

**ТОМ 4**  
**ГІРНИЧА МЕХАНІКА**

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

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

### ГЛУБОКОВОДНЫЕ ЭРЛИФТЫ ЗАМКНУТОГО ТИПА

В большинстве теорий связанных с исследованием термодинамики эрлифтов предполагается, что процесс движения смеси в подъемной трубе является изотермическим. Однако существует оценочный расчет выполненный профессором Кириченко, который показывает, что данное предположение корректно лишь для небольших, по длине, гидроподъемов, поскольку при больших длинах трубопровода воздух на пути от смесителя к воздухоотделителю расширится в сотни раз.

В ходе проведения расчета было выяснено, что конечная температура всегда меньше температуры на входе в смеситель, и рассчитывается по формуле:

$$T_k = T_H - [gh_n + g(h_B + h_n)\varphi_M + (v_{ЖК}^2 + v_{ЖН}^2)0,5 + (v_{ГК}^2 + v_{ГН}^2)\varphi_M 0.5] * \frac{1}{C_{Ж} + \varphi_M C_P}$$

С учетом данного фактора был разработан способ повторного использования отработанного воздуха. Схема данной системы представлена на (Рис.1). Воздух на выходе с эрлифта по герметичному трубопроводу подается на всас компрессора вместе с атмосферным, что приводит к увеличению производительности компрессора и снижению удельной энергоемкости.

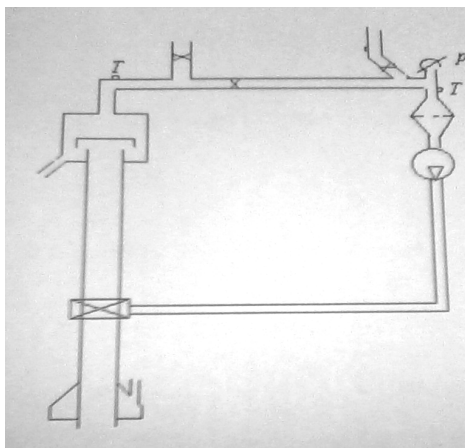


Рисунок 1 – Система гидроподъема замкнутого типа

Таким образом, данная схема дает возможность целесообразно использовать низкотемпературный потенциал глубинных вод. И более экономичному расходу энергии на подъем полезного ископаемого, и как следствие меньшей себестоимости продукции.

#### 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. Смирнов Д.Н. Исследование гидравлического удара в напорных водоводах насосных станций. В сб.: «Исследование по гидравлике, водопроводных сетей и насосных станций». М., Госстройиздат, 1954.

Львіна І.С., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки, Балабанцев О.В., ст. гр. ГРмм-11-9  
(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпропетровськ, Україна)

### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМАХ "ПІДЙОМНА ПОСУДИНА – ПРОВІДНИК" ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ КОМПЛЕКСІВ

Практика експлуатації шахтних підйомних установок показує, що в деяких випадках аварійне гальмування супроводжується жорсткими ударами запобіжних башмаків підйомних посудин по провідникам, що створюють підвищені динамічні навантаження на армування незважаючи на наявність пружних роликів амортизаторів. У роботі [1] приведені дані інструментальних вимірів динаміки підйомних посудин, які показують, що у момент гальмування динамічні навантаження на провідники можуть в 5-6 разів перевищувати рівень навантажень при проходженні цієї ділянки ствола з постійною швидкістю. Це явище представляє потенційну небезпеку для експлуатації підйомних установок, особливо при значному зносі елементів армування і вимагає наукового дослідження та обґрунтування.

Мета цієї роботи полягає у вивченні та описанні процесів, що виникають в системі «посудина - провідник» під час аварійного гальмування підйомної машини.

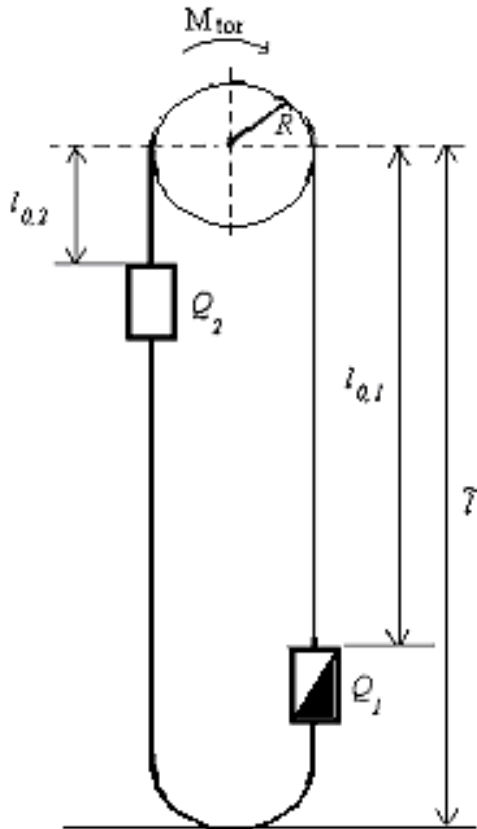


Рисунок 1 – Кінематична схема підйомної установки.

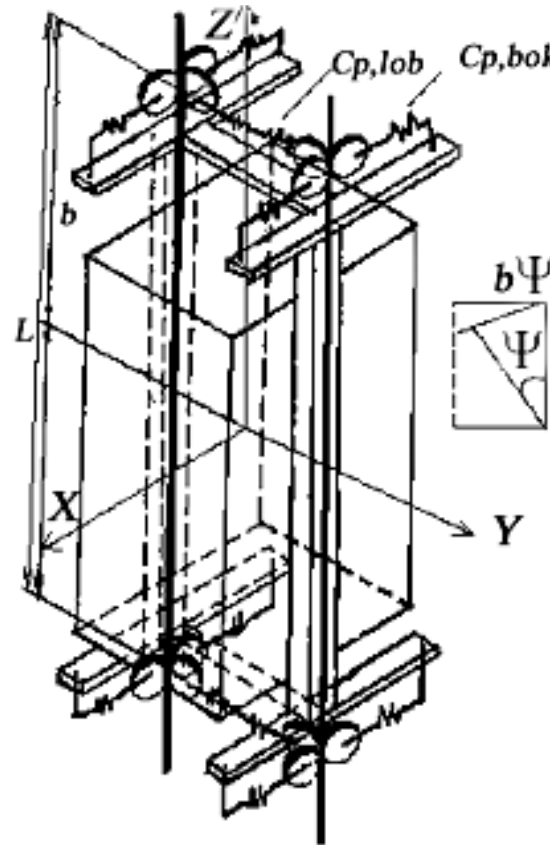


Рисунок 2 – Розрахункова схема взаємодії посудини с провідниками

Фізично механізм впливу вертикального руху на горизонтальне обумовлений тим, що при повороті посудин точки підвісу канатів відхиляються від вертикальної осі на деяку відстань, створюючи тим самим моменти сил натягнення канатів відносно центрів мас посудин, які прагнуть повернути посудини в початкове положення. Це явище створює умови

для виникнення коливань при повороті посудин відносно центральних осей інерції і їх параметричної модуляції з боку сил вертикального натягу канатів, що гармонійно змінюються.

Розглянемо підйомну установку схема якої представлена на рис. 1. Підйомні посудини розглянемо як тверде тіло, що не деформуються, яке в горизонтальному напрямі пружно взаємодіє в чотирьох точках з двома провідниками і переміщаються по них з постійною вертикальною швидкістю до початку гальмування. У момент початку гальмування із-за пружності канатів посудини починають здійснювати вертикальні гармонійні коливання. Посудини внаслідок різних причин (перекосу вантажу, нерівномірності натягу канатів, викривлення провідників) завжди мають малі коливання в горизонтальному напрямі, які створюють початкові динамічні обурення для руху посудин в горизонтальних площинах до початку гальмування, на які накладаються модуляції з боку вертикальних коливань. Для кожної посудини розглядатимемо її горизонтальні коливання в лобовій і бічній площинах провідників і поворот навколо вертикальної осі

При розробці математичної моделі процесу вважатимемо, що вантажі висять на канатах, які моделюються пружно-в'язкими вагомими нитками. Взаємодія посудин з провідниками здійснюється через систему пружних напрямних з пружинами однакової жорсткості.

У реальній системі ті, що направляють складаються з пружного роликового амортизатора, який має досить малу жорсткість і башмака, жорсткість якого при взаємодії з провідником в 10-50 разів більше. Якщо амплітуди коливань малі і башмаки не контактують з провідниками, то жорсткість напрямної дорівнює жорсткості амортизатора. При великих амплітудах у момент контакту жорсткість напрямної дорівнює приведеній жорсткості системи "Черевик - провідник".

Математична модель, що описую викладені вище процеси зводиться до розв'язання рівнянь типу Мат'є-Хилла, що описують горизонтальні коливання посудин з урахуванням закону зміни гальмівного моменту при нелінійній ступінчастій жорсткості його провідників, що направляють в лобових, бічних площинах, і при поворотах навколо вертикальних осей інерції.

У подальшому представляє інтерес побудові у встановленні кількісного та якісного характеру впливу вертикальних коливань на горизонтальні переміщення підйомних посудин в провідниках і оцінці можливості і умов виникнення резонансних явищ.

### Перелік посилань

1. Ильин С.Р. Влияние параметров аварийного торможения подъемной машины на динамику системы "сосуд-армировка" // Гірнична електромеханіка та автоматика. – Дніпропетровськ: Вид-во НГУ, 1999. – Вип. 2(61). –С.52-57.

**Радюк М.В., ассистент кафедры горной механики, Басок Д.А., ст. гр. ГРмм-12-9**  
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

## **ВЫБОР НИЗКОКИПЯЩЕГО РАБОЧЕГО ТЕЛА ДЛЯ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ШАХТНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ**

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 [3]; для генерации пара хладагента в абсорбционных холодильных машинах [4].

Недостаток этих технических решений состоит в том, что потребность в их применении носит сезонный характер, или же ограничивается наличием на шахтах установок кондиционирования воздуха с абсорбционными холодильными машинами.

С этой точки зрения перспективной представляется когенерационная технология круглогодичной утилизации этого тепла, состоящая в преобразовании его в электроэнергию и тепло с температурным потенциалом, достаточным для использования в системе ГВС предприятий.

Целью настоящих исследований является установление наиболее эффективного низкокипящего рабочего тела (НРТ) в результате проведения сравнительно анализа фреона R142 и аммиака.

Исследование проведено для условий турбокомпрессоров К-250-61, широко применяющихся на горных предприятиях.

На основе математического имитационного моделирования режимов работы турбокомпрессора К-250 и теплосиловой установки (ТСУ) установлено, что:

– показатели энергетической эффективности ТСУ при использовании фреона R142 выше, чем в случае работы на аммиаке, поэтому из этих рабочих тел предпочтительным является R142. Кроме того, максимальное давление в контуре для фреона R142 (1,33 МПа) будет значительно ниже, чем в случае для аммиака (3,42 МПа);

– зависимости вырабатываемой от глубины охлаждения воздуха в утилизационных секциях воздухоохлаждателей имеют максимумы при значениях температуры выходящего из них воздуха (66...68)°С;

Таким образом, на основании выполненных исследований можно рекомендовать применение в качестве НРТ фреона R142, состояние его перед турбиной – сухой насыщенный пар при давлении 1,3...1,5 МПа, температуру воздуха на выходе из теплоутилизационных секций – в интервале (66...68)°С, режим работы ТСУ – по теплофикационному циклу.

### **Перечень ссылок**

1. Цейтлин Ю. А., Мурзин В. А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. – 35 с.
2. Герасименко Г.П. Комплексное использование пневматической энергии при отработке глубоких месторождений. – М.: Недра, 1971.– 128 с.
3. Скрыпников В.Б. Энергосберегающая технология системы микроклимата промышленного объекта. – Днепропетровск: РИО ПГАСА, 2004. – 205 с.
4. Цейтлин Ю.А. Установки для кондиционирования воздуха шахт. – М.: Недра, 1974. – 168 с.

**Кирнос В.Д., к.т.н., доцент кафедры строительной, теоретической и прикладной механики, Валевская В.В., ст. гр. ЕЕ-13-1**

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

### СТАТИЧЕСКИЕ УСИЛИЯ В КРЕПЛЕНИЯХ ПРИВОДНЫХ УЗЛОВ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ

При работе загруженной мельницы в зацеплении открытой зубчатой передачи возникает нормальное усилие, которое в самом общем случае определено [1]:

$$F_n = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega \cos \beta}, \quad (1)$$

где  $M_1$  - крутящий момент, приложенный к ведущему колесу;  $d_1$  - диаметр ведущего колеса (шестерни);  $\alpha_\omega$  - угол зацепления;  $\beta$  - угол наклона зубьев.

Усилие зацепления можно разложить на вертикальную  $F_z$  и горизонтальную  $F_y$  составляющие. Осевым усилием пренебрегаем ввиду малости угла наклона зубьев. Рабочее направление барабана мельницы выбрано так, что сила  $F_z$  направлена в сторону прижатия приводного узла к фундаменту. Однако иногда возникает техническая необходимость реверса мельницы. В этом случае сила  $F_z$  направлена на отрыв приводного узла от фундамента. Тогда нагрузки на крепления приводных узлов возрастают. В этой связи возникает необходимость установить влияние конструктивных параметров приводных узлов на формирование усилий, возникающих в креплениях этих узлов.

Условимся называть случай, при котором сила  $F_z$  имеет положительное направление, работой на отрыв приводного узла от фундамента. Обратный случай – на прижатие.

Горизонтальная и вертикальная составляющие усилия зацепления с учетом расположения зубчатой пары будут соответственно равны

$$F_y = -\frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \sin(\alpha_\omega \pm \Psi), \quad F_z = \mp \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha_\omega} \cos(\alpha_\omega \mp \Psi), \quad (2)$$

где  $\Psi$  - угол положения зацепляющихся колес.

Для решения данной задачи принята расчетная схема (рис. 1)

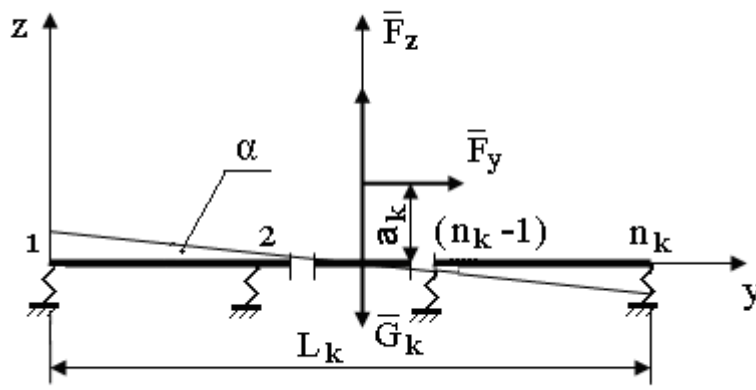


Рисунок 1 – Расчетная схема элемента приводного узла

Здесь предполагается, что элементы приводного узла сопрягаются друг с другом не по всей площади, а опираются на соответствующие резьбовые соединения [2]. Каждый рассматриваемый  $k$ -й элемент приводного узла представлен жесткой балкой на упругих опорах, являющихся резьбовыми соединениями. Жесткость каждой упругой опоры расчетной схемы определена суммарной жесткостью соответствующего ряда резьбовых соединений элемента приводного узла, параллельного оси вращения шестерни.

Статические нагрузки в резьбовых соединениях будут определены реакциями в упругих опорах. Очевидно, если направление реакции какой либо опоры является положительным, то соответствующие резьбовые соединения не нагружаются и наоборот при отрицательном направлении – нагружены растягивающими усилиями. Принятая модель справедлива только для случая однозначного направления реакций опор. Не требует доказательств, что такое условие выполняется при соблюдении неравенства

$$\left| (F_z - G_k) \frac{L_k}{2} \right| \geq |F_y \cdot a_k|, \quad (3)$$

где  $a_k$  - расстояние от плоскости крепления  $k$ -го элемента до оси вращения шестерни;  $L_k$  - расстояние между крайними опорами  $k$ -го элемента;  $G_k$  - вес элементов, действующий на опоры.

$$R_{ik} = \frac{2M_1}{d_1 \cos \alpha} \left[ \pm \frac{\cos(\alpha \pm \psi)}{n_k} \pm \frac{\sin(\alpha \pm \psi) \cdot a_k l_{ik}}{\sum_{i=1}^{n_k} l_{ik}^2} \right] + \frac{G_k}{n_k}. \quad (4)$$

Полученные аналитические зависимости позволяют еще в процессе проектирования определять статические усилия в креплениях приводимых узлов. Данные результаты могут быть использованы при исследовании работы всего рудоразмольного агрегата.

#### Перечень ссылок

1. Петрусевиц А.И. Расчет цилиндрических передач на прочность и долговечность. Справочник машиностроения/А.И. Петрусевиц – М.: Машгиз, 1962. – 448 с.
2. Виноградов Б.В., Кирнос В.Д. Исследование статических нагрузок в креплениях приводных узлов рудоразмольных мельниц/Б.В. Виноградов, В.Д. Кирнос. – Днепропетровск: Рукопись представлена Днепропетр. горн. ин-том. Деп. В УкрНИИТИ 12.07.1982, № 3675, д/82.

**Василькевич В.И., 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. Днепропетровск, Украина)*

## **АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕЛЬНОКАТАНЫХ КОРОБЧАТЫХ ПРОВОДНИКОВ АРМИРОВКИ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ**

В настоящее время в угледобывающей и рудной промышленности Украины при ремонтах жесткой армировки шахтных стволов активно осуществляются работы по применению цельнотянутых труб квадратного сечения с утолщенной до 14 мм – 16 мм стенкой в качестве вертикальных проводников, взамен проектных, имевших толщину стенки 12 мм, изготовленных из 2-х уголков или швеллеров методом сварки. Такие проводники, на первый взгляд, обладают повышенной прочностью и износостойкостью под действием коррозионных и механических воздействий агрессивной среды шахтного ствола и подъемных сосудов.

Вместе с тем, такие конструкции при одинаковых внешних размерах, обладают гораздо большим весом, большей жесткостью, чем проектные, на которые была рассчитана система «сосуд-армировка», они имеют ребра рабочих поверхностей для взаимодействия с башмаками скольжения сосудов с радиусом закругления до 15-30 мм. Эти отличия оказывают существенное влияние на динамические характеристики систем «сосуд-армировка», запасы прочности расстрелов под действием статических и динамических нагрузок. Такая ситуация требует проведения специальных исследований комплексной динамики и кинематики взаимодействия скипов, клеток и противовесов с армировкой модернизированной конструкции.

Применение цельнокатанных проводников вместо сварных является перспективным благодаря увеличению толщины и износостойкости стенок. В результате этого срок эксплуатации проводников значительно увеличится. Однако у цельнокатаного проводника наличие значительного радиуса закругления на углах является и его главным недостатком, так как приводит к возникновению двух физических процессов.

Первый процесс возникает в стволах с повышенным уширением колеи, которое приводит к частичному периодическому (с частотой колебаний в лобовой плоскости) выходу катков за плоскую часть боковой поверхности проводника. Это приводит к периодическому изменению боковой опорной жесткости направляющих с массивным резиновым катком, жестко закрепленным на корпусе сосуда и созданию условий возникновения параметрического возбуждения системы резонансного типа. Второй процесс связан с уменьшением эффективной площади перекрытия боковых граней башмаками скольжения вследствие чего так же возрастает риск выхода подъемного сосуда из направляющих в условиях действия повышенных динамических нагрузок и прогибов проводников.

Кинематическое взаимодействие подъемного сосуда с армировкой ствола при двухстороннем расположении проводников относительно сосуда требует одновременного выполнения двух условий: обеспечение гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника; обеспечение гарантированного перекрытия боковых поверхностей проводника контактирующими с ними поверхностями направляющих скольжения.

Невыполнение какого-либо из этих условий может привести либо к соударению направляющих с расстрелами или элементами крепления проводника, либо к потере кинематической связи движущегося сосуда с проводниками, т.е. к выходу сосуда из проводников. Первое условие определяет допустимые износы лобовых поверхностей



проводников и направляющих, а второе – допустимые износы их боковых поверхностей. Допустимый динамический прогиб проводника напрямую зависит от значения уширения колеи и от глубины зева башмака.

Расчеты показали, что допустимая скорость движения сосуда существенно снижается с уменьшением допустимого значения динамического прогиба проводника, которое напрямую зависит от уширения колеи. То есть, чем больше уширение колеи, тем ниже допустимое значение динамического прогиба проводника и, следовательно, меньше допустимая скорость движения сосуда.

Остроугольный сварной проводник при прочих равных условиях имеет запас допустимого динамического прогиба больший на величину равную радиусу закругления цельнокатаного проводника (традиционно 25-30 мм). Следует отметить, что скорость по условию невыхода сосуда из направляющих является одной из пяти скоростей-критериев движения сосудов, из которых выбирается наименьшее число (устойчивость, прочность в лоб и в бок, зацепление). Расчеты показывают, что в условиях одного из представительных скиповых подъемов при применении остроугольных проводников скорость движения сосуда ограничена критерием устойчивости и составляет бы 14,8 м/с. Но в случае с цельнокатаными проводниками, имеющими закругление ребер радиусом 30 мм, скорость по условию невыхода сосуда из направляющих является главным ограничивающим критерием и равна 6 м/с.

Радиус закругления цельнокатаных проводников снижает область гарантированного перекрытия башмаком проводника, и приводит к уменьшению допустимого динамического прогиба проводника и требованию к принятию дополнительных мер по сглаживанию профилей проводников и снижению динамических нагрузок на армировку. Применение проводников со скругленными ребрами снижает допустимую скорость подъема по критерию кинематического взаимодействия системы «сосуд-армировка» в обратной зависимости от величины радиуса закругления.

**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)*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНОЙ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ**

Как свидетельствует опыт ликвидации аварий в угольных и горнорудных шахтах, обеспечить безопасную эвакуацию шахтного персонала на поверхность не всегда возможно при использовании стационарных подъемных установок. Такие ситуации возникают при авариях на людских подъемах и в стволах в случае их вынужденной длительной остановки при трудно устранимых неисправностях подъемной машины и стволового оборудования. Кроме того, проведение аварийно-спасательных работ невозможно с помощью стационарных подъемов при продолжительном отсутствии по различным причинам электрической энергии на шахте. На шахтах Донбасса имеется значительное количество вертикальных стволов, оборудованных одной подъемной установкой, что вызывает при аварийной ситуации необходимость использования передвижной подъемной установки.

Альтернативным средством для подъема - спуска людей, материалов и оборудования при аварийно-спасательных работах являются передвижные подъемные установки с автономным электроснабжением, установленные на автомобильных трейлерах.

Разработанная Национальным горным университетом мобильная аварийно-спасательная подъемная установка АСПМ-6,3 оснащена тормозным устройством с исполнительным органом радиального типа. Наиболее перспективным в настоящее время является использование дискового тормозного устройства с исполнительным органом аксиального типа.

Тормозная система является наиболее сложным и ответственным элементом шахтной подъемной машины и предназначена для выполнения следующих операций:

-при рабочем торможении тормозное устройство является основным элементом управления подъемной машиной, надежность и безотказность которого обеспечивают условия нормальной работы подъемной установки;

-при предохранительном торможении тормозное устройство является исполнительным элементом защиты подъемной установки. Предохранительное торможение должно обеспечивать своевременную быструю и надежную остановку подъемной машины и включаться как автоматически, так и машинистом. Включение предохранительного торможения должно сопровождаться автоматическим отключением электропривода, приводящего в движение барабан подъемной установки [1].

Тормозное устройство состоит из исполнительного органа, непосредственно воздействующего на барабан подъемной машины, и тормозного привода, создающего необходимые для торможения усилия, а также системы управления приводом.

Исполнительный орган тормоза дискового типа действует на тормозные поля, которые прикреплены непосредственно к органу навивки каната. Рабочая поверхность тормозного обода должна быть ровной и гладкой. Исполнительный орган тормоза должен быть снабжен блокировкой, исключающей возможность оттормаживания машины при чрезмерном износе тормозных колодок.

Привод тормозного устройства должен с максимальной эффективностью действовать на исполнительный орган. В практике применяют следующие виды приводов тормозных устройств: механический (на маломощных подъемных установках), пневматический, гидравлический и комбинированный (пневмогидравлический).

Для обеспечения надежной работы тормозных устройств два раза в год производится их испытание. Перед испытанием тормоза необходимо убедиться, что вес тормозных грузов соответствует расчетному и тормоз находится в исправном состоянии.

Величины замедлений подъемных машин при предохранительном торможении должны соответствовать требованиям ПБ (не менее  $1,5 \text{ м/с}^2$  при спуске и не более  $5 \text{ м/с}^2$  при подъеме расчетного груза). Предохранительное торможение при подъеме не должно сопровождаться расслаблением каната и набеганием подъемных сосудов на канат.

Наиболее распространенная конструкция дискового тормоза (Рисунок 1) состоит из модулей 1, стойки 2, тормозных колодок 3. Модуль 1 содержит гидроцилиндр 4 с силовой скобой 5, охватывающей тормозной диск 6 барабана подъемной машины 7, источник тормозного усилия 8, нажимной поршень 9, а также поршень 10 с винтами 11 устройства предварительной упругой деформации источника тормозного усилия. Каждый модуль 1 посредством резино-металлического элемента 12 закреплен на стойке 2 и связан через пружинно-гидравлический привод с соответствующей парой тормозных колодок 3, расположенных соосно в отдельных цепях. Тормозные колодки 3 выполнены в форме кольцевого сектора и собраны между собой при помощи шарниров 13 в отдельные цепи, которые установлены с обеих сторон тормозного диска 6 и закреплены кронштейнами 14 на фундаменте 15 подъемной машины 7 [2].

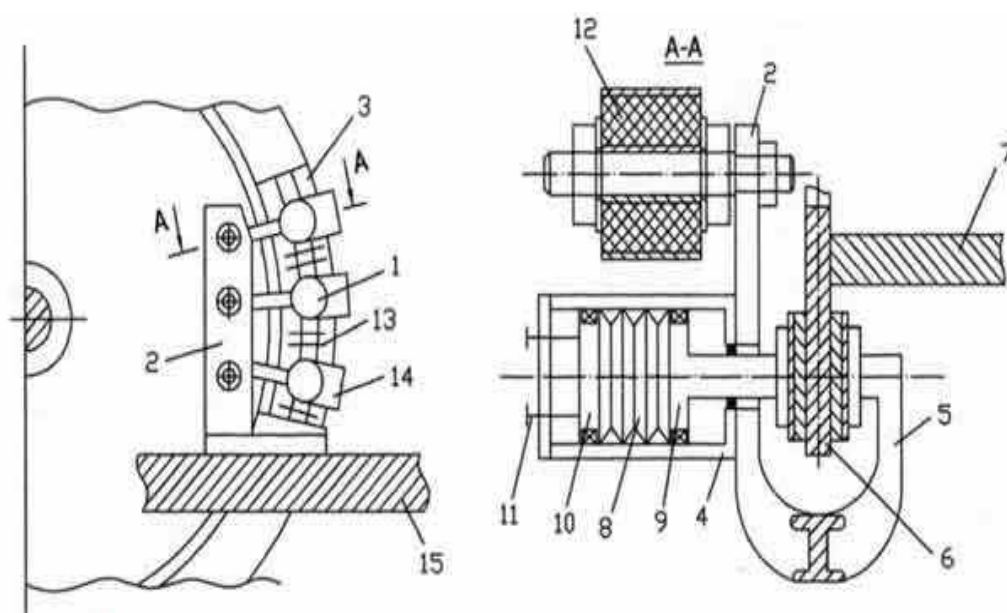


Рисунок 1 – Конструкция дискового тормоза

Использование системы дискового тормоза в мобильной аварийно-спасательной подъемной установке по сравнению с радиальным исполнительным органом обеспечивает следующие преимущества:

- отсутствует силовая рычажная передача;
- малая величина холостого хода;
- равномерное распределение давления на тормозную колодку (накладку);
- тепловое расширение диска в осевом направлении не влияет на величину зазора.

#### Перечень ссылок

1. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. – М.: Недра, 1986. – 447 с.
2. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А.; общ. ред. Б.А. Грядущий, В.А. Корсун. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.

**Трофимова Е.П., ассистент кафедры горной механики, Джейгало В.О., ст. гр. ГРмм-11-9**  
(Государственное ВУЗ „Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

## **ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ЖЕСТКОСТНЫЕ ОСОБЕННОСТИ КОНТАКТИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНОГО СОСУДА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ С ПРОВОДНИКАМИ ЖЕСТКОЙ И ГИБКОЙ АРМИРОВОК**

В качестве подъемного сосуда для эвакуации людей из застрявшего в армировке ствола или зависшего в нем при отказе подъемной машины сосуда, а также для доступа к сосуду для выяснения причины аварии и определения мероприятий для ее последующей ликвидации используется подъемный сосуд аварийно-спасательной подъемной установки.

Основными параметрами, определяющими конфигурацию и конструкцию подъемного сосуда аварийно-спасательной подъемной установки, являются: наполнение ствола сосуда (клетями или скипами), габариты сосудов, их установочные размеры в стволе, характеристики армировки и проводников. Конструктивное исполнение армировки и особенности контактирования направляющих устройств движущегося подъемного сосуда с проводниками определяют важнейшие характеристики системы „сосуд-армировка”.

В зависимости от характера армировки ствола различают направляющие устройства, взаимодействующие с жесткими (рельсовые, коробчатые, деревянные) и эластичными (канатные) проводниками. Применяемые направляющие устройства по принципу кинематического взаимодействия делятся на две группы: направляющие скольжения и направляющие качения, которые могут быть установлены на сосуде неподвижно (жесткие направляющие) или подвижно (вращающиеся ролики, упруго подвешенные ролики или башмаки). Основным видом направляющих устройств шахтных подъемных сосудов являются башмаки скольжения (открытые башмаки или башмаки закрытого типа), который контактирует с проводником, образуя кинематическую пару.

Геометрические и конструктивные особенности яруса и шаг, при определенном профиле проводника характеризуют основные данные армировки. Поскольку скорость передвижения подъемного сосуда небольшая (до 2 м/с), то преобладающее значение имеют кинематические (геометрические) несовершенства, а не жесткостные свойства армировки. В процессе эксплуатации шахты профиль проводников деформируется, и наблюдаются отклонения проводников от вертикали (искривления проводников).

Использование подъемного сосуда аварийно-спасательной подъемной установки на участках ствола, где не обеспечен требуемый уровень безопасности, может привести либо к его заклиниванию, либо к выходу из колеи проводников. Для исключения этого явления жесткое крепление к раме подъемного сосуда направляющих лап заменяем на упругие узлы крепления. Так как искривления могут иметь место, как в лобовом, так и в боковом направлениях, то и податливость узлов крепления необходимо обеспечить в этих двух направлениях. В дальнейшем представляет интерес провести численные эксперименты с использованием данных профилировок проводников различных шахт с целью подбора таких параметров жесткости узлов крепления направляющих подъемного сосуда, которые обеспечат его плавное и беспрепятственное движение по проводникам различных стволов угольных шахт Украины.

**Киба В.Я., старший преподаватель кафедры строительной, теоретической и прикладной механики, Джим М.Н., ст. гр. ИМмм-14-1**

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

## О ВОПРОСЕ РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГРОХОТА С ПЕРЕМЕННЫМИ УГЛАМИ НАКЛОНА

При расчете высокопроизводительного грохота просеивающая поверхность разбивается на дискретные участки, расположенные под различными углами наклона к горизонту, и расчет ведется на каждом участке сита.

Исходными данными для расчета динамических и геометрических параметров грохота с переменными углами наклона просеивающей поверхности по его длине являются: гранулометрический состав походной руды; плотность руды в массиве ( $\gamma_{масс}$ ); плотность руды в насыпке ( $\gamma_{нас}$ ); плотность отдельной фракции в насыпке ( $\gamma_{фр}$ ); производительность грохота по исходному питанию ( $Q_{исх}$ ); граничное зерно, по которому идет разделение ( $d_p$ ); эффективность грохочения (не ниже 90%); количество участков просеивающей поверхности, имеющих различные углы наклона к горизонту (выбирается из конструктивных соображений равным 3); живое сечение просеивающей поверхности ( $K_{жс}$ ).

По известным формулам определяем динамические параметры грохота амплитуду  $A$ , частоту  $\omega$ .

Проведенными нами исследованиями установлено, что скорость перемещения слоя материала по просеивающей поверхности зависит от угла ее наклона к горизонту и высоты слоя.

Углы наклона участков просеивающей поверхности определяются из уравнения:

$$V = (1 + K_1\alpha) \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \sqrt{\frac{\cos \alpha \cdot K_4}{\sin(\alpha + \beta)}}$$

где  $K_1, K_2, K_3, K_4$  - коэффициенты, определяемые в процессе эксперимента;  $\alpha$  - угол наклона участка просеивающей поверхности, град;  $\beta$  - угол вибраций, град.

Склонность материала к сегрегации определяется как отношение средних диаметров крупных фракций ( $d_k$ ) в среде к средним диаметрам мелких фракций ( $d_m$ ).

Время движения слоя материала по просеивающей поверхности ( $t$ ) определяется из отношения длины просеивающей поверхности ( $L$ ) к скорости движения материала по ситам ( $V$ ).

Определив объем выделенного под сито материала по фракциям по формуле

$$N_{подр.i} = \frac{V_{сегр.i}}{H} \cdot t \cdot 100, \%$$

где  $V_{сегр.i}$  - скорость сегрегации отдельных фракций, определяем производительность грохота по каждому участку сита в суммарную производительность.

Эффективность грохочения

$$E = E_{III} = \frac{Q_{подр.}}{Q \cdot \gamma_m} \cdot 100, \% ,$$

где  $E_{III}$  - эффективность грохочения на третьем участке сита; %;  $Q$  - производительность грохота по исходному питанию, т/ч;  $\gamma_m$  - содержание подрешетного продукта в исходном питании, %.

Если  $E_{II} < E$ , то следует увеличить длину грохота и произвести перерасчет. В случае же  $E_{II} > E$ , длину грохота можно уменьшить.

Расчетные параметры грохота для работы его в замкнутом цикле с мельницей ММС – 105 – 50 и производительностью по разгрузке свыше 3000 т-ч составили: длина 6 м, ширина 3 м.

**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. Днепропетровск, Украина)

## ИССЛЕДОВАНИЕ СПЕКТРАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ «СОСУД - АРМИРОВКА» ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТВОЛОВ УГОЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Проблема обеспечения безопасности движения подъемных сосудов в жесткой армировке приобретает особую актуальность с ростом срока эксплуатации стволов, искривления их осей под влиянием горно-геологических и горнотехнических условий, увеличения степени износа ствольного оборудования при сохранении достаточно высоких требований к производительности подъема.

В этих условиях достоверное определение амплитудно-частотных параметров колебаний динамических звеньев систем «сосуд-армирование» является определяющим требованием и диктует выбор средств и методов для решения этой задачи. Конечноразностное моделирование динамических процессов в системе является наиболее универсальным и эффективным в современных условиях.

Рассмотрим некоторые основные схемы армировки, применяемые в современных условиях на отечественных угледобывающих предприятиях

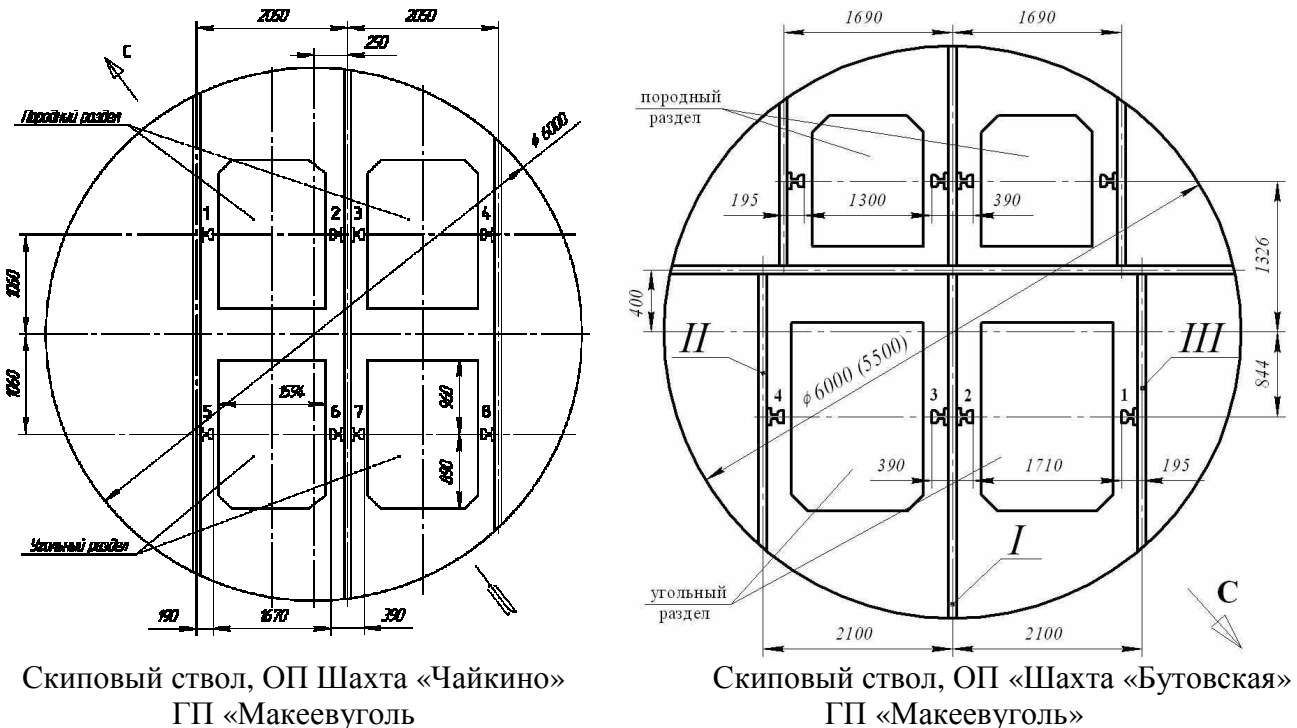


Рисунок 1 – Схемы расчета армировки с жесткими проводниками

В таблице 1 приведены твердотельные модели и результаты модального анализа конструкций армировки. В таблице 2 приведены модели и результаты модального анализа некоторых конструкций скипов угольных предприятий.

Таблица 1 – Твердотельные модели армировки и результаты расчета

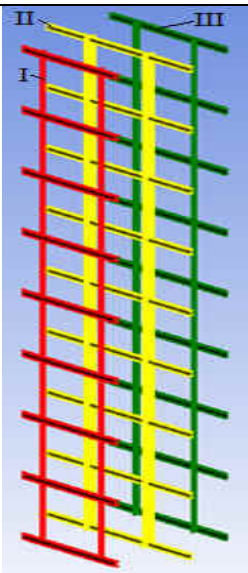
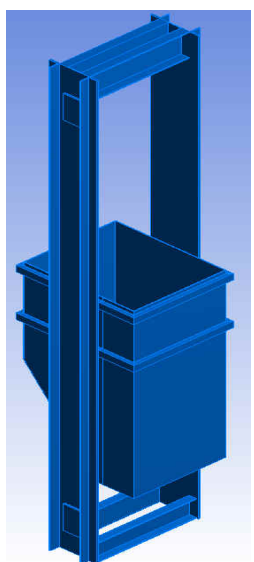
Название ствола, шахты	Вид Твердотельной модели в ANSYS	№ отдельного элемента (расчета)	№ п/п	Частота, Гц	Деформация, мм
Скиповый ствол, ОП Шахта «Чайкино» ГП «Макеевуголь»		I	1	26,196	1,24
			2	26,279	0,99
			3	26,319	1,15
			4	26,427	1,20
			5	26,674	1,03
		II	1	6,986	0,63
			2	7,384	0,58
			3	8,174	0,71
			4	9,466	0,87
			5	11,465	0,87
		III	1	15,541	0,89
			2	15,612	0,98
			3	15,849	1,03
			4	16,327	0,95
			5	17,097	0,91
			4	12,3540	0,51

Таблица 2 – Твердотельные модели скипов и результаты расчета в ANSYS

Обозначение типоразмера скипа	Вид твердотельной модели в ANSYS	Емкость кузова скипа, м <sup>3</sup>	Габаритные размеры, длина/ширина/высота, мм	Модальный анализ			Жесткость скипа, кН/м	
				№ п/п	Частота, Гц	Деформация, мм	лоб	бок
СН 5-185-1,8		5	1850/ 1790/ 7300	1	10,59	24,8	1265	2564
					6,50	0,1		
					7,70	3,2		
					8,00	1,3		
					8,54	2,6		

Полученные результаты являются исходными данными для последующего анализа и определения безопасных параметров по критерию устойчивости движения скипов в стволах с учетом фактора старения и снижения прочностных параметров элементов систем «сосуд - армировка».



**Кириченко В.Е., к.т.н., доцент кафедры автоматизации и компьютерных систем**  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

## **ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫМИ РЕЖИМАМИ ГЛУБОКОВОДНОГО ДОБЫЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Материал посвящен актуальной проблеме – разработке эффективных способов и средств освоения рудных месторождений Мирового океана. Согласно оценке специалистов на сегодняшний день наиболее перспективным способом транспортирования минерального сырья на базовое плавсредство является глубоководный эрлифтный гидроподъем благодаря высоким показателям надежности в сложных условиях больших глубин.

Для предложенного способа запуска глубоководного эрлифта на смесителе с оптимальной глубиной погружения [1], обеспечивающего максимальный КПД рабочего режима, надежность протекания пусковых операций и приемлемую продолжительность запуска гидроподъема теоретически обоснована возможность усовершенствования путем согласования параметров переходных режимов в гидроподъеме и добычном оборудовании донного блока [2].

Процесс запуска можно разбить на 5 характерных временных интервалов:

1. Вытеснение воды из подъемного и пневматического трубопроводов.
2. Подъем воздушных пузырей от смесителя до выходного сечения подъемной трубы.
3. Разгон воды в подводящей трубе.
4. Подъем первой порции твердого материала от шнека-дозатора до смесителя.

Подъем первой порции твердого материала от смесителя до выходного сечения подъемной трубы.

Процесс останова разделен на 4 основные стадии:

1. Освобождение гибкой связи и бункера-накопителя от твердого материала.
2. Вывод компрессора на максимальную производительность.
3. Подъем последней порции твердого материала к смесителю.
4. Подъем последней порции твердого материала к воздухоотделителю.

Однако для синхронизации параметров указанных режимов на практике, необходимо располагать точной информацией о длительности переходных процессов в технологических звеньях гидроподъема и донного блока. В то же время абсолютное большинство известных на сегодняшний день методов расчета эрлифтов рассматривают только установившиеся рабочие режимы установок и не распространяются на нестационарные и переходные процессы. Сдерживающим фактором является отсутствие математического аппарата, описывающего нестационарные процессы в элементах добычного и транспортного оборудования.

Как объект управления глубоководный эрлифтный гидроподъем является существенно инерционной и нелинейной системой. Это обстоятельство оказывает определяющее влияние на характер протекания и параметры переходных режимов. Переходные режимы в элементах подводного оборудования, в рамках разработанного способа запуска связаны с широким спектром неустановившихся процессов, как в элементах силового оборудования (запуск-остановка приводов шнека-дозатора, компрессоров, насоса гибкой связи, и др.), так и в проточных частях самого эрлифта (вытеснение воды из подъемной и газовой труб, барботаж, распространение относительно медленных непрерывных (кинематических) волн концентрации фаз, гидроудар при перекрытии задвижкой подводящей трубы и т.д.).

С целью сокращения времени переходных процессов предложенный способ был усовершенствован за счет ряда модификаций и технических решений. В том числе предусмотрена возможность применения «упрощенной процедуры последующего запуска».

Смысл ее заключается в остановке глубоководного гидроподъема таким образом, чтобы давление в смесителе было меньше максимально развиваемого компрессором давления, что позволяет осуществить последующий запуск упрощенным способом, прямой подачей сжатого воздуха в смеситель без предварительной процедуры вытеснения воды из трубопроводов.

Разработан математический аппарат для исследования переходных режимов в элементах глубоководного гидроподъема комплексно описывающий механизма запуска и останова силового оборудования, процессы распространения ударных и кинематических концентрационных волн в проточных частях транспортного трубопровода. На базе данного математического аппарата установлены значения временных интервалов длительности переходных процессов в элементах гидроподъема, позволившие обоснованно определить значения необходимой часовой производительности установки, обеспечивающей выполнение суточных норм подъема полезных ископаемых.

### **Перечень ссылок**

1. Пат. 84333 України, МПК E21B 43/00, F04F 1/20. Спосіб запуску і зупинки морського ерліфта та система для його здійснення / Півняк Г.Г., Кириченко Є.О., Євтеєв В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Є // Опубл. 10.10.2008. Бюл. №19.
2. Основы проектирования систем гидротранспорта полиметаллических руд Мирового океана [Текст]: моногр. / Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, В.В. Евтеев // Никополь: ФОП Фельдман О.О., 2014. – 611 с. ISBN 978-966-2421-18-7.

**Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики, Лавриненко И.С., студент гр. ГМЕ-14-1с**

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

## СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ГРУЗОВ ЛЕНТОЧНЫМИ КОНВЕЙЕРАМИ

На угольных шахтах основной грузопоток транспортируется разветвленными конвейерными линиями, длина которых доходит до 15 км, а производительность до 5 тысяч тонн в сутки. Удельный расход электроэнергии на подземном транспорте составляет 12 % от общешахтных расходов. В этих условиях задача снижения затрат энергии на транспортирование полезного ископаемого имеет первостепенное значение.

Привод ленточного конвейера перемещает тяговый и несущий орган – ленту на которой размещается полезный груз, и за счет трения вращает массы опорных роликов. Движение ленты и роликов является обеспечивающим условием перемещения полезного груза. Чем меньше энергии будет затрачиваться конвейером на вращение масс роликов по отношению к перемещению полезного груза, тем выше будет его энергетическое совершенство. Затраты энергии на преодоление сил трения вращающихся роликов не зависят от угла наклона конвейера, т.к. сила тяжести вращающейся части ролика при любом угле наклона конвейера к горизонту всегда проходит через центр вращения ролика.

Суммарная масса вращающихся частей роликов определяется с одной стороны металлоемкостью ролика, с другой стороны, количеством роликов на трассе транспортирования. Если литые боковины ролика, в которых установлены подшипники и их уплотнения, заменить штампованными из листа толщиной 3 – 4 мм или прессованными из полимера, то масса его вращающейся части может быть уменьшена в 1.5 – 2.5 раза.

При проектировании конвейера шаг расстановки роликов по его длине принимают постоянным. Определяют его для участка ленты с минимальным натяжением по допустимой стреле провеса ленты, которая составляет 2.5 % от расстояния между опорами. Очевидно, что по длине конвейера натяжение ленты увеличивается и при постоянном шаге расстановки роликов стрела провеса с увеличением натяжения ленты будет уменьшаться.

Если принять за основу постоянное значение стрелы провеса ленты между роликами, то шаг их установки будет расти в зависимости от натяжения ленты. В этом случае понадобится меньшее количество поддерживающих роликов и общая масса их вращающихся частей может быть уменьшена. Шаг роликоопор в функции натяжения ленты определяется выражением:

$$l_p = 0,02 F / (q + q_{л(л)}), м,$$

где:  $q$ ,  $q_{л(л)}$  – линейные массы груза и ленты соответственно, кг/м;  $F$  – натяжение ленты в месте установки опоры, Н.

Для определения общей массы вращающихся частей роликов, начиная с точки минимального натяжения, последовательно по ходу движения определяют шаг установки каждой опоры и натяжение ленты в точке ее установки. Суммируя в цикле значения натяжения ленты и расстояния между роликами, получают диаграмму натяжения ленты в функции длины конвейера.

Расчеты энергоэффективности транспортирования, выполненные для конвейера Л 100 с тканевой лентой ПВХ – 120 и резиновой – 2 РТЛО – 1500 для углов наклона от 0 до 18 градусов со штатными роликами и облегченными в 1.5 раза на холостой и в 2.5 раза на грузовой ветвях. приведены на рис. 1.

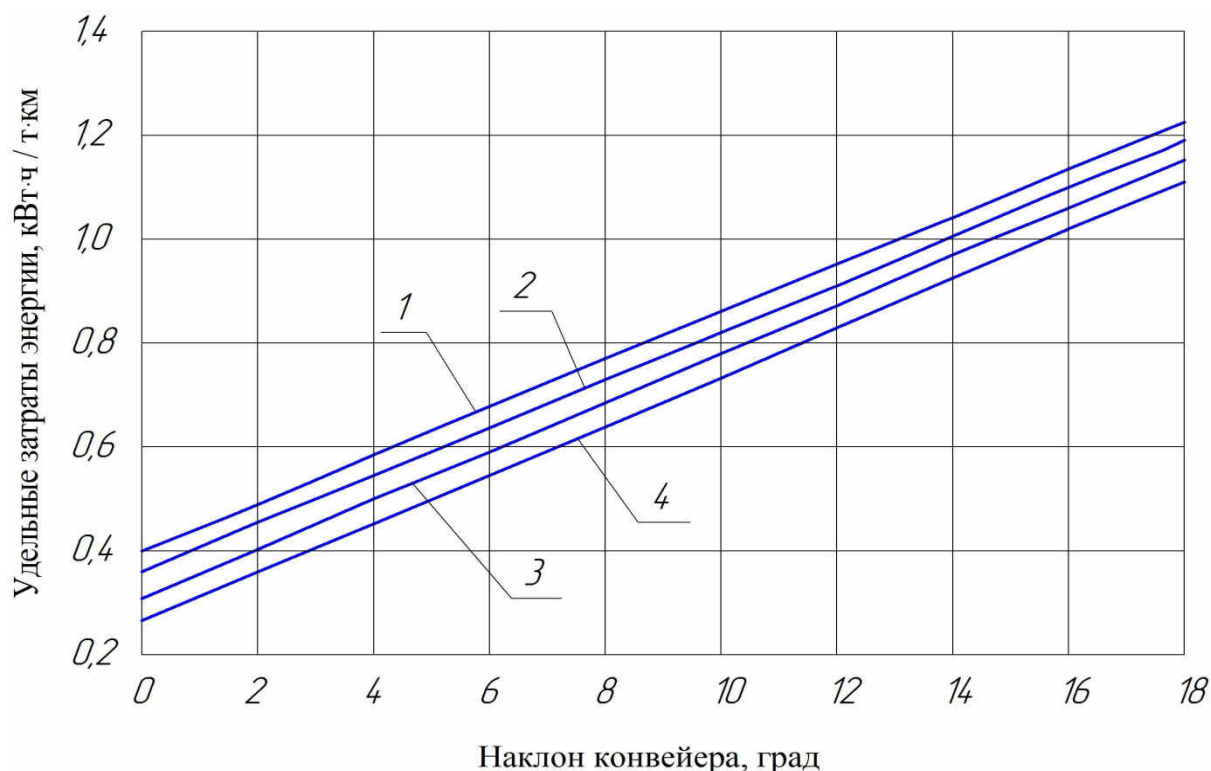


Рис.1. Удельные энергозатраты конвейера Л 100:

1, 2 – лента 2 РТЛО – 1500; 3,4 – лента ПВХ – 120; 1, 3 – ролики штатные; 2, 4 – ролики облегченные; линейная масса груза на ленте  $q = 27.5$  кг / м

Конвейер с облегченными роликами имеет удельные затраты энергии на 0,04 – 0,05 кВт.ч / т.км меньше чем со штатными роликами. Для горизонтальных конвейеров выигрыш составляет 10% для конвейера с тросовой лентой и 16% для конвейера с резинотканевой лентой. Эти возможности по уменьшению энергозатрат при транспортировании груза ленточным конвейером легче всего реализовать на стадии проектирования и изготовления конвейера.

При увеличении угла наклона конвейера абсолютное значение уменьшения энергозатрат сохраняется, однако, из-за того, что существенно растут затраты энергии на подъем груза, а на вращение роликов остаются неизменными, относительные затраты энергии на предельном уклоне в 18 градусов снижаются до 3.15 % для тросовой ленты и 5.5 % для ленты с тканевым каркасом.

На длине конвейера Л 100 в 1500 метров по нормативам изготовителя устанавливают 1000 трехроликовых опор грузовой ветви и 500 однороликовых опор холостой ветви, общая масса вращающихся частей которых составляет соответственно 23000 кг и 8500кг. Если устанавливать опоры по условию допустимого провеса ленты между опорными роликами в 2.5 % , т.е. с переменным шагом в функции натяжения ленты , то их число и общую массу вращающихся частей можно уменьшить на грузовой ветви в 5.5 – 6.8 раз, а на холостой ветви в 2.5 – 4.3 раза. Такое решение может дать дополнительную экономию энергии на горизонтальном конвейере в зависимости от линейной массы полезного груза для ленты ПВХ – 120 в 16 – 21 % , а для ленты 2 РТЛО – 1500 в 12 – 16 % . Кроме того, соответственно снижается металлоемкость поддерживающих ленту конструкций . Возможности снижения энергозатрат путем расстановки опорных роликов с переменным шагом в функции натяжения ленты целесообразно реализовывать на стадии проектирования транспортной системы для конкретных условий горного производства.

Савенчук А.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики, Леонова М.А., ст. гр. ЕЕ-12-3  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ БРОСОВОГО ТЕПЛА НА ТЕПЛОВИХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ

Из-за уменьшения запасов органических видов топлива и удорожания их добычи проблемы энергоснабжения в настоящее время приобретают все большую актуальность. В связи с этим в мировой практике широко распространено получение тепловой энергии от возобновляемых природных источников (ветра, солнца), а также от бросового тепла промышленных установок посредством теплонасосных технологий. Во многих промышленно развитых странах нашли широкое применение теплонасосные установки, работающие с использованием низкопотенциальных теплоносителей, для обеспечения горячим водоснабжением различных потребителей.

В настоящей работе проанализирована возможность использования теплонасосных установок для утилизации большого количества тепла, выбрасываемого в атмосферу при охлаждении воды в градирнях или брызгальных бассейнах, поступающей от конденсаторов паровых турбин.

Известно, что для повышения КПД цикла паротурбинной установки конечные параметры пара в цикле проектируют низкими, т.е. давление пара на входе в конденсатор  $P_k=3,5-4$  кПа, температура  $t=26-30^\circ\text{C}$  [1]. Температура воды, поступающей в конденсатор после охлаждения в градирнях или в брызгальных бассейнах, составляет зимой  $10-15^\circ\text{C}$ , а после нагрева на выходе из конденсатора от  $17$  до  $34^\circ\text{C}$ . Например, расход воды в конденсаторе паровой турбины средней мощности  $200$  МВт составляет  $25000$  м<sup>3</sup>/час ( $6,94 \cdot 10^3$  кг/с) [2], т.е. на тепловой электростанции, где установлены несколько турбоагрегатов большой и средней мощности, в атмосферу выбрасывается огромное количество низкопотенциального тепла. Только для одной рассмотренной турбины выброс такого тепла составляет  $115 \cdot 10^3$  кДж/с.

В результате анализа теплового режима работы паротурбинного агрегата разработана схема теплонасосной установки для использования части бросового тепла, позволяющей получить горячую воду с температурой  $50-60^\circ\text{C}$ . Рассчитаны параметры цикла теплового насоса и определены расход хладагента и потребляемая мощность фреонового компрессора.

Горячая вода будет направляться в тепловую сеть электростанции для отопительно-вентиляционной системы, установок горячего водоснабжения и бытовых нужд. Эффект применения теплонасосной установки состоит в том, что уменьшается расход пара на регенеративный подогрев сетевой воды, что приведет к сокращению теплоты и топлива на единицу отпускаемой электроэнергии.

### Перечень ссылок

1. Теплотехника: Учебник для вузов/ А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др.; Под ред. А.П. Баскакова. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991 – 224с.
2. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов /Баженов М.И., Богородский А.С., Сазанов Б.В., Юренев В.Н.; Под ред. Е.Д. Соколова. – 2-е изд. перераб. – М.: Энергия, 1979 – 296с.

Бобришов А.А., ассистент кафедры горной механики, Литвиненко М.А., ст. гр. ГРмм-11-9

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

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОФИЛЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ РОЛИКОВОГО ОСТАНОВА ОТКРЫТОГО ТИПА ДЛЯ ШАХТНЫХ УКЛОННЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Известные роликовые остановы [1 - 4], характеризуются закрытой конструкцией и применением ряда металлических роликов, расположенных в пазах внутренней обоймы. Процесс производства таких роликовых остановов закрытой конструкции технологически сложен, требуется высокая точность изготовления (1-й или 2-й класс точности). Вследствии малой величины и узости диапазона угла заклинивания ( $6^\circ - 8^\circ$ ), возникают большие контактные нагрузки, постоянный контакт металлических роликов с обоймой и звездочкой приводит к быстрому износу рабочих поверхностей сопрягаемых элементов, их деформации, в результате чего механизм остановов быстро приходит в негодность. Известные роликовые остановы, которые нашли реальное, но ограниченное применение на производстве имеют угол заклинивания не более  $7^\circ$ , что для механизмов с большими ударными нагрузками почти совпадает с областью заедания ролика. Если угол больше  $7^\circ$ , то ролик не заклинивается. Поэтому определение угла заклинивания и геометрии элементов останова является одной из важных задач.

В роликовом останове открытого типа с наборной резиновой футеровкой ролика также важно определение угла заклинивания и геометрических параметров. При изменении диаметра ролика изменяется и угол заклинивания. Для обеспечения меньшего изменения угла заклинивания  $\alpha$ , рабочую поверхность можно выполнить в виде Архимедовой или логарифмической спирали. На рис.1 приведена расчетная геометрическая схема роликового останова открытого типа.

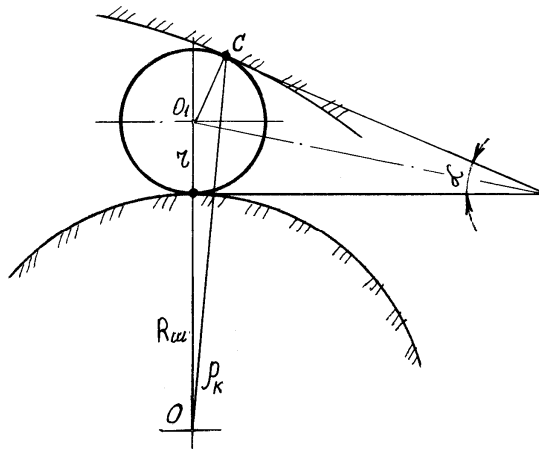


Рисунок 1 – Геометрическая схема роликового останова открытого типа.

Для определения радиуса кривизны  $\rho_k$  рабочей поверхности останова в точке контакта с роликом получено выражение:

$$\rho_k = \sqrt{(R_\phi + r)^2 + r^2 - 2(R_\phi + r)r(\cos \alpha)}, \quad (1)$$

где  $\rho_k$  – радиус кривизны рабочей поверхности останова;  $R_{III}$  – радиус тормозного шкива;  $r$  – радиус ролика с наборной резиновой футеровкой;  $\alpha$  – угол заклинивания роликового останова открытого типа.

Применение в роликовом останове открытого типа ролика с наборной резиновой футеровкой позволяет не только выполнить рабочую поверхность в виде дуги окружности, но и увеличить ширину диапазона угла заклинивания до ( $15^\circ \dots 60^\circ$ ), что обеспечит снижение контактных нагрузок при заклинивании в десятки раз [5]. Кроме того, это позволит увеличить аэродинамическую подъемную силу, превышающую вес ролика, для обеспечения его бесконтактного положения при свободном ходе останова во время работы шахтного уклонного ленточного конвейера.

#### Перечень ссылок

1. Тарасов, Ю. Д. Тормозные и улавливающие устройства ленточных конвейеров [Текст]: моногр. / Ю. Д. Тарасов. – СПб.: Политехника, 1999. – 141 с.
2. Пилипенко, М. Н. Механизмы свободного хода [Текст]: моногр. / М. Н. Пилипенко. – Л.: Машиностроение, 1966. – 288 с.
3. Мальцев, В. Ф. Роликовые механизмы свободного хода [Текст]: моногр. / В. Ф. Мальцев. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.
4. Горин, М. П. Эксцентрикые механизмы свободного хода [Текст]: моногр. / М. П. Горин. – СПб.: Политехника, 1992. – 272 с.
5. Бобришов, А. А. Исследование процесса заклинивания резинометаллического ролика в останове уклонного ленточного конвейера [Текст] / А. А. Бобришов // Гірничя електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 1999. – Вип. 61. – С.208 – 211.

**Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики, Олейник Е.С., ст. гр. ГРмм-12-9**  
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

### ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА РЕЛЬСОВЫХ ПРОВОДНИКОВ В КЛЕТЕВОМ ОТДЕЛЕНИИ СЛЕПОГО РУДОПОДЪЕМНОГО СТВОЛА

В качестве примера выберем клетевой подъем одного из рудоподъемных стволов с односторонним боковым расположением двух рельсовых проводников Р43 при шаге армировки 6 м. В 2004 г. подъем эксплуатировался на скорости 6 м/с. Сильный износ боковых граней головок рельсов вызвал необходимость снизить скорость. В 2006 году подъем эксплуатировался на скорости 3 м/с.

Исследование износа показывает, что в условиях эксплуатации он происходил главным образом по боковым граням головки рельсовых проводников. Скорость износа головки рельса составила 5 мм/год при скорости клетки 3 м/с и 10 мм/год при скорости 6 м/с. То есть двукратное повышение скорости подъема привело пропорционально к двукратному росту скорости износа.

Если нагрузка на проводники на разных скоростях подъема является неизменной, то суммарная работа сил трения башмаков по проводнику за год, пропорциональна годовой интенсивности работы подъема, а удельный износ за цикл одинаков на всех скоростях движения.

Анализ фактических данных показывает, что интенсивность работы подъема в 2006 г. на 3 м/с составила  $N_3=2100 \times 12=2.52 \times 10^4$  цикл/год, а на скорости 6 м/с  $N_6=2946 \times 12=3.5352 \times 10^4$ . Это значит, что отношение интенсивностей работы подъема составляет

$$N_{6,3} = \frac{N_6}{N_3} = \frac{35352}{25200} = 1.4.$$

В то же время анализ износа показал, что с ростом скорости удельный износ проводников растет. На скорости 3 м/с он составил  $k_3=1.984 \times 10^{-4}$  мм/цикл, а на 6 м/с –  $k_6=2.829 \times 10^{-4}$  мм/цикл. То есть, отношение удельных износов равно

$$k_{6,3} = \frac{k_6}{k_3} = \frac{2.829 \cdot 10^{-4}}{1.984 \cdot 10^{-4}} = 1.43.$$

Очевидно, что удельный износ боковых поверхностей проводников при скорости 6 м/с больше, чем на скорости 3 м/с на 43%. Это говорит о том, что в стволе есть участки проводников, на которых контактные нагрузки растут с ростом скорости. Следовательно, в данном случае основной причиной повышенного износа пар «башмак – проводник» является суммарное действие квазистатического трения, не зависящего от скорости и вызванного смещением груза в подъемном сосуде, а так же динамических нагрузок на проводники, увеличившихся со скоростью движения.

Так как данный уровень износа является очень значительным и замена проводников требует дополнительных капитальных затрат, то в данном случае без изменения основных технических параметров подъема целесообразно использовать опыт предприятий, эксплуатирующих рельсовые проводники с роликовыми амортизаторами, центрирующими сосуд в бесконтактном режиме относительно проводников.



Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики, Прохоренко Е.И., ст. гр. ГРмм-12-9

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

## АНАЛИЗ ПРОФИЛЕЙ РЕЛЬСОВЫХ ПРОВОДНИКОВ В КЛЕТЕВОМ ОТДЕЛЕНИИ СЛЕПОГО РУДОПОДЪЕМНОГО СТВОЛА

Одним из самых существенных факторов, который влияет на износ проводников, является отклонения проводников от вертикальной оси расположения в стволе. Это может повлиять на рост динамических нагрузок и быстроту износа проводников.

Анализ маркшейдерских замеров отклонения проводников в стволе показал, что отклонения проводников от вертикали за исследуемые годы практически не изменились. В условиях эксплуатации основной износ, происходил в боковой плоскости граней головки рельсы. Графики профилей проводников на рабочем участке ствола показаны на рис. 1.

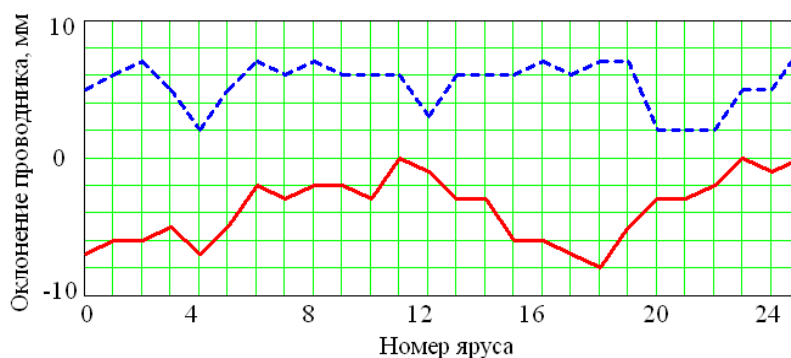


Рисунок 1 – Взаимное положение проводников в пределах кинематического зазора

По этим кривым видно, что боковые отклонения проводников являются незначительными. Значения нормативного параметра «отклонения проводников от вертикали на смежных ярусах» не превышают 10 мм и находятся в допустимых пределах

На рис.2. показан график суммарного кинематического зазора между башмаками и рельсовыми проводниками в боковой плоскости при номинальном зазоре 8 мм.



Рисунок 2 – Остаточный суммарный кинематический зазор между башмаками и проводниками

Из графика на рис. 2 видно, что колея имеет сужения на ярусах №10 – 13, №20 – 25. Эти сужения колеи могут являться потенциальной причиной стесненного движения сосуда в проводниках и возникновения повышенного уровня контактных нагрузок между проводниками и башмаками, зависящими от скорости движения сосуда.

**Радоманский А.В., Мищенко В.В., ст. гр. ГМЕ-14-1с., Оксень Ю.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики**  
(Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

## **ПРОЕКТ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ШАХТЫ «КРАСНОЛИМАНСКАЯ»**

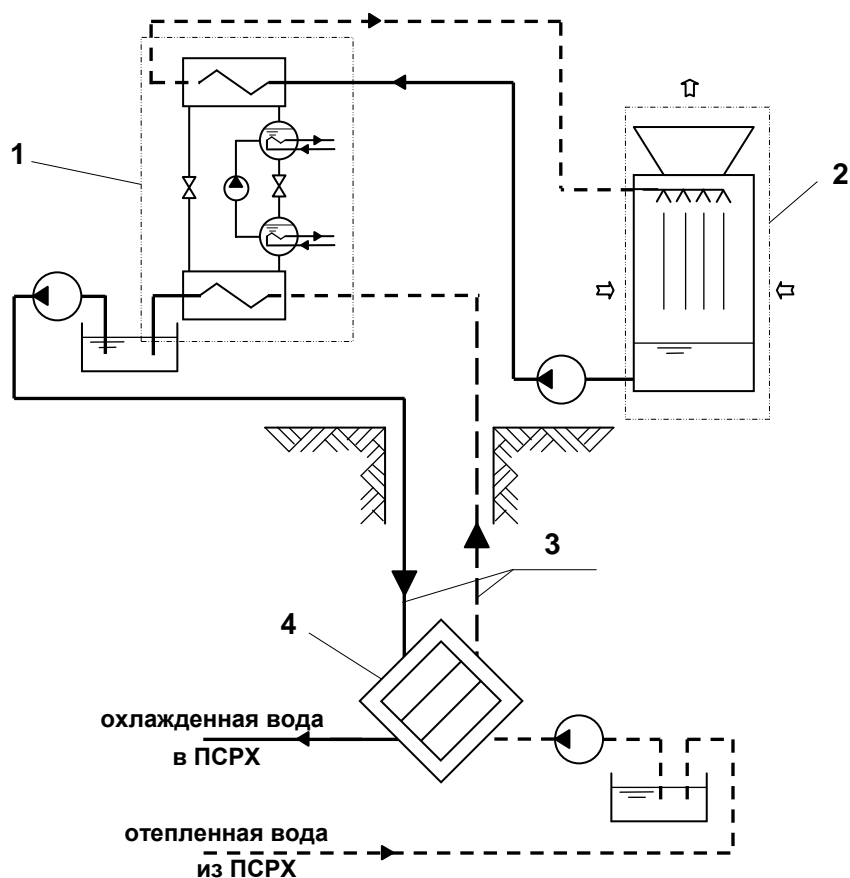
Перспективы развития шахты «Краснолиманская» связаны с разработкой угольных пластов на горизонтах 800 – 1000 м и более. На таких глубинах, в связи с высокой температурой пород и увеличением тепловыделений из горного массива ухудшаются тепловые условия в горных выработках, и возникает необходимость в применении мероприятий по их нормализации.

Одним из наиболее проблемных с этой точки зрения является участок уклонного поля уклона 1 «бис» пласта  $k_5$ . Согласно выполненному прогнозному расчету температура воздуха в лавах этого участка достигает 30 – 35°C, а в тупиковых забоях 31 – 33°C, что значительно больше максимально допустимых ПБ 26°C.

Для нормализации температурных условий на рассматриваемом фрагменте сети горных выработок, включающем две лавы и три тупиковых забоя, принята установка кондиционирования воздуха со стационарными холодильными машинами, располагающимися на поверхности шахты, и пунктами охлаждения воздуха в выработках. Расчет параметров и выбор воздухоохладителей (ВО) и подземной трубопроводной сети распределения холодоносителя (ПСРХ) произведен с помощью программ, реализующих методику [1], позволяющую найти оптимальное решение по подсистеме ВО - ПСРХ по критерию минимума приведенных затрат на ее сооружение и эксплуатацию. Определена потребная холодильная мощность фрагмента – 1380 кВт.

Для выработки и доставки холода принята энергосберегающая технология (рис. 1), аналогичная примененной на шахте «Pniówek» в Польше [1]. Согласно принятой технологии холод вырабатывается в абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машинах, потребляющих в качестве приводной энергии теплоту. В условиях шахты «Краснолиманская» источником тепла могут быть газопоршневые установки, сжигающие метан, добываемый дегазационной системой шахты. Применение абсорбционных холодильных машин вместо парокompрессионных позволяет в десятки раз сократить потребление электрической энергии и тем самым обеспечить значительное снижение эксплуатационных затрат на кондиционирование воздуха. Недостатком абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин является положительная (+5 ... +7°C) температура кипения хладагента (воды) в испарителях этих машин, что ограничивает возможность получения низких температур холодоносителя, доставляющего выработанный холод к пунктам охлаждения воздуха. Учитывая это, в принятой технологии для передачи холода из контура высокого давления (стволовых трубопроводов) в контур низкого (ПСРХ и ВО) применен гидрораспределитель (трехкамерный массообменный аппарат) производства фирмы «Siemag», который передает из контура в контур непосредственно сам холодоноситель (воду) [2,3]. При работе аппарата каждая из его камер при помощи системы автоматически управляемых клапанов поочередно включается в контуры высокого и низкого давления. Когда камера включена в контур высокого давления, она заполняется холодной водой. При этом находящаяся в ней теплая вода вытесняется и направляется к холодильным машинам. Когда камера полностью заполняется холодной водой, она отключается от системы, а затем включается в контур низкого давления и заполняется теплой водой. Находящаяся в камере холодная вода при этом вытесняется и направляется к воздухоохладителям. Энергетические потери в ТМА, обусловленные смешением теплого и

холодного холодоносителей на фронте их соприкосновения, невелики и приводят к изменению температуры холодоносителя всего на  $0,5^{\circ}\text{C}$  [2].



**1 – станция абсорбционных холодильных машин; 2 – градирня;  
3 – ствольные трубопроводы; 4 – гидрораспределитель**

Рисунок 1 – Схема подсистемы производства и доставки холода

Произведен расчет термодинамического цикла и теплового режима абсорбционных холодильных машин.

Реализация проекта позволит при малом потреблении электроэнергии нормализовать тепловые условия на проблемном участке шахтного поля шахты «Краснолиманская»

### Перечень ссылок

1. Słazak, N. Pierwsza w Polsce klimatyzacja centralna w kopalni węgla kamiennego "Pniówek" Jastrzębskiej Spółki Węglowej / N. Słazak, S. Nawrat, A. Jakubów // Przegląd Górniczy. – 2000. – V. 56, № 10. – S. 18-24.
2. Kinne, Ch. Alternative Methoden des Kältetransportes im Steinkohlenbergbau bei übertägig angeordneten Kältemaschinen / Ch. Kinne, F.J. Geller, W. Loser // Bergbau. – 1990. – № 12. – S. 537-542.
3. Janalik, J. Doprava studboné vody pro centrální klimatizaci dolů / J. Janalik // Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské v Ostravě. Řada strojní a elektrotechnická. – 1991. – R. 37, № 1. – S. 137-159.

**Самуся С.В., к.т.н., научный сотрудник**

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

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА ЛАПЛАСА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ**

Тормозное устройство шахтной подъемной машины, которое является важной составной частью системы управления и конечным звеном в цепи защиты подъемной установки, обеспечивает выполнение заданной диаграммы скорости и стопорение барабана во время технологических пауз (рабочее торможение), а также предохранительное торможение при возникновении аварийной ситуации.

В настоящее время на вооружении горноспасательной службы Украины находится мобильная подъемная установка АСППУ-6,3, предназначенная для проведения аварийно-спасательных работ в шахтных стволах. Опыт практической эксплуатации установки при ликвидации последствий аварий показал ее высокую эффективность и одновременно выявил ряд новых технических проблем, которые не присущи стационарным подъемным установкам.

Сложности в применении мобильных подъемных установок заключаются в том, что все шахты имеют разные подъездные пути к стволу, что не всегда позволяет установить подъемную машину на необходимом расстоянии от копра, разные системы отклоняющих шкивов, через которые необходимо опускать в ствол канат. В таких случаях необходимо разрабатывать проекты размещения технических средств аварийно-спасательной установки, определять место установки машины относительно копра с учетом допустимых значений углов девиации каната, навешивать спасательную клеть, проводить цикл спуска-подъема с обеспечением безопасных режимов разгона и торможения.

При срабатывании предохранительного тормоза во всей подъемной системе возникают экстремальные динамические режимы, которые сопровождаются интенсивными продольными и поперечными колебаниями вертикального отвеса каната и его струны. При временном размещении машины относительно копра (в отличие от стационарной установки) не всегда возможно обеспечить значение углов девиации каната относительно отклоняющего шкива в тех же допустимых границах, что и для стационарной установки. Поэтому параметры динамических отклонений струны каната в горизонтальной и вертикальной плоскостях при торможении могут достигать значений, которые приводят к выходу каната за реборды или ударам по элементам нижерасположенных шахтных конструкций с последующим разрушением проволок каната.

Это делает задачу определения допустимых значений геометрических параметров размещения навесного оборудования мобильной установки, разработку и обоснование рациональных параметров настройки системы торможения с учетом особенностей динамических процессов в отвесе и струне каната при возможных вариантах применения в реальных шахтных условиях актуальной с научной и практической точек зрения.

Взаимовлияние динамических процессов в струне и отвесе каната особенно ощутимо проявляется при использовании входящего в комплект оборудования отклоняющего шкива диаметром 1 м с приведенной массой, значительно меньшей по сравнению с массой стационарного копрового шкива. В соответствии с разрабатываемыми проектами применения мобильных подъемных установок канат приходится заводить через дополнительное отверстие в стенке копра, размеры которого необходимо определять с учетом максимально возможной амплитуды колебаний струны в режимах торможения.

Динамические характеристики колебательных процессов в подъемном канате определяются массовыми, геометрическими и жесткостными параметрами всей механической системы подъемной установки и настройкой тормоза (характеристика тормозного усилия, его кратность, время холостого хода). Таким образом, решалась задача

исследования сочетаний параметров, присущих именно мобильной установке, и определения настройки тормоза в зависимости от фактических параметров системы для реально возможных вариантов размещения установки.

Для ее решения с использованием метода Лапласа разработана общая нелинейная математическая модель динамики системы «барабан – струна – отвес каната – сосуд», с помощью которой установлено, что данной системе присуще явление возникновения внутренних резонансов с несколькими зонами неустойчивости по глубине ствола, в которых происходит раскачивание струны и подъемного сосуда с периодическим ростом амплитуд колебаний обеих упругих звеньев типа «биения».

Амплитуды и устойчивость этих колебаний существенно зависят от общей жесткости всего каната со струной для каждой точки ствола, в которой происходит торможение. Получены зависимости частот и амплитуд этих колебаний от длины и угла наклона струны, а также длины отвеса каната. Установлено, что увеличение длины отвеса каната при опускании подъемного сосуда в стволе ведет к увеличению эквивалентной жесткости струны за счет уменьшения ее провеса. При этом продольная жесткость каната уменьшается с увеличением натяжения, что приводит к появлению экстремума на графике общей жесткости канатной системы подъемной установки. Однако при нахождении сосуда на большой глубине общая жесткость системы уже незначительно отличается от продольной жесткости упругого каната без учета провисания струны.

Анализ полученных результатов свидетельствует о существенном влиянии эквивалентной жесткости струны на общую жесткость каната подъемной установки, и соответственно на протекание динамических процессов в системе «барабан – струна – отвес каната – сосуд». Значительное влияние струны каната на динамику системы является негативным фактором, который надо учитывать на стадии разработки проектов применения мобильной подъемной установки при аварийно-спасательных работах в шахтных стволах.

Результаты проведенных исследований позволили разработать рекомендации по обоснованию и выбору рациональных режимов эксплуатации и параметров размещения мобильных подъемных установок для различных условий их применения на конкретных шахтных стволах с учетом взаимовлияния колебательных процессов в струне и отвесе каната в рабочих и экстремальных режимах.

**Кириченко Е.А., д.т.н., профессор кафедры горной механики, Удовенко М.В., ст. гр. ГРмм-12-9**

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

### **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СМЕСИТЕЛЯ ЭРЛИФТА**

В связи с уменьшением сырьевой базы континентальных месторождений полезных ископаемых, освоение минеральных ресурсов Мирового океана приобрело особую актуальность. Морской горнодобывающий комплекс для глубоководной добычи с эрлифтным вариантом гидроподъема схематично изображен на рис.1.

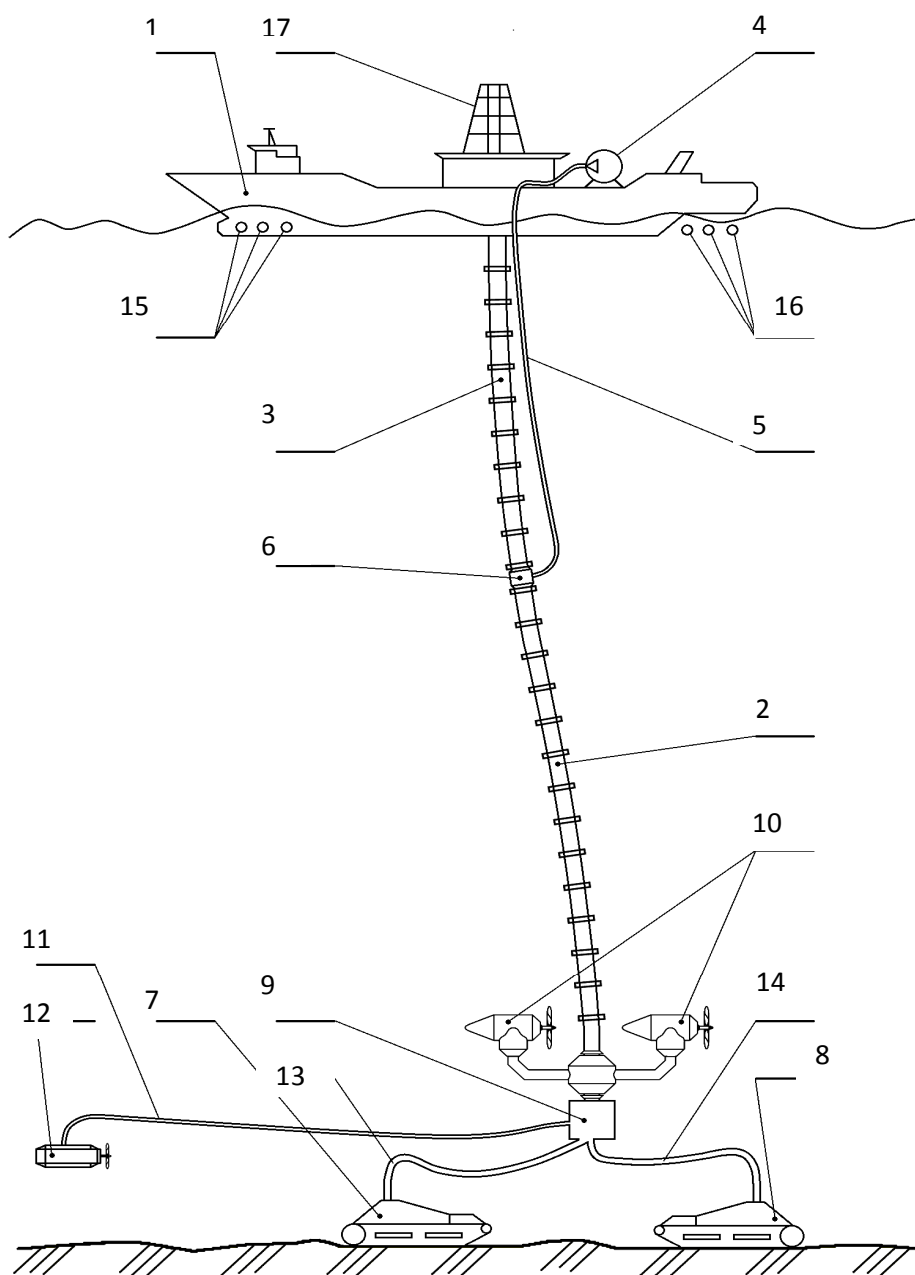
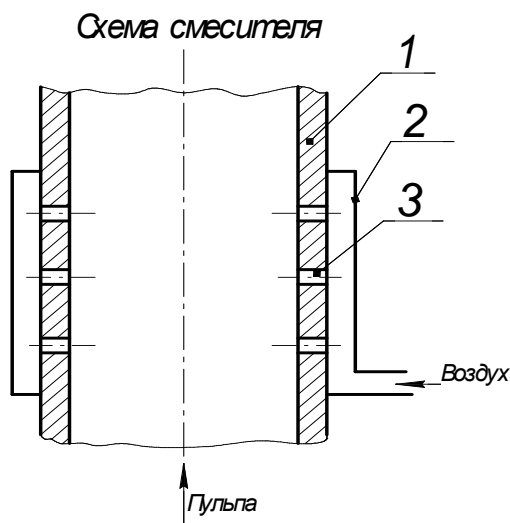


Рисунок 1 – Схема морского горнодобывающего комплекса

На базовом плавающем средстве 1 закреплен транспортный трубопровод системы гидроподъема (подводящий 2 и подъемный 3 трубопроводы глубоководного эрлифта). Компрессор 4 сообщен через пневмопровод 5 со смесителем 6. Агрегаты сбора самоходного типа 7, 8 расположены на дне водного бассейна и предназначены для сбора, дробления и отделения ПМК от донных осадков. Подводная технологическая платформа 9 присоединена к нижней части транспортного трубопровода, снабжена движителем 10, а также сообщена посредством гибкого кабель-троса 11 с подводным навигационным модулем 12 и через соответствующие гибкие трубопроводы 13, 14 с агрегатами сбора 7, 8. По гибким трубопроводам осуществляется доставка твердого материала от агрегатов сбора на технологическую платформу, а транспортный трубопровод обеспечивает подъем минерального сырья до базового плавсредства. Технологическая платформа содержит бункер-дозатор со шнековым питателем, обеспечивающие соответственно промежуточное хранение запаса твердых полезных ископаемых и дозированную подачу минерального сырья в транспортный трубопровод. На базовом плавсредстве размещены- центр оперативного управления оборудованием, автономная электрическая станция, а также комплекс оборудования для первичного обогащения горной массы, сброса хвостов и перегрузки полученного концентрата на транспортные суда-рудовозы. Подводный навигационный модуль служит для исследования ландшафта донной поверхности на пути движения агрегатов сбора. Система управления движением базового плавающего средства включает вспомогательные рулевые устройства 15 и выдвижные движительно-рулевые колонки 16, обеспечивающие динамическую стабилизацию судна. Вышка 17 предназначена для сборки трубных секций транспортного трубопровода глубоководного эрлифта.

Смеситель эрлифта предназначен для смешения пульпы и сжатого воздуха. Схема смесителя с перфорированной трубой представлена на рис.2.



1 - подающая труба; 2 - рубашка;  
3 - отверстие для ввода воздуха

Рисунок 2 – Схема смесителя с перфорированной трубой

Целью данной работы является обоснование критерия определения эффективности смесителя, существенно влияющей на производительность и энергоемкость эрлифтного гидроподъема в целом.

Анализ сложных процессов, происходящих в камере смешения, показал, что эффективность работы смесителя, главным образом, зависит от степени равномерности распределения воздуха через отверстия по высоте рубашки.

В результате обработки данных систематического вычислительного эксперимента, установлено что, качество работы смесителя можно определять с помощью показателя равномерности распределения воздуха в зарубашечном пространстве следующим образом:

$$\eta = \frac{\mu_{\text{н}}}{\mu_{\text{н}}} \left[ 1 + \frac{1}{2} \varphi^2 f^2 \frac{\Delta h \cdot 2g}{V_{\text{н}}^2} \right]$$

где  $\mu_{\text{н}}$  - коэффициент минимального расхода воздуха через отверстие в верхнем сечении рубашки;  $\mu_{\text{н}}$  - коэффициент начального расхода в первом отверстии системы;  $\varphi$  - коэффициент скорости, зависящий от числа Рейнольдса при истечении газа через отверстие;  $f$  - скважность смесителя, представляющая собой отношение начальной скорости в трубопроводе к скорости истечения газа через отверстие;  $V_{\text{н}}$  - начальная скорость в трубопроводе;  $\Delta h$  - изменение напора в зарубашечном пространстве между рассматриваемыми сечениями;

Исследования показали, что  $\eta$  должен мало отличаться от единицы, в этом случае воздух в смесителе распределяется равномерно по высоте рубашки, а значит и эффективность такого смесителя будет максимальной.

#### Перечень ссылок

1. Основы проектирования систем гидротранспорта полиметаллических руд Мирового океана [Текст]: моногр. / Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, В.В. Евтеев. – Д.: Национальный горный университет, 2013. – 600 с.



**Ропай В.А., д.т.н., професор кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки, Федорова І.П., асистент кафедри системного аналізу і управління**  
 (Державний ВНЗ « Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

### АНАЛІТИЧНИЙ СПОСІБ РОЗКРИТТЯ СТАТИЧНОЇ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ЗАДАЧІ ПРИ РОЗРАХУНКУ БАГАТОПРОГОНОВИХ БАЛОК

Во всех учебниках по курсам сопротивления материалов и строительной механики (сошлемся на последний [1]) для расчета многопролетных балок приводится разработанный в 18 веке графоаналитический метод под названием “Уравнения 3-х моментов», который предполагает перемножение эпюр изгибающих моментов. Метод устаревший и требует дополнительных пояснений как и для чего перемножаются эпюры и на это требуется дополнительные и ненужные затраты времени. Метод позволял рассчитывать только 3-х пролетные балки, а если пролетов больше, то было необходимо добавлять в расчетную схему еще 3 пролета, а не 1, не 2 как было бы необходимо.

Нами предлагается логичный, простой аналитический способ в котором необходимые для раскрытия статической неопределимости задачи уравнения составляются с использованием универсального уравнения изогнутой оси балки. При этом число пролетов балки может быть любым. Пояснения сделаем на примере.

Требуется выполнить расчет балки (рис.1) при следующих данных:  $M=5$  кНм,  $P=12$  кН,  $q=8$  кН/м,  $l_1=4$  м,  $l_2=5,6$  м,  $l_3=4$  м.

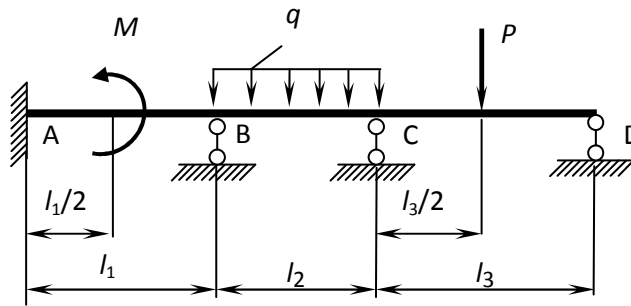


Рисунок 1

Расчетная схема показана на рис. 2.

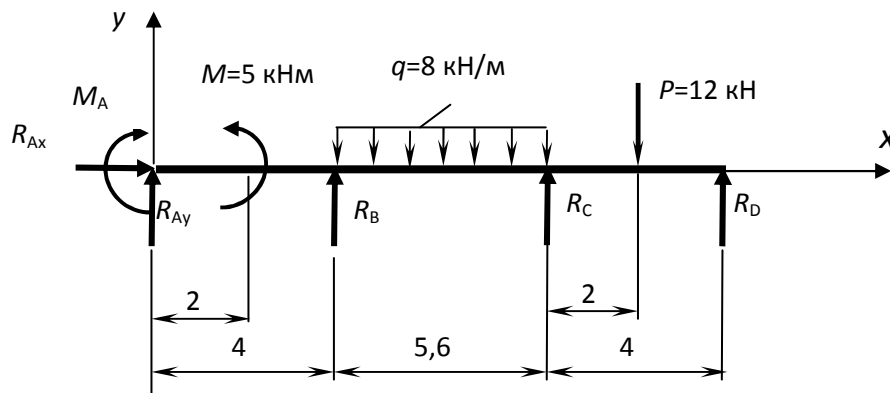


Рисунок 2

При вертикальных внешних нагрузках из уравнения статики  $\sum F_{ix} = 0$  следует, что  $R_{Ax} \equiv 0$ . Для определения 5 неизвестных:  $M_A, R_A, R_B, R_C, R_D$  необходимо составить 5 уравнений. Можем составить только 2 уравнения статики для плоской системы параллельных сил 1)  $\sum F_{iy} = 0$ ; 2)  $\sum M_A(F_i) = 0$  и три уравнения с помощью универсального уравнения изогнутой оси балки, выражающие условия, что прогибы балки на опорах  $B, C$  и  $D$  равны нулю: 3)  $v_B = 0$ ; 4)  $v_C = 0$ ; 5)  $v_D = 0$ .

Составляем эти уравнения, приводя их к каноническому в алгебре виду:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n &= b_1; \\ a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n &= b_2; \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + \dots + a_{nn}x_n &= b_n. \end{aligned} \right\}$$

$$1) \sum F_{iy} = 0. \quad R_A + R_B + R_C + R_D - q \cdot 5,6 - P = 0.$$

Подставляем значения нагрузок и приводим уравнение к каноническому виду:

$$0 \cdot M_A + 1 \cdot R_A + 1 \cdot R_B + 1 \cdot R_C + 1 \cdot R_D = 56,8. \quad (1)$$

$$2) \sum M_A(F_i) = 0. \quad -M_A + M + R_B \cdot 4 + R_C \cdot 9,6 + R_D \cdot 13,6 - q \cdot 5,6 \cdot 6,8 - P \cdot 11,6 = 0.$$

В канонической форме это уравнение принимает вид:

$$-1 \cdot M_A + 0 \cdot R_A + 4 \cdot R_B + 9,6 \cdot R_C + 13,6 \cdot R_D = 438,84. \quad (2)$$

$$3) v_B = 0 \text{ при } x = 4 \text{ м} \quad v_0 + \Theta_0 4 + \frac{M_0 4^2}{2!EI} + \frac{Q_0 4^3}{3!EI} - \frac{M(4-2)^2}{2!EI} = 0, \text{ или}$$

$$1 \cdot M_A + 1,33 \cdot R_A + 0 \cdot R_B + 0 \cdot R_C + 0 \cdot R_D = 1,25. \quad (3)$$

$$4) v_C = 0 \text{ при } x = 9,6 \text{ м}$$

$$v_0 + \Theta_0 9,6 + \frac{M_0 9,6^2}{2!EI} + \frac{Q_0 9,6^3}{3!EI} - \frac{M(9,6-2)^2}{2!EI} + \frac{R_B(9,6-4)^3}{3!EI} - \frac{q(9,6-4)^4}{4!EI} = 0 \text{ или}$$

$$1 \cdot M_A + 3,2 \cdot R_A + 0,635 \cdot R_B + 0 \cdot R_C + 0 \cdot R_D = 10,248. \quad (4)$$

$$5) v_D = 0 \text{ при } x = 13,6 \text{ м}$$

$$v_0 + \Theta_0 13,6 + \frac{M_0 13,6^2}{2!EI} + \frac{Q_0 13,6^3}{3!EI} - \frac{M(13,6-2)^2}{2!EI} + \frac{R_B(13,6-4)^3}{3!EI} + \frac{R_C(13,6-9,6)^3}{3!EI} - \frac{q(13,6-4)^4}{4!EI} + \frac{q(13,6-9,6)^4}{4!EI} - \frac{P(13,6-11,6)^3}{3!EI} = 0.$$

$$1 \cdot M_A + 4,53 \cdot R_A + 1,594 \cdot R_B + 0,115 \cdot R_C + 0 \cdot R_D = 33,502. \quad (5)$$

Систему 5 линейных алгебраических уравнений представим в матричной форме  $A \cdot R = B$ ,

$$\text{где } A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & 0 & 4 & 9,6 & 13,6 \\ 1 & 1,33 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 3,2 & 0,635 & 0 & 0 \\ 1 & 4,53 & 1,594 & 0,115 & 0 \end{pmatrix}; \quad R = \begin{pmatrix} M_A \\ R_A \\ R_B \\ R_C \\ R_D \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} 56,8 \\ 438,84 \\ 1,25 \\ 10,248 \\ 33,502 \end{pmatrix}.$$

Получено:  $M_A = 6,42$  кНм,  $R_A = -3,89$  кН,  $R_B = 25,62$  кН,  $R_C = 33,54$  кН,  $R_D = 1,53$  кН.

Дальнейший расчет балки не представляет труда.

### Перелік посилань

1. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Є.С. Опір матеріалів – К.: Вища школа, 2004. – 653с.

**Самуся В.И., д.т.н., профессор кафедры горной механики, Федоряченко Д.А., аспирант кафедры горной механики**

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

## **РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПЕРЕМЕТРЫ ТОРМОЗНЫХ РЕЖИМОВ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ**

В настоящее время в мире насчитываются тысячи шахт, на которых разрабатываются месторождения самых разнообразных ископаемых. Длительная эксплуатация месторождений и горно-геологические особенности конкретных регионов приводят к тому, что глубина разрабатываемых горизонтов постоянно увеличивается и уже на некоторых шахтах мира достигает 1500 м и более.

При таких условиях ведения горных работ возникновение внештатной ситуации может привести к значительным потерям и делает практически невозможным быстрое реагирование и ликвидацию последствий аварии.

Усугубляет ситуацию также тот факт, что в случае внештатного срабатывания систем защиты энергетического оборудования на поверхности существует риск выхода из строя подъемного оборудования – единственной транспортной артерии, соединяющей поверхностный комплекс и подземную выработку.

По этой причине в некоторых странах мира были созданы мобильные подъемные установки, оборудованные автономным источником электроэнергии, которые позволяют проводить горно-спасательные работы без привязки к стационарным подъемным машинам.

**Материал и результаты анализа.** В своем большинстве подобные машины разрабатываются на базе стандартных грузовых автомобилей. Примером подобной машин является немецкий Siemag Tecberg (рис. 1), построенный на базе четырехосного дизельного грузового автомобиля MAN. Отличительными особенностями являются: 1) возможность управления стрелой как из кабины, так и при помощи пульта управления мобильной клетки; 2) наличие телефонной связи между оператором крана и клетью благодаря телефонному кабелю, проложенному внутри несущего троса; 3) высокая скорость передвижения (80 км/ч) благодаря использованию стандартной автомобильной платформы.



Рисунок 1 – Мобильная подъемная установка Siemag Tecberg

Иным, качественно отличающимся техническим решением, является подъемник Scheuerle. Впрочем, достаточно большие габариты и масса не позволяют использовать его в условиях, допустим, ликвидации аварий на удаленных стволах без качественных подъездных путей.

Уникальной, единственной в своем роде, является подъемная машина созданная в Украине (рис. 2).

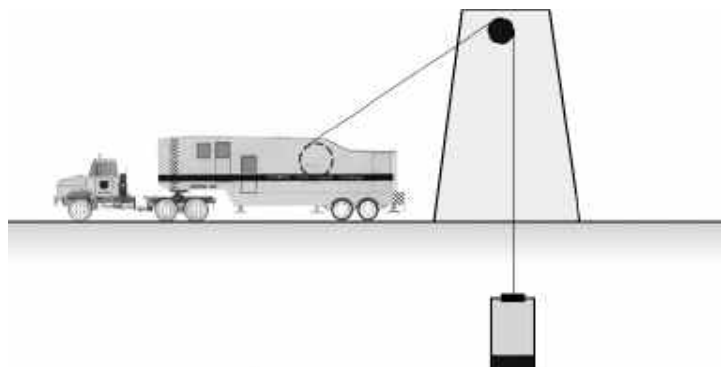


Рисунок 2 – Мобильная подъемная установка ГВУЗ «НГУ»

Подъемная установка, созданная на базе полуприцепа с составе с полноприводным автомобилем КРАЗ позволяет осуществлять аварийно-спасательные работы практически в любых условиях.

Однако, одной из основных проблем эксплуатации подобных установок являются экстремальные динамические режимы в механической системе, возникающие при аварийном торможении. Они сопровождаются значительными продольными и поперечными колебаниями струны каната и могут привести к его разрыву, поперечному раскачиванию клетки и соударению последней со стенками ствола. Поэтому, определение параметров тормозной системы барабана мобильной подъемной установки требует учета влияния динамических нагрузок, которые возникают в струне каната, при различной высоте подъема клетки с целью предотвращения разрыва каната и минимизации отклонения струны наклона.

Применяемые на данный момент барабанные тормоза подъемной установки имеют возможность дальнейшего усовершенствования. Главным направлением улучшения характеристик тормозного механизма является интеллектуальное управление логикой приложения тормозного момента, а именно – отслеживание реактивных нагрузок на канате и коррелирование прикладываемого тормозного усилия.

Для этого могут быть использованы различные датчики-акселерометры, регистрирующие положение клетки, нагрузку на барабане и вектор ее приложения при возникновении раскачивания нити каната в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

### Перечень ссылок

1. Ильин С.Р. Исследование жесткостных характеристик системы «струна - отвес каната - сосуд» аварийно-спасательной мобильной подъемной установки / С.Р. Ильин, С.В. Самуся // Гірничя електро- механіка та автоматика: наук.-техн. зб. — 2009. — Вип. 82. — С. 142–148.
2. Степанов А.Г. Динамика машин / А.Г. Степанов. — Екатеринбург: УрО РАН, 1999. — 392 с.
3. Ильин С.Р. Экспериментальные исследования динамики мобильной аварийно-спасательной подъемной установки в режиме предохранительного торможения / С.Р. Ильин, С.В. Самуся // Стальные канаты. — 2009. — Вып. 7. — С. 60–65.

**Хворостяной Н.Н., аспирант кафедры горной механики**

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

### **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДАЧИ НАСОСА, В ПРОМЕЖУТОЧНУЮ СТУПЕНЬ КОТОРОГО ПОДАЕТСЯ СЖАТЫЙ ВОЗДУХ**

Современная горнодобывающая промышленность ставит первостепенными задачами повышение безопасности и экономической эффективности проводимых работ. Одним из путей достижения поставленных задач является оптимизация вспомогательных процессов. Добыча угля или руды шахтным способом зачастую не возможна без водоотливного хозяйства, на организацию и эксплуатацию которого необходим значительный как человеческий, так и ресурсный потенциал.

Одним из перспективных способов водоотлива глубоких шахт, в рамках предъявляемых требований повышения экономичности и безопасности, является организация водоотлива в виде водовоздушной смеси. Данное технологическое решение предусматривает подачу сжатого воздуха в промежуточную ступень центробежного насоса, таким образом начальные ступени насоса будут работать исключительно на шахтной воде, а конечные части, на водовоздушной смеси. Представленный альтернативный способ водоотлива в диапазоне эффективного применения обладает рядом достоинств, описанных в работе [1].

Созданная математическая модель, описывающая основные конструктивные параметры и влияние подачи сжатого воздуха в промежуточную ступень центробежного насоса на создаваемый напор, в недостаточной мере рассматривает влияния процесса подачи сжатого воздуха на производительность всей установки и насоса в частности [1;5].

При параллельной работе нескольких насосов, возникает вероятность опадания воздуха во всасывающий патрубок одного из насосов и как следствия попадание в общую сеть водовоздушной смеси под давлением. В медицине в результате воздушной эмболии, также может произойти ситуация при которой инъекционно в венозную или артериальную систему кровообращения возможна подача воздуха. Поэтому решение задачи по определению производительности системы в подобных случаях является актуальной и востребованной.

Целью данной работы является определения влияния подачи сжатого воздуха в промежуточную ступень центробежного насоса на его производительность.

В работе [1] при создании математической модели основным исследуемым параметром являлся напор, создаваемый многосекционным насосом, а вопросы определения подачи остались на уровне предположений и гипотез. Справедливо заметить, что и при исследовании, произведенном в труде [5] вопрос производительности установки не был изучен, однако такой задачи не ставилось вовсе. Таким образом определение расхода жидкости, при условии подачи сжатого воздуха в промежуточную ступень центробежного насоса, становится ключевой при исследовании режимов работы предложенного альтернативного водоотлива [3].

Для определения подачи насосной установки необходимо совместно решить систему уравнений, состоящую из характеристик внешней сети и насосного агрегата соответственно

$$\begin{cases} H_n = f(Q) \\ H_c = I(Q) \end{cases}$$

где  $H_n$  – напор насоса;  $H_c$  – напор необходимый для работы на данную сеть.

Доказано что при транспортировке насосом водовоздушной смеси, напор  $H_n$  заметно снизится в сравнении со случаем, когда перекачивается исключительно жидкость. В результате моделирования исследованных процессов установлено, что результирующее снижение напора в основном зависит от увеличения относительной скорости жидкой фазы на выходе из насоса при прокачке двухфазной среды, а вклад от относительного скольжения жидкой и газовой фаз будет иметь меньшее влияние, но все же превосходить вклад от изменения объёмного газосодержания при движении двухфазной среды в межлопастном канале. Уменьшение напора, в ступенях прокачивающих двухфазную смесь будут снижаться по квазилинейной зависимости от объёмного газосодержания с каждой последующей секцией многоступенчатого насоса [1].

При рассмотрении водоотливной установки, транспортировки двухфазной смеси, также происходит снижение величины  $H_c$ , напора необходимый для работы на внешнюю сеть, за счет уменьшением геодезической высоты. Данный фактор способствует приращению производительности установки в жидкой фазе. Таким образом именно корреляция величины снижения напора насоса и снижения геодезической высоты подъёма жидкости от объёмного газосодержания и приводит к решению поставленной задачи определения производительности альтернативного водоотлива.

Определение производительности насоса, в промежуточную ступень которого подается сжатый воздух, позволит определить основные режимы работы предложенного альтернативного водоотлива.

#### Перечень ссылок

1. Кириченко В.Е., Хворостяной Н.Н. Разработка комплексной математической модели насосной установки для откачки шахтной воды в виде водовоздушной смеси//Обогащение полезных ископаемых: Науч.-техн. зб. -2013.-Вип.52(93).-С.115-129.
2. Водоотлив глубоких шахт. Труды Всесоюзного научно-технического семинара по водоотливу глубоких шахт. Под ред. Г. М. Нечушкина, К. С. Борисенко. – М.: Недра, 1967. – С. 26-39, 136-144.
3. Кириченко Е. А., Евтеев В. В. Об одном альтернативном способе организации водоотлива глубоких шахт// Научный вестник НГУ. – Серия Горная механика и машины, 2004. – №7. – С.51-55.
4. . Финкельштейн З. Л., Швиндин А. И., Твердохлеб И. Б. Состояние и перспективы насосного оборудования для шахтного водоотлива // Вестн. Нац. техн. ун-та Украины «Киев.политехн. ин-т». Машиностр. 1999. – № 35, С. 257-261.
5. Фуруя О. / Аналитическая модель для расчета характеристики насоса при прокачке двухфазной среды с неконденсирующейся газовой фазой. // Труды ASME. – серия Теоретические основы, 1985. – т. 107, №1. – С. 225-235.

**Шмаков И.С., ст. гр. ГМЕ-14-1с, Маковецкий А.Г., ст. гр. М-ГРм-13, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики**

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

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В настоящее время теплоэнергоснабжение горных предприятий осуществляется по системе, при которой электрическую энергию предприятия получают из внешней электрической сети, а тепло – от собственных котельных установок (КУ). При этом электрическая энергия вырабатывается на удаленных тепловых электростанциях, работающих по конденсационному циклу и называемых конденсационными (КЭС). Конденсационный цикл характеризуется конденсацией отработавшего в турбине пара при низких температурах (35 – 45°С) и отводом тепла конденсации в окружающую среду. Большое количество этого тепла, достигающее до 65 – 70% тепла, полученного паром в котле, является существенным недостатком цикла КЭС. Другими недостатками данной системы является потеря работоспособности теплоты сгорания топлива в КУ (так как топливо сжигается здесь только для получения тепла) и загрязнение окружающей среды вредными веществами, находящимися в дымовых газах.

В качестве одной из перспективных схем теплоэнергоснабжения в литературе рассматривается схема, при которой электрическая энергия вырабатывается на КЭС, а теплота – теплонасосными установками (ТНУ), преобразующими низкопотенциальное тепло природных источников (например, грунта) в высокопотенциальное, направляемое тепловому потребителю. Преимуществом схемы является экологическая чистота теплонасосной технологии. Недостатками – отвод теплоты конденсации водяного пара на КЭС в окружающую среду и большие затраты по системе сбора низкопотенциального тепла для тепловых насосов.

Для повышения энергетической эффективности систем теплоэнергоснабжения предлагается переоборудовать шахтные котельные установки в малые КЭС и использовать теплоту конденсации отработавшего в турбинах пара в качестве низкопотенциального тепла для тепловых насосов. Схема такой системы теплоэнергоснабжения приведена на рис. 1.

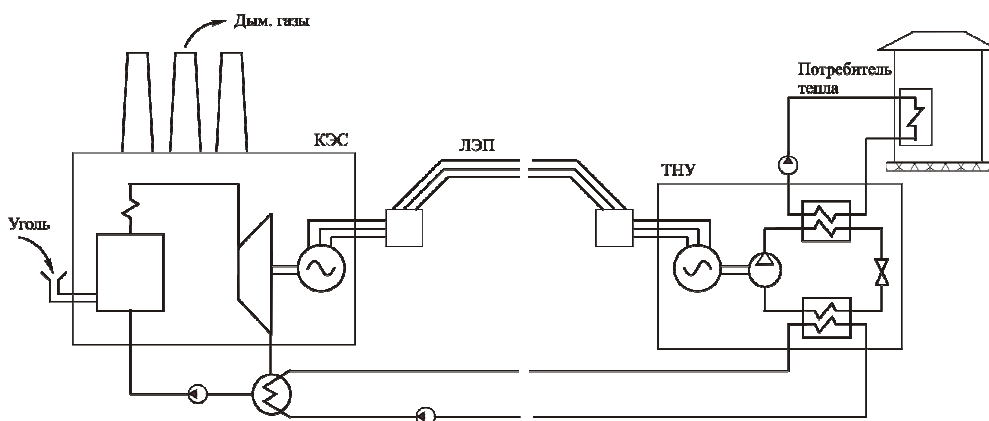


Рисунок 1 – Схема системы теплоэнергоснабжения на основе малых КЭС и ТНУ

Произведены расчеты термодинамических циклов, тепловых режимов и энергетических показателей данной системы (КЭС – ТНУ) и альтернативных систем теплоэнергоснабжения – традиционной (КЭС – КУ) и грунтовой теплонасосной (КЭС –



ГрТНУ). В качестве показателя эффективности систем принят удельный расход условного топлива

$$b_y = \left( \frac{B_y}{\Delta N'_{\text{эл}}} \right), \quad (1)$$

где  $B_y$  – суммарный расход условного топлива в системе на выработку электроэнергии и тепла;  $\Delta N'_{\text{эл}}$  – электрическая мощность, отпущенная внешним потребителям.

Для теплонасосных систем последняя рассчитывается по формуле

$$\Delta N'_{\text{эл}} = N'_{\text{эл}} - N'_{\text{н}} - N'_{\text{к}}, \quad (2)$$

где  $N'_{\text{эл}}$  – электрическая мощность, вырабатываемая турбоагрегатами КЭС,  $N'_{\text{н}}$  и  $N'_{\text{к}}$  – электрическая мощность, потребляемая циркуляционными насосами системы и компрессорами тепловых насосов.

Расчеты производились для различных температур конденсации водяного пара на КЭС при условии равенства тепловой мощности  $Q_h$ , вырабатываемой сравниваемыми системами. Величина  $Q_h$  принята как соответствующая величине электрической мощности, вырабатываемой КЭС в теплонасосных системах  $N'_{\text{эл}} = 6000$  кВт. Величина электрической мощности, вырабатываемой системой КЭС – КУ, принята равной электрической мощности, отпущенной внешним потребителям в системе КЭС – ТНУ. Потерями тепла в системе циркуляции охлаждающей воды пренебрегалось. Основные результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты расчета тепловых режимов систем теплоэнергоснабжения

Система	$t_3$ , °C	$t_1$ , °C	$p_1$ , МПа	$\eta_t$	$N'_{\text{эл}}$ , кВт	$t_{x1}$ , °C	$t_{x2}$ , °C	$COP$	$N'_{\text{к}}$ , кВт	$\Delta N'_{\text{эл}}$ , кВт	$B_y$ , кг/с	$b_y$ , кг/кВт·ч
КЭС-ТНУ	45	440	3,40	0,247	6000	40	35	7,19	3197	2758	0,995	1,30
КЭС-ГрТНУ	35	560	13,0	0,354	6000	15	8	3,96	5800	90	0,687	27,5
КЭС-КУ	35	560	13,0	0,354	2805	-	-	-	-	2758	1,239	1,65

В таблице  $p_1$  и  $t_1$  – давление и температура пара перед турбиной;  $t_3$  – температура конденсации пара;  $\eta_t$  – термический КПД цикла КЭС;  $t_{x1}$  и  $t_{x2}$  – температура воды (носителя низкопотенциального тепла) на входе и выходе ТНУ;  $COP$  – коэффициент преобразования энергии в тепловых насосах.

Из таблицы видно, что, несмотря на более высокий КПД преобразования теплоты в работу  $\eta_t$  в системах с удаленными КЭС, удельный расход топлива на выработку 1 кВт·ч отпущенной электроэнергии  $b_y$  в этих системах будет больше, чем в предлагаемой. Система с тепловыми насосами, использующими теплоту грунта, из-за низкой температуры грунта (принята 15°C) неконкурентноспособна по сравнению с предлагаемой, а существующая (с котельной установкой) требует на 27% больше топлива на выработку отпущенной электроэнергии.

Таким образом, исследование показало, что предложенное техническое решение по совершенствованию систем теплоэнергоснабжения является энергетически эффективным и перспективным для практической реализации.

Дижевский Б.К., доцент кафедры горной механики, Печерин Б.А., ст. гр. ГМЕ-14-1с  
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

## МОДЕРНИЗАЦИЯ ГЛАВНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ ШАХТЫ ИМ. ГЕРОЕВ КОСМОСА ПАО «ДТЕК ПАВЛОГРАДУГОЛЬ»

Одним из крупнейших горнодобывающих предприятий северо-восточной части Донецкого угольного бассейна является шахта им. Героев Космоса. Основной вид ее деятельности – добыча подземным способом антрацита марки «Г» и «ДГ», который используется для нужд энергетики и металлургии. Отличительная черта угля, добываемого на данном предприятии – высокие качественные характеристики.

Характерной особенностью ведения горных работ на данном предприятии является большая глубина разработки – до 600 метров и, как следствие, невысокая температура вмещающих пород – до 20 градусов и повышенное горное давление.

Промышленные запасы составляют 120743 тонн, утверждённая производственная мощность – 1 млн тонн в год. В 2013 году запланировано увеличение производственной мощности шахты до 2,5 млн. тонн угля. Разработанная программа развития горных работ до 2017 года намечает постепенное увеличение производственной мощности до уровня проектной – 3 млн. тонн в год.

На данный момент срок службы шахты превышает 40 лет. Оборудование, используемое на шахтном подъеме, морально и физически устарело. В связи с вышеизложенным, возникла необходимость в модернизации применяемого подъемного оборудования.

Однако, в связи со значительными финансовыми затратами на приобретение и ввод в эксплуатацию новой подъемной машины, предлагается при модернизации заменить скип, подъемный и уравнивающий канаты, редуктор подъемной машины, а также приводной двигатель.

Для увеличения производительности подъемной установки предлагается принять скип большей емкости СН-25-235-1,1 грузоподъемностью 23,8 т, вместо СНМ-20-223-1,1 грузоподъемностью 18,9 т.

Для расчета рациональной грузоподъемности скипа используется выражение (1):

Рациональная грузоподъемность скипа для многоканатного подъема:

$$m_{рас} = 1.3 A_{ч} \sqrt{H}, \quad (1)$$

где  $A$  – часовая производительность подъемной установки, т/ч;  $H$  – высота подъема, м.

На действующем подъеме шахты им. Героев Космоса применяются 4 стальных круглопрядных каната со следующими характеристиками: масса одного метра – 4,44 кг, разрывное усилие - 829 кН, предел прочности – 1700 МН/м<sup>2</sup>.

Из расчета суммарного разрывного усилия всех проволок каната по выражению (2) предлагается выбрать стальной круглопрядный канат с большим фактическим запасом прочности с учетом собственной массы с приведенными ниже характеристиками: масса одного метра – 5,79 кг, разрывное усилие - 1140 кН, предел прочности – 1800 МН/м<sup>2</sup>

При глубине шахты  $H_{ш} \leq 600$ м расчетную линейную массу каната рассчитывают по формуле

$$p_{рас} = \frac{m_0 g}{\frac{\sigma_m * 10^6}{n_{пб} * \rho} - H_0 g}$$

где  $n_{\text{ПБ}} = 7.0$  - коэффициент запаса прочности,  $m_0 = m_n + m_m$  - суммарная масса концевого груза,  $m_n$  - масса груза подъемного сосуда,  $m_m$  = масса подъемного сосуда,  $g$  - ускорение свободного падения.

При навеске 4 канатов линейная масса одного каната  $p_{\text{кан}} = 5.2$  кг/м.

Также принимаем хвостовые канаты исходя из условия  $\sum p = \sum q$ , т.е.  $4p = 2q$ .

Принимаем стальные плоские канаты для уравнивания в количестве 2 шт. Характеристики: масса 1-го м каната 11,5 кг, расчетное суммарное разрывное усилие всех проволок каната 1860 кН.

Копровый шкив в данной установке модернизации не требует. Он обеспечивает эффективную работу с принятыми выше элементами подъемной установки.

Диаметр многоканатного шкива трения:

$$D_{\text{МК}} \geq 100d_{\text{К}} = 100 \cdot 36.0 = 3600 \text{ мм}$$

Так как на предприятии стоит подъемная машина ЦШ-5х4, для бесперебойной работы модернизируемой подъемной установки возникла необходимость замены приводного двигателя, так как прежний тихоходный электродвигатель П26-50-4К не обеспечивал бесперебойную работу установки при увеличении его мощности до 1500 кВт.

Из расчета был принят двигатель П26-65-4К со следующими характеристиками: мощность – 1900 кВт, частота вращения – 32 об/мин, маховый момент ротора – 2890 кН·м, КПД – 89,1%.

$$P_{\text{ид}} = \frac{k \cdot m_n \cdot H \cdot g}{1000 \cdot \dot{O}_\delta \cdot \eta_{\text{сг}}} \cdot \rho \text{ кВт},$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий вредные сопротивления движению скипа;  $\rho$  – коэффициент, учитывающий динамический режим работы приводного двигателя;  $\eta_{\text{сг}}$  – КПД одноступенчатой зубчатой передачи;  $m_n$  – грузоподъемность принятого скипа, кг;  $\dot{O}_\delta$  – фактическая продолжительность движения подъемных сосудов, с;  $H$  – высота подъема, м.

В результате модернизация подъемной установки шахты позволяет уменьшить удельный расход энергии на одну тонну и повысить КПД подъемной установки до 0.63.

**Шмаков И.С., студент гр. ГМЕ-14-1с, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики**

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

## УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ ЗАО «ЗАПОРОЖСКИЙ ЖРК»

На ЧАО «Запорожский железорудный комбинат» в 2014 году построена и введена в эксплуатацию новая воздушная компрессорная станция (КС) [1]. В соответствии с проектом, выполненным компанией AIR FORSE, на станции установлено 6 центробежных компрессоров FS-Elliott Roaris P 700-2250 (5 рабочих и 1 резервный), которые отличаются высокой эффективностью и эксплуатационной надежностью. Компрессоры – трехступенчатые, с промежуточными воздухоохладителями после первой и второй ступеней сжатия и концевым охладителем после третьей. Номинальные параметры компрессоров: абсолютное давление  $p = 7,2$  бар, подача  $V = 353$  м<sup>3</sup>/мин, потребляемая мощность  $N_{эл} = 1679$  кВт. Для отвода тепла от сжимаемого воздуха в проекте принята система охлаждения закрытого типа, в которой в качестве градирен использованы испарительные охладители жидкости SPX Marley MHF 707, а в качестве охлаждающей жидкости – 30%-й водный раствор пропиленгликоля. Проект предусматривает также утилизацию отводимого тепла для нагрева воды, подаваемой в систему горячего водоснабжения (ГВС) предприятия. При этом утилизируется только часть тепла – то, которое отводится после первой ступени каждого компрессора.

Целью настоящего исследования является оценка максимального количества тепла, которое может быть утилизировано в условиях работы компрессора P 700-2250.

В связи с отсутствием газо- и термодинамических характеристик ступеней и воздухоохладителей компрессоров при решении задачи примем, что в номинальном режиме: мощность всех ступеней одинакова, и они работают с одинаковым КПД; температура воздуха на входе во вторую и третью ступень отличается от температуры воздуха на входе в первую ступень; потери давления воздуха в воздухоохладителях пренебрежимо малы.

Тогда,

$$\Delta T = \frac{N_{эл} \eta_{эл} \eta_{мех}}{3 m c_p}, \quad (1)$$

$$m = \rho_0 V, \quad (2)$$

$$x = \frac{\ln \varepsilon_k}{\ln \frac{T_{к1} T_{к2} T_{к3}}{T_{н1} T_{н2} T_{н3}}}, \quad (3)$$

$$n = \frac{x}{x - 1}, \quad (4)$$

$$\eta_i = \frac{n}{n - 1} \cdot \frac{k - 1}{k}, \quad (5)$$

$$\varepsilon_1 = \left( \frac{T_{к1}}{T_{н1}} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \varepsilon_2 = \left( \frac{T_{к2}}{T_{н2}} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \varepsilon_3 = \left( \frac{T_{к3}}{T_{н3}} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (6)$$

$$Q_1 = m c_p (T_{к1} - T_{н2}), \quad Q_2 = m c_p (T_{к2} - T_{н3}), \quad Q_3 = m c_p (T_{к3} - T_{к}), \quad (7)$$

где  $\Delta T$  – приращение температуры воздуха в каждой ступени;  $\eta_{эл}$  и  $\eta_{мех}$  – КПД электродвигателя и механический КПД компрессора;  $c_p = 1,005$  кДж/(кг·К) – изобарная теплоемкость воздуха;  $m$  – массовая подача компрессора;  $\rho_0$  – плотность воздуха, всасываемого в компрессор;  $T_{н1}$ ,  $T_{н2}$  и  $T_{н3}$  – абсолютная температура воздуха на входе в 1-ю, 2-ю и 3-ю ступени;  $T_{к1}$ ,  $T_{к2}$ ,  $T_{к3}$  и  $T_k$  – абсолютная температура воздуха на выходе из 1-й, 2-й, 3-й ступени и на выходе из конечного воздухоохладителя;  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$  и  $\varepsilon_k$  – степень повышения давления 1-й, 2-й, 3-й ступени и компрессора в целом;  $n$  – показатель политропного процесса сжатия воздуха в ступенях;  $k = 1,4$  – показатель изоэнтропного процесса для воздуха;  $\eta_i$  – внутренний (политропный) КПД ступеней;  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  – тепловая мощность первого, второго промежуточных и конечного воздухоохладителя.

При расчете, кроме приведенных выше данных о номинальных параметрах, были приняты также  $\eta_{эл} = 0,98$ ;  $\eta_{мех} = 0,99$ ;  $T_{н1} = 293$  К;  $T_{н2} = T_{н3} = 318$  К;  $\rho_0 = 1,189$  кг/м<sup>3</sup>. Расчет показал, что максимальная тепловая мощность, которая может быть утилизирована при отводе тепла от сжатого воздуха в первом, втором и третьем воздухоохладителях, составляет  $Q_1 = 361,7$  кВт;  $Q_2 = Q_3 = 537,5$  кВт, а в целом по компрессору – 1436,7 кВт. При этом политропный КПД ступеней составил  $\eta_i = 0,85$ , а степень повышения давления  $\varepsilon_1 = 1,995$ ;  $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 1,90$ .

Для случая утилизации тепла, отводимого от первого промежуточного воздухоохладителя, по методике [2] произведен расчет пластинчатого теплообменника, в котором это тепло передается воде, нагреваемой для системы ГВС. Расчет произведен для условий: начальная и конечная температура нагреваемой воды – 12 и 56°С; начальная и конечная температура греющей среды (жидкости системы охлаждения компрессоров) – 60 и 25°С; тепловая мощность – 361,7 кВт. Расчет показал, что заданный температурный режим может быть обеспечен теплообменником на основе пластин типа 0,21, собранных в 4 пакета, содержащих по 8 параллельных каналов движения греющего и нагреваемого теплоносителя. Площадь поверхности теплообмена аппарата – 13,44 м<sup>2</sup>. Он позволяет подготовить для системы ГВС 7,1 м<sup>3</sup>/ч горячей воды с температурой 56°С.

## Выводы

Разработана методика расчета газодинамического и теплового режимов ступеней трехступенчатого центробежного компрессора по данным о номинальных параметрах компрессора в целом.

Рассчитан тепловой и газодинамический режим ступеней центробежного компрессора FS-Elliott Roaris P 700-2250 и определено, что тепловая мощность, которая может быть утилизирована для нужд ГВС, составляет для одного компрессора 1436 кВт.

Рассчитан пластинчатый теплообменник системы утилизации тепла, отводимого в первом промежуточном воздухоохладителе компрессора.

## Перечень ссылок

1. Строительство и ввод в эксплуатацию воздушно-компрессорной станции № 2 на ЧАО «Запорожский железорудный комбинат» [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://airforce.ua/ru/>
2. Коваленко, Л.М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи [Текст] / Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушков. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.