

**ТОМ 4**  
**ГІРНИЧА МЕХАНІКА**

УДК 621.695:622

Антоненко А.Г., ст. гр. ГМЕ-14-1м, Кириченко Е.А., д.т.н., профессор кафедры горной механики

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

### ВЛИЯНИЕ ОСЕВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГРАНИЦ ТРУБОПРОВОДА НА ВЕЛИЧИНУ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Опыт эксплуатации гидротранспортных систем показывает, что наиболее опасными периодами работы являются: пуски, установки и переходные процессы, которые могут возникать несколько раз за смену. При этом возникают значительные динамические нагрузки на элементы конструкции и гидросилового оборудования называемые гидроударом. Гидроудар - резкий скачок давления, в системе заполненной жидкостью, вызванный быстрым изменением скорости потока за малый промежуток времени, сопровождающийся пульсацией потока и вибрацией. Гидравлический удар крайне опасен в нагнетательных трубопроводах большого диаметра (500мм и более), а также в вертикальных трубопроводах значительной протяженности. Большая часть разрушений в гидротранспортных системах вызвана именно гидравлическим ударом.

При возникновении гидравлического удара часть трубопровода расширяется, как показано на (рис.1).

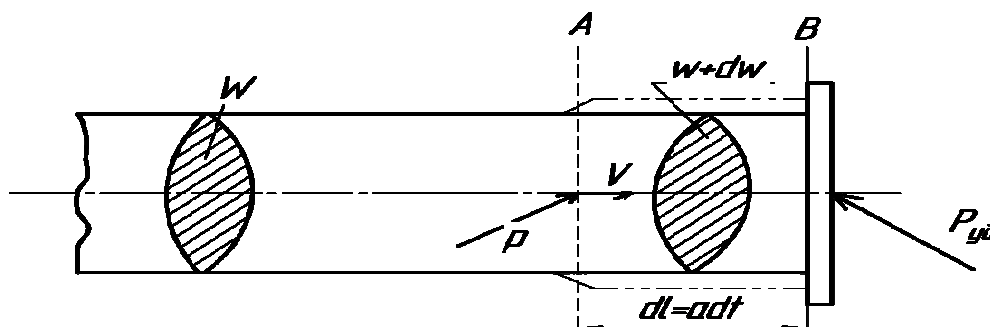


Рисунок 1 – Трубопровод при гидравлическом ударе

В потоке левее сечения A (рис. 1) еще будут начальное давление  $p$  и начальная скорость  $v$ . У задвижки (в сечении B) давление будет равно давлению удара, и часть трубопровода будет деформирована, как показано пунктиром.

Расчет величины гидравлического удара с использованием формулы Н.Е. Жуковского не учитывает данное явление, поэтому была разработана математическая модель для более точного подсчета данной величины.

После проведенных расчетов было выяснено, что превышение максимального перепада давления над значениями, полученными по формуле Жуковского, в зависимости от параметров, составляет 7-15%. На (рис.2) представлено графическое сравнение результатов полученных с учетом осевого перемещения трубопровода со значениями, полученными по формуле Жуковского.

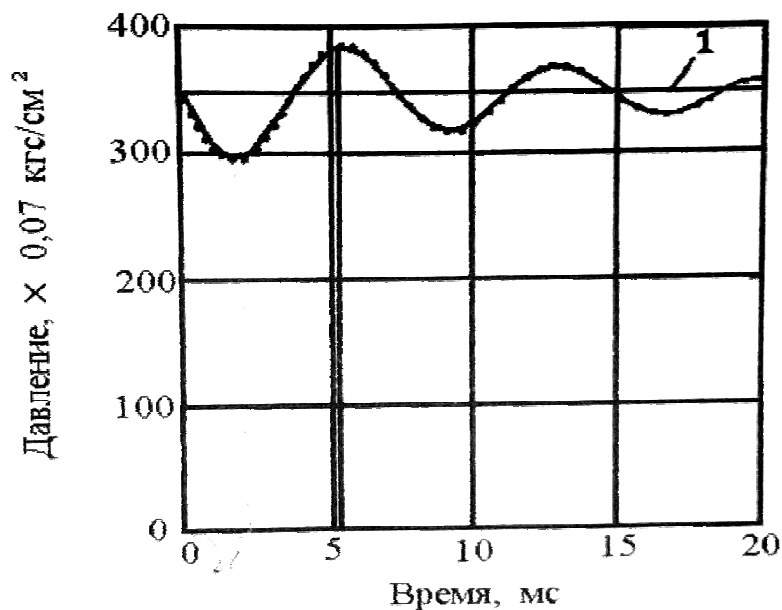


Рисунок 2 – Сравнение расчетов с формулой Жуковского:  
 ———— – уравнение Жуковского; ○○○ – решение с учетом осевого перемещения

Таким образом, для более точного расчета величины гидравлического удара и рационального выбора средств защиты необходимо учитывать влияние осевого перемещения границ трубопровода.

#### Перечень ссылок

1. Кириченко В.Е. Нестационарные прикладные задачи гетерогенных течений в подводных пульпопроводах: монография / В.Е. Кириченко Мин. образования Украины; Нац. Горн.ун-т. – Д.НГУ. 2014 - 239 с.
2. Смирнов Д.Н., Зубов Л.Б. Гидравлический удар в напорных водоводах. М., Стройиздат, 1975 - 125 с.
3. Джоунс С.Е., Вуд Д.Д. Влияние продольного перемещения границ на интенсивность гидравлического удара.// Труды ASME.- 1972.- ser.D.- №2.- с. 200-206.

Балабанцев О.В., Писаренко А.Р., ст. гр. ГМЕ-15-1с,

Оксень Ю.И., к.т.н., доцент кафедри горної механіки

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

## ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОНАСОСНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Вопросы энергосбережения, экономного расхода невозобновляемого органического топлива являются жизненно важной проблемой настоящего времени. Сейчас реализуется ряд научно-технических программ для повышения экономичности выработки и потребления энергии традиционными и нетрадиционными способами. В числе последних значительное место занимают теплонасосные технологии, преобразующие низкопотенциальное бросовое тепло водоемов, грунтовых и геотермальных вод, канализационных стоков, промышленных установок в тепло потенциала отопления и горячего водоснабжения (ГВС).

На горных предприятиях мощными источниками низкопотенциального тепла являются откачиваемые шахтные и карьерные воды, исходящий вентиляционный воздух, компрессорные установки, породные отвалы. Из них наиболее привлекательным для использования в теплонасосных технологиях в связи с простотой доступа и отбора тепла является шахтная вода. В масштабах страны количество шахтных вод сбрасываемых в гидрологическую сеть, составляет более миллиарда м<sup>3</sup> в год, в т.ч.: 800 млн. м<sup>3</sup> – предприятиями угольной промышленности, 150 – железорудными предприятиями и 70 – добывающими предприятиями нерудной промышленности. Температура этой воды зависит от глубины её откачки и составляет в летнее и зимнее время не менее 14 – 20°С. С этими водами в окружающую среду сбрасывается примерно 5 млн. Гкал низкопотенциальной теплоты, которая при соответствующих условиях может быть утилизирована.

Тепловой насос является машиной, работающей по обратному термодинамическому циклу. На рис. 1 приведена схема и график его рабочего процесса теплового насоса в Т, s– диаграмме (Т– температура, s– энтропия)

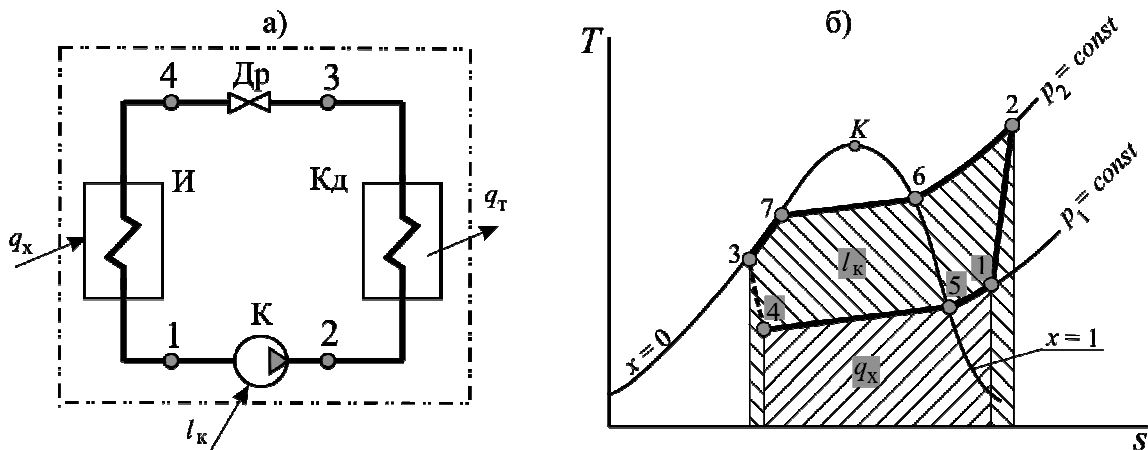


Рисунок 1 – Схема (а) и график рабочего процесса (б) теплового насоса

Основными элементами теплового насоса являются: компрессор К, конденсатор Кд, испаритель И и дроссель Др. Термодинамический цикл изображен на диаграмме на фоне линий насыщенного жидкости, для которой степень сухости пара  $x = 0$ , и сухого насыщенного пара,  $x = 1$ , сходящихся в критической точке К, а также изобар  $p_1$  и  $p_2$ , соответствующих давлениям всасывания и нагнетания компрессора. Линия 1-2 соответствует процессу сжатия пара рабочего тела в компрессоре, 2-6-7-3 – охлаждению, конденсации его и переохлаждению

конденсата конденсаторе, 3-4 – дросселированию и 4-5-1 – кипению и перегреву пара в испарителе. Заштрихованные площади соответствуют количеству тепла, отбираемого у низкотемпературного источника, (удельной холодопроизводительности цикла  $q_x$ ) и удельной работе компрессора  $l_k$ . Сумма этих площадей соответствует удельной теплопроизводительности цикла  $q_T$ , т.е. количеству тепла, отдаваемого высокотемпературному источнику.

Аналитически уравнение энергетического баланса теплового насоса имеет вид:

$$q_T = q_x + l_k.$$

Эффективность тепловых насосов характеризуется коэффициентом преобразования энергии, т.е. отношением тепла, переданного высокотемпературному источнику, к затраченной для этого работе:

$$COP = \frac{q_T}{l_k}.$$

В диапазоне температур кипения 5 – 15°C, который соответствует температурам источников низкопотенциального тепла на горных предприятиях, произведены расчеты термодинамического цикла тепловых насосов при различных температурах конденсации, достаточных для нагрева воды для системы ГВС от 5 – 10°C до 42 – 50°C. При расчетах перегрев пара в испарителе ( $t_1 - t_5$ ) был принят равным 5°C, температура переохлажденного конденсата  $t_3 = 15^\circ\text{C}$ , изэнтропный КПД компрессора  $\eta = 0,7$ . Рабочее вещество – фреон R407C. По результатам расчетов на рис. 2 построены графики зависимостей COP от температуры насыщенного пара фреона в испарителе  $t_5$  при различных температурах начала конденсации  $t_6$ .

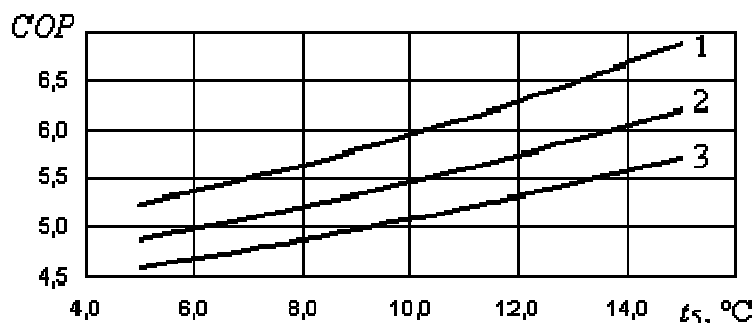


Рисунок 2 – Зависимость COP от температур кипения  $t_5$  и конденсации  $t_6$  фреона:  
1 – температура  $t_6 = 50^\circ\text{C}$ ; 2 – температура  $t_6 = 55^\circ\text{C}$ ; 3 – температура  $t_6 = 60^\circ\text{C}$

Из рис. 2 видно, что в исследованном диапазоне температур COP теплового насоса изменяется от 4,5 до 7. Это означает, что на каждый 1 кВт затраченной электрической мощности тепловой насос вырабатывает 4,5 – 7,0 кВт тепловой, отбирая при этом 3,5 – 6,0 кВт тепла от низкопотенциального источника.

Такая высокая эффективность делает теплонасосную технологию конкурентоспособной с ТЭЦ. Другими ее достоинствами являются экологическая чистота, высокий уровень автоматизации, эксплуатационная надежность. В условиях горных предприятий привлекательность применения тепловых насосов дополняется простотой доступа и отбора тепла от низкопотенциальных источников. Эти факторы, с одной стороны, и низкая эффективность и изношенность загрязняющую среду существующего котельного оборудования, с другой, определяют перспективы применения теплонасосных технологий на горных предприятиях Украины.

УДК 622.647.2

**Бобришов А.А., ассистент кафедры горной механики, Олейник Е.С., ст. гр. ГРмм-12-9**  
(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

### **СПОСОБ АРМИРОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ ШАХТ И КОНСТРУКЦИЯ АРМИРОВКИ**

В настоящее время армировка ствола выполняется после окончания проходки вертикального ствола шахты. Для этого предусмотрены соответствующие технические операции. Такие, как долбление лунок под расстрелы, спуск и монтаж этих конструктивных элементов. Спуск и крепление проводников подъемных сосудов. Долбление лунок под кронштейны для трубопроводов, а также силовых и сигнальных кабелей. Последующий спуск и монтаж трубопроводов и кабелей. Для выполнения вышеназванных работ предусмотрено размещение на поверхности комплекса, соответствующих своим задачам, лебедок.

Предлагаемый способ предусматривает выполнение блоков армировки на поверхности шахты. Процесс изготовления блоков армировки технологически совмещается со временем проходки ствола. Затем блоки спускаются в ствол шахты и крепятся к стенкам ствола. Далее блоки армировки соединяются между собой.

Конструкция блочной армировки состоит из ярусов расстрелов, выполненных на длину проводников и прикрепленных к охватывающим их кольцеобразным каркасам. Данное конструктивное решение позволяет производить сборку блоков армировки на поверхности, насыщая каждый блок требуемыми составляющими: расстрелами, проводниками подъемных сосудов, трубопроводами, лестничными отделениями.

Применение данного способа блочной армировки стволов позволит сократить сроки монтажа и уменьшит трудоемкость работ, а также повысит жесткость армировки и ствола шахты.

УДК 622.673.1

**Василькевич В.И., младший научный сотрудник***(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина),***Дворников В.И.***(Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина),***Ильин С.Р., к.т.н., зав. лабораторией диагностики ШПУ***(ИГТМ им. Н.С.Полякова НАН Украины, г. Днепрпетровск, Украина)*

## **КРИТЕРИАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДОПУСТИМЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ «СОСУД-АРМИРОВКА» В ДОРЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМАХ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ**

Динамические режимы взаимодействия подъемных сосудов с жесткой арматурой вертикальных стволов по основному параметру «интенсивность подъемной установки» ( $mV^2$ ) в соответствии с критерием попадания в зоны устойчивости/неустойчивости демультипликационных резонансов, связанных с периодическим характером функции жесткости проводников, делятся на четыре типа: дорезонансные, резонансные, зарезонансные и абсолютно зарезонансные. Длительная безопасная эксплуатация систем «сосуд - арматурка» в последних трех режимах либо невозможна (резонансный), либо ненадежна, в связи узкими границами допустимых значений параметров системы, соответствующих устойчивому движению с ограниченными амплитудами колебаний и динамических нагрузок. В то же время обеспечение безопасной работы подъема в дорезонансной области требует соблюдения ряда критериев - ограничений на параметры системы, которые могут изменяться со временем в связи с процессами, непрерывно протекающими в шахтных стволах при сложных горно-геологических и горнотехнических условиях эксплуатации.

В конечном итоге, для конкретной подъемной установки все они сводятся к ограничениям на скорость движения, однако динамические процессы, порождающие эти ограничения, различны и не связаны между собой. Прежде всего, это ограничение на значение скорости по двум критериям устойчивости - отдельно в лобовой и в боковой плоскостях. То есть по критериям обеспечения того, что значения максимальной рабочей скорости подъема с достаточным запасом не доходят до границы первой зоны демультипликационного резонанса.

При работе системы в дорезонансном режиме амплитуды колебаний и контактные нагрузки на арматуру главным образом определяются геометрическими параметрами кривизны системы проводников подъемного сосуда. На их величину влияет наличие местных искривлений отдельных проводников на коротких участках на нескольких ярусах ствола, сравнимых по длине с высотой подъемного сосуда, наличие уступов на стыках старых и новых проводниковых балок, депланация пары проводников, сверхнормативные расширения/сужения колеи, поворот оси колеи, состояние амортизаторов роликовых направляющих подъемного сосуда, положение центра масс груза в сосуде, кручение головных канатов и разбаланс их натяжений при многоканатном подъеме, рывки со стороны электропривода подъемной машины и др.

Все эти факторы действуют независимо друг от друга. Их действие может суммироваться в какой-то момент времени цикла, приуроченное к определенному участку ствола, и вызывать резкое повышение нагрузок ударно-динамического характера. Участки с локализованными по месту всплесками динамических нагрузок повышенного уровня можно назвать «динамическими аномалиями». Как показали проводимые авторами обследования, по глубине стволов их количество варьируется от 1-2 до 10 и более. Они могут локализоваться произвольным образом в зависимости от того, как проводятся ремонтные работы и как они сочетаются с действием горно-геологических факторов в околоствольном пространстве. Соответственно, в этом случае действует еще два критерия - ограничения на скорость подъема по прочности арматуры в лобовой и боковой плоскостях проводников.

Критерий третьей группы связан с необходимостью обеспечить надежность зацепления башмаков скольжения сосуда с парой противостоящих проводников грузоподъемного отделения. Он ограничивает

лобовые динамические нагрузки на проводники, которые растут с увеличением интенсивности подъема, в зависимости от статического уширения колеи проводников, параметров формы их поперечного сечения и глубины зева башмаков. Соответственно мы имеем пятый критерий - ограничение на максимальную скорость подъема.

При длительной эксплуатации вследствие износа меняются жесткостные свойства армировки, соответственно меняются ее частотные характеристики и допустимые скорости работы подъемной установки по всем критериям. Поэтому в каждый конкретный период времени эти скорости должны определяться при специализированных обследованиях и в качестве допустимой выбираться наименьшее из всех найденных значений. Для получения адекватной оценки соответствия параметров системы, границам устойчивости, прочности и безопасности необходимо иметь специализированные математические модели, позволяющие на основании данных измерений оперативно получать достоверные значения диагностических параметров.

Главным параметром для прочностного критерия оценки состояния армировки являются контактные усилия в парах «башмак-проводник». Их определение наиболее достоверно проводить путем динамических измерений на рабочих или тестовых режимах работы подъема с помощью специализированной аппаратуры. Наиболее простой является схема измерения горизонтальных ускорений бесконтактным способом с последующим расчетом экстремальных значений нагрузок, возможных в заданных эксплуатационных условиях при фактических инерционных и жесткостных параметрах системы «сосуд - армировка».

Нагрузки, действующие на проводники перпендикулярно плоскости расстрелов, вызывают в них самые большие изгибные напряжения и являются причиной накоплений усталостных повреждений, расшатывания в крепи, чем создают предпосылки спонтанного возникновения аварии в стволе. Поэтому, целесообразно разработать метод расчета экстремальных нагрузок, используя данные бесконтактного измерения кинематических параметров в системах «башмак-проводник», учитывающий периодический характер изменения жесткости армировки по глубине ствола. Общие уравнения, связывающие между собой кинематические (перемещения, скорости, ускорения точек сосуда) и физические (контактные усилия) параметры в лобовой плоскости имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + \mu^2 f(\xi)(y_1 + y_2 + y_3 + y_4) &= 0, \\ \ddot{\phi} + \mu^2 k_\phi^2 \frac{4}{(a+b)^2} f(\xi)[(y_1 + y_3)a - (y_2 + y_4)b] &= 0, \\ \ddot{\theta} + \mu^2 k_\theta^2 \frac{1}{s} f(\xi)(y_1 + y_2 - y_3 - y_4)s &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $y, y_i$  ( $i=1, 4$ ) - соответственно линейные перемещения центра масс сосуда и башмаков скольжения,  $\phi, \theta$  - угловые перемещения относительно главных осей инерции сосуда;  $\mu, k_\phi^2, k_\theta^2$  - безразмерные параметры, определяющиеся инерционными, жесткостными и геометрическими свойствами сосуда и армировки;  $f(\xi)$  - функция лобовой жесткости проводников в пролете;  $a$  и  $b$  - расстояния по вертикали от центра масс сосуда до верхних и нижних направляющих устройств скольжения;  $s$  - половина ширины колеи проводников.

Анализ полученных решений уравнений (1) показывает, что экстремальные значения контактных нагрузок в системе возможны только при условиях  $y_1 = y_2 = y_3 = y_4 = y_{extr}$ . С учетом этих соотношений при односторонних проводниках получим выражение для экстремального значения лобовых усилий

$$P_{extr} = \left| \max \left( \frac{d^2 y_{extr}}{dt^2} \right) \right| \frac{m}{4[1 + k_\phi^2 |\varepsilon|(1 + |\varepsilon|)]}; \quad (2)$$

Для противостоящих проводников двустороннего расположения



$$P_{extr} = \left| \max \left( \frac{d^2 y_{extr}}{dt^2} \right) \right| \frac{m}{2[1 + k_{\varphi}^2 |\varepsilon| (1 + |\varepsilon|)]} \quad (3)$$

Выражения (2) и (3) позволяют оперативно выполнить анализ динамического состояния армировки ствола по критерию прочности проводников и расстрелов, используя данные измерений экстремальных значений горизонтальных ускорений сосуда на верхнем или нижнем поясе сосуда. Определенные на основе полученных значений экстремальные значения динамических прогибов противостоящих проводников определяют степень безопасности по критерию зацепления в парах «башмак-проводник». Характер изменения полученных значений экстремальных нагрузок в цикле подъема по глубине ствола определяет степень устойчивости динамического режима в системе «сосуд - армировка».

На рис. 1 приведен пример расчета зависимости предельно допустимой скорости подъема по критерию прочности от параметров проводника и башмака для одного из угольных стволов с противостоящими проводниками.

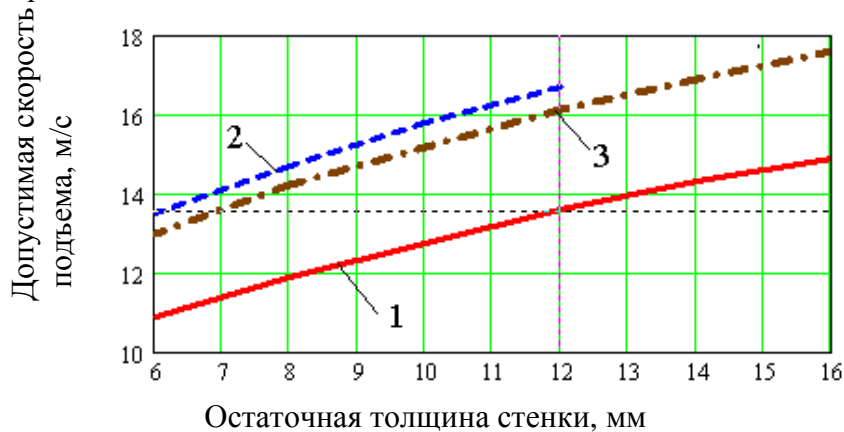


Рисунок 1 – Допустимая скорость подъема по критерию прочности для лобовой плоскости

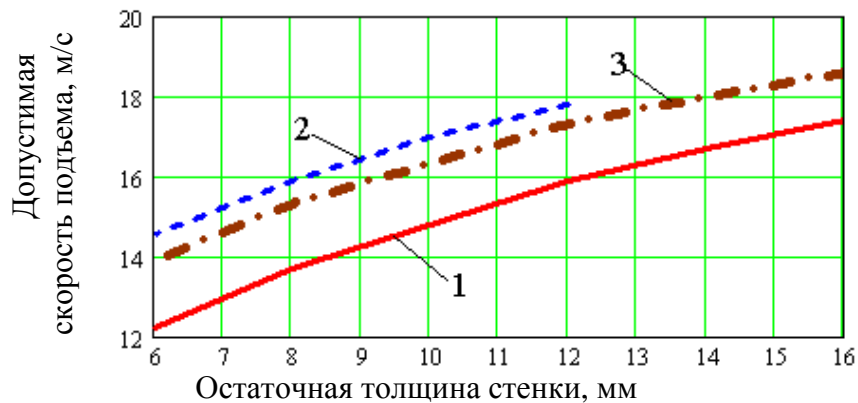


Рисунок 2 – Допустимая скорость подъема по критерию обеспечения кинематического зацепления между предохранительными башмаками и проводниками

На рис. 1 и рис.2 кривые 1 – зев башмака 70 мм, проводник 180x180x16 мм; кривые 2 – зев 70 мм, проводник 180x180x12 мм; кривые 3 – зев 110 мм, проводник 180x180x16 мм.

Видно, что увеличение зева башмака повышает допустимое значение скорости по обоим критериям. Так же видно, что применение в армировке проводников коробчатого сечения с первоначально более тонкими стенками в процессе износа до стенок равной толщины допускает устойчивую эксплуатацию с большей критической скоростью подъема, чем при первоначально более толстых, из-за различий в скорости потери моментов сопротивления при одинаковых моделях износа.

Виниченко А.В., ст. гр. ГМЕ-14-1м,

Самуся В.И., д.т.н., профессор кафедры горной механики

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

## РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОПРИВОДА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Опыт эксплуатации аварийно-спасательной мобильной подъемной установки при ликвидации аварий в шахтных стволах, свидетельствует про необходимость уменьшения габаритов и массы машинного блока, а также повышения надежности эксплуатации подъемной установки.

Одним из методов реализации этих требований, является применения гидропривода в замен автономного дизель-генератора, который будет получать энергию от базового двигателя тягача.

Для реализации такого проекта необходимо обосновать рациональные параметры гидропривода аварийно-спасательной мобильной подъемной установки, определить возможный метод регулирования гидропривода.

Теоретически выходная скорость гидропривода вращательного движения определяется из уравнения расхода насоса и гидромотора. Следовательно, изменение частоты вращения гидромотора возможно при изменении расхода, т.е. изменении параметров насоса и гидромотора.

Регулирование путем изменения параметров насоса ( $q_n$ ) или гидромотора ( $q_m$ ) называется объемным или машинным регулированием. Этот вид регулирования возможен только тогда, когда насос или гидромотор являются регулируемыми.

Возможно, также регулирование изменением гидравлического сопротивления линии питания гидромотора с отводом части подачи насоса в бак; такое регулирование называется дроссельным.

Иногда регулирование гидропривода производится путем подключения и отключения других насосов (ступенчатое регулирование).

Каждый из способов регулирования имеет свои достоинства и недостатки. Выбор схемы регулирования зависит от многих факторов, основными из которых являются режим работы привода и величина его мощности. В практике преимущественно применяются гидроприводы с регулируемым насосом и дроссельные.

Гидропривод с регулируемым насосом является основным регулируемым приводом в горных машинах. Принципиальная схема этого привода приведена на (рис. 1). Основные характеристики такого гидропривода для идеальных условий работы при  $p_m = \text{const}$

Графики этих характеристик приведены на (рис. 1). Следовательно, при установившемся значении  $r_m$  частота вращения гидромотора  $n_m$ , его мощность  $N_m$ , а также мощность насоса и его крутящий момент пропорциональны параметру регулирования насоса ( $u_n$ ), а момент гидромотора не изменяется с изменением  $u_n$ .

Уравнение механической характеристики рассматриваемой схемы гидропривода [1]:

$$n_m = \frac{Q_n}{q_m} \cdot u_n - \frac{a_m \cdot M_m}{K_m \cdot q_m}$$

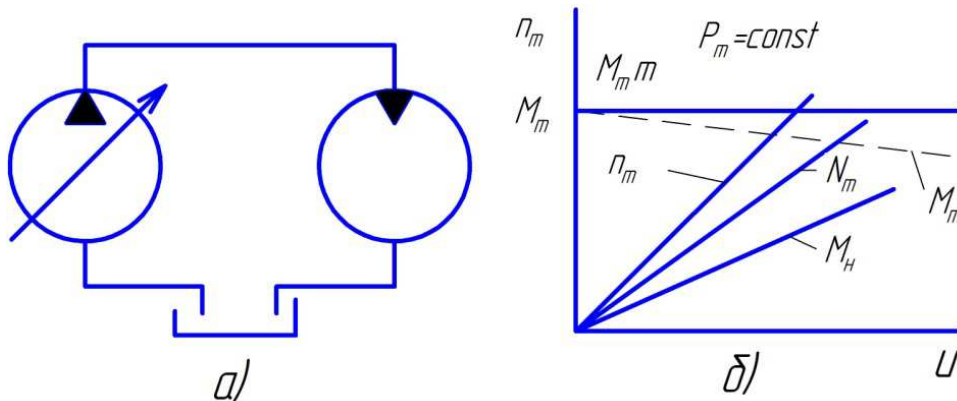


Рисунок 1 – Схема гидропривода с регулируемым насосом (а) и его характеристика (б)

Графики характеристик, построенных по приведенному уравнению, представлены на рис. 2.

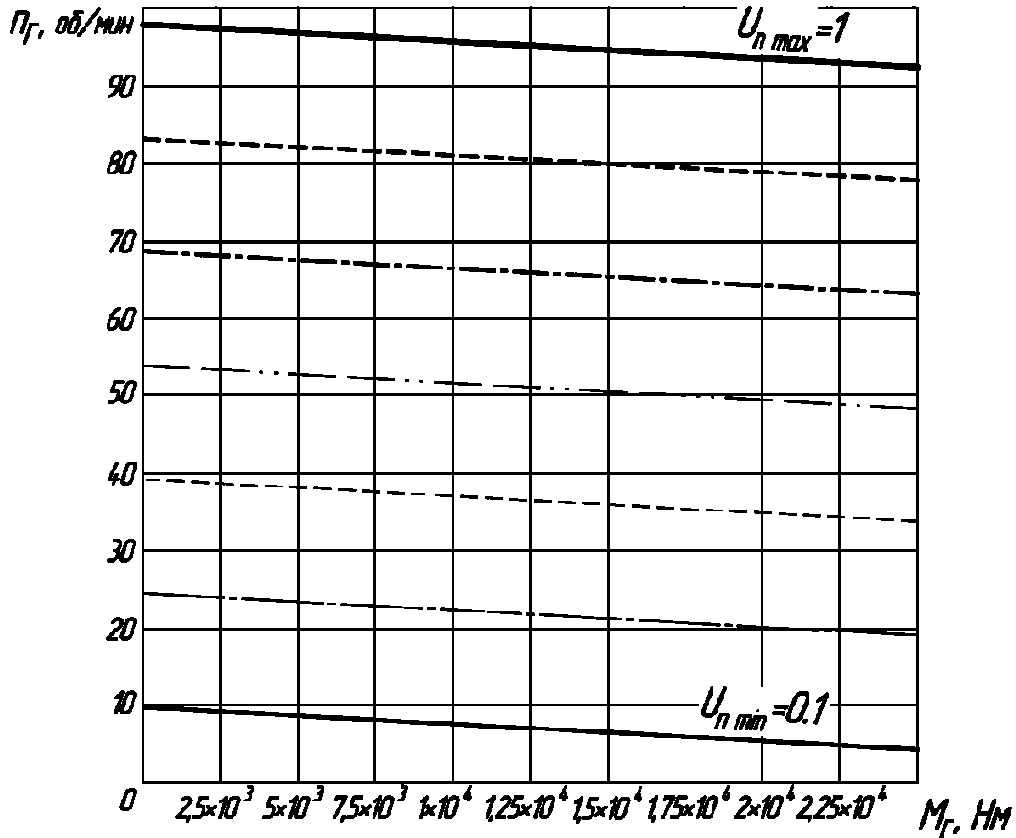


Рисунок 2 – Механическая характеристика регулируемого гидропривода

Характеристики относятся к классу жестких и представляют собой серию параллельных прямых, каждой из которых соответствует определенная величина подачи насоса. Основной является характеристика, полученная при  $u_n = 1$ . Так как  $N = M \cdot \omega$ , то перегрузочная способность рассматриваемого гидропривода по мощности равна перегрузочной способности по моменту, определяемому отношением  $P_{max}/P_{ном}$ .

Регулировочные возможности рассматриваемого гидропривода оцениваются диапазоном регулирования скорости, который определяется как отношение максимальной скорости гидропривода к скорости минимальной.

Максимальная скорость гидропривода достигается при максимальном значении параметра  $u_n = 1$ , т. е. при максимальной подаче насоса.

Эта скорость ограничивается конструктивными особенностями гидропривода и главным образом гидравлическими потерями и кавитационными явлениями.

Минимальная скорость гидропривода есть наименьшая скорость его устойчивого движения, и определяется при условии  $u_n \min$ . Нарушение устойчивости при малых скоростях объясняется в основном неравномерностью сил трения вследствие пульсации подачи. При увеличении скорости это явление уменьшается.

#### Перечень ссылок

1 Коваль В.П. Гидравлика и гидропривод горных машин – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.

УДК 622.673.1

Дижевський Б.К., доцент кафедри гірничої механіки,  
Маковецький О.С., ст. гр. ГМЕ-15-1с

(Державний ВНЗ “Національний гірничий університет”, м. Дніпропетровськ, Україна)

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ Ш. «ЮВІЛЕЙНА»,  
ШАХТОУПРАВЛІННЯ «ПЕРШОТРАВЕНСЬКЕ»,  
ПАТ «ДТЕК ПАВЛОГРАДВУГІЛЛЯ»**

В сучасних умовах гірничого виробництва, коли шахти відпрацювали з початку введення в експлуатацію біля або понад півсторіччя, стаціонарні установки потребують модернізації. Вони морально та фізично зношені, крім того, суттєво змінилися гірничо - технічні умови гірничих підприємств. Збільшилися такі фактори, як: глибина горизонтів з яких видаються видобуті корисні копалини, змінилися об'єми добутих корисних копалин та інше.

Шахта “Ювілейна” введена в експлуатацію в 1970 році. Її стаціонарні машини потребують заміни. В представленій роботі розглянуте питання модернізації підйомного комплексу скіпового ствола шахти. Для заданих гірничо - технічних умов шахти: річна виробнича потужність шахти по вугіллю – 900 тисяч тонн; глибина шахти - 370м.

Для модернізації роботи підприємства необхідно було виконати наступні завдання: розрахунок для вибору оптимальної місткості скіпа, розрахунок та вибір підйомного канату, підйомної машини, електродвигуна підйомної машини; розрахунок кінематики та динаміки підйомної установки; розрахунок техніко – економічних показників. Ці розрахунки дозволили встановити максимальну швидкість підйомної посудини, яка забезпечить виконання заданої виробничої потужності шахти найбільш економічним та безпечним шляхом.

Результати показників установки наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Таблиця техніко – економічних показників установки

Назва показника	Значення
1.Підйомна машина	2Ц – 4х1.8
2.Вугільний скіп	СН7 – 185 – 1,1
3.Підйомний канат: Діаметр, d, мм; Тимчасовий опір розриву проволоч канату, $\sigma_b$ , МПа; Розрахункове сумарне розривне зусилля усіх дротів канату, $Q_z$ , кН;	41 1600 1250
4.Максимальна швидкість скіпа, $V_{max}$ , м/с;	4,7
5.Фактичні витрати енергії на один підйом, $W_{\delta}$ , кВт-год	11.9
6.Питомі витрати енергії на одну тону, $W_{пит}$ , кВт-год/т	1.84
7.Витрати енергії на один тоно - кілометр, $W_{т-км}$ , кВт-час/т-км;	4.02
8.Корисні витрати енергії на один підйом, $W_k$ , кВт - год	8.06
7. Коефіцієнт корисної дії підйомної установки;	0.68
8.Річні витрати енергії	$1656 \cdot 10^3$ кВт - год

УДК 622.673

Дубинин М.В., младший научный сотрудник

(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», г. Донецк, Украина),

Ильин С.Р., к.т.н., зав. лабораторией диагностики ШПУ

(ИГТМ им. Н.С.Полякова НАН Украины, г. Днепрпетровск, Украина)

### ВЛИЯНИЕ УПРУГОСТИ СИСТЕМЫ «ПРОВОДНИК-РАССТРЕЛ» НА ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ В СИСТЕМАХ «СОСУД – ЖЕСТКАЯ АРМИРОВКА» ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ

Положение сосуда в стволе относительно проводников определяется рядом нормативных параметров прописанных в ПБ (ЕПБ) (минимальный зазор между крайними выступающими частями скипа и армировкой, суммарный зазор между трущимися поверхностями башмака и проводника и т.д.). Однако, при двухстороннем расположении проводников (башмаки применяются открытого типа) все проводники жесткой армировки, будь-то рельс или короб (рис. 1б, рис. 1в), имеют скругленные углы (радиусом  $R=20-30$  мм), либо так называемую «фаску» на двух из четырех граней проводника (если проводник коробчатого сечения изготовлен из уголка, рис. 1а), что может привести к выходу сосуда из зацепления, если заход башмака на проводник (перекрытие) недостаточен. Такого норматива нет в действующих нормативных документах.

Данная ситуация вызывает необходимость проведения исследований влияния параметров формы поперечного сечения проводника на величину минимально допустимого перекрытия боковыми гранями башмаков боковых плоскостей проводника по критерию невыхода подъемного сосуда из зацепления в зависимости от действующих динамических нагрузок.

Исследования проведем на примере системы «сосуд - армировка» со скипом типа СН 7-185-1,1, движущегося по проводникам жесткой армировки коробчатого сечения  $180 \times 180 \times 16$  мм с радиусом закругления ребер 26 мм, глубина зева башмака 110 мм, расстрелы – двутавровые балки № 30, шаг армировки 4168 мм.

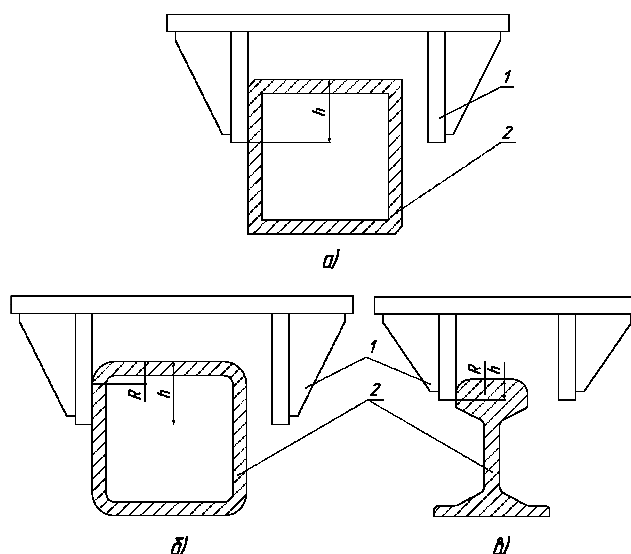


Рисунок 1 – Схема взаимодействия башмаков открытого типа с проводниками, имеющими скругленные ребра: 1 – Направляющее устройство сосуда (башмак); 2 – проводник.

2 – Проводник; R – радиус закругления ребер проводника; h – перекрытие проводника башмаком;

На рис. 2 показана система «башмак-проводник» в деформированном состоянии предельного зацепления перед выходом сосуда из колеи в пролете между ярусами. Видно, что проводник получил значительный изгиб в боковой плоскости и поворот вокруг вертикальной оси.

На графике рис. 3 показана зависимость между боковым усилием в паре «башмак - проводник» и размером перекрытия проводника башмаком в предельном состоянии выскальзывания башмака. Область зацепления плоских граней башмаков с проводниками (h-R) не заштрихована. Полученные результаты показывают, что в рассмотренной системе «сосуд - армировка» для исключения возможности выскальзывания башмака из колеи минимальный заход башмака на проводник (перекрытие) должен быть не меньше суммы радиуса закругления граней проводника и области зацепления, размер которой зависит от величины фактической боковой динамической нагрузки (граница заштрихованной области).

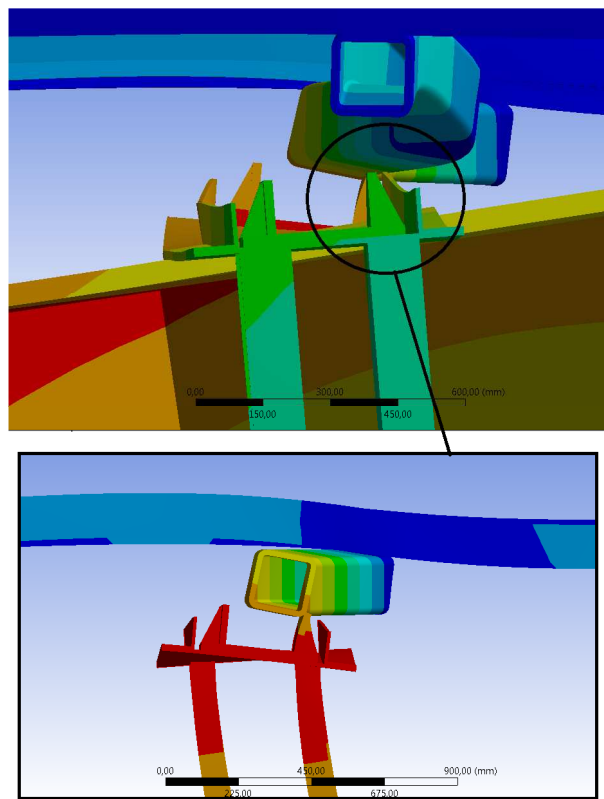


Рисунок 2 – Система «башмак-проводник» в состоянии предельного зацепления

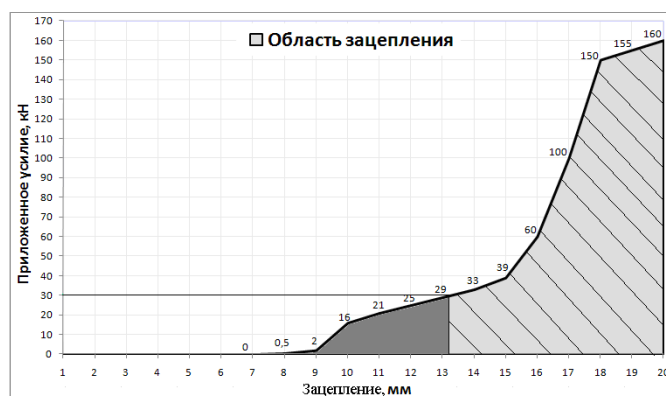


Рисунок 3 – График, определяющий зависимость между боковой нагрузкой и минимально допустимым зацеплением башмаком проводника по критерию выхода из зацепления

Для режимов взаимодействия с нагрузками до 25 кН область необходимого зацепления лежит выше 10 мм и должна быть не менее 12 мм (минимально допустимая величина перекрытия при  $R=26$  мм равна  $26 \text{ мм} + 12 \text{ мм} = 39 \text{ мм}$ ). Для нагрузок до 40 кН область зацепления должна быть не менее 15 мм (минимально допустимая величина перекрытия равна  $26 \text{ мм} + 15 \text{ мм} = 41 \text{ мм}$ ).

Полученные результаты дают возможность во время выполнения ремонтных работ в створах с заменой штатных проводников на более прочные, но имеющие скругленные ребра, определить допустимые геометрические параметры системы «башмак-проводник», обеспечивающие безопасность работы подъема в зависимости от действующих эксплуатационных нагрузок и упругих свойств армировки.

Залозный В.В., ст. гр. ГМЕ-15-1с, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики (Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

### УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК В УСЛОВИЯХ ШАХТЫ № 9 - 10 МАРГАНЕЦКОГО ГЗК

В Украине в связи с дефицитом топливных ресурсов все более актуальными становятся вопросы энергосбережения, использования бросового тепла промышленных установок. На шахте № 9-10 мощным источником бросового тепла является компрессорная станция, на которой вырабатывается сжатый воздух для подземных работ. Компрессорная станция оборудована винтовыми маслосмазываемыми компрессорами DVK-150 фирмы DALGAKIRAN (Турция). В этих компрессорах масло подается в рабочую полость для создания масляного клина между зубьями винтовой пары, уплотнения зазоров между корпусом и роторами и между поверхностями роторов для уменьшения утечек и перетечек, а также для отвода тепла, выделяющегося при сжатии воздуха и трении. Температура масловоздушной смеси на выходе компрессора составляет 80 – 90°C. После отделения от сжатого воздуха масло охлаждается до 65 – 70°C и вновь впрыскивается в рабочую полость компрессора.

Типовая схема компрессорной установки предполагает отвод тепла от охлаждаемых масла и воздуха в окружающую среду. Полезное использование этого тепла для получения горячей воды для системы горячего водоснабжения (ГВС) позволит существенно сэкономить топливно-энергетические ресурсы и затраты предприятия на них, снизить количество вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу котельной установкой, и улучшить экологию окружающей среды.

Схема компрессорной установки при утилизации тепла приведена на рис. 1.

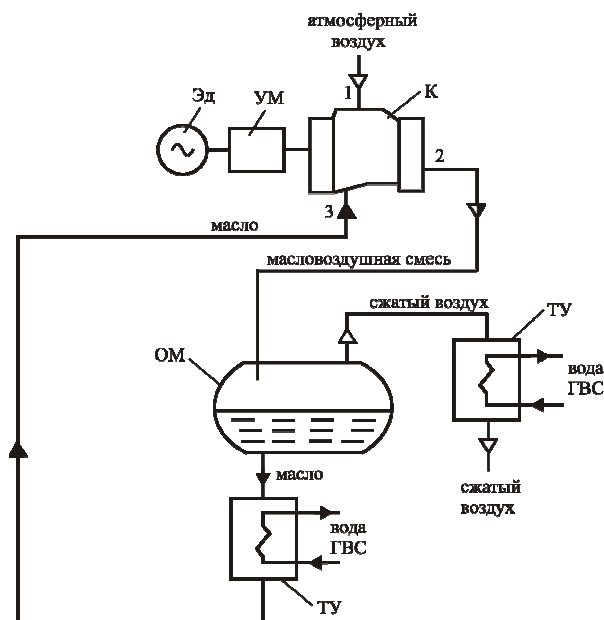


Рисунок 1 – Схема компрессорной установки при утилизации тепла:

Эд – электродвигатель; УМ – упругая муфта; К – компрессор; ОМ – отделитель масла; ТУ – теплообменники-утилизаторы



Целью исследования является определение основных энергетических показателей и показателей эффективности компрессорной установки при утилизации тепла.

Количество тепла, отводимого потоком масла, определим из уравнения энергетического баланса компрессора:

$$Q_M = N_e - \rho_0 V_0 c_{pB} (t' - t_0), \quad (1)$$

где  $N_e$  – мощность на валу компрессора;  $\rho_0$  – плотность всасываемого воздуха;  $V_0$  – объемная подача компрессора;  $t_0$  и  $t'$  – температура воздуха на входе и выходе компрессора;  $c_{pB}$  – изобарная теплоемкость воздуха.

В номинальном режиме, при давлении  $p_e = 7,0$  бар, подача компрессора DVK-150 составляет  $V_0 = 19,5$  м<sup>3</sup>/мин, или  $0,325$  м<sup>3</sup>/с, а мощность на валу  $N_e = 108$  кВт.

При  $t_0 = 10^\circ\text{C}$  и  $t' = 86^\circ\text{C}$ , атмосферном давлении  $p_0 = 100$  кПа в соответствии с формулой (1) тепловая мощность, отводимая потоком масла, составит  $Q_1 = 75,5$  кВт.

Тепловая мощность, полученная за счет охлаждения сжатого воздуха в конечном теплообменнике-утилизаторе от  $t' = 86^\circ\text{C}$  до  $t'' = 20^\circ\text{C}$ , составит  $Q_{\dot{a}} = 26,5$  кВт, а суммарная тепловая мощность, передаваемая нагреваемой воде от потоков масла и сжатого воздуха, составит  $Q = Q_1 + Q_{\dot{a}} = 75,5 + 26,5 = 102$  кВт.

Наиболее объективным показателем эффективности теплоэнергетических установок является эксергетический КПД, определяемый отношением суммы выходных к сумме входных потоков эксергии. Если принять, что начальная температура нагреваемой воды равна температуре атмосферного воздуха, то эксергетический КПД компрессорной установки определится по формуле

$$\eta_{\text{кы}} = \frac{E_{\text{св}} + E_w}{N_{\text{эл}}} = \frac{(\rho_0 V_0 e_{\text{св}} + \rho_w V_w e_w) \eta_{\text{эд}}}{N_e}, \quad (2)$$

$$e_{\text{св}} = c_{pB} T_0 \left( \frac{T''}{T_0} - 1 - \ln \frac{T''}{T_0} + \frac{k-1}{k} \ln \frac{p_k}{p_0} \right), \quad (3)$$

$$e_w = c_w T_0 \left( \frac{T_w}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_w}{T_0} \right), \quad (4)$$

где  $E_{\text{св}}$  и  $E_w$  – потоки эксергии сжатого воздуха и горячей воды;  $N_{\text{эл}}$  – потребляемая электрическая мощность;  $e_{\text{св}}$  – удельная эксергия сжатого воздуха;  $\rho_w$ ,  $V_w$  и  $e_w$  – плотность, расход и удельная эксергия горячей воды;  $\eta_{\text{эд}}$  – КПД приводного электродвигателя;  $k$  – показатель изоэнтропы для воздуха;  $T_0$ ,  $T_w$  и  $T''$  – абсолютная температура соответственно окружающей среды, горячей воды и сжатого воздуха.

В соответствии с расчетом по формулам (2) – (4) при  $\eta_{\text{эд}} = 0,95$ ,  $t_w = 45^\circ\text{C}$  эксергетический КПД компрессорной установки при утилизации тепла составит  $0,595$ .

Для существующей системы производства сжатого воздуха (без утилизации тепла) и получения горячей воды в котельной установке эксергетический КПД

$$\eta_{\text{суш}} = \frac{E_{\text{св}} + E_w}{N_{\text{эл}} + E_{\text{топл}}} = \frac{\rho_0 V_0 e_{\text{св}} + \rho_w V_w e_w}{N_{\text{эл}} + E_{\text{топл}}}, \quad (5)$$

где  $E_{\text{топл}}$  – поток эксергии топлива, необходимого для получения такого же количества горячей воды, что и за счет утилизации тепла компрессорной установки.

Расчет по формуле (5) при КПД котельной установки  $\eta_{\text{кот}} = 0,85$  дает значение  $\eta_{\text{суш}} = 0,289$ . Таким образом, комбинированная выработка сжатого воздуха и горячей воды в компрессорной установке в 2 раза энергетически более эффективна, чем существующая система раздельного производства этих продуктов.

УДК 622.673.1

**Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики,  
Новостройный А.В., ст. гр. ГРммС-14-1**

*(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)*

### **АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ИЗНОС ПРОВОДНИКОВ В ПОДЪЕМНЫХ СТВОЛАХ**

Состояние рабочих поверхностей коробчатых проводников и вкладышей предохранительных башмаков является показателем эффективности работы роликовых направляющих в системе «сосуд – армировка». В идеальном случае, если ролики полностью выполняют свою функцию, то жесткого контакта башмаков с проводниками не должно быть, а значит и не должно быть механического износа рабочих поверхностей обоих элементов оборудования ствола и сосуда.

На практике, особенно в стволах с нарушенной геометрией, на определенных участках происходит интенсивный механический контакт башмаков с проводниками, результат которого в виде следов истирания на проводниках и вкладышах может быть однозначно зафиксирован при инструментальных измерениях остаточной толщины проводников. Исследование характера изменения остаточной толщины рабочих поверхностей проводников по годам позволяет определить фактическое состояние эффективности работы направляющих в лобовой и боковой плоскостях проводников в условиях конкретного ствола, имеющего участок с нарушенной геометрией в районе зоны сдвижения горных пород.

Признаком неэффективной работы роликовых направляющих является повышенный механический износ вкладышей предохранительных башмаков и рабочих поверхностей проводников, который характеризуется скоростью роста суммарных кинематических зазоров в лобовой и боковой плоскостях проводников отдельно. Он может быть выявлен при анализе рабочей документации на участке спуска/подъема предприятия путем сопоставления записей в книге выдачи нарядов на замену вкладышей предохранительных башмаков по отметкам времени и первоначальной толщины вкладышей при установке.

В реальных условиях эксплуатации единственным параметром, который в двух смежных отделениях ствола, принадлежащих одной подъемной установке, может иметь эксплуатационные показатели, резко отличающиеся друг от друга, является профиль проводников. Он складывается на протяжении эксплуатационного периода ствола под влиянием совокупности факторов – ремонтных работ по замене участков изношенных проводниковых балок и сдвижения горного массива.

Причин, влияющих на скорость износа по каждой рабочей грани проводника и по участкам ствола, несколько:

- перекос подъемного сосуда от смещения груза, деформации корпуса сосуда, разбаланса натяжений головных канатов в многоканатных ШПУ;
- изменяющийся по глубине ствола крутящий момент от головного каната;
- местные искривления проводников на ограниченных участках, приводящие к затиранию сосуда или повышенной силе прижатия башмаков к определенным граням;
- частые ударные нагрузки повышенного уровня на локальных участках.

При изменении скоростного режима работы сосуда меняется интенсивность механического фрикционного взаимодействия башмаков с проводниками. Во-первых, с увеличением скорости подъема растет число циклов проездов сосуда по стволу за единицу рабочего времени. Например, за рабочую смену, за месяц. Поэтому даже при неизменной величине контактных нагрузок пропорционально возрастет работа сил трения за рабочую смену и износ проводников.

Во-вторых, в зависимости от динамического состояния системы «сосуд – армировка» на определенных участках ствола контактные динамические нагрузки могут возрасти с определенной степенью пропорциональности. Это так же увеличит работу сил трения за единицу рабочего времени.

Изменения динамических нагрузок со скоростью характерно для проводников, имеющих вполне определенные нарушения вертикальности на участках ствола при отсутствии резонансного режима взаимодействия. Получение разных значений удельного износа для разных скоростей говорит о неблагоприятном состоянии профилей проводников. В этом случае удельный износ является диагностическим параметром состояния системы «сосуд – армировка».

Наиболее явно этот показатель работает на подъемах, где длительное время эксплуатируются рабочие направляющие скольжения без роликовых амортизаторов. На них износ наиболее интенсивен и четко различается по рабочим граням проводников (лоб, бок), скорости подъема и участкам ствола. При необходимости, его анализ точно показывает, куда надо ставить центрирующие упругие направляющие для снижения квазистатических нагрузок и показывает, на каких участках ствола неблагоприятное сочетание геометрических параметров профилей проводников создает рост динамических нагрузок с ростом скорости.

УДК 622.673.1

**Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики,  
Сокуренок О.О., ст. гр. ГРммС-14-2**

*(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)*

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ АРМИРОВКИ СТВОЛА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В СИСТЕМЕ «ПОДЪЕМНЫЙ СОСУД – АРМИРОВКА»**

Наибольшее возмущающее воздействие на подъемный сосуд в рабочих режимах движения оказывает профиль системы проводников отделения.

В большинстве подъемных стволов Украины расстрелы и проводники армировки шахтных стволов в процессе эксплуатации подвергаются механическому износу, из-за постоянного силового взаимодействия с подъемным сосудом, и воздействию коррозионных факторов под влиянием шахтной среды. В процессе длительной эксплуатации износ армировки, вызванный этими процессами, оказывается неравномерным по длине проводников и расстрельных балок, а также по участкам, расположенным на разной глубине ствола. Абсолютные отклонения проводников от проектной вертикали часто достигают 60 – 80 мм, при этом имеется глобальное знакопеременное искривление профиля. На подавляющем числе коротких участков ствола длиной 5 – 10 ярусов (2 – 3 длины сосуда) имеются значительные знакопеременные отклонения профилей от их плавных осевых линий. Такие изломы профиля создают постоянные высокочастотные горизонтальные возмущения и вызывают повышенные ударные нагрузки со стороны сосудов на армировку. Амплитуды ударных нагрузок зависят от степени гладкости профилей проводников, кинематических зазоров и упруго-диссипативных параметров амортизаторов роликовых направляющих. Такие нарушения вертикальности при скорости подъема свыше 6 - 7 м/с могут вызывать аварийно опасные снижения запасов прочности армировки уже при 43 – 49% износа проводников и расстрелов.

Параметр «остаточный запас прочности» элементов металлоконструкции армировки под действием фактических эксплуатационных нагрузок является основным параметром безопасности, определяющим степень аварийной опасности работы ствола. Минимально допустимым является значение запаса прочности равное 1.0. Поэтому все мероприятия по обеспечению безопасной эксплуатации направляются на его повышение до номинальной величины 2.15, которое соответствует фактическим напряжениям меньшим предела выносливости.

Повышения запаса прочности можно достичь следующими способами: снижение скорости подъема при неизменном профиле проводников; реализация сглаженных диаграмм скорости вращения барабана; проведение местной профилировки и спрямление проводников на участках с наиболее сильными нарушениями вертикальности; замена изношенных балок расстрелов и проводников на новые; применение роликовых направляющих с повышенными диссипативными свойствами амортизаторов.

Сбалансированное применение комплекса мероприятий при систематическом аппаратурном контроле плавности движения сосудов позволяет удерживать фактические запасы прочности металлоконструкций на уровне, обеспечивающем отсутствие спонтанного возникновения разрушений и аварийных ситуаций.

УДК 622.673.1

Ільїна І.С., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки, Басок Д.А., ст. гр. ГРмм-12-9  
(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпропетровськ, Україна)

### ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ ВЗАЄМОДІЇ СКІПІВ І КЛІТЕЙ ПІДЙОМНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК З АРМИРОВКОЙ В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Аналіз літературних джерел у галузі механіки взаємодії скіпів і клітей підйомних установок з армуванням шахтних стволів показав, що при різкій зміні вертикальної швидкості руху підйомної посудини під час переходу з ділянки розгону на ділянку руху з постійною швидкістю, на початку ділянки робочого уповільнення і при спрацьовуванні аварійного гальма в ряді випадків спостерігаються інтенсивні горизонтальні коливання підйомної посудини, що супроводжуються жорсткими ударами запобіжних башмаків по провідниках. Такі ж факти були зареєстровані, і описані в літературі, під час проведення апаратурних вимірювань горизонтальних коливань підйомних посудин під час перевірок плавності руху скіпів і клітей. Через корозійний та механічний знос балок армування такі зіткнення можуть призвести до незворотних деформацій елементів армування на локальних ділянках, утворення тріщин і створенню потенційної аварійно-небезпечної ситуації при подальшій експлуатації шахтного підйому. У деяких роботах сказано, що причиною такої розкачки горизонтальних коливань посудин можуть бути вертикальні коливання посудини, що виникають при зміні швидкості його руху по стволу.

Для дослідження цього явища побудуємо математичну модель динаміки посудини в провідниках при спрацьовуванні аварійного гальма. При математичному моделюванні підйомна посудина моделюється твердим тілом, яке не деформується і в чотирьох точках пружно спирається на два провідника, переміщаючись по ним з постійною вертикальною швидкістю перед початком гальмування. Посудина підвішена на канатах, які моделюються пружно-в'язкими вагомими нитками з рівномірно розподіленою по їх довжині масою. У момент початку гальмування через пружності канатів посудина починає здійснювати вертикальні гармонійні коливання. Одночасно з цим посудину внаслідок викривлення провідників, зміщення центру ваги вантажу від вертикальної осі та інших причин завжди має малі горизонтальні коливання з поворотами навколо його центру мас в межах кінематичних зазорів між башмаками і провідником. Основну небезпеку для міцності армування представляють удари посудини по провідникам у лобовій площині їх розташування. Тому будемо розглядати горизонтальні коливання посудини в режимі гальмування в лобовій площині розміщення провідників при найбільш традиційною для практики схемою їх розташування - двосторонньої бічної по відношенню до підйомної посудини.

Розроблена математична модель, що описує поведінку підйомної посудини в провідниках жорсткого армування при гальмуванні, що відрізняється урахуванням горизонтальних відхилень точок підвісу вантажу від вертикалі через його повороту навколо центру мас. Дослідження даної задачі зводиться до розв'язання системи диференціальних рівнянь з неоднорідними початковими і граничними умовами, які описують відповідно горизонтальні і вертикальні коливання посудини і вертикальні коливання головного і врівноважуючого канатів. Розв'язання системи рівнянь зводиться до вирішення 1-го рівняння, яке відноситься до класу параметричних рівнянь типу Мат'є-Хілла. Це говорить про те, поведінка посудини при гальмуванні через вплив знакозмінних вертикальних коливань на пружній канаті на поворотні горизонтальні коливання має параметричний характер. Тобто, залежно від співвідношень між коефіцієнтами рівняння, які головним чином визначаються координатою точки гальмування посудини в стволі і законом зміни гальмівного зусилля, горизонтальні поворотні коливання посудини можуть бути як стійким, з малою амплітудою коливань і навантажень на провідники, так і нестійкими, з різко зростаючими амплітудами горизонтальних коливань і навантажень на провідники.

Якщо координата гальмування в стволі спочатку потрапляє в зону нестійкості, то відбудеться інтенсивна перекачування енергії вертикальних коливань посудини в поворотні горизонтальні, що викликає зростання амплітуд і навантажень на провідники з боку напрямних або запобіжних башмаків посудини.

В результаті проведених досліджень на базі побудованої математичної моделі і її програмної реалізації були проведені чисельні розрахунки амплітуд горизонтальних коливань посудини, контактних зусиль взаємодії напрямних посудини з провідниками при гальмуванні для різних співвідношень параметрів системи. Чисельні дослідження показали, що визначальними параметрами для режиму взаємодії башмаків із провідниками під час гальмування є жорсткість пружинних роликів амортизаторів. Якщо її значення таке, що координати точки гальмування потрапляють в зону стійкості то при гальмуванні немає зростання амплітуд горизонтальних коливань посудини і немає ударів по провідниках. В іншому випадку за час гальмування амплітуди горизонтальних коливань посудини зростають і виникають жорсткі удари башмаків по провідникам.

Розроблена модель і її програмна реалізація дозволяють знайти такі раціональні значення жорсткості роликів амортизаторів, індивідуальні для кожного стовбура і його підйомного комплексу, при яких в стовбурі буде мінімальна кількість і найменша протяжність менше зон, де при гальмуванні виникне параметричне збудження горизонтальних ударів черевиків посудини про провідники.

Аналіз отриманих результатів показує, що, залежно від умов, які склалися відносно горизонтальних коливань підйомної посудини безпосередньо перед аварійним гальмуванням, під час гальмування посудину може здійснювати або пружні коливання в кінематичному зазорі між башмаками і провідником або вступати в жорсткий контакт з провідниками і здійснювати вібраційно-ударний режим взаємодії

Таким чином, в результаті проведених досліджень було показано, що у вертикальному шахтному стволі ділянки армування, де аварійне гальмування ніяк не впливає на горизонтальні коливання підйомної посудини і існують ділянки, де горизонтальні коливання посудини мають параметрично резонансний характер, що викликає жорсткі зіткнення посудини з провідниками і поява потенційно небезпечних за величиною навантажень на армування при аварійному гальмуванні. Саме на цих ділянках слід більше уваги приділяти міцності армування.

УДК 621.695.622.276

**Кириченко В.Е., к.т.н., докторант кафедры горной механики**

*(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)*

## **ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СНАРЯДНОЙ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В ПОДЪЕМНОМ ТРУБОПРОВОДЕ МОРСКОГО ЭРЛИФТА ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ КРУПНЫХ ЧАСТИЦ**

Многофазные течения распространены в природных процессах, а также нефтяной, химической, атомной, горной и др. отраслях промышленности. В новой области горного дела – морском горном деле неизбежность широкого использования гетерогенных потоков обуславливается свободным доступом к неограниченным запасам морской воды.

Расположение большинства подводных месторождений, представляющих интерес для промышленной разработки, в условиях больших глубин обуславливает высокую энергоемкость доставки горной массы на поверхность водного бассейна. Использование эрлифтных гидроподъемов существенно сокращает количество мощного электромеханического оборудования в зонах высоких гидростатических давлений. Определение рациональных параметров глубоководных эрлифтных гидроподъемов (ГЭГ), минимизирующих энергоемкость установок, на современном этапе развития морского горного дела характеризуется высокой актуальностью.

Одной из специфических особенностей ГЭГ является многократное расширение воздуха в транспортирующем потоке, что приводит к возникновению нескольких структур течения гетерогенной смеси (пузырьковой, снарядной, кольцевой, дисперсной). Структуры течения многофазного потока отличаются механизмами взаимодействия фаз. Различные механизмы взаимодействия фаз смеси оказывают разное влияние на изменение параметров гетерогенного потока и его способность транспортировать твердый материал.

В процессе экспериментальных исследований подъема частиц твердого материала водовоздушным потоком при различных структурах течения впервые было установлено следующее. Снарядная структура, образуемая перекрывающимися внутреннее сечение трубопровода пузырями воздуха (газовыми снарядами) и расположенными между ними жидкостными пробками, содержит аномальную область, характеризующуюся снижением скорости подъема частиц при увеличении расхода транспортирующей их среды. Выполненные эксперименты определили необходимость углубленного изучения снарядной структуры течения (ССТ) водовоздушной смеси.

С увеличением массового расхода газа в гетерогенном потоке подъемного трубопровода уровни расположения зон формирования структур течений понижаются, а при уменьшении – повышаются. Поэтому исследование морфологии ССТ осуществлялось в фиксированном поперечном сечении подъемной трубы при изменении расхода подаваемого в смеситель воздуха.

Приведены результаты эксперимента, полученные при моделировании рабочего процесса эрлифта с относительным геометрическим погружением смесителя 0,95. Снарядная структура течения в трубе 22 наблюдалась при изменении объемного газосодержания смеси в диапазоне 0,365...0,731 дол. ед. Значения длин газовых снарядов при различных величинах объемного расхода приведенного к нормальным условиям воздуха в потоке.

Введено понятие связки, состоящей из газового снаряда и расположенной за ним жидкостной пробки. Результаты эксперимента позволили установить, что в восходящем снарядном потоке увеличение длин газовых снарядов и уменьшение длин жидкостных пробок от объемного газосодержания смеси с удовлетворительной для инженерных расчетов



точностью могут быть описаны соответственно логарифмической и гиперболической зависимостями.

Результаты экспериментов показывают, что обтекание водой коротких воздушных снарядов происходит более интенсивно, чем длинных. Однако при возрастании длин воздушных снарядов более чем в 3,1...3,3 раза от минимальных их размеров, характерных для зоны возникновения ССТ, приращение длин воздушных снарядов начинает уменьшаться вследствие замедления оттока воды из жидкостных пробок. Это объясняется увеличением воздействия газовых снарядов на сосредоточенную между их боковой поверхностью и стенками трубопровода жидкость.

Снарядная структура течения распространяется на 65...75 % от всей длины подъемного трубопровода ГЭГ. Следовательно, в глубоководных эрлифтах основная работа по подъему минерального сырья выполняется снарядным потоком при значительном увеличении размеров газовых снарядов вдоль трубопровода. Замедление подъема крупных и тяжелых твердых частиц в газовых снарядах кроме влияния на параметры смеси может спровоцировать срыв транспортирования твердого материала с последующей забутовкой транспортного трубопровода горной массой, что парализует работу морского горного предприятия в целом. Наряду с этим в существующих методах расчета параметров эрлифтов не рассматриваются силовое взаимодействие частиц с газовыми снарядами (динамика частиц) и влияние изменения размеров газовых снарядов и жидкостных пробок (морфологии снарядного потока) вдоль гетерогенного потока на устойчивость транспортирования твердого материала.

В результате выполненных экспериментальных исследований на спроектированном комплексном экспериментальном гидравлическом стенде, позволяющем осуществлять физическое моделирование одно-, двух- и трехфазных течений в проточных частях насосной, эрлифтной и насосно-эрлифтной установок, впервые было установлено, что снарядная структура содержит аномальную область, характеризующуюся снижением скорости подъема частиц при увеличении расхода транспортирующей их среды;

При замедления подъема либо нисходящего (противоточного) движения твердых частиц, в зависимости от их физико-механических характеристик, в газовых снарядах движение частиц приобретает циклический характер, что вследствие аккумуляции твердой фазы на участке ССТ приводит к существенному влиянию на параметры потока вплоть до кризиса (срыва) транспортирования твердого материала с последующей забутовкой трубопровода;

Установлены закономерности транспортирования твердого материала восходящим снарядным потоком с учетом изменений длин газовых снарядов и жидкостных пробок, а также специфики движения частиц при снарядной структуре течения; предложена классификация частиц по характеру их движения при ССТ.

Снарядная структура течения характеризуется такими специфическими эффектами, как циклическое движение частиц, полифуркационные режимы, аккумуляция твердой фазы, высокая вероятность агломерации частиц. Поэтому дальнейшим этапом исследования является разработка метода расчета параметров ССТ для случая полидисперсной смеси транспортируемых частиц, требующего учета целого ряда новых факторов.

УДК 622.481

Литвиненко М.А., ст. гр. ГМЕМ-15-1м,

Чеберячко И.М., к.т.н., доцент кафедры горной механики

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

### ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА С ПРИМЕНЕНИЕМ СПОСОБА И КРИТЕРИЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ

Одной из основных задач современного промышленного производства является повышение эффективности измельчения. Главным недостатком существующих методик расчета является необходимость проведения экспериментальных исследований при проектировании струйных аппаратов.

Таким образом, актуальной задачей исследования в этой области является разработка способа оптимизации параметров вихревого эжектора с применением способа и критерия оценки эффективности использования энергоносителя.

Исходными данными для расчета являются производительность установки, крупность готового и исходного материала.

В результате проведенных исследований было достигнуто максимальное совпадение тангенциальных скоростей и плотностей потоков (рис. 1).

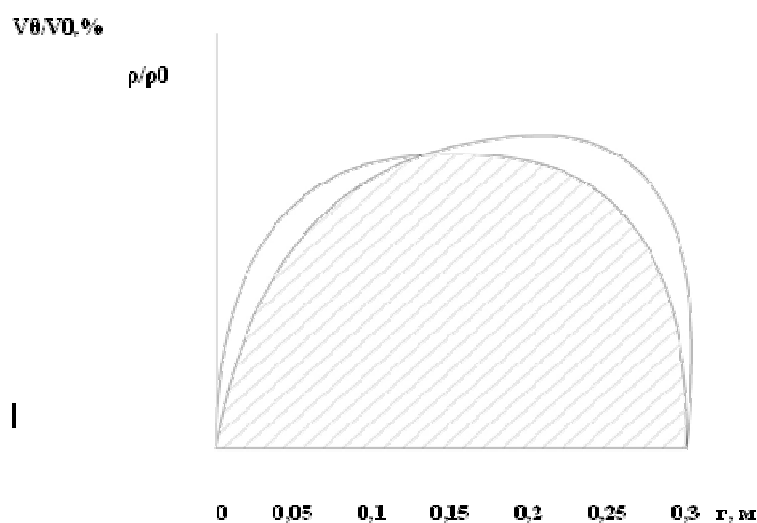


Рисунок 1 – График распределения тангенциальных скоростей и плотностей потоков

Дальнейшим этапом исследования является проведение экспериментальных исследований при расчете вихревого эжектора.

УДК 621.515.004.82: 621.57

**Радюк М.В., к.т.н., ассистент кафедры горной механики,**

**Третьяк В.П., ст. гр. ГРмм-13-9**

*(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)*

## **КОГЕНЕРАЦИОННАЯ СИСТЕМА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ШАХТНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК**

На рудных и газообильных угольных шахтах воздушные компрессорные станции являются одними из наиболее мощных потребителей электроэнергии, поэтому энергетическая эффективность этих предприятий во многом зависит от эффективности производства и расходования сжатого воздуха. Существенным резервом в повышении эффективности выработки сжатого воздуха является утилизация тепла, отводимого при его сжатии. Известны технические решения по использованию этого тепла для нужд предприятий, в частности: для систем отопления и горячего водоснабжения (ГВС) [1, 2]; для нагрева в зимнее время воздуха, поступающего в шахту; для генерации пара хладагента в абсорбционных холодильных машинах [3 – 4].

Целью настоящих исследований является оценка влияния температурного режима на эффективность теплосиловой установки (ТСУ), утилизирующей тепло турбокомпрессорной установки.

Исследование проводилось для условий турбокомпрессоров К-250-61. Моделирование режимов работы ТСУ выполняем в среде программирования MATLAB R 2009b при следующих условиях: температура атмосферного воздуха на входе в первую секцию неохлаждаемых ступеней (СНС) 15°C; его давление 0,1 МПа; конечное давление сжатого воздуха (абсолютное) 0,9 МПа; минимальные температурные напоры в испарителе и конденсаторе соответственно 5°C и 10°C; внутренний и механический КПД турбины соответственно 0,8 и 0,97; внутренний и механический КПД насоса соответственно 0,7 и 0,97; КПД электрогенератора и электродвигателя насоса были приняты 0,97. При этих условиях расчетные значения массового расхода воздуха 5,2 кг/с; температуры сжатого воздуха на выходе из каждой СНС соответственно 117°C, 130°C и 119°C. Температура сжатого воздуха на выходе из утилизационных секций воздухоохладителей варьировалась в диапазоне от 50 до 85°C. Расчет свойств рабочих тел ТСУ осуществляем с помощью программы REFPROP 7.0, разработанной National Institute of Standards and Technology (USA).

Установлено, что в условиях работы турбокомпрессора К-250-61 может быть получено 78 кВт электрической мощности, что составляет 5,2% от номинальной электрической мощности, потребляемой компрессором. Максимальное значение коэффициента преобразования утилизируемого тепла в электроэнергию составляет 0,078 при температуре воздуха на выходе из утилизационных секций воздухоохладителей 58 – 62°C.

### **Перечень ссылок**

1. Системы охлаждения компрессорных установок / Я.А. Берман, О.Н. Маньковский, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович. – Л. : Машиностроение, 1984. – 228 с.
2. Поваров О.А. Бинарные электрические станции / О.А. Поваров, В.А. Саакян, А.И., Никольский и др. // Тяжелое машиностроение. – 2003. – № 8. – С. 13-15.
3. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
4. Saleh B., Working fluids for low-temperature organic Rankine cycle / B. Saleh, G. Koglbauer // Energy. – 2007. – Vol. 32, No.10. – P. 1201–1221.

УДК 539.3/6(075.8)

Ропай В.А., д.т.н., профессор кафедры строительной, теоретической и прикладной механики, Федорова И.П., ассистент кафедры системного анализа и управления (Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

### ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ЗАМЕНЫ ПОДЪЕМНЫХ КАНАТОВ НА МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКЕ

Замена подъемных канатов на многоканатной подъемной установке осуществляется в последовательности, поясняемой на рис.1.

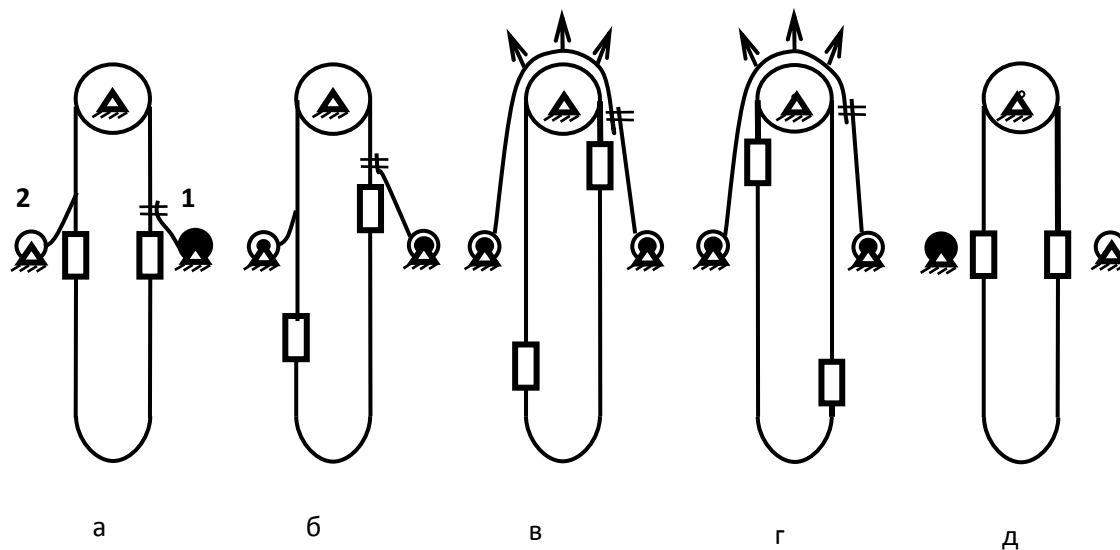


Рисунок 1 – Последовательность замены одного подъемного каната на многоканатной установке с помощью шкива трения

Подъемные сосуды устанавливаются на откидных площадках в середине ствола шахты (рис. 1, а), там же располагают две катушки с новым канатом – 1 и пустую – 2 для намотки отработавшего каната. Заменяемый канат отсоединяют от подъемных сосудов, один его конец прикрепляют к катушке 2, а конец нового каната с катушки 1 прикрепляют жимками к концу старого каната. Включается подъемная машина, и сосуды медленно перегоняют в крайнее положение (рис. 1, б, в). При этом только 0,5 длины нового каната сматывается с катушки 1, и такая длина старого каната наматывается на катушку 2. Для продолжения движения канатов в указанном направлении меняемые (старый и новый) канаты поднимают над шкивом трения (рис. 1, в, г) и подъемные сосуды перегоняют в крайнее положение, опускают меняемые (старый и новый) канаты

на шкив трения и за счет сил трения продолжают перематывать меняемые канаты, до расположения подъемных сосудов в середине ствола шахты (рис. 1, г). Старый канат оказывается намотанным на катушку 2, новый канат прикрепляют к подъемным сосудам, на этом процесс замены одного из 4-х или 6-ти подъемных канатов заканчивается. В указанной последовательности заменяют по одному остальные канаты.

УДК 622.647

Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики,  
Возняк А.П., ст. гр. ГМЕ-15-1с

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

## МИНИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛИНИЙ

Технологические средства для магистрального подземного конвейерного транспорта выпускаются заводами в соответствии с транспортным рядом комплектно на максимальную длину в горизонтальной установке 1000 – 1500 м, с мощностью привода 150 – 500 кВт и большинство комплектуются лентами с тросовым каркасом.

В связи с тем, что конвейер может иметь только прямолинейную трассу, в конкретных условиях длина его определяется результатом кусочно-линейной аппроксимации извилистой выработки и отличается от проектной в меньшую сторону. При меньшей длине конвейера двигатели его недогружены, что ведет к увеличению реактивного сопротивления в электросети и снижает  $\cos\varphi$ , а запас прочности ленты превышает нормальный в 2 – 4 раза.

Для изучения возможности минимизации энергозатрат на транспортирование угля нами проведены статические исследования длин горизонтальных и слабо наклонных конвейеров на 10-ти шахтах Павлоградского района. Распределение случайной величины определено на дискретном пространстве выборки объемом 111 значений. Гистограмма распределения длины конвейеров с шириной ленты в 1 метр приведена на рис. 1.

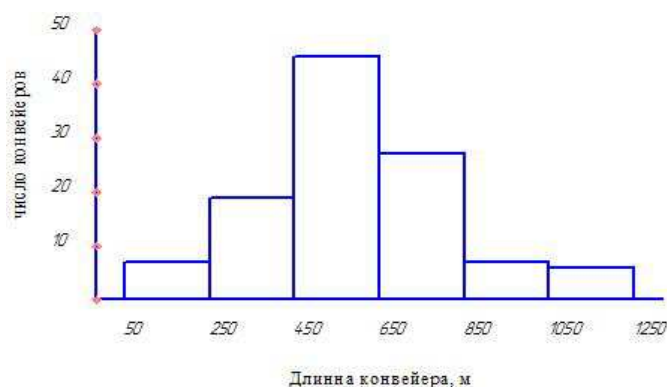


Рисунок 1 – Гистограмма распределения длины конвейеров с шириной ленты  $B=1$  м

Реальные длины конвейеров существенно меньше, чем имеют в состоянии поставки изготовителем конвейеры 1Л100К, 2Л100У, 2Л100У-01, 3Л100У.

Тип ленты и мощность привода не зависят от реальной длины конвейера, и ведет к неоправданным, увеличенным запасам прочности и линейной массе ленты и недогрузке двигателей привода.

Если применить модульный принцип построения конвейера из типовых элементов (лента, ролики, барабаны, редукторы, муфты, двигатели и т.п.) то он будет адаптирован к конкретным условиям работы и обеспечит минимальные затраты на транспортирование. Такой подход к проектированию позволит спроектировать конвейер с минимально допустимыми: запасом прочности ленты, мощностью двигателя, энергопотреблением.

Затраты электроэнергии  $E$  являются функцией линейной массы груза –  $q$ , и ленты –  $q_л$ , скорости ленты –  $v$ , мощности привода –  $N$

$$E = f(q, q_{\text{т}}, v, N).$$

Линейная масса груза на ленте ограничивается ее приемной способностью и определяется поступающим грузопотоком –  $Q$ , шириной ленты –  $B$  и ее скоростью

$$q = F(Q, B, v).$$

В процессе проектирования нужно стремиться получить максимально возможное значение  $q$ , которое определяет энергоэффективность средства транспорта.

Линейная масса ленты зависит от конструкции ее каркаса, который может быть реализован в двух вариантах: первый – тросовый, второй – тканевый. Тросовый каркас реализован в виде одного слоя стальных тросов в матрице из полимеров. Такие ленты имеют одно значение линейной массы и один предел прочности. Например, для ленты РТЛЮ – 1500 шириной один метр  $q = 30$  кг/м, предел прочности – 1470 кН. На коротких конвейерах такая лента может иметь запас прочности в 20 – 30 при нормативном его значении – 8 и соответственно завышенную линейную массу ленты, что увеличивает энергозатраты на транспортирование.

Многослойный тканевый каркас состоит от 3-х до 6-ти прокладок технической ткани в полимерной матрице. Такая конструкция может быть реализована в 4-х вариантах соответственно числу прокладок каркаса и иметь 4-е предела прочности на разрыв и 4-е значения линейной массы. Например, для ленты с прокладками из ткани ТК – 400 шириной один метр линейная масса составляет от 14 до 18,8 кг/м<sup>2</sup>, а предел прочности от 1200 до 2400 кН соответственно числу прокладок. Этот факт увеличивает адаптивную способность ленты к длине выработки и уменьшает затраты энергии на транспортирование. Применение этих лент уже на этапе проектирования позволит уменьшить линейную массу тягового органа в 1,25 – 2,5 раза в зависимости от числа прокладок по сравнению с резинотросовыми лентами.

На рис. 2 представлены результаты сравнительного расчета энергопотребления конвейера 2Л100У – 01 с тросовой и тканевой лентами при различной их разгрузке.

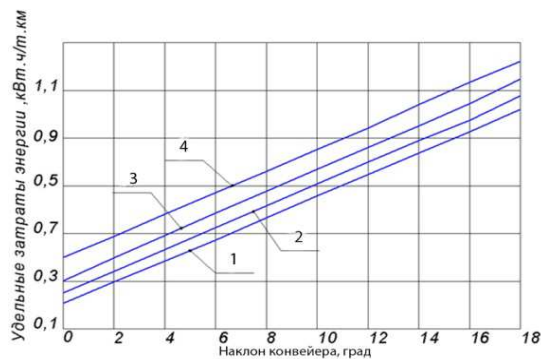


Рисунок 2 – Удельные энергозатраты конвейера 2Л100У-01:

- 1, 3 – лента резинотканевая 2Ш; 2, 4 – лента резинотросовая РТЛЮ -1500;  
1, 2 – линейная масса груза 56 кг/м; 3, 4 – линейная масса груза 28 кг/м

При снижении линейной массы груза в 2 раза энергозатраты на транспортирование увеличатся на 47 – 57%.

Наибольший эффект экономии энергозатрат в 21 – 33% дает замена резинотросовой ленты на тканевую при горизонтальной и слабонаклонной установке конвейера.

УДК 622.673

**Федоряченко Д.А., аспірант кафедри горної механіки,  
Самуся В.И., д.т.н., професор кафедри горної механіки**  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

## **ON INFLUENCE OF ADDITIONAL MEMBERS' MOVABILITY OF MINING ROLLING STOCK ON SAFETY CHARACTERISTICS OF THE MOTION**

Introduction. The tendency of increasing an adhesion weight of locomotives up to 10...14 (28) ton [1] in order to haul more heavy mining tub induced significant growth of static loads on the rail track. Due to the fact, that existing mining rail tracks have been design for much lower locomotives' weight, increased axial loading on the rail track elements rocketed up to 1.5...2.5 times and for mining tub 7 times more.

The force interaction character and coupling class of mining rollingstock elements suppose the usage of the lowest kinematical pairs. At the same time, the dimensions of machines' elements can vary owing to wear and gap adjusting within kinematical pair, elastic deformations, heat expansion, mistakes while mounting and repair, etc. Thus, it is obligatory to choose such mechanisms' scheme when the requirements for accuracy will be not so high.

The statically determined mechanism requires the properties where member are self-excited, without odd joints. Such member linkage induces reduction of dynamical loading and growth of motion safety. It happens owing to additional movability of construction elements, while the linkages, with appear a kinematical pair, takes stable space position. They trace the variable trajectory and do not induce additional force disturbance.

As an output element of the mining rolling stocks' majority used to account a wheel, which develops a frictional pair with rail while motion. The wheel set parameter must meet the requirements of optimality both in wheel function as a support rod to take the weight of the locomotive and transmit it on the rail, and the tractive element for generating the traction force to overwhelm the motion reaction. These requirements are contradictory, that measures the design parameters both the chassis and mining vehicle in general [2].

At the other side, the wheel as a support rod, might trace the trajectory while motion on the rail track, which can not be linear in vertical surface, that induces dynamical load component in all vehicle components. An additional loading factor is that the wheel must trace horizontal trajectory either that causes constant lateral interaction (Garg & Dukkipaty, 1984). While the motion on the curvilinear rail track, the wheel roll on the rail can cause a significant lateral forces, which may result in stability loss of the mining vehicle. At the other side, the tractive effort realizes at the point of wheel-rail contact through friction, and it is limited by frictional properties of bonded surfaces and pressing force [3]. All these factors evoke unstable motion regime of mining vehicle.

The modern design methods [4], which base on the scientific approach of mining machines simulation and research, facilitate to define the location and character of arising dynamical loading and prevent their growth while forming at the mining vehicle chassis. This prevents the following dynamical loads transmission on the bolster structure. Thus, the structure selection and selection of mining machines parameters, which bases on the detail analysis of running processes, might be an essential part of energy-mechanical system and its scheme development on the design stage [4].

The study purpose is determination of qualitative and quantitative influence of mining vehicle coupling on the stability while motion on the ail track with constant and variable radius. It is well known, that odd coupling are such connection type, which removal do not increase the total mechanism movability [4]. The limited line displacement causes the necessity of force transmission within the kinematical pair between member, and limited angular displacement – the torque between members of the pair. The kinematical pair must be designed for these forces and torques. To check the odd linkages within the mechanism we can use constructional formula. We might take into

account the quantity of known odd couplings. The quantity  $p_i$  of kinematical pairs of  $i$ -th class, that

applies  $i p_i$  constraining conditions, and all kinematical pairs  $\sum_{i=1}^{i=5} i p_i$  constrained conditions.

There can be general or local (passive) mechanism movability. The local movability is such one that does not influence on the total mechanism movability. The local movability has rollers (because of the possible slipping), pulley, band wheel, bushing and pin, cylindrical sliding bar with ball end. The kinematical pair coupling defines without clearances, if kinematical pair produced like ball bearing, where the clearance is very small or even can be tightness. While clearance existence an additional kinematical movability arises, which can be used in machine operation. These clearances can occur because of frictional wear of the coupled kinematical members, and grow uncontrollable. Such growth evokes additional dynamical components of operational loadings and reduces machine's exploitation indexes. However, it is possible to revise the machine design and additional kinematical movability either to reduce the duration of nonstationary motion regime. This is essential for mining conditions, which is marked by lots of unfavorable factors of numerous natures [3]. To provide the smooth wear of coupled kinematical members a coupling with local movability can be applied [5].

The authors of the paper proposed and implemented on the industrial enterprises new technical solutions of mining vehicle components and machines. For example, locomotive of the module scheme, that includes a few sections. It allows for development of the vehicle with different trailing weight, energy supply system and necessary exploitation indexes. The distinguish feature of such locomotives is kinematical coupling between bogie and tractive section.

Such connection provides necessary relative movability and transmits vertical loading from frame to bogie, horizontal lateral forces – centrifugal force, reaction of overrunning rail, which has geometrical imperfections in all surfaces. Movability around the vertical axis is necessary for tractive bogie turn and in order to avoid odd couplings, because the pin does not carry the chassis weight; around lateral axis – for correct weight distribution between locomotive axles and reduction influence on the rail track; longitudinal movability is absent because the tractive effort transmits in this direction.

Additional kinematical wheel movability is realized in cylindrical joint of mining wagon's axle box. It allows for reduction of the angle of attack of the wheel on the rail without additional force disturbance [7].

To determine the relations between kinematical and dynamical characteristics of mining vehicle we need to provide an analysis of force interaction relations in dependence on rail track parameters and subject to mining vehicle output members. The obtained data allows for assessment of the safety index, which is used to describe by safety coefficient:

$$K_y = \frac{\operatorname{tg} \chi - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \chi} \left( \frac{P_v}{P_l} \right) > 1 \quad (1)$$

where  $\chi$  – angle of wheel flange;  $\mu$  – friction coefficient;  $P_v$  – normal rail reaction under ongoing wheel, N;  $P_l$  – guiding force on the ongoing wheel, N.

Local and regular rail imperfections lead to additional growth of guiding force  $D_b$ , that can cause the derailment at some certain critical value. Reduction of guiding force can improve stability and predict derailment.

The most complex motion regime is driving through curvilinear rail track with wheel flange climbing by both rear and front axles. This induces the rotation of tractive bogie in relation to mass center (Figure 2). Simultaneously, the middle section rotates around pin joint. At axial displacement of the wheels, a reaction force arises at the point of flange contact, which acts flatwise to motion



direction. A sudden growth of these forces appears while wheel misalignment. To reduce reactive forces an additional local movability of kinematical pair coupling is necessary.

Thus, we have obtained several relations of dynamic forces and safety factor (SF) indexes (Figure 2).

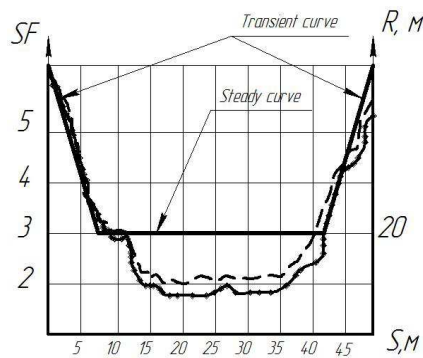


Figure 2 – Safety factor relation to track curvature subject to structural scheme:  
 $V=4$  m/s - - - sectional locomotive; ——— conventional locomotive.

Analysis of the dependences (Figure 2) shows that the rigid connection of the traction bogie section with a body provokes unsteady hunting and lateral displacement, which amplitude continuity grows until the wheel flanges touch the rail. If locomotive's connection is rough, then energy of the impact will be more significant, due to traction bogie mass influence and mass of the middle section partially. In order to avoid this, it is more appropriate to apply kinematical coupling with local movability, which allows for reduction of the middle section inertia influence on the rail track through bogie.

Conclusions. To enhance the stability and safety, reduce load on the vehicle's chassis and on the track, reduction motion resistance is possible while the usage of a new kinematical design where the kinematical pairs will have an additional local movability. Thus, it will reduce the number of redundant links with shortage the unnecessary weight. To determine the appropriate value of mobility, providing the necessary performance, we can use modern means of computer simulation interoperability of mine transport and track.

## References

1. Bilichenko, M., Pivnyak, G. & Rengevich O. 2005 Mining Transport. Dnepropetrovsk: National Mining University: 636 p.
2. Garg, V. & Dukkipaty, R. 1984. Dynamics of Railway Vehicle Systems. New York: Academic Press.
3. Ziborov, K., Blokhin, C. & Litvin, V. 2009. Motion stability of mining sectional locomotive in curves of steady and transient segments. Hoisting-transportation equipment No 29: 67 – 76.
4. Ziborov, K. 2010. Frictional pair characteristics subject to kinematical and force imperfections of the rail track. Dnepropetrovsk: Mining machines and equipment No 100: 26 – 32.
5. Ziborov, K., Protsiv, V. & Fedoriachenko, S. 2013. Application of computer simulation while designing mechanical systems of mining rolling stock. Scientific Bulletin of NMU No 6: 55 – 59 pp.
6. Ziborov, K. & Fedoriachenko, S. 2014. The frictional work in pair wheel-rail in case of different structural scheme of mining rolling stock Progressive technologies of coal, coalbed methane and ores mining. The Netherland: CRC Press/Balkema: 517 – 521pp.
7. Patent №104207 UA, Mining wagon. Ziborov, K.A. (UA), Fedoriachenko, S.A. (UA), Vanzha, G.K. (UA); National Mining University. Declared. 19.03.12; Published 10.01.14, No 1.
8. Patent №96497 UA, Mining locomotive. Ziborov, K.A. (UA), Fedoriachenko S.A. (UA), Protsiv, V.V. (UA), Litvin, V.V. (UA); National Mining University. Declared. 21.03.10; Published 18.10.11, No 21.

УДК 622.673.1

**Самуся С.В., к.т.н, старший науковий співробітник**

*(ИГТМ ім. Н.С.Полякова НАН України, г. Днепропетровск, Україна).*

**Федоряченко Д.О., аспірант кафедри гірничої механіки**

*(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпропетровськ, Україна)*

## **МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В МОБІЛЬНІЙ ПІДЙОМНІЙ УСТАНОВЦІ**

В останній час в гірничій промисловості дуже актуальною є проблема забезпечення надійної та безпечної експлуатації підйомних установок, що зумовлено збільшенням кількості аварій на людських підйомах та в шахтних стволах. При цьому часто буває неможливо забезпечити евакуацію шахтного персоналу при несправностях стаціонарних підйомних машин і стволового обладнання, які важко усунути.

У зв'язку з цим паралельно з питаннями створення високопродуктивних підйомних комплексів розробляються мобільні підйомні установки для проведення аварійно-рятувальних робіт в шахтних стволах. Це робить задачу визначення припустимих значень геометричних параметрів розміщення обладнання мобільної установки (каната, його струни, шківів та підйомної установки), розробку й обґрунтування раціональних параметрів системи гальмування з урахуванням особливостей динамічних процесів у схилі й струні каната при можливих варіантах її застосування в шахтних умовах надзвичайно актуальною з наукової й практичної точки зору.

Значна неврівноваженість мобільної підйомної установки з малими маховими масами, яка працює в однокінцевому режимі, зумовлює необхідність дослідження динамічних процесів в механічній системі підйомної установки. Це потребує розробки обґрунтованої комплексної математичної моделі підйомної установки, як системи з розподіленими та скупченими параметрами, що враховує взаємодію різних її складових систем.

В даній роботі досліджуються динамічні процеси у головних канатах підйомної установки, зокрема, зв'язок між повздовжніми коливаннями у прямовисній частині канату та поперечними коливаннями у його струні в режимах гальмування та визначення оптимальних параметрів цих режимів.

Розглядалась однокінцева підйомна установка, гілка канату якої розділена на дві частини копровим шківом. При цьому похила струна канату розташована відносно поверхні землі під деяким кутом.

У математичній моделі, що описує процес гальмування підйомної установки прийняті наступні допущення: не враховується піддатливість барабана, головний канат розглядається як упругов'язка вагома нитка постійної довжини, розсіювання енергії в якому враховується гіпотезою Фойгхта, не враховується ковзання канату при набіганні його на барабан.

Координатні осі для відліку переміщень перетинів канату виберемо направленими вздовж канату та з початком у точці набігання канату на барабан та точці набігання канату на шків відповідно. Для зв'язку між цими системами координат використаємо умови рівності переміщень та зусиль у точці набігання та збігання канату на шків.

З урахуванням перелічених допущень записана система диференціальних рівнянь у часткових похідних, що описує математичну модель процесу гальмування підйомної установки. Після низки перетворень отримано систему звичайних диференціальних рівнянь у зусиллях, що розв'язується за допомогою адаптованого чисельного метода Рунге-Кутта.

Отримані залежності збурювання в механічній системі підйомної установки при одноступінчатому і двоступінчастому зростанні гальмового зусилля віддзеркалюють реальні характеристики гальмівної системи барабанної підйомної машини з гідропружинним приводом гальма.

Прийняті та обґрунтовані допущення дозволили розробити математичну модель підйомної установки, як системи зі скупченими та розподіленими параметрами для дослідження динамічних процесів при перехідних режимах, а також визначити її кінематичні і силові характеристики для різних залежностей зовнішнього збурювання при набіганні підйомної судини на канат.

Розроблено програмний продукт, що дозволяє провести моделювання процесів гальмування для різних параметрів мобільної підйомної установки, а також провести обчислення основних характеристик системи, що моделюється: статичних та динамічних зусиль, відносних переміщень та скоростей у верхніх та нижніх перерізах канату, прискорення, швидкість та переміщення барабану та підйомної судини.

Також програма дозволяє змоделювати випадок набігання судини на канат підчас руху вгору та побудувати графіки залежностей коефіцієнту динамічності, що характеризує небезпеку набігання, від таких параметрів установки, як час холостого ходу, кратність гальмового зусилля, вага судини та інших. Аналіз цих залежностей дає можливість дати рекомендації щодо оптимізації режиму гальмування підйомної установки з урахуванням мінімального шляху сповільнення.

Проведені дослідження свідчать про значний взаємовплив динамічних процесів у струні та вертикальному виску каната, що посилюється при збільшенні довжини струни та сповільненні барабану. Показано, що набігання підйомної судини на канат при гальмуванні є неприпустимим і для його виключення необхідно обмежувати гальмове зусилля на першому ступені.

Результати математичного моделювання динамічних процесів в підйомній установці дозволяють розробити відповідні рекомендації по удосконаленню режимів гальмування та гальмових систем мобільних підйомних установок, що, в свою чергу, підвищить безпеку експлуатації сучасних високопродуктивних підйомних комплексів гірничих підприємств.

УДК 622.481

**Чеберячко И.М., к.т.н., доцент кафедры горной механики,  
Мамай В.В., ст. гр. ГМЕМ-15-1м**

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦИКЛОННЫХ АППАРАТОВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ПОТОКА

Эффективность пылеулавливания в циклонных аппаратах определяется их геометрическими и аэродинамическими параметрами. Оценка их эффективности пылеулавливания производится на базе экспериментальных данных, но не производится оценка их эффективности по использованию энергии потока. В связи с увеличением стоимости энергоносителей в последнее время происходит выбор оборудования для технологических процессов с учетом двух факторов: максимальная эффективность пылеулавливания; минимальная энергоемкость оборудования.

Поэтому оценка эффективности пылеулавливания по использованию энергоносителей на входе в циклон является важной задачей. Данный показатель можно характеризовать при помощи полученных математическим моделированием распределения скоростей и плотности потока в циклоне. Кинетическая энергия потока определяется по формуле:

$$E = \rho \cdot U^2,$$

где  $\rho$  – плотность потока,  $U$  – скорость потока, м/с.

Но данный показатель не дает оценки эффективного использования энергии потока в циклонных аппаратах, так как не учитывает распределения плотностей и скоростей потока по его сечению. Эффективность использования энергоносителя может быть использовано при наложении эпюр скоростей и плотностей по сечению потока. Согласно предлагаемому способу максимальная эффективность использования энергоносителя будет достигнута при полном совпадении графиков распределения плотности и скорости по сечению потока. При этом соотношения площади и полного совпадения графиков к площади реально полученного наложения является критерием количественной оценки эффективности использования энергоносителя.

$$\dot{\gamma} = \frac{S_{\max}}{S_p}.$$

Предлагаемый способ и критерий оценки использования энергоносителя является новым научным результатом.

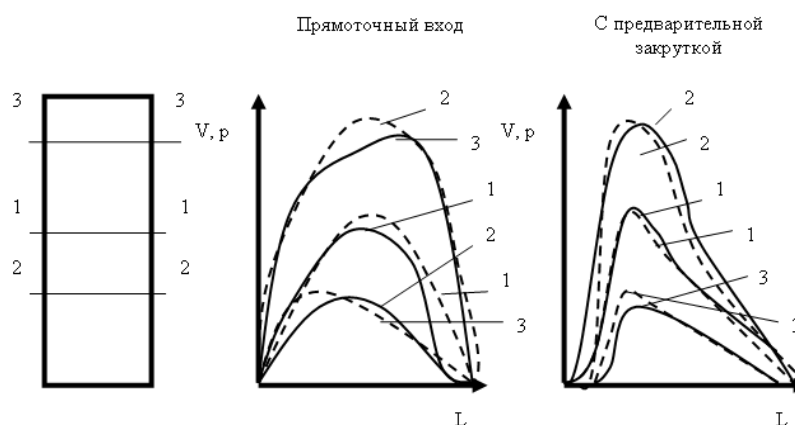


Рисунок 1 – Результаты математического моделирования входной части циклона по ширине входного патрубка (сечения 1-1, 2-2, 3-3)

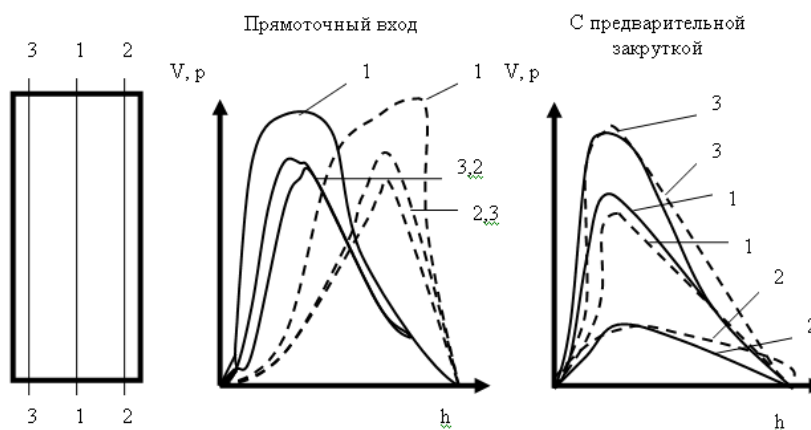


Рисунок 2 – Результаты математического моделирования входной части циклона по высоте входного патрубка (сечения 1-1, 2-2, 3-3)

Таким образом, на основании рассмотренного материала можно сделать вывод, что приведенный способ оценки эффективности использования энергоносителя позволяет подбирать на стадии проектирования рациональные параметры циклонных аппаратов. На рис. 1, рис. 2 произведена оценка эффективности работ циклонных аппаратов по коэффициенту использования энергии потока. При прямом входном патрубке  $\Theta = 0,32$ ;  $n = 0,83$ , для циклона с предварительной закруткой  $\Theta = 0,62$ ;  $n = 0.91$ .