, иногда составляет свыше 70 % всех затрат.

Основными причинами снижения надежности коронок при бурении шпуров и скважин является разрушение и выпадение породоразрушающих вставок, их недостаточная износостойкость и циклическая прочность.

Установленное снижение надежности буровых коронок, вызвано применением в условиях возросшей мощности бурильных машин, недостаточно эффективной конструкции призматических твердосплавных вставок в коронках, а так же весьма ограниченным диапазоном горно-геологических условий эффективного применения.

Из выше перечисленного следует, что в системе основных факторов, снижающих работоспособность призматических породоразрушающих вставок, является схема нагружения, вызывающая их смещение по паяному шву [1-3].

На данный момент, перспективной является тенденция применения комбинированных методов упрочнения, в сочетании с финишной виброобработкой, позволяющих получить совокупность новых свойств и более высокий эффект упрочнения армирующих элементов коронки.

Также отмечается тенденция совершенствования формы породоразрушающей поверхности и способов ее обработки для придания вставкам управляемых, технологических и эксплуатационных свойств без снижения исходного уровня точности.

Имеющаяся информация о реальном качестве армирующих изделий не позволяет обоснованно назначить соответствующие требования к прочности, размерной точности, способам обработки, износостойкости и долговечности твердосплавного оснащения буровых коронок из-за отсутствия данных об исходном напряженном состоянии и циклической прочности твердосплавных армирующих изделий, о влиянии технологии изготовления и условий их эксплуатации. Кроме того, технические требования к обеспечению надежности твердосплавного оснащения методами упрочнения разработаны без учета конструктивно-технологического исполнения и условий эксплуатации коронок, в результате эффективность упрочнения имеет значительный разброс. При отсутствии вероятностной оценки нормирование показателей надежности конструктивных элементов буровых коронок не дает достоверной информации о достигнутом эффекте упрочнения.

В условиях изнашивания, циклических нагрузок и переточек породоразрушающей части коронок устойчивость упрочненного слоя контактных поверхностей изменяется во времени эксплуатации. Этот процесс сопровождается изменением нагруженного объема породоразрушающих вставок коронок и напряженного состояния в поверхностном слое.

Учитывая технологические возможности методов объемного и поверхностного упрочнения армирующих изделий изменять в широком диапазоне упруго-пластические свойства материала, необходимо установить граничные условия его предельного напряженного состояния.

Как показывает опыт решения подобных исследовательских задач, эффект упрочнения армирующих изделий в коронках, достаточно надежно оценивается по изменению остаточных технологических напряжений в макрообъеме и микроструктурных составляющих материала изделия, так как величина и характер этих напряжений тесно связаны с изменением его прочностных свойств при любом упрочняющем воздействии.

#### **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Боярских Г. А. Аналитическое моделирование состояния породоразрушающих элементов бурового инструмента. Екатеринбург: Известия УГИ, 1993. С. 59-64.
2. Боярских Г. А. Математическое и численное моделирование НДС виброупрочнённых твёрдосплавных вставок бурового инструмента. Екатеринбург: Известия УГГГА, 1997. С. 60-76.
3. Коган Б. И. Технологическое обеспечение качества производства горных машин и инструментов. Кемерово: Кузбассвуиздат, 1996. 258 с.

## ТЕХНОЛОГИЯ ОЧИСТКИ ШАХТНЫХ ВОД

*МАМЕДОВ А. Ш.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Введение всего объема откачиваемых шахтных вод в системы водоснабжения предприятий и населенных пунктов позволит значительно повысить водооборот и обеспечить засушливые районы страны необходимым количеством воды. Использование откачиваемых шахтных вод возможно только после их очистки. Одним из наиболее распространенных методов, который используется при опреснении сточных вод, является дистилляция (выпаривание). При этом получение тепловой энергии традиционным способом (сжигание твердого топлива) наносит непоправимый ущерб окружающей среде и создает неблагоприятную экологическую обстановку. Поэтому предлагается разработанная технология очистки сточных вод с использованием процесса выпаривания непосредственно в горных выработках, позволяющая не только рационально использовать добываемые предприятиями воды, но и получать дополнительную прибыль от ее реализации. Технология очистки шахтных вод является уникальной и особенность ее состоит в том, что для очистки шахтной воды используется тепловая энергия горного массива (геотермальная энергия). Необходимое количество энергии извлекают из выработанного пространства, где в процессе выемки угольного пласта создаются каналы (3), по которым пропускается по выработкам для подвода воздуха (2) исходящая из забоев воздушная струя (рис. 1). Воздух, проходящий по каналам, нагревается до температуры горного массива (1), которая на глубоких горизонтах достигает 45...50 °С, и вместе с этим приобретает дополнительную энергию (так называемый геотермальный способ получения энергии). Регулирование расхода воздуха через каналы и очистную выработку производится путем периодического возведения вентиляционной перемишки (4) между каналами и очистной выработкой, где производилась выемка полезного ископаемого.

Далее воздух, достигший температуры породного массива, по выработке для подвода воздуха (5) с помощью компрессора (7) направляют по воздушному трубопроводу (6) в вихревую трубу (9), где происходит его разделение на два воздушных потока – горячий (10) и холодный (рис. 2). Параллельно загрязненная шахтная вода (11) поступает в испаритель (12) и переходит в парообразное состояние благодаря горячему потоку воздуха, поступающему по трубопроводу из вихревой трубы. Этот горячий поток воздуха обуславливает перевод неочищенной воды в парообразное состояние. Очищенная вода в состоянии перегретого пара подается по паропроводу (16) и ходку (18) в конденсатор (20), который выполнен в виде отдельного сооружения. В конденсаторе происходит переход воды из парообразного состояния в жидкое за счет контакта пара с холодными поверхностями. Частично пар конденсируется на стенках ствола и в виде воды стекает в зумпф (15), откуда ее перекачивают с помощью водоотливной установки (14) в водосборник очищенной воды (21) и переправляют к потребителю. Взвешенные и растворенные вещества, содержащиеся в неочищенной воде, накапливаются в испарителе, из которого производится периодический слив этих веществ в специальную емкость (13). Удаленный осадок можно использовать как основу для получения ценных веществ, содержащихся в шахтной воде.

Разработанная технология очистки сточных вод путем выпаривания непосредственно в горных выработках, позволяет не только рационально использовать добываемые предприятиями воды, сокращать расход пресной природной воды, но и получать дополнительную прибыль от ее реализации. Так как на горных предприятиях существуют значительные затраты на поддержание работы водоотливного хозяйства, но продажа другим предприятиям дистиллята, полученного в результате осуществления разработанной схемы, позволит улучшить финансовое положение предприятия. Так как предложенная схема очистки шахтных вод будет осуществляться с использованием выработанного пространства, то отпадет также необходимость в проведении горных выработок, что снизит себестоимость очищенной

воды. Опреснение шахтных вод методом выпаривания по предложенной схеме позволит избежать постройки конструктивно сложных очистных сооружений, а эффект очистки при использовании данной схемы, по сравнению с обычными очистными сооружениями, весьма высок. По предложенной схеме очистка шахтных вод от всех различных примесей может быть осуществлена на 99,9 %. То есть вода при данном способе очистки соответствует всем нормам.

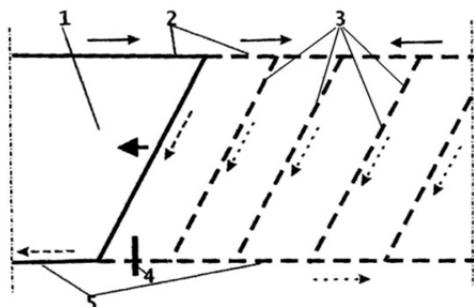


Рис. 1. Схема геотеплообмена

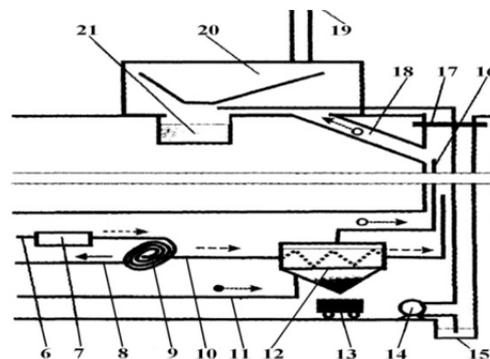


Рис. 2. Схема очистки шахтных вод

Использование предложенной схемы позволит значительно повысить количество пресной воды в регионах, остро нуждающихся в водных ресурсах. Использование очищенной шахтной воды, полученной путем выпаривания в шахте позволит также избежать негативных экологических последствий, возникающих при откачке неочищенных вод на дневную поверхность и сбросе в водоемы взвешенных, эфирорастворимых веществ и других загрязнений, содержащихся в этих водах, и которые могут приводить к заилению, засолению, закислению водоемов и водотоков, дестабилизации экологического равновесия в угольных бассейнах, и т. д. Исчезнет также необходимость постройки дополнительных очистных сооружений, отстойников и т.п. на земной поверхности, которые занимают значительные площади. К тому же, согласно предложенной схеме, в выработанном пространстве будет осуществляться частичная закладка породой, что позволит избежать ее складирования на земной поверхности и, соответственно, позволит освободить значительные площади земли для других нужд (например, для выращивания сельскохозяйственных культур). Также частичная закладка выработанного пространства позволит избежать значительного оседания земной поверхности, которое является сопутствующим фактором при добычи угля подземным способом. А так как шахтные воды продолжают откачиваться и очищаться, то, естественно, установится максимально близкий к природному круговорот воды (фильтрационный обмен подземных и поверхностных вод). Предложенный метод очистки шахтной воды с использованием геотермальной энергии позволит снизить себестоимость очищенного продукта (дистиллята) и рационально использовать невозполнимые виды энергоносителей (таких, как уголь и природный газ, торф), которые необходимы для перевода воды в парообразное состояние известными способами, и которые в условиях современной энергетической проблемы являются ценным сырьем.

Таким образом, использование в населенных пунктах очищенных шахтных вод с помощью разработанной схемы позволит решить сразу три проблемы:

- создание экологического благополучия территории;
- приближение источников питьевой воды к районам, удаленным от источников водоснабжения на значительные расстояния;
- улучшение качества воды.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ И СРОКА СЛУЖБЫ

*МАМЕДОВ А. Ш.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В настоящее время у эксплуатирующего насосное оборудование уже сложилось четкое представление о возможностях использования преобразователей частоты для привода насосов и насосных агрегатов.

Для всех видов перекачиваемой жидкости преобразователи частоты обеспечивают более экономичное, более эффективное и более надежное регулирование, чем известные механические способы. Независимо от области использования (добыча нефти, электроэнергетика и т.д.) эффект от частотного регулирования насосов общеизвестен:

- экономия электроэнергии до 30-60 %;
- снижение утечек жидкостей до 5 %;
- экономия тепловой энергии до 10 %;
- увеличение срока службы оборудования в 1,5-2 раза;
- уменьшение вероятности возникновения разрывов трубопроводов;
- повышение эффективности защиты электропривода;
- улучшение экологической обстановки.

Все достоинства применения преобразователей частоты достигаются, главным образом, благодаря возможности плавного регулирования скорости вращения асинхронного электродвигателя и легко могут быть объяснены. В электроприводе существующих насосов и насосных установок установлены электродвигатели с большим запасом по мощности в расчете на максимальную производительность. Однако часы пиковой нагрузки составляют 15-20% общего времени работы насосов. Но электродвигатель насоса работает с постоянной скоростью вращения и потребляет среднесуточно значительно, больше электроэнергии (иногда до 60%), чем это необходимо. Скрытые утечки обусловлены избыточным давлением, возникающим при регулировании давления жидкостей с помощью механических задвижек. Плавное регулирование скорости вращения насоса позволяет снизить избыточные напоры в трубопроводах. Задвижки при частотном регулировании полностью открыты.

Использование частотного регулирования скорости вращения электродвигателя и соответственно насоса позволяет оптимизировать температурный режим и расход теплоносителя. Причинами разрывов трубопроводных сетей с нерегулируемыми насосами являются гидравлические удары, возникающие при пуске насосов и наличие избыточных напоров. Гидравлические удары в трубопроводах исключаются за счет плавного пуска и останова электропривода насосов с помощью преобразователя частоты. Уменьшение количества аварий трубопроводов снижает потери и случайные разливы агрессивных жидкостей, что благотворно влияет на экологическую обстановку. Плавный пуск и останов электропривода, помимо устранения гидравлических ударов, снижает пусковые токи электродвигателя и устраняет ударные механические нагрузки на подшипники, соединительные муфты, валы, узлы крепления приводов. Более детально рассмотрим вопрос, связанный с поломкой валов, поскольку актуальность этой проблемы растет год от года. Доля отказов насосов, связанная с поломкой валов сегодня, по различным оценкам, находится в интервале от 1-1,5% до 20-40%. Причем количество поломок валов растет как при перекачке вязких жидкостей, так и при перекачке в насосах, предназначенных для воды.

Анализ причин поломок валов показывает, что существует несколько механизмов их разрушения:

- усталостное разрушение, обусловленное сроком службы насосов (до 40-50 % от общего количества поломок);
- вязкое разрушение, когда валы заклиниваются в процессе работы (до 35-40 %);
- дефекты материала (до 5 %).

Существуют, к сожалению, и трагические ошибки, связанные с нарушением правил эксплуатации и неправильным выбором насоса.

Правильный выбор означает, что насос должен подавать нужное количество жидкости при заданной температуре и создавать требуемое давление, но при этом он должен работать в допустимом диапазоне подач и в нем не должна возникать кавитация. Проектирующие организации часто не в полной мере учитывают эти обстоятельства, а эксплуатирующие организации, решая наболевшие производственные задачи, не всегда интересуются этим.

В прежние годы задача повышения прочности валов решалась очень просто: создавались все более прочные материалы, используя которые производители насосов каким-то образом решали эти проблемы. В настоящее время дальнейшее увеличение прочности материалов сталкивается с такими технологическими проблемами, что вряд ли оправдан этот путь.

Я предлагаю реальный путь практически полного исключения поломки валов и продления долговечности работы насосов. Путь этот – комплектные поставки насосов и насосных агрегатов с преобразователем частоты или устройством плавного пуска.

Именно комплектная поставка на этапе закупки оборудования, а не отдельная покупка преобразователя частоты после нескольких лет работы насоса на объекте.

Почему я рекомендую? Потому что большие риски поломки валов возникают на самом первом этапе - при пуско-наладочных работах и при вводе насосов в эксплуатацию.

Известно, что нагрузку на вал можно условно разделить на два вида:

- импульсные перегрузки при пусках и остановках привода;
- установившиеся нагрузки в процессе работы на стационарном режиме, когда вал работает только в условиях коррозионной усталости при кручениях.

И в том, и в другом случае преобразователь частоты полностью исключает возникновение ударных нагрузок на вал.

В процессе пуска преобразователь частоты позволяет запустить электропривод с пусковым током, не превышающим номинального значения, причем время пуска можно регулировать. Естественно и момент, действующий на вал насоса, не будет выше допустимого в отличие от прямого пуска, когда момент на валу превосходит номинальный момент в 2–3 раза. При торможении привода также возможен выбор времени торможения, исходя из условия сохранения момента на валу не выше его номинального значения.

При работе насоса на установившемся режиме также может возникнуть аварийная ситуация, способная привести к поломке вала. Например, при заклинивании. В этой ситуации только преобразователь частоты в состоянии предотвратить поломку, избежать дорогостоящего ремонта и исключить простой оборудования.

Использование устройств плавного пуска эффективно работает лишь при импульсных перегрузках вала.

Результаты испытаний показали, что использование преобразователя частоты полностью исключает ударные нагрузки на вал насоса.

## АНАЛИЗ РАЗРАБОТКИ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ СБОРКИ СЕКЦИОННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ (ЦНС)

МАМЕДОВ А. Ш.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Разработка и внедрение высокоточных рабочих колес потребовало изменения подходов к предсборочной подготовке и собственно технологии сборки многосекционного шахтного насоса. Известно, что для многосекционных насосных агрегатов высокое качество балансировки роторов в сборе может быть обеспечено только при отсутствии последующего демонтажа деталей, в частности колес, для организации окончательной сборки. Влияние вибронегруженности и минимизации энергетических потерь на процессы, связанные с динамикой ЦНС и ее вынужденными колебаниями, требует разработки методов упорядочения неуравновешенных масс по ротору, выделения управляющего фактора и разработки синфазных способов сборки. Гистограмма (рис. 1) и статистический анализ параметров и характеристик рабочих колес различных типов и модификаций, конструкторско-технологического исполнения и материалов для шахтных насосов как горизонтальной, так и вертикальной компоновок позволили определить характер законов распределения плотности, дисперсии, отклонения, среднеквадратической ошибки, отклонения средней величины в выборке от средней величины в совокупности параметров рабочих колес.

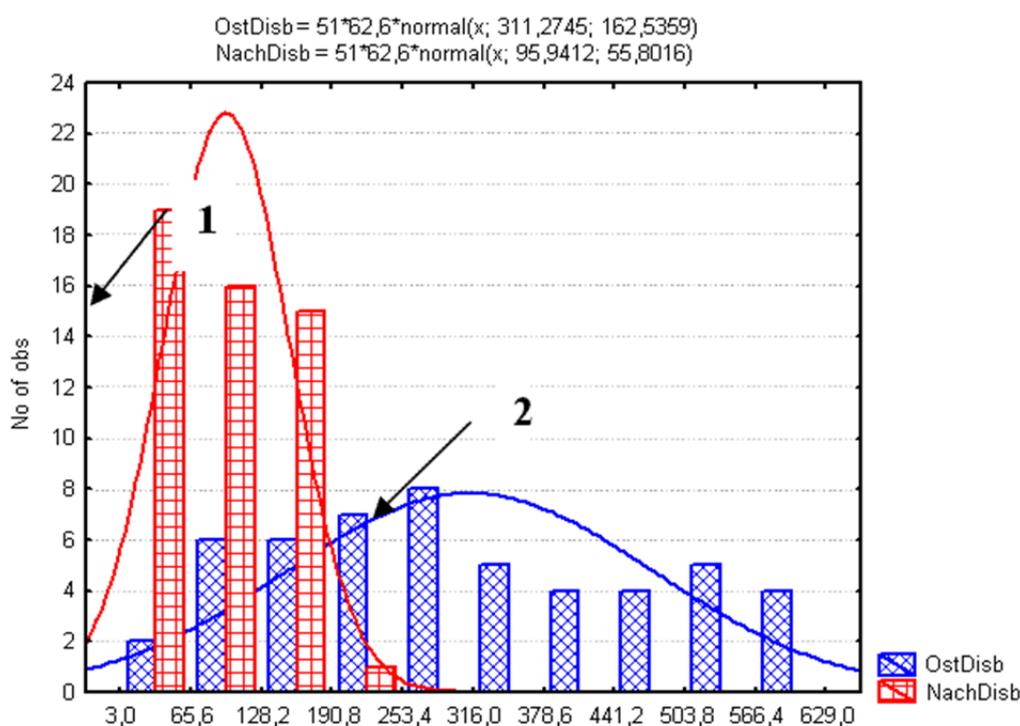


Рис. 1. Гистограмма и график функции плотности вероятности распределения начальных дисбалансов (1) и остаточных дисбалансов колес погружных электронасосных агрегатов АНПШ-210 для выборки  $n=20$  единиц; разбиение совокупности  $m=7$ .

Отклонение средней величины анализируемых параметров от средней величины в совокупности показывает, что только для величин остаточных дисбалансов ее разброс не превосходит минимального допустимого значения.

На основе анализа доказано, что для всех видов рабочих колес, применяемых для шахтных ЦНС (в том числе погруженных), в качестве управляющего фактора организации детерминированного распределения остаточных неуравновешенностей и сборки должна быть принята балансная мера, которая является характеристикой остаточной виброактивности колеса. Показано, что основным направлением создания надежных, долговечных (более 30 тыс. ч) и ремонтпригодных насосных агрегатов с малой виброактивностью, являются разработка и внедрение методики изготовления высокоточных рабочих колес насосов, балансировка с последующей организацией предсборочной подготовки и завершающей технологической операции сборки насосного агрегата с детерминированным распределением их по валу. При организации сборки по результатам балансировки в динамическом режиме колеса комплектуются на валу парами, по положительной разности балансных мер с распределением их по закону цепной линии с образованием в пространстве при вращении минимальной поверхности — катеноида (рис. 2).

2). При этом директриса цепной линии, соответствующая минимуму балансных мер, должна располагаться в средней части насоса.

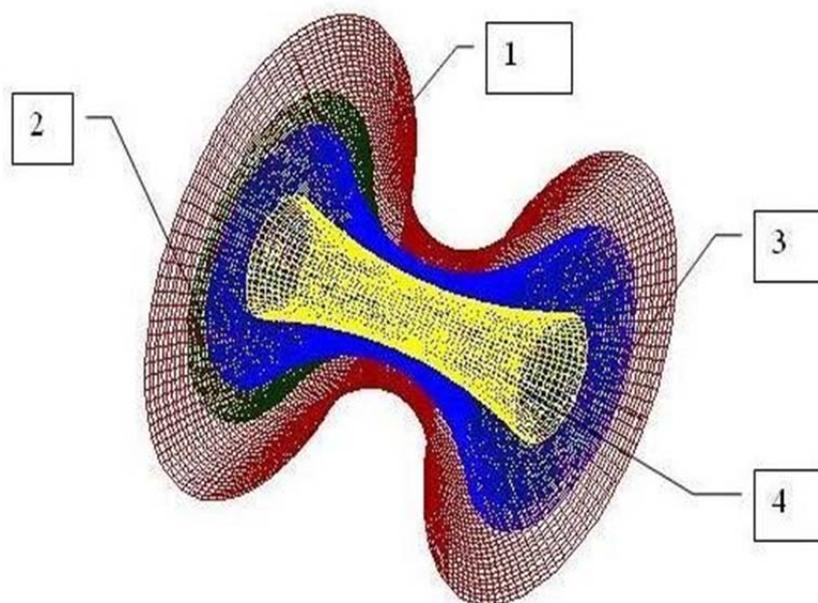


Рис. 2. Катеноид вращения остаточных неуравновешенностей рабочих колес при распределении их по ротору по закону цепной линии

Анализ функций распределения балансных мер и их адекватности функции нагрузки показывает, что в качестве возмущающих сил вынужденных колебаний роторов динамических турбомашин с учетом затухания может быть принято математическое описание функций параболического вида или закона цепной линии, эквидистантные функции распределения балансных мер

$$Q_{dk} = \bar{A} \times ch\left(\frac{x}{\bar{A}}\right) = \bar{A} \times \frac{2^{sh}\left(\frac{1}{\bar{A}}\right)}{l} \times \left( \frac{1}{2\left(\frac{1}{\bar{A}}\right)^2} - \frac{\cos x}{\left(\frac{1}{\bar{A}}\right)^2 + 1^2} + \frac{\cos 2x}{\left(\frac{1}{\bar{A}}\right)^2 + 2^2} - \frac{\cos 3x}{\left(\frac{1}{\bar{A}}\right)^2 + 3^2} + \dots \right).$$

Вывод: такая методика предсборочной подготовки и сборки ЦНС уменьшает вибронегруженность агрегатов и увеличивает долговечность их в 2-3 раза.

**ПРОБЛЕМА ВОДОЧИСТКИ ШАХТНЫХ ВОДОСБОРНИКОВ***МАМЕДОВ А. Ш.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Одним из основных направлений технического прогресса на современном этапе является улучшение условий труда, сокращение, а в дальнейшем и полное вытеснение тяжелого физического труда на основе комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. В настоящее время проблема механизации вспомогательных процессов на шахтах решена далеко не полностью. На вспомогательных процессах, к которым относится и шахтный водоотлив, при очистке подземных технологических емкостей все еще велика доля тяжелого, неквалифицированного ручного труда. В практике эксплуатации и проектирования шахт в нашей стране и за рубежом известно много различных способов и схем чистки зумпфов скиповых стволов. Многочисленность применяемых и предлагаемых способов явилась следствием разнообразных условий. Она объясняется главным образом отсутствием достаточно эффективных способов осуществления этого трудоёмкого процесса. Главным признаком, положенным в основу классификации, является вид подъёма просыпавшейся горной массы из зумпфа на горизонт околоствольного двора или непосредственно на поверхность. По этому признаку рассматривается три способа: механический, гидравлический и комбинированный. Механический способ чистки зумпфов имеет исключительно широкое применение на действующих шахтах. Сущность этого способа заключается в том, что просыпающаяся горная масса выдаётся на горизонт околоствольного двора или на поверхность средствами механизированной доставки или подъёмами по стволу.

Главными недостатками способа являются:

- ограниченная область применения из-за наличия посадочных балок в зумпфах;
- обязательное присутствие человека в зумпфе во время работ по его очистке, сложность автоматизации работ;
- большой дополнительный объём горных выработок (камеры, гезенки, спуски и т. д.) необходимых для размещения оборудования, что влечёт за собой резкое увеличение затрат при строительстве и эксплуатации;
- откачка зумпфового притока производится специальными насосами как отдельная операция;
- невысокая надёжность схем из-за большого количества различного оборудования в технологической схеме (вагонеток, специальных скипов, конвейеров и т. д.).

Гидравлический способ чистки зумпфов предусматривает транспортирование горной массы на уровень околоствольного двора с помощью гидроэлеваторов, углесосов или шламовых насосов, эрлифтов и загрузочных аппаратов. Он обеспечивает совместное выполнение одним технологическим звеном операций по удалению просыпающейся горной массы, чистке водосборной части зумпфа от шлама и откачке зумпфового притока.

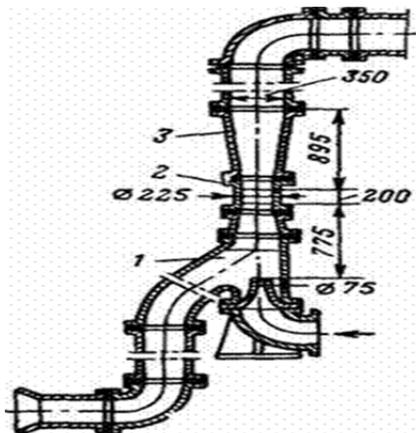
При применении эрлифтного подъёма просыпающаяся горная масса аккумулируется в водосборной части зумпфа, где и организуется её забор всасывающим устройством эрлифта. Пульпа транспортируется на обезвоживающее сито, после которого твёрдое направляется в загрузочный бункер главного подъёма и выдаётся на поверхность.

При гидравлическом способе чистки как шлам, образующийся от просыпающейся в зумпфе горной массы, так и вода являются предметом транспортирования, и удаляются из зумпфа в виде пульпы. Гидравлический способ чистки скиповых стволов считается наиболее совершенным и с той точки зрения, что может быть применён на всех шахтах. Этот способ в принципе позволяет все операции по очистке зумпфа, выдаче горной массы, шлама и откачке притока воды производить одновременно одним устройством. Схемы этого способа чистки выгодны и с экономической, и с технической точки зрения и решают вопрос ликвидации тяжёлого ручного труда [1].

Комбинированные способы чистки зумпфов скиповых стволов объединяют в себе элементы механического и гидравлического способов, т. е. для чистки зумпфов применяется механическое оборудование в комплексе с гидравлическими машинами и устройствами.

Эти способы и являются наиболее перспективными для шахт. На рисунке показана более совершенная конструкция гидроэлеватора [2].

Отличительной особенностью конструкции является специальная цилиндрическая вставка 2 между приемно-смесительной камерой 1 и диффузором 3. Наличие такой вставки обеспечивает пересечение конуса струи на определенном расчетном диаметре в пределах горловины. Устройство вставки несколько повысило к.п.д. гидроэлеватора.



Более совершенная конструкция гидроэлеватора

Из рассмотренных способов чистки зумпфов скиповых стволов вытекает ряд требований, которые должны предъявляться к ним:

- независимость от работы главного подъёма;
- наличие резерва оборудования в технологической схеме, простота и высокая надёжность в работе;
- возможность автоматизации процесса очистки зумпфов;
- безопасность обслуживания и технического осмотра, отсутствие людей в зумпфе при работе подъёма;
- минимальные капитальные и эксплуатационные затраты.

Наиболее полно удовлетворяет предъявляемым требованиям гидроэлеваторный способ очистки зумпфов. Основной узел установки – гидроэлеватор (струйный насос) очень прост по конструкции. Отсутствие вращающихся и движущихся частей обеспечивает безопасность, лёгкость и простоту монтажа, эксплуатации и высокую надёжность в работе. Аппарат может работать в любых условиях: в затопленном состоянии; загазированном пространстве; засасывать воздух воду, куски твёрдых материалов, причём срыв вакуума не влияет на его последующий запуск. Всё это, а также малый вес и габариты, низкая стоимость, возможность и простота изготовления в местных мастерских обеспечивает несравнимую ни с какими другими насосами высокую надёжность в работе и широкую область применения.

**Выводы.** Анализ приведённых выше способов очистки зумпфов позволяет утверждать, что ни один из них, кроме гидроэлеваторного, не отвечает в полной мере этим высоким требованиям.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Безуглов Н. Н. Гидроэлеваторный способ очистки зумпфов скиповых стволов и шахтных водосборников. М.: 1967.
2. Попов В. М. Водоотливные установки: справочное пособие. М.: Недра. 1990. 254 с.: ил..

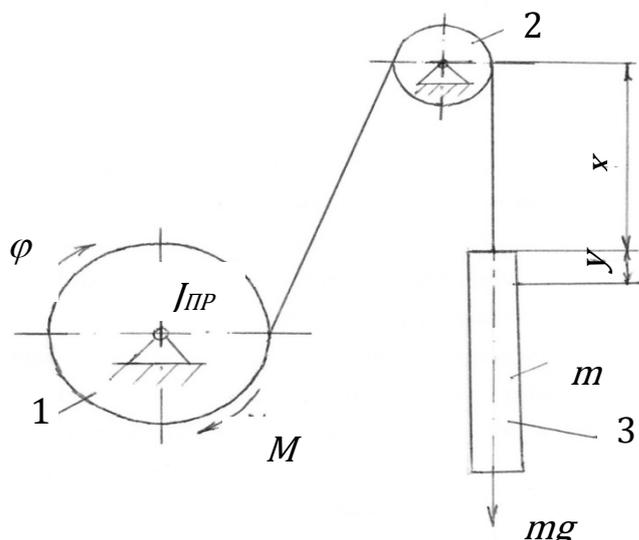
## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

КИРДЯПКИН С. А., ЛЯПЦЕВ С. А.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В работе [1] проведен статический анализ действующих на лебедку ЛБУ-1100ЭТ-3 нагрузок и реакций опор. Показано, что максимальные значения статических реакций опор лебедки соответствуют точкам навивки каната, находящихся по краям вращающегося барабана. Канат рассматривался как гибкая нерастяжимая нить, а потому действующие усилия даже при неравномерном движении оставались постоянными.

Вместе с тем, из-за большой массы и протяженности поднимаемого груза, значительной длины наклонной и вертикальной ветвей каната существенное влияние на действующие нагрузки оказывают их упругие свойства. Поэтому динамический анализ буровой лебедки следует проводить, рассматривая ее как механическую систему с несколькими степенями свободы. Расчетная схема буровой лебедки с поднимаемым грузом в виде механической системы с несколькими степенями свободы приведена на рисунке.



Расчетная схема буровой лебедки

Функция Лагранжа  $L$  [2] для данной механической системы равна разности кинетической энергии и потенциальной энергии упругой деформации. При этом кинетическая энергия системы складывается из кинетической энергии барабана и связанной с ней талевой системы, кинетической энергии вертикальной части подвижного каната (наклонная часть не меняет своей длины, поэтому ее кинетической энергией пренебрегаем) и кинетической энергии поднимаемого груза. Потенциальная энергия упругой деформации представляется двумя слагаемыми, соответствующими наклонному и вертикальному участкам каната. Таким образом, функция Лагранжа для данной механической системы имеет вид

$$L = \frac{1}{2} J_{PP} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \rho A \left( \frac{\dot{x}}{2} \right)^2 x + \frac{1}{2} m (\dot{x} - \dot{y})^2 - \frac{1}{2} c_1 (\varphi R)^2 - \frac{1}{2} c_2 y^2, \quad (1)$$

где  $J_{PP}$  – приведенный момент инерции барабана 1 вместе с крестовой оснасткой талевой системы;  $\rho$  – плотность материала, из которого изготовлен канат;  $m$  – масса поднимаемого груза 3;  $c_1$  и  $c_2$  – жесткость наклонной и вертикальной ветви каната:

$$c_1 = EA/l; \quad c_2 = EA/x; \quad (2)$$

$E$  – модуль упругости каната;  $A$  – площадь его поперечного сечения;  $l$  и  $x$  – длины наклонной и вертикальной ветвей каната.

Уравнения Лагранжа для механической системы с несколькими степенями свободы имеют вид [2]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j, \quad j=1, \dots, s, \quad (3)$$

где  $q_j$  – обобщенные координаты;  $Q_j$  – обобщенные непотенциальные силы;  $s$  – число степеней свободы.

Считая обобщенными координатами величину угла поворота барабана  $\varphi$ , длину свисающей части каната  $x$  и его удлинение  $y$  (см. рисунок), составляем уравнения Лагранжа, представляющие собой систему трех дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_{\text{ПР}} \ddot{\varphi} + \frac{EA}{l} \varphi = M, \\ (m + \frac{1}{4} \rho Ax) \ddot{x} - m\ddot{y} + \frac{1}{8} EA \dot{x}^2 + EAy^2 x^{-2} = (m + \frac{1}{2} \rho x)g, \\ -m\ddot{x} + m\ddot{y} + EAyx^{-1} = 0, \end{cases} \quad (4)$$

Анализ уравнений показывает, что первое из них решается независимо от остальных и характеризует движение барабана вместе с талевой системой. Момент  $M$  в зависимости от режима работы имеет разную величину. Так, для асинхронного двигателя пусковая характеристика имеет нелинейный характер. Решение первого дифференциального уравнения для данной характеристики позволит оценить пусковой режим барабана лебедки.

При опускании груза момент  $M$  играет роль сопротивления движению, его величину для этого режима работы можно считать постоянной.

Оставшиеся два дифференциальных уравнения системы (4) имеют довольно сложные аналитические выражения для входящих в него функций. Для решения этой системы дифференциальных уравнений необходимо в явном виде выразить значения вторых производных  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$ , решая их как систему алгебраических уравнений, а затем интегрировать полученные выражения численными методами. Наиболее приемлемым для данного случая можно считать метод Рунге-Кутты, представленный в пакетах прикладных программ MathCad или MathLab.

Таким образом, динамический анализ работы буровой лебедки следует проводить, исследуя динамические уравнения (4) с учетом характеристик двигателя.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кирдяпкин С. А., Ляпцев С. А. Математическое описание работы буровой лебедки // Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Математическое моделирование механических явлений» Екатеринбург: УГГУ, 20-21 мая 2011 г., с. 78-81.
2. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1990. С. 407.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАСХОДА МОЩНОСТИ ПРИ СОСТАВЛЕНИИ ПЛАН-ГРАФИКА РЕМОНТОВ ЭКСКАВАТОРОВ

*ГРОНЯ В. В., БРУСОВА О. М.*

Рудненский индустриальный институт (Республика Казахстан)

Из существующих систем ремонта в настоящее время на карьерах АО Соколовско-Сарбайское горно-обоганительное производственное объединение (ССГПО) применяется составление план-графика по системе планово-предупредительных ремонтов (ППР). В основе лежит объём отгруженной горной массы. Для каждого типа пород (руда, скала, рыхлая вскрыша и отвал) имеются нормативы, которые рассчитываются при помощи ЭВМ и, зная объём работ в планируемом году, можно составить план-график ремонтов.

Учитывая работу экскаватора не только в этих забоях, но и на заоткоски бортов (тяжёлые условия) или на балласте (лёгкие условия), а, кроме того, сложность массива породами различной крепости, данная система не позволяет в полном объёме оценить нагрузки, приходящиеся на горную машину. Наиболее удобна будет система, учитывающая количество потреблённой экскаватором электроэнергии.

Данная величина будет для каждой машины индивидуальна и пропорционально зависящая от условий работы экскаватора и от состояния машины. Кроме того, расход мощности позволит планировать ремонты для машин, работающих на заоткоски уступов и при наладке или проверки экскаватора, когда машина работает на холостом ходу.

Проводя расчеты для трех главных приводов экскаваторов ЭКГ-6,3 УС (в забое) и ЭКГ-8И (на отвалах) в различных условиях работы получены следующие результаты (см. таблицу).

Результаты расхода мощности

Главные привода, кВт	Условия работы		
	руда	скала	отвалы
Подъем	338	280	340
Напор	110	92	91
Поворот	2·100	2·90	2·92
Сетевой двигатель	630	602	620

Снятие расхода мощности планируется производить на сетевом двигателе экскаватора, так как он является основной единицей для питания всех главных приводов. Так как напряжение двигателя составляет 6 кВ и чаще всего является величиной постоянной, предлагается снимать только величину силы тока. После чего линейный сигнал снятой величины поступает в аналогово-цифровой преобразователь (АЦП), где преобразуется в цифровую величину и поступает в перемножитель, где происходит перемножение напряжения (стандартная величина) на потреблённое значение силы тока (переменная величина). В результате чего получается расход мощности экскаватора.

Далее сигнал может поступать по двум направлениям: первый вариант – на дешифратор, затем на счетчик, установленный в кабине машиниста, где конкретно указывается потреблённая мощность электрического тока экскаватором (см. рисунок); второй вариант – на спутниковый модем, включающий в себя модулятор и демодулятор, установленный непосредственно в отделе главного механика, который будет передавать сигнал на центральный компьютер, позволяющий автоматизировать весь процесс составления план-графиков и контроля его проведения (см. рисунок).

Для измерения больших токов (порядка десятков килоампер) классическая схема датчика компенсационного типа, по которой построены выпускаемые промышленностью изделия, неприемлема.

Предлагается использовать датчик прямого усиления, основанного на использовании эффекта Холла. Принцип действия таких датчиков основан на компенсации магнитного поля,

создаваемого в магнитопроводе измеряемым током, посредством тока компенсационной обмотки.

Датчики прямого усиления способны измерять постоянный, переменный ток и токи других форм. При этом они гальванически изолированы от источника измеряемого тока.



Для компенсации магнитного поля, создаваемого, например, током 100 кА, ток через компенсационную обмотку должен быть равен  $100/n$  кА, где  $n$  – число витков этой обмотки, при этом мощность выходного усилителя и масса датчика могут быть слишком велики.

Для уменьшения компенсационного тока в предложенном датчике компенсация магнитного потока производится не на всём участке магнитопровода, а на ограниченном участке с магнитным сопротивлением, меньшим, чем сопротивление всей магнитной цепи.

На участке установки датчика Холла, где магнитный поток раздваивается, величина магнитной индукции  $B$ , создаваемая измеряемым током в шине

$$B = \frac{\mu \cdot \mu_0 \cdot I}{2 \cdot L} \quad (\text{при } l \gg d), \quad (1)$$

где  $\mu$  – магнитная проницаемость материала магнитопровода;  $\mu_0$  – магнитная проницаемость вакуума;  $I$  – сила тока;  $L$  – длина участка.

Для компенсации магнитного потока, создаваемого измеряемым током на данном участке, ток компенсационной обмотки  $I_{об}$

$$I_{об} = \frac{B \cdot 2d}{\mu \cdot \mu_0}. \quad (2)$$

Подставив формулу (1) в формулу (2), получаем, что ток компенсационной обмотки  $I_{об}$  меньше измеряемого тока  $I$  в  $L/d$  раз, что позволяет реализовать датчик приемлемой массы и габаритов. В предлагаемом датчике  $L=100$  мм,  $d=1$  мм, поэтому при измеряемом токе 100 кА компенсационный поток создаётся током  $1/n$  кА, где  $n$  – число витков компенсационной обмотки.

Предлагается следующая измерительная аппаратура: в качестве аналогово-цифрового преобразователя – сверхбыстрый преобразователь аналогового сигнала с параллельным преобразованием (в зарубежной документации — Flash ADC). В основном это 8-ми разрядные преобразователи с частотой дискретизации 1-1,5 ГГц. АЦП типа MAX104/6/8 конвертируют аналоговый сигнал с помощью линейки быстродействующих компараторов. Их количество составляет  $2^n-1$ , а опорное напряжение на каждый из них подается с делителя напряжения, состоящего из 2 резисторов. Для улучшения точности преобразования высококачественного сигнала в чип встроен усилитель слежения и запоминания ( $T/H$ ) с полосой пропускания 2,2 ГГц. Время преобразования незначительно зависит от величины конвертируемого сигнала.

В качестве спутникового модема – модем серии SL2048 фирмы SPL АСТ, который обеспечивает скорости передачи данных от 9,6 кбит/с до 3850 кбит/с с шагом 1 бит/с и оснащен функцией помехоустойчивого кодирования. Модем включает функцию питания для внешнего оборудования и источник опорного сигнала 10 МГц. Модулятор и демодулятор программируются независимо с шагом 1 бит/с и частотным разрешением ПЧ – 100 Гц. Модуляция сигнала осуществляется в  $L$ -диапазоне, благодаря чему обеспечивается чистый спектр выходного сигнала и эффективная передача данных по линии «земля-борт».

Предлагается 3-разрядный дешифратор высокого уровня серии K500ИД162 российского производства. В качестве перемножителя – высокоточный перемножитель сигналов KM525ПС3А фирмы RUS.

## ПРЕДПОСЫЛКИ ВЫБОРА КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ СГУСТИТЕЛЯ

*МАРТЫНЕНКО В. В.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В обогатительном производстве для увеличения концентрации твердого вещества в пульпе используются сгустители, рабочие поверхности которых подвергаются интенсивному изнашиванию пульпой.

Твердые наполнители могут быть минеральными, органическими, керамическими и металлическими. По форме это могут быть мелкодисперсные порошки и волокнистые материалы. Полимерные композиты, наполненные длинными волокнами или волокнистыми текстильными материалами, называются армированными пластиками.

Наибольшее распространение получили мелкодисперсные наполнители минерального происхождения: тальк, мел, каолин, слюда, асбест, белая сажа, аэросил, оксиды металлов. Широко используется для создания композитов, особенно эластомерных, технический углерод (сажа). Свойства некоторых дисперсных наполнителей приведены в таблице.

Свойства дисперсных наполнителей

Наименование	Плотность, г/см <sup>3</sup>	Твердость по Моосу	Температура, °С	
			плавления	размягчения
1. Каолин	2,6	1	-	1000
2. Тальк	2,8	1	1500	-
3. Слюда	2,8	2,5-3,5	-	1290
4. Мел	2,6-2,9	3	-	920
5. Аэросил	2,4	4-6	1400	-
6. Белая сажа	2,2	-	1200	-
7. Асбест	2,7	-	1550	-
8. Гипс	2,3	2	-	550
9. Технический углерод (сажа)	1,8	3	-	-

На рис. 1 показано, как изменяется износостойкость эластомера при увеличении размеров частиц наполнителя.

Дисперсные наполнители повышают вязкость и температуру переработки эластомеров, снижают технологическую усадку, повышают размерную стабильность готовых изделий, увеличивают модуль упругости материала. Введением в композиты наполнителей можно повысить теплостойкость, снизить горючесть, изменить твердость и прочность, повлиять на другие свойства материала.

Из приведенных данных следует, что различные наполнители по-разному влияют на жесткость исходного полимера. При увеличении их содержания модуль упругости возрастает, что является следствием уменьшения гибкости макромолекул из-за возникающих связей между частицами наполнителя и макромолекулами полимера.

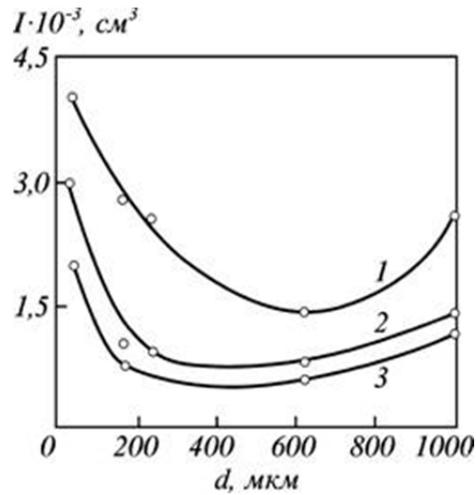


Рис. 1. Зависимость износа (I) композиций на основе эластомера от размера частиц наполнителя (порошка железа) при его объемном содержании:

1 – 5 %; 2 – 10 %; 3 – 20 %

На рис. 2 показано изменение модуля упругости при изгибе полипропилена от содержания в нем наполнителя.

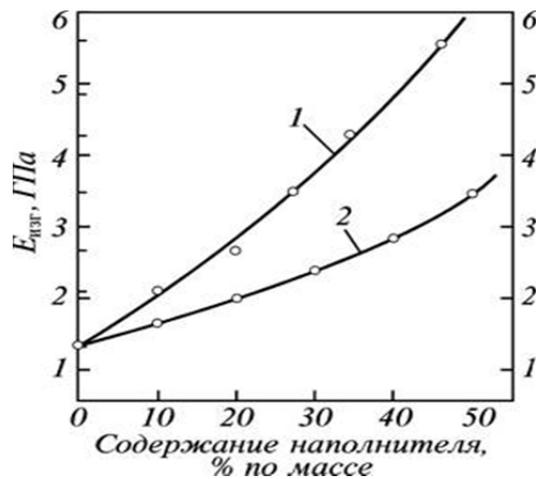


Рис. 2. Влияние содержания талька (1) и мела (2) на модуль упругости при изгибе (Еизг) полипропилена

Содержание наполнителей в полимерном композите должно быть оптимальным как с точки зрения возможности его переработки, поскольку с его увеличением растет вязкость материала, так и с точки зрения его влияния на эксплуатационные характеристики. При содержании наполнителя выше оптимального многие свойства композита ухудшаются. Обычно оно не превышает 50 % по массе. Из приведенных данных видно, что оптимальный вариант для футеровки сгустителя является композиционный полимер на основе полимочевинного эластомера и Аэросила.

## ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРЕСС-ФИЛЬТРА В КОО «ПРЕДПРИЯТИЕ ЭРДЭНЭТ»

РЕНЧИНСАМБУУ Г.<sup>1</sup>, АЛТАНТУЯА Б.<sup>2</sup>, БОЯРСКИХ Г. А.<sup>1</sup>,

<sup>1</sup>ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

<sup>2</sup>Монгольский государственный университет науки и технологии

При эксплуатации фильтр прессы в зависимости от технологических условий выявились следующие технические нарушения:

- Расход фильтр-ткани больше, чем запланированный.
- Разрушение пластины, которое возникло на поверхности пластины, закрывающей камеру связано с пробиванием фильтровой рубашки.

Эти нарушения вызывают уменьшение производительности, увеличение себестоимости и ухудшение технологических показателей (влажность кека, грязность фильтрата).

В настоящее время покупка одной фильтровой рубашки составляет 65 \$, которая должна работать в течение 2500-3000 циклов, но на самом деле в среднем не превышает 1000 циклов, иногда даже рвутся, не выдерживая и 10 циклов [1].

Обычно заменяют 10 фильтровых рубашек за сутки и всего 240 штук в течение месяца, если перевести на денежные средства, их стоимость составляет  $240 \times 65 = 15600$  \$, но если снизить их расход на 30 %, то экономия составит 4680 \$ в месяц, и за год можно сэкономить – 56160 \$.

Замена и восстановление пластин с рубашкой и полной промывке фильтровальной поверхности характеризуются высокой трудоемкостью, это вызывает определенный простой. На практике время замены и восстановления пластины с рубашкой составляет в среднем один час, это значительно уменьшает производительность.

**Решение проблемы.** В практике эксплуатации фильтр-пресса оказалась недостаточно эффективной система промывки фильтровальной поверхности, что явилось одной из главных причин, вызывающих выше указанные недостатки. Поэтому для фильтр-пресса необходимо установить дополнительную систему промывки, которая должна быть экономически более эффективной.

**Предлагаемая новая система промывки.** Фильтр-прессы в каждой смене в течение двух часов работы на час останавливаются на техническое обслуживание. При этом можно производить дополнительную промывку, используя систему питания, которая обеспечит достаточную промывку камер водой из специального чана с помощью насоса для питания [2].

Воду в чане можно заполнить из ресурсов двух видов, которые должны быть оценены по экономической эффективности: 1) оборотная вода, подаваемая из хвостового пруда 2) фильтрат, выходящий из фильтр-пресса [3].

По каждому источнику представлены технологические схемы. Новая система промывки показана на рис. 1, в которой использована оборотная вода.

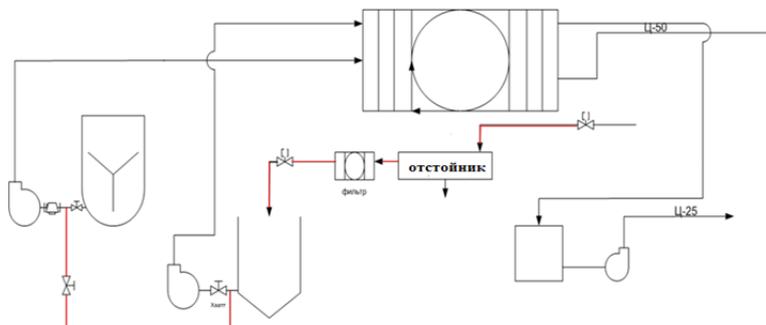


Рис. 1. Технологическая схема промывки пластин оборотной водой

Вторая новая система промывки показана на рис. 2, в которой использован фильтрат из фильтр-пресса. Если в этой схеме заменить фильтрат технической водой, то появляется возможность экономить воду на сумму 19000\$ в месяц, для этого необходимо установить дополнительный сгуститель с более высокой скоростью действия.

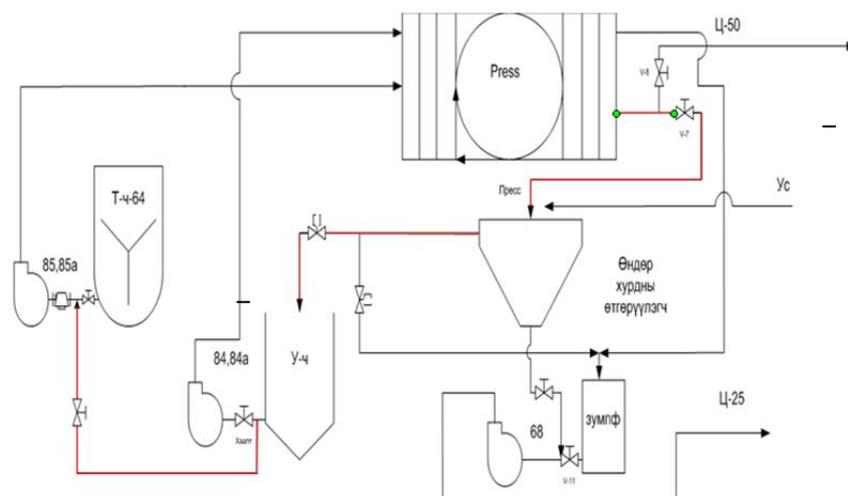


Рис. 2. Технологическая схема промывки пластин фильтратом

**Выводы.** В результате применения одной из схем промывки можно улучшить условия труда при обслуживании и промывке пластин и рубашек, уменьшить трудоёмкость восстановления и замены пластин и рубашек, более точно определить и снизить ориентировочно до 50 % расход рубашек. При использовании фильтрата в качестве воды для промывки можно экономить значительные денежные средства, и эта технология будет безотходной. При использовании оборотной воды в качестве технической требуются относительно малые капитальные вложения по сравнению с фильтратом.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Журналы оператора Фильтровально-сушильного отделения обогатительной фабрики «Предприятие Эрдэнэт» КОО. Расход фильтр-ткани.
2. Руководство по установке, эксплуатации, хранению и техническому обслуживанию «EIMCO» фильтр-пресса, 2005.
3. Технологическая инструкция по обогащению медно-молибденовых руд месторождения Эрдэнэтийн-Овоо на обогатительной фабрике КОО «Предприятие Эрдэнэт», 2008.

## АНАЛИЗ ИНФОРМАТИВНОСТИ РЕГРЕССИОННЫХ МОДЕЛЕЙ ВЗАИМОСВЯЗИ РАБОТЫ ФИЛЬТР-ПРЕССА ПРИ ОБЕЗВОЖИВАНИИ РУДОСОДЕРЖАЩЕЙ ПУЛЬПЫ

*РЕНЧИНСАМБУУ Г.<sup>1</sup>, АЛТАНТУЯА Б.<sup>2</sup>, БОЯРСКИХ Г. А.<sup>1</sup>*

<sup>1</sup>ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

<sup>2</sup>Монгольский государственный университет науки и технологии

На КОО «Предприятие Эрдэнэт» установлены два Фильтр-Пресса марки EIMCO® ФИЛЬТР ПРЕСС МОДЕЛЬ M1500 FBM-77-PP-NVRP-NS-225-50, произведенных в США.

Основная цель данного исследования состояла в установлении режимов работы фильтр-пресса, соответствующих технологическим условиям и производительности обезвоживания.

**Исследование в производстве.** При фильтрации на фильтр-прессе большое влияние оказывают следующие факторы, которые наблюдались в течение исследования: давление и производительность питания, толщина осадки внутри камеры, вязкость жидкости, крупность и содержание твердого фаза [1].

Исследование влияния содержания твердой фазы в питании на влажности кеки было проведено с помощью регрессионного анализа их зависимости [3],[4]. Результаты исследования приведены на рис. 1.

Установленные факторы, влияющие на реологические свойства пульпы: крупность твердой фазы в питании, концентрация реагентов, отношение твердого и жидкой фазе, температура пульпы [2], [3], [5]. Влияние крупности на влажность кека показана на рис. 2.

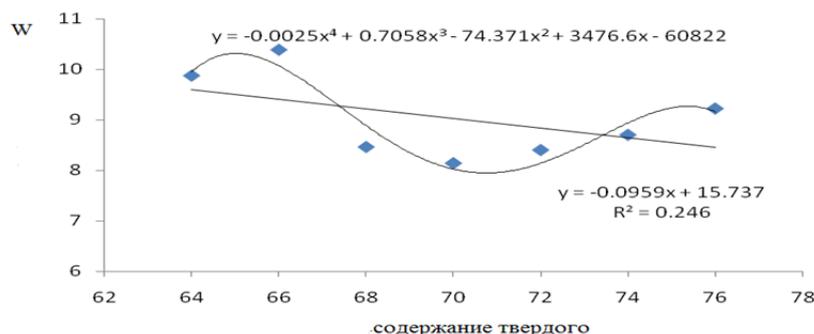


Рис. 1. Зависимость влажности (%) кека от содержания твердой фазы (%) в питании

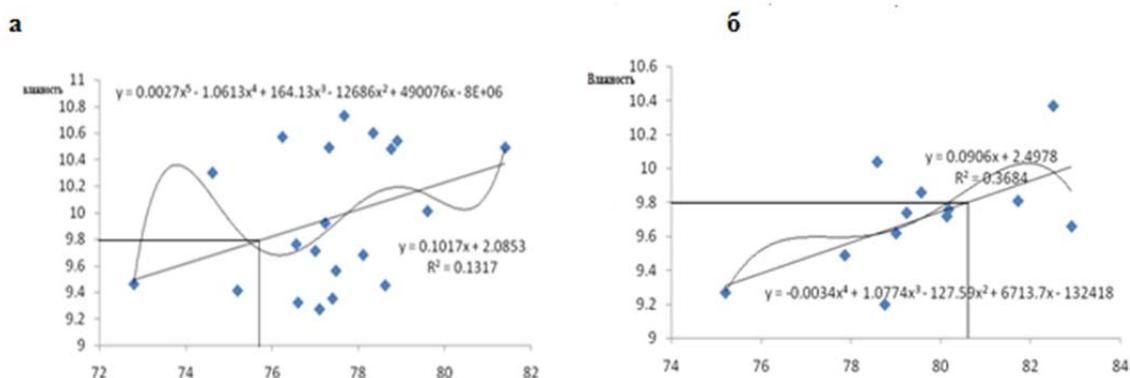


Рис. 2. Зависимость влажности кека (%) от содержания класса -0,044 мм в медном концентрате (%) для различных интервалов времени работы фильтр-пресса

Чтобы изучить влияние вязкости жидкой фазы пульпы в фильтр-прессе были взяты две пробы из фильтрата, выходящего из фильтр-пресса для большой и малой влажности кека, которые определяли опытным путем по вязкости с помощью специального прибора.

Из результатов опыта видно, что вязкость жидкости при большой влажности больше, чем при малой влажности.

**Заключение.** Одним из основных факторов, оказывающих влияние на производительность и влажность кека, выходящего из фильтр-пресса являются реологические свойства (зависимость вязкости от скорости и вид течения жидкости).

В настоящее время степень влияния отдельных технологических факторов на реологические свойства пульпы и влажность кека не позволяют определить совместное влияние изученных факторов. В дальнейшем необходимо в лаборатории изучить взаимосвязь всех факторов для получения регрессионных уравнений с множественной корреляцией.

На сегодняшний день в нашей практике имеется возможность уменьшать влияние реологического поведения при фильтрации, то есть повышать до достаточной величины плотность питания, улучшать пропускную способность фильтровальной поверхности, для чего необходимо внедрить новую систему промывки и заменить сгуститель на другой.

Если мы сможем точно определить величину этих показателей, то получим возможность управлять технологическим процессом, следовательно, появится возможность повысить производительность фильтр-пресса до 100 т/ч.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Презентация выставки-конференции «Подготовка, обогащение и обезвоживание руд и минералов» 2006 СЕТСО. 2006. С. 49.
2. «Предприятие Эрдэнэт» АСУТП. <http://172.16.1.1/> Сводка.
3. Журналы оператора фильтровально-сушильного отделения обогатительной фабрики «Предприятие Эрдэнэт» КОО.
4. Журналы оператора измельченно-флотационного отделения обогатительной фабрики «Предприятие Эрдэнэт» КОО.
5. Мирошниченко Д. С. Влияние неньютоновских свойств дисперсионных жидкостей на реологическое поведение разбавленных суспензий: дис. ... канд. физико-математ. наук. 2000. С. 129.

## ПРИМЕНЕНИЕ ГИДРОАККУМУЛЯТОРОВ В КОНУСНЫХ ДРОБИЛКАХ

*КАЛЯНОВ А. Е., СУСЛИНА Е. С., ЛАГУНОВА Ю. А.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В современных горных машинах с целью повышения КПД гидравлической системы, уменьшения мощности насоса, увеличения надежности работы системы и выполнения ряда вспомогательных функций широко применяются гидропневмоаккумуляторы.

Гидропневмоаккумуляторы необходимы и экономически выгодны для выполнения следующих функций:

- компенсация утечек рабочей жидкости при длительной выдержке изделия под давлением, когда выдержка длится от 5 до 30 мин;
- получение максимального кратковременного расхода жидкости с поддержанием заданного давления;
- осуществление быстрых перемещений рабочего органа во время холостого хода;
- разгрузка насоса от давления с сохранением давления в замкнутых магистралях гидросистемы;
- демпфирование гидравлических ударов и колебаний давления, которые возникают при резких остановках, переключениях потока жидкости и изменениях нагрузки;
- создание резерва мощности при отключении насоса;
- торможение при внезапном отключении насоса;
- питание вспомогательных устройств во время рабочего хода и в течение полного цикла, а также реле времени в сочетании с дросселем или дозатором.

На кафедре горных машин и комплексов (ГМК) ФГБОУ ВПО «УГГУ» в рамках выполнения хоз. договора № 43-201-12 проводятся исследования по гидрофикации системы прижатия дробильной чаши конусной дробилки мелкого дробления к станине.

**Описание работы системы прижатия.** Рабочее усилие прижатия дробильной чаши к станине создается штоковыми полостями гидроцилиндров, в цепь которых от насоса подается давление 12 МПа. Каждый гидроцилиндр соединен со своим аккумулятором. Начальное давление газа в аккумуляторе  $8,3 \pm 0,3$  МПа. Аккумуляторы поддерживают давление в цепи гидроцилиндров после отключения насоса гидроагрегата.

При попадании в камеру дробления недробимого тела толщиной больше ширины разгрузочной щели на закрытой стороне, но меньше ширины разгрузочной щели на открытой стороне дробилка должна пропускать его без остановки – происходит амортизация, т.е. односторонний подъем дробимой чаши.

При этом ход всех поршней будет пропорционален проекции расстояния от гидроцилиндра до точки поворота дробильной чаши относительно станины (наибольший ход со стороны недробимого тела) на ось «недробимое тело – точка поворота». Максимальный ход со стороны недробимого тела – 100 мм. При этом ходе время подъема (оно же время опускания) – 0,13 с.

При подъеме дробильной чаши часть масла из гидроцилиндров усилием дробящего конуса вытесняется в аккумуляторы, а затем, после окончания амортизации под воздействием избыточного давления в аккумуляторах, возвращается обратно.

При попадании недробимого тела толщиной больше ширины разгрузочной щели на открытой стороне происходит несколько циклов амортизации с зажатым недробимым телом. Главный привод перегружается и после нескольких циклов перегрузки должен остановиться. При остановке привода по причине перегрузки от срабатывания системы амортизации последняя должна быть разгружена путем слива масла в бак гидроагрегата.

В случае утечки масла, т.е. падения давления в цепи гидроцилиндров до 11 МПа реле давления должно включить насос и восстановить давление, после чего насос отключается. Если давление в гидроцилиндрах не будет автоматически восстановлено и упадет до 10,3 МПа, должно сработать реле давления, которое дает сигнал на отключение главного привода;

загорается красная сигнальная лампа низкого давления. В таком состоянии дробилку эксплуатировать нельзя.

**Система гидравлической разгрузки от недробимых тел и завалов.** При остановке дробилки под нагрузкой вследствие попадания крупного недробимого тела, из-за отключения электроэнергии или перегрузки по питанию камеру дробления заваливает дробимым материалом. Для очистки камеры дробления от завала или недробимого тела необходимо: снять давление с гидроцилиндров прижатия дробильной чаши; подать давление в поршневую полость гидродомкратов разгрузки от недробимых тел; поднять дробильную чашу на 150 мм; после разгрузки камеры дробления опустить дробильную чашу в рабочее положение за счет подачи давления в штоковую полость гидродомкратов; восстановить усилие прижатия чаши путем создания в штоковых полостях гидроцилиндров прижатия чаши рабочего давления 12 МПа.

Сотрудники кафедры ГМК и члены студенческого конструкторского бюро в рамках договора с ОАО «Уралмашзавод» выполняют расчет и конструирование гидроагрегата (рис. 1). Проводят расчет системы гидравлического прижатия дробильной чаши к станине и системы разгрузки камеры дробления от недробимых тел и завалов, разрабатывают принципиальную гидравлическую схему подключения гидропневмоаккумуляторов в гидросистему (рис. 2).

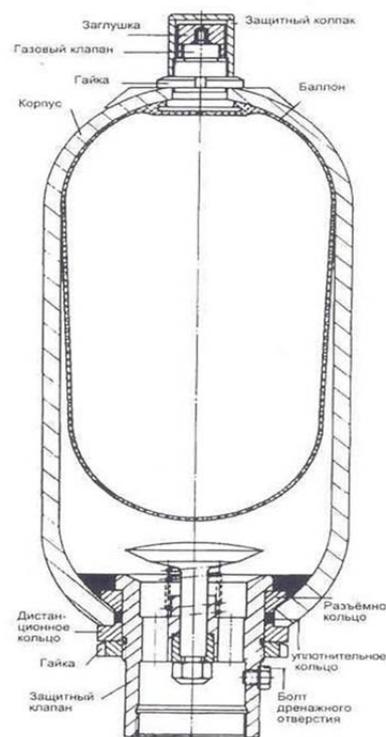


Рис. 1. Вариант конструкции гидропневмоаккумулятора

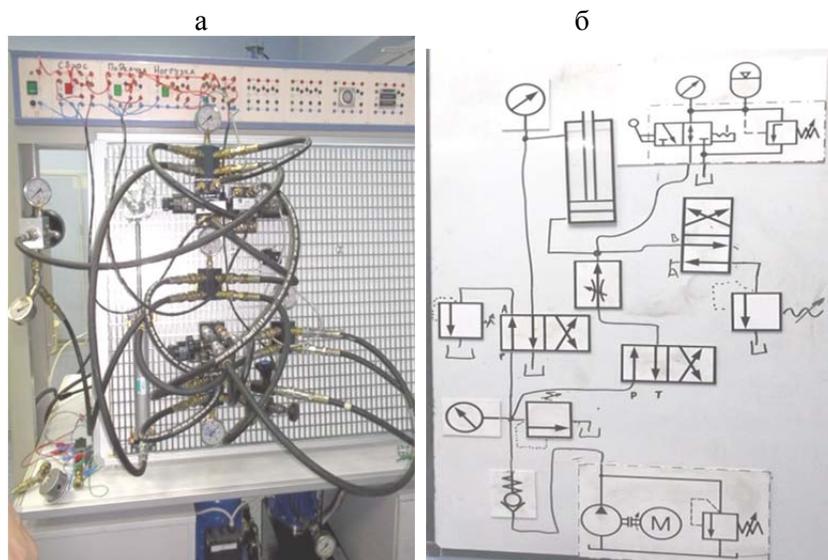


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема гидроагрегата:

а – на стенде; б – на доске

## РАЗВИТИЕ СИСТЕМ МЕХАНИЗАЦИИ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

*ПАСЫНКОВ Д. А.*

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Установки для бурения нефтяных и газовых скважин отличаются от всех других буровых установок большими габаритами и массой, что обусловлено большими нагрузками, разнообразием технологических операций и значительным объёмом спуско-подъёмных операций (СПО) с различными видами бурового инструмента. Другой особенностью эксплуатации этих установок является необходимость их передислокации на большие расстояния в сложных географо-климатических условиях. Это предопределяет повышенные требования к уровню механизации вспомогательных операций и монтажеспособности оборудования. Поэтому одним из приоритетных направлений развития бурового оборудования, как в России, так и за рубежом, является создание современных буровых установок с высоким уровнем монтажеспособности и механизации СПО, что повышает безопасность буровой бригады.

Хотелось бы отметить, что развитие систем механизации, как вспомогательных операций, так и операций монтажа является одной из малоизученных областей в буровом машиностроении. Даже публикаций на эту тему относительно немного, а в учебниках этот вопрос тоже практически не освещается. Вместе с тем, системы механизации, наряду с приводами буровых установок, оказывают наиболее существенное влияние на характеристики качества бурового оборудования.

Системы механизации можно разделить на две основные группы:

1. Механизация операций спуска, подъема и наращивания труб и подготовки труб и компоновок к СПО.

2. Монтаж-демонтаж буровой установки.

Рассмотрим для начала каждую группу в отдельности.

**Механизация операций с трубами при выполнении СПО.** В настоящее время наблюдается два основных подхода к механизации СПО:

1. Создание частично или полностью автоматизированных спуско-подъёмных комплексов (СПК) буровых установок, где полностью отсутствует ручной труд. Оператор может управлять буровой с дистанционного пульта.

2. Механизация отдельных операций и оснащение буровой установки оборудованием для механизации конкретных операций в зависимости от пожеланий заказчика.

Примером первой полностью автоматизированной буровой является установка БУ Уралмаш-125А, созданная в 1979 году. Управление буровой установкой могло осуществляться в трех режимах: пооперационном, полуавтоматическом и автоматическом. Обслуживала установку бригада из трех человек: бурильщик-оператор, помбур и электрик. Бурильщик руководил технологическими процессами, ориентируясь на показания датчиков, сведенных в вагон управления в 50 метрах от устья скважины. Главный недостаток установки обусловлен низкой надёжностью системы управления средствами автоматизации, а также низкая монтажеспособность.

В настоящее время автоматизированные буровые установки производит компания Drillmec (Италия), в частности гидравлические буровые установки серии НН. Эти установки лишены недостатка БУ Уралмаш-125А, их очень быстрый монтаж/демонтаж значительно сокращает время перемещения между скважинами, что снижает стоимость бурения, особенно это ощутимо, если время бурения относительно небольшое (при неглубоких скважинах). Понятно также, что оснащение буровой установки таким спуско-подъёмным комплексом, ведет к ее удорожанию, усложнению обслуживания.

Для механизации отдельных операций в основном применяются; буровые ключи (буровые роботы), механизированные мосты, манипуляторы на балконе верхнего рабочего, системы верхнего привода (СВП). В настоящее время в России и за рубежом наиболее

распространена комбинация в составе СПК таких механизмов как буровой робот (ключ), спайдер и СВП. Такая комбинация позволяет при сравнительно небольших затратах повысить уровень механизации, а значит производительность и безопасность буровой бригады. Известны примеры более глубокой механизации СПО за счет оснащения установок полным спектром оборудования, как при модернизации существующих установок, так и при создании новых, что позволяет получать высокомеханизированные буровые установки. Правда комбинации такого рода зачастую могут приводить к увеличению времени на СПО и усложнению монтажа/демонтажа оборудования и в первую очередь вышечно-лебедочного блока (ВЛБ).

**Монтаж/демонтаж буровой установки.** Под механизацией монтажных работ буровых установок следует понимать применение специализированных транспортных средств и встроенных в конструкцию установки или модуля устройств для монтажа. Применение данных средств позволяет частично или полностью отказаться от применения крановой техники.

Наиболее трудоемким блоком буровой установки с точки зрения монтажа считается ВЛБ. Этому есть объективные причины: высокая масса блока и размеры металлоконструкций; наличие в составе блока систем механизации СПО.

Одной из причин развития средств монтажа ВЛБ является применение превенторных установок с высокой стволовой частью, что обусловило появление оснований с высокой отметкой буровой площадки относительно уровня земли. Ввиду того, что традиционно монтаж средств механизации ведется после монтажа ВЛБ, появление высоких оснований привело к усложнению монтажа вспомогательного оборудования т.к. потребовалась крановая техника большей грузоподъемности. Для решения данной проблемы зарубежные производители бурового оборудования разработали концепцию самоподъемных оснований позволяющих производить монтаж вспомогательного оборудования в непосредственной близости от земли с последующим подъемом вместе с основанием.

В настоящее время насчитывается порядка 7 типов самоподъемных оснований (см. таблицу), но отечественными буровыми компаниями освоено порядка 3. Причем лидирующие позиции в этом направлении занимает компания ООО «Уралмаш НГО Холдинг».

Использование типов самоподъемных оснований в России и за рубежом

	Типы самоподъемных оснований (Self-Elevating)						
	Параллелограмм	С телескопическими опорами	Swing-Lift а) монтаж козел; б) подъем мачты; в) подъем буровой площадки	Swing-Up а) подъем мачты; б) подъем буровой площадки.	Sling-Shot а) подъем мачты; б) подъем буровой площадки совместно с мачтой	Single-Shot а) подъем мачты одновременно с буровой площадкой	Box-on-Box с гидроцилиндрами
Россия	V	V	V				
Зарубежье	V	V	V	V	V	V	V

Таким образом, только комплексное решение проблемы механизации СПО и монтажа бурового оборудования приведёт к существенному росту показателей бурения и повышению качества бурового комплекса. Совершенствование средств механизации монтажа и СПО определяется долей этих операций в технологическом цикле бурения.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ БАРА КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ

АБДУЛКАРИМОВ М. К., САВИНОВА Н. В.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Камнерезная машина с исполнительным органом в виде бара предназначена для вырезания из массива блоков. Применяются на монолитных породах с углом падения слоев не более  $15^\circ$ . По области применения выделяют машины для добычи стенового (с коэффициентом крепости до 5) и облицовочного (с коэффициентом крепости до 12) камней; по характеру работы - на предуступные и надуступные, работающие в карьерах и подземных выработках. По числу исполнительных органов различают баровые машины камнерезные однобаровые и многобаровые. Большинство баровых машин камнерезных универсальны, могут выполнять все виды врубов (пропилов), необходимых для отделения блока от массива. Наибольшее распространение получили однобаровые камнерезные машины для добычи облицовочного камня на открытых горных работах (рис. 1).

Исполнительный орган машины имеет плоскую удлиненную конструкцию (длина к ширине около 6:1), по периферии которой в направляющих движется бесконечная цепь с твердосплавными резами. Привод цепи осуществляется электро- или гидродвигателем. Баровая камнерезная машина в процессе работы перемещается вдоль забоя по направляющим.

Исследования проводились для получения напряженно-деформированного состояния корпусной металлоконструкции бара при различных параметрах рабочего процесса. Анализ результатов позволит наметить пути совершенствования конструкции, для снижения массы машины, что уменьшит нагрузку на грунт, сократит время на транспортировку и монтажно-демонтажные работы.

Расчетная часть выполнена в программе APM WinMachine в модуле конечно-элементного анализа APM Structure3D. При создании расчетной модели использовались

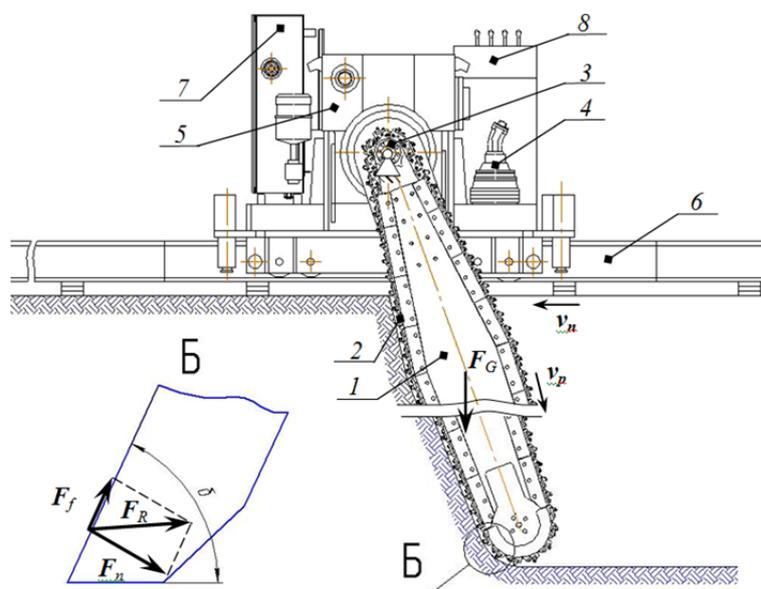


Рис. 1. Камнерезная машина

1 - исполнительный орган; 2 - баровая цепь; 3 - ведущая звездочка; 4 - редуктор; 5 - механизм подачи; 6 - направляющие; 7 - шкаф электрический; 8 - пульт управления

чертежи камнерезной машины, выполненные в студенческом конструкторском бюро по заказу ОАО «НПО «Экспериментальный завод» г. Реж.

Математическая модель представляет собой совокупность моделей нагружения, формы, материала и закрепления. Для создания модели нагружения были рассмотрены действующие на конструкцию бара рабочие нагрузки с учетом его положения в пространстве. Для определения влияния каждой из них составлены следующие расчетные случаи:

- 1) силы сопротивления породы разрушению в различных положениях бара ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ );
- 2) сила тяжести в различных положениях бара ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ );
- 3) влияние конструктивных

особенностей (соединения, устройство натяжения цепи и т. д.);

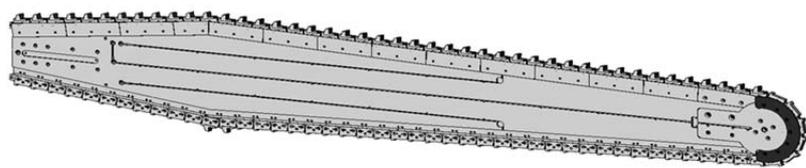
4) аварийные ситуации (защемления в породе) в различных положениях бара ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ).

На базе расчетных случаев составлены необходимые комбинации нагружений. Численные значения нагрузок определены с учетом механических характеристик пород (мрамор, гранит) (см. таблицу).

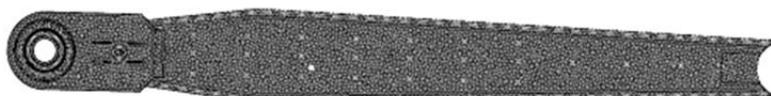
Физико-механические характеристики разрушаемой породы

Порода	Плотность, т/м <sup>3</sup>	Коэффициент крепости, $f$	Предел прочности		
			на сжатие $\sigma_{сж}$ , МПа	на скалывание $\sigma_{ск}$ , МПа	механический при разрушении $\sigma_{м}$ , МПа
Гранит	2,89-3	12-16	180-270	44-52	112-162
Мрамор	2,84-2,89	10-12	50-140	32-44	86-112

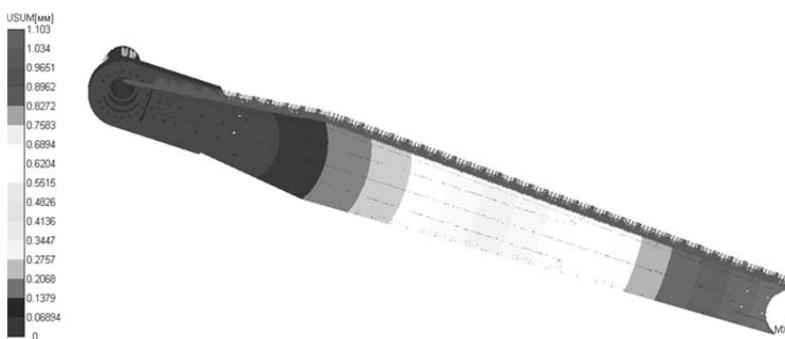
Модель формы выполнялись с использованием трехмерных (solid) конечных элементов. 3D-модель строилась в программных комплексах SolidWorks и Компас. Для выполнения расчетов посредством step-форматов модель передавалась в APM WinMachine, в модуль предпроцессорной подготовки APM Studio. В этом модуле задавалась модель нагружения, материала и закрепления, проводилась подборка шага дискретизации и коэффициента сгущения. Непосредственно расчеты были сделаны в модуле APM Structure3D (рис. 2).



3D модель (SW)



Конечно-элементная модель APM Studio



Карта перемещений, результат расчета в APM Structure3D

Рис. 2. Последовательность создания расчетной модели

Выполненные расчеты позволят проанализировать зависимости параметров металлоконструкции от действующих нагрузок и их комбинаций. На базе исследований планируется создать методику поиска оптимальных параметров баровых исполнительных органов камнерезных машин.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШАГАЮЩЕГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ГИДРОПРИВОДОМ

ТАГИЛЬЦЕВА Л. Э., СУСЛОВ Н. М.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В статье приводятся результаты анализа рабочего процесса трехопорных гидравлических шагающих механизмов, рассмотрен вариант исполнения механизма шагания, сокращающий энергозатраты на перемещение экскаватора.

Ключевые слова: экскаватор, механизм шагания, гидравлический привод.

Все мощные вскрышные экскаваторы имеют шагающий ход, обеспечивающий низкое удельное давление на грунт. Тяжелые экскаваторы оснащаются трехопорными механизмами шагания, а сверхтяжелые – четырехопорными. Среди трехопорных механизмов наиболее распространен механизм шагания [1] с гидравлическим приводом (рис. 1). Он включает размещенные с двух сторон подъемные и тяговые гидроцилиндры и опорные башмаки.

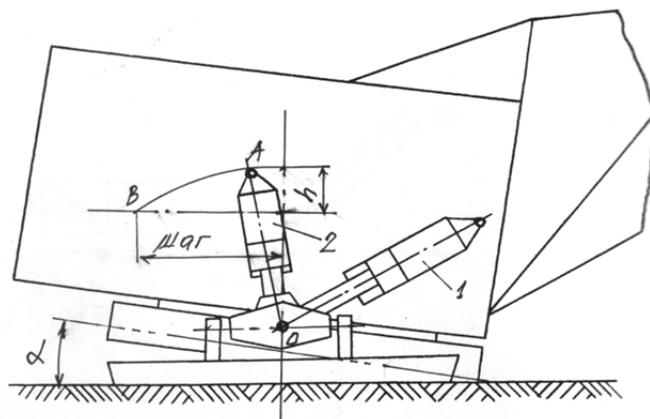


Рис. 1. Трехопорный механизм шагания

При работе экскаватора штоки подъемных 2 и тяговых 1 цилиндров втянуты внутрь гидроцилиндров. При шагании штоки тяговых цилиндров 1 выдвигаются в крайнее положение, затем выдвигаются штоки подъемных цилиндров, опорные башмаки опускаются на грунт. При дальнейшем выдвигении штоков подъемных цилиндров до крайнего положения центр масс экскаватора и передняя по ходу движения кромка базы поднимаются на пропорциональную высоту. Затем при подаче жидкости в штоковые полости тяговых цилиндров происходит поворот подъемных цилиндров по дуге АВ и перемещение экскаватора на величину шага. Затем цикл повторяется. Недостатками указанного механизма шагания являются: частичное использование энергии поднятого экскаватора на шагание, дополнительное нагружение кромки базы экскаватора тяговыми цилиндрами при втягивании их штоков.

Наибольшей эффективностью из всех рассмотренных механизмов обладает механизм шагания [2, 3] (рис. 2).

Механизм шагания содержит башмаки 1, размещенные по обеим сторонам платформы 2. Каждая сторона имеет силовые гидроцилиндры 3 и распорные рычаги 4 и 5. Рычаги связаны между собой и с плунжером 6 шарниром 7, а с опорными башмаками и поворотной платформой – шарнирами 8 и 9. Между нижним распорным рычагом 5 и опорным башмаком установлен ограничитель 11 угла поворота нижнего рычага.

Процесс перемещения экскаватора состоит из следующих последовательно выполняемых операций: опускание опорных башмаков на грунт, подъем и перемещение экскаватора, подъем опорных башмаков и перенос их в исходное положение.

При опускании опорных башмаков плунжер 6 поворачивает распорные рычаги 4 и 5, которые, обкатываясь вокруг роликов 10, опускают опорные башмаки на грунт.

При дальнейшем выдвигении плунжеров 6 после опускания опорных башмаков на грунт происходит подъем передней части экскаватора вследствие распора верхнего и нижнего рычагов 4 и 5.

Затем шарниры 7 упираются в ограничители 13 угла поворота нижних распорных рычагов, установленные на опорных башмаках 1. После этого осуществляется перемещение машины на величину шага за счет поворота верхних рычагов 4 вокруг шарнира 7. При этом задняя кромка базы перемещается по грунту.

После опускания базы экскаватора на грунт производится подъем опорных башмаков и перенос их в исходное положение. Жидкость от насосной установки поступает в штоковую полость гидроцилиндра, втягивая плунжер 6 и поворачивая рычаг 5 вокруг упора 10.

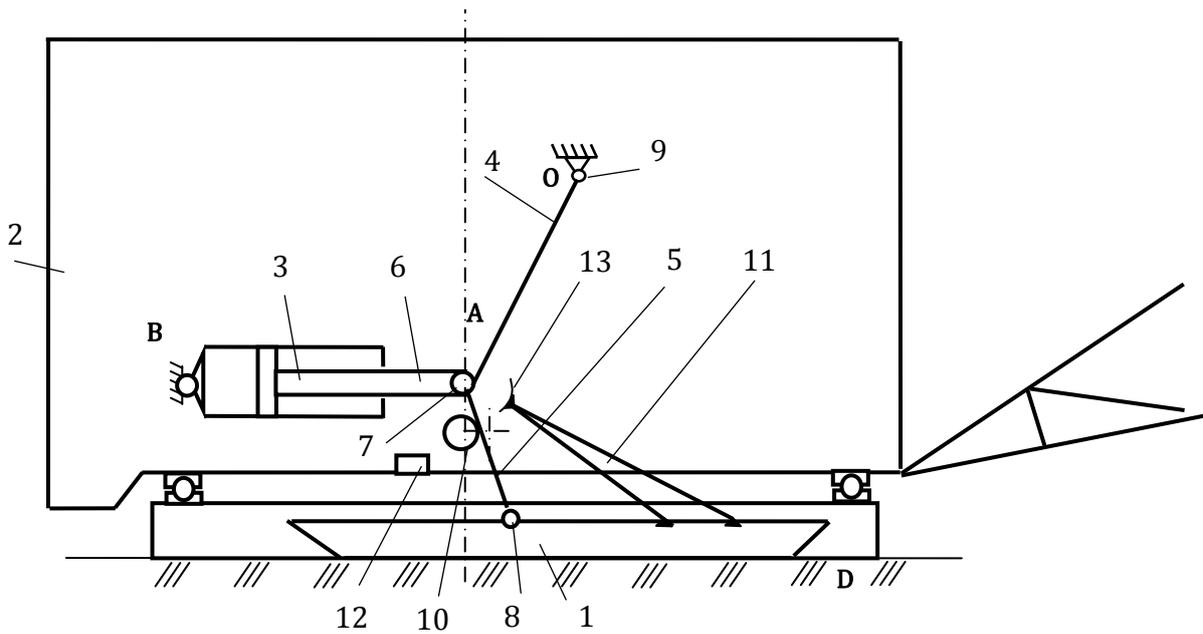


Рис. 2. Механизм шагания

Такое выполнение механизма шагания и его гидропривода позволяет упростить схему привода, повысить ее надежность, уменьшить металлоемкость всего ходового оборудования, повысить скорость перемещения экскаватора за счет совмещения операции его подъема и перемещения.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Т. Е. Исаев [и др.]. Шагающий механизм для мощных экскаваторов и других землеройных машин: А. с. 219455. 1968. № 7.
2. Г. Х. Бойко и др. Механизм шагания: А. с. 1239229. 1986. № 23.
3. Суслов Н. М. Гидропривод шагающего ходового оборудования экскаватора: А. с. 1460142. 1989. № 7.

## ПОИСК НАИЛУЧШЕЙ СТРУКТУРЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ

ЛОКТИНА Н. А., САВИНОВА Н. В.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Основная задача при проектировании металлоконструкций заключается в рациональном размещении силовых элементов, которые при равных прочностных характеристиках имеют минимальную массу. В современных условиях поиск наилучшего решения целесообразно проводить на базе конечно-элементных моделей, созданных с помощью специальных программных комплексов.

Рассматриваемый способ создания металлоконструкций основан на методе вычленения из несущего объема ненагруженных участков (конечных элементов)\*. Работа посвящена развитию метода структурного поиска. В качестве примера рассмотрен кронблок буровой установки грузоподъемностью 250 т.

Для первичного анализа за несущий объем принята твердотельная композиция с размерами существующей конструкции кронблока (рис. 1). Шаг разбиения области выбран таким образом, чтобы зоны нагружения соответствовали размерам присоединяемых деталей, а именно, кронштейнов, поддерживающих блоки.

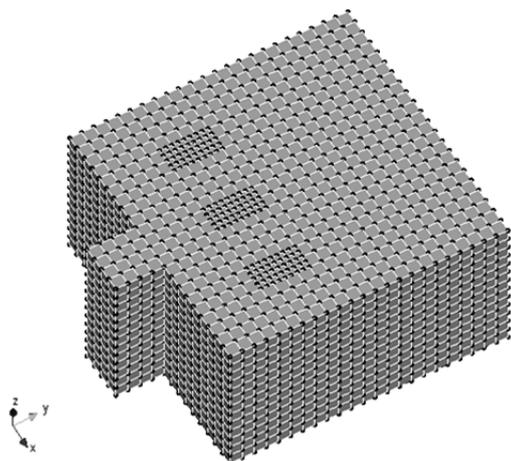


Рис. 1. Несущая область

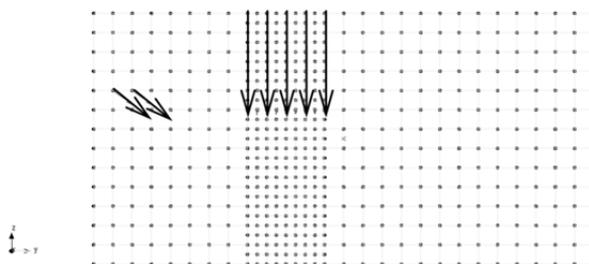


Рис. 2. Модель нагружения

Модель нагружения состоит из расчетных режимов, соответствующих различным периодам работы конструкции:

- максимальная рабочая нагрузка с учетом влияния силы натяжения лебедочной и неподвижной ветвей каната, сила тяжести;
- то же, ветровая нагрузка;
- живучесть, масса оборудования подвешенного на кронблок, штормовая ветровая нагрузка;
- испытательная нагрузка с учетом влияния силы натяжения лебедочной и неподвижной ветви каната.

Нагрузки на несущую металлоконструкцию передаются от шкивов и вала кронблока к креплениям, поэтому их целесообразно разложить в виде сосредоточенных сил на несколько точек каждого из креплений (рис. 2).

\* Андросов А. Поиск решений оптимальной конфигурации несущих металлоконструкций с применением программного комплекса APM WinMachine / Андросов А., Ковалева А.// САПР и графика. 2004. № 9.

Модель материала состоит из перечня механических характеристик вводимых в программу из встроенной базы данных.

После выполнения расчетов для анализа используется карта эквивалентных напряжений. Строим ее таким образом, чтобы малонагруженные участки были очевидны, для этого регулируем граничные значения напряжений (рис. 3).



Рис. 3. Диапазон выводимы значений

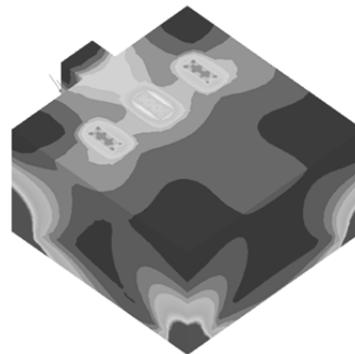
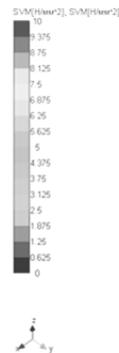


Рис. 4. Карта напряжений первичной области

Использование металла в слабонагруженных зонах нерационально, поэтому с помощью карты напряжений (рис. 4) из первичного объема вычлняем их. После этого расчет осуществляется снова. Операция повторяется многократно. Увеличивая с каждым шагом разницу между минимальным и максимальным значением диапазона выводимых на карте напряжений результатов, создается каркас несущей металлоконструкции (рис. 5).

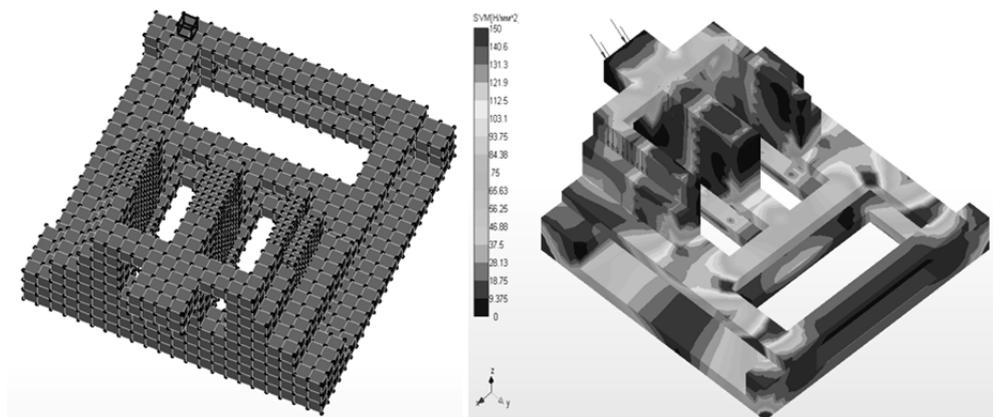


Рис. 5. Каркас металлоконструкции

Предлагаемый подход в проектировании металлоконструкций позволит пересмотреть и модернизировать уже имеющиеся конструкции, а для вновь создаваемых структур получать наилучшие решения.

## ОЦЕНКА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИДРОПЛИТ

МАЙОРОВ С. А., САВИНОВА Н. В.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Плита гидравлическая (рис. 1) представляет собой моноблочную конструкцию, способную заменить собой ряд рукавов и трубопроводов в гидросистеме. Изготовленные из металла плиты, по сравнению с рукавами, способны выдерживать большие давления, при меньших проходных сечениях каналов. Единственным минусом гидравлических плит является сложность их изготовления.

На рис. 2 представлена принципиальная гидравлическая схема механизмов поворота и фиксации дробилок Уралмашзавода. На схеме хорошо видно, что гидроплиты замещают собой значительную часть трубопроводов. Изготавливаются они из качественной углеродистой стали 45, нормализованной до твердости 167...207 НВ. Рабочее давление систем составляет 12...12,5 МПа, при испытании оно достигает 16 МПа. Однако в практике применения этих конструкций имело место значительное превышение давления в системе, вследствие выхода из строя сливного клапана, что привело к разрушению гидроплиты.

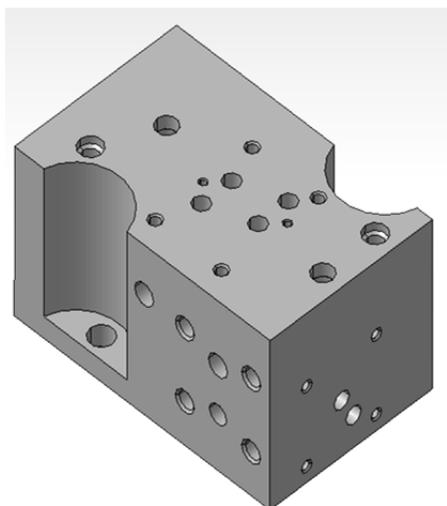


Рис. 1. Плита гидравлическая

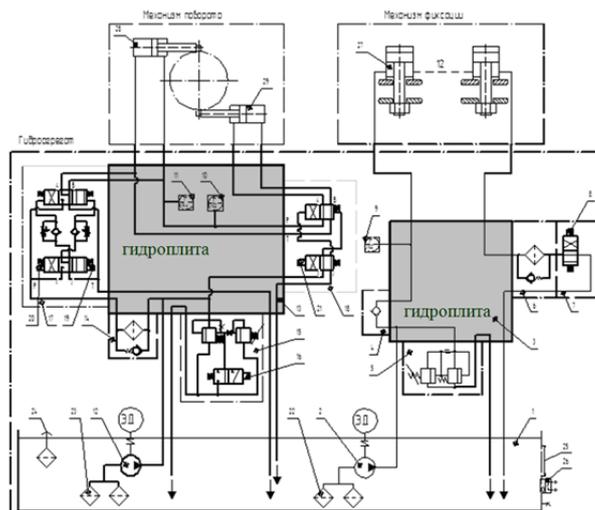


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема

Анализ напряженно-деформированного состояния гидроплиты проведен с целью выявления мест возможных разрушений и определения величины давления, при котором конструкция может получить повреждения. Для получения карт напряжений и перемещений использовалась программа конечно-элементного анализа APM WinMachine. Трехмерная модель плиты была выполнена по чертежам изготовителя в системе автоматизированного проектирования КОМПАС 3D, и импортирована через step-формат в модуль APM Studio для предпроцессорной подготовки, расчеты конечно-элементной модели гидравлической плиты выполнены в модуле APM Structure 3D. Шаг дискретизации модели выбран 6 мм, исходя из минимальной толщины стенок конструкции в 4 мм. Сетка резким переходам геометрии сгущалась с коэффициентом 1,5.

**Первый расчетный случай** – режим испытаний. Модель нагружения составлена исходя из постоянного давления в системе 16 МПа. Плита жестко зафиксирована по плоскости XOY виртуального пространства расчетной системы. Так как испытание проводится в течение 10-15 минут (т.е. продолжительно во времени), проводился статический расчет.

Карты напряжений первого расчетного случая приведены на рис. 2. Среднее внутреннее давление на стенках каналов составляет 20 МПа, максимальное давление имеет локальный характер в местах резкого изменения геометрии и равно 44,5 МПа. Основываясь на ранее проводимых натурных исследованиях в СТП Уралмашзавода, представлены предельные давления внутри каналов плит при толщине стенок 4 мм, они составляют 167,5 МПа (1675 атм). Таким образом, возникновение локальных превышений не опасно как для отдельных участков, так и для всей системы в целом.

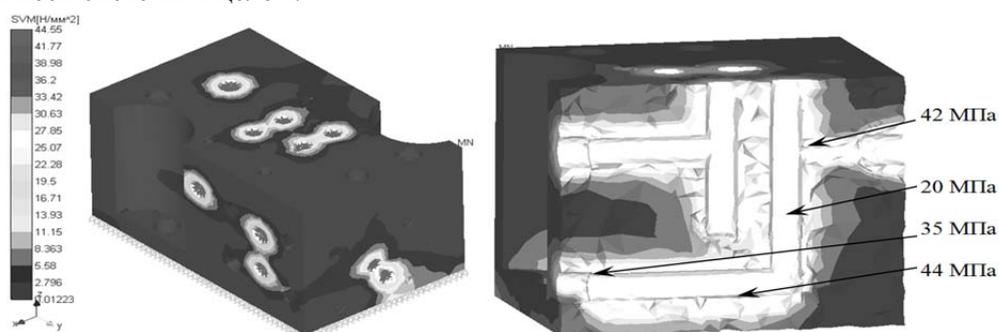


Рис. 3. Карта эквивалентных напряжений при давлении в системе 16 МПа.

**Второй расчетный случай** - предохранительный клапан неисправен, превышение давления системы в 10 раз. Постоянное давление в системе принято 160 МПа (1600 атм). Остальные параметры модели аналогичны первому расчетному случаю.

Среднее давление в каналах составило 200 МПа (рис. 3). Максимальное давление 445,5 МПа, что приблизительно в 2,7 раз превышает предельное давление по СТП. Согласно механическим характеристикам стали 45, предел текучести в нормализованном состоянии равен 340 МПа, т. е. при таком напряжении имеют место пластические деформации. Целесообразно провести «деформационный расчет».

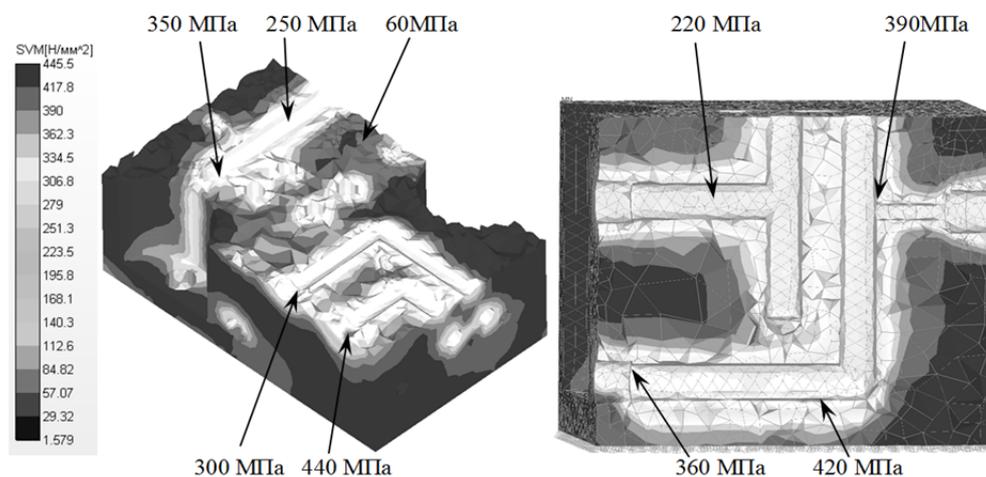


Рис. 4. Эквивалентные напряжения при давлении в системе 160 МПа

Возможно, что выявленное превышение допустимых напряжений не приведет к мгновенному разрушению плиты, но пластические деформации не позволят системе продолжать полноценно функционировать. Цель работы состоит в определении предельного напряжения в гидросистеме для ее бесперебойной работы даже в случае аварийных ситуаций.

## КЛАПАН-ЗАДВИЖКА

ДМИТРИЕВ С. В.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Насосные установки нашли широкое применение в промышленности (насосы, воздуходувки, компрессоры и т. д.), в том числе на горнодобывающих предприятиях.

Составляющими элементами насосных установок являются приемный клапан; обратный клапан; задвижка.

Конструкция приёмного клапана, приведённая в [2], взята за аналог. Современная конструкция приёмного клапана имеет ряд существенных недостатков, а именно:

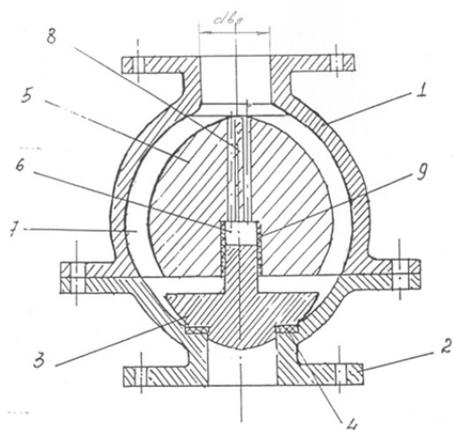
- большие аэродинамические потери, так как поток жидкости дважды резко меняет направление движения;

- большая масса подвижных частей (закрывающего органа), на удержание которых расходуется определенная часть энергии потока.

При монтаже центробежной насосной установки на нагнетательном трубопроводе устанавливаются задвижки, выполняющие роль запорного органа и регулятора производительности (в зависимости от открытия площади отверстия для прохода жидкости).

Центробежные насосы запускаются в работу при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. Эта операция выполняется с целью уменьшения мощности двигателя во время пуска насоса, а следовательно, для уменьшения пусковых токов.

Закрытие или открытие задвижек, применяемых в настоящее время, осуществляется вручную или при помощи электро-, пневмопривода, что требует дополнительных капитальных затрат и расхода электроэнергии при эксплуатации.



На рисунке показана конструкция полезной модели – клапан-задвижки – в закрытом состоянии.

Клапан-задвижка содержит корпус, состоящий из верхней части 1 и нижней 2, перекрывающего элемента 3, уплотнительной прокладки 4, центральной части – седла 5, цилиндрической полости 6, обводных каналов 7, дросселирующих каналов 8, капроновой втулки 9, поршень-штока 10, соединенного с перекрывающим элементом.

Клапан-задвижка устанавливается как на всасывающем, так и на нагнетательном трубопроводе. На всасывающем трубопроводе предлагаемое устройство выполняет функции приемного клапана, а на нагнетательном – задвижки и обратного клапана.

Клапан-задвижка работает следующим образом: при пуске насоса перекрывающие элементы 3 устройств расположены в нижней части корпусов 2, а клапан и задвижки открыты.

После пуска насоса на перекрывающие элементы 3 действует давление потока жидкости, и перекрывающие элементы 3 вместе с поршень-штоком 10 перемещаются вверх, открывая обводные каналы 7 для прохода текущего.

Медленный подъем перекрывающего элемента 3 обеспечивается перетеканием текущего из цилиндрической полости 6 через дросселирующие каналы 8 за счет их малого сечения. Повышение давления в цилиндрической полости 6 создается за счет действия напора на перекрывающий элемент 3, который перемещается вместе со штоком-поршнем 10.

При остановке насоса перекрывающие элементы 3 в приемном клапане и задвижке под действием силы тяжести и напора столба воды опускаются вниз, перекрывая трубопроводы.

Предлагаемая полезная модель обеспечивает минимальные потери энергии как во всасывающем, так и в нагнетательном трубопроводах и создает условия для автоматического пуска насосных установок (задвижка открывается и закрывается автоматически).

## ПОДЪЕМНАЯ УСТАНОВКА

ДМИТРИЕВ Д. С.

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Подъемные установки (шахтные, экскаваторные, крановые и т. п.) нашли широкое применение во всех отраслях промышленности. В состав подъемных установок входят барабан для навивки каната, провод, канат, отключающий шкив, прицепное устройство, сосуд (клеть) и тормозные механизмы.

Наиболее слабым звеном подъемных установок являются канаты, имеющие наименьший срок службы. Так, для многоканатных подъемных машин срок эксплуатации ограничен двумя годами.

Существенным недостатком существующих подъемных установок является схема расположения канатов в пространстве (от барабана до прицепного устройства), при которой имеют место многократные изгибы их с малыми радиусами и в различных плоскостях, что приводит к возникновению усталостных напряжений в провололочках прядей и, в конечном итоге, к их разрушению.

Сотрудниками УГГУ и НИЧ УрГУПС разработана подъемная установка, которая значительно увеличивает наработку на отказ канатов. На рис. 1, 2 показана предлагаемая подъемная установка, состоящая из отклоняющего шкива 1, имеющего радиус  $r$ , отклоняющих роликов 2, расположенных горизонтально, перед шкивом каната 3, отклоняющих роликов 4, расположенных горизонтально после шкива каната 3,

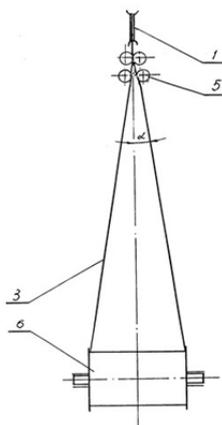


Рис. 1. Шкив и отклоняющие ролики подъемной установки

отклоняющих роликов 5, расположенных перед шкивом перпендикулярно к ветви каната, барабана для навивки каната 6.

Поставленная цель достигается увеличением радиуса изгиба каната  $m r$  до  $R$  (рис. 1), что приведет к значительному снижению усталостных напряжений в провололочках каната. Увеличение радиуса изгиба каната достигается за счет установки отклоняющих роликов 2 и 4 (рис. 1).

На отклоняющем шкиве, когда канат сматывается с правой или левой стороны барабана, он одновременно изгибается в двух плоскостях – в вертикальной и наклонной, что резко уменьшает предел выносливости провололочек прядей, а следовательно, и наработку на отказ.

Для уменьшения износа шкива и каната (за счет угла девиации) устанавливаются перпендикулярно к ветви каната наклонные отклоняющие ролики 5.

Расчеты показывают, что установка перед шкивом и после него отклоняющих роликов 2, 4, 5, позволяет повысить наработку на отказ канатов на 25-30 %.

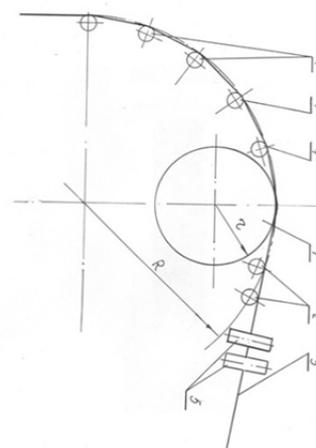


Рис. 2. Подъемная установка

## КРИТЕРИИ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ

*ДЫЛДИН Г. П., СЕМЕРИКОВ Л. В., ПИВОВАРОВ Д. В., ЛОСКУТОВ Р. В.*  
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Оборудование дробильно-сортировочных комплексов состоит, в частности, из различных по конструкции и размерам дробилок. Для дробления исходного материала используют щековые дробилки, конусные дробилки среднего и мелкого дробления. Дробилки различаются также формой дробящего пространства, параметрами режимов работы (число качаний в минуту, величина хода или эксцентриситета, размеры разгрузочных щелей и т. д.). Свойства дробимого материала с уменьшением крупности изменяются, поэтому дробимость материала невозможно оценить единым показателем. Как элемент технологической линии дробилка выполняет две функции: дробление и транспортирование материала. Производительность дробилки определяет ее транспортные возможности. Требования к производительности и степени дробления являются противоречивыми, так как с увеличением размера разгрузочной щели в целях повышения производительности дробилок степень дробления снижается.

При определении оптимальных режимов работы оборудования дробильно-сортировочных комплексов (ДСК) необходимо учитывать выполнение плановых заданий, ограничения по режимам работы дробилок, грохотов, транспортного и другого оборудования пределами требований технических условий эксплуатации. Независимые переменные могут изменяться в пределах локального участка поверхности отклика, для которого получено математическое описание процесса. На дробильно-сортировочных комплексах по производству щебня эффективность процесса дробления может быть оценена содержанием различных классов крупности в продуктах дробления, производительностью комплекса, производительностью по отдельным классам крупности, прибылью, получаемой от реализации щебня. Режимы работы обычно стараются выбрать такими, чтобы они удовлетворяли избранному критерию оптимальности. Для дробильно-сортировочных заводов (ДСЗ) по производству щебня основными критериями выбора оптимальных режимов работы оборудования являются\*:

Получение максимальной производительности ДСЗ при заданном содержании в продуктах дробления различных классов крупности

$$\max Q_{\Gamma} = f(\bar{X}; \bar{Y}), \quad (1)$$

где  $Q_{\Gamma}$  – производительность ДСЗ;

$\bar{X}$  – вектор режимов работы агрегатов технологической линии;

$\bar{Y}$  – вектор показателей, характеризующих свойства перерабатываемого сырья.

Максимальный выход заданных классов крупности в продуктах дробления

$$\max \sum_{i=1}^m \gamma_i = f(\bar{X}; \bar{Y}) \quad (2)$$

где  $\gamma_i$  – содержание  $i$ -го класса крупности в продуктах дробления.

---

\* Определение оптимальных режимов работы технологической линии ДСЦ Исетского щебзавода с целью повышения ее эффективности. Отчет СГИ: науч. рук. Марасанов В. М., отв. исп. Дылдин Г. П. № ГР 01910013294. Свердловск, 1991. 29 с.

Максимальная производительность ДСЗ по заданному классу крупности

$$\max Q_{\Gamma} \gamma_i = f_3(\bar{X}; \bar{Y}). \quad (3)$$

Получение максимальной прибыли предприятия от реализации щебня

$$\max \Pi(\bar{X}; \bar{Y}) = \kappa Q_n T (0,01 \sum_{i=1}^m \gamma_i \Pi_i / \delta_i - 3) - L, \quad (4)$$

где  $\Pi(\bar{X}; \bar{Y})$  – прибыль предприятия;

$\kappa$  – коэффициент использования оборудования;

$T$  – количество часов работы оборудования в году;

$\Pi_i$  – цена 1 м<sup>3</sup> щебня  $i$ -го класса крупности;

$\delta_i$  – объемная масса щебня  $i$ -го класса крупности;

3 – затраты, зависящие от объемов переработки горной массы;

$L$  – условно-постоянные затраты.

Ограничения при решении поставленных задач:

$$\begin{aligned} Q_{\Gamma} = g_i(\bar{X}; \bar{Y}) &\geq Q_n; \\ \gamma_i = g_i(\bar{X}; \bar{Y}) &\geq \gamma_{i\text{п}}; \\ Q_i \leq Q_{i\text{д}} = g_i(\bar{X}; \bar{Y}); & \\ P_i = g_i(\bar{X}; \bar{Y}) &\leq P_{i\text{н}}; \\ q_i &\leq q_{i\text{д}}; \\ |\bar{B}|_{\min} \leq |\bar{X}| &\leq |\bar{B}|_{\max}, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $Q_i$  – производительность отдельных агрегатов технологической линии;

$Q_{i\text{д}}$  – допустимая производительность агрегатов;

$Q_n$  – плановая производительность технологической линии;

$P_i$  – мощность, потребляемая приводными двигателями агрегатов;

$P_{i\text{н}}$  – номинальная мощность двигателей;

$q_i$  – производительность транспортных средств;

$q_{i\text{д}}$  – допустимая производительность транспортных средств;

$|\bar{B}|_{\min}$ ,  $|\bar{B}|_{\max}$  – векторы предельных значений режимов работы оборудования.