

Том 4

Гірнича механіка

УДК 622.673.1

Василькевич В.И., младший научный сотрудник*(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», (Киевский филиал), Украина)*

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ АРМИРОВКИ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ НА ДОПУСТИМУЮ СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ СОСУДОВ

Конструкция жесткой армировки шахт представляет собой пространственную стержневую систему, состоящую из горизонтальных балок (расстрелов) и закрепленных на них вертикально расположенных - проводников. Основными параметрами армировки является ее шаг (расстояние между смежными ярусами) и типоразмер составляющих ее элементов. Рассмотрим, как влияют различные параметры армировки на допустимую скорость движения подъемных сосудов. Шаг армировки принято принимать в определенном диапазоне в зависимости от типа проводников (короб или рельс). Он, как правило, выбирается кратным длине звена проводника, чтобы стык проводника приходился на расстрел. Расчеты по Методике [1] для различных проектирующихся, строящихся и реконструирующихся стволов шахт при увеличении шага армировки в диапазоне 3,0...5,0 м для неизменных типоразмеров проводников и расстрелов показали, что допустимые скорости движения сосудов по критериям прочности и устойчивости в лобовом направлении увеличиваются, а по факторам кинематической связи направляющих сосуда с проводниками и устойчивости движения в боковом направлении уменьшаются.

Жесткостные характеристики армировки в первую очередь зависят от типоразмера расстрелов. Расчеты на примерах армировок с коробчатыми расстрелами сечением 180x180x16мм, 180x210x16мм, 190x190x16мм показали, что разница в параметрах сечений в указанных пределах незначительно влияет на допустимую скорость по всем критериям. При этом оказывается, что при практически равной площади поперечного сечения предпочтение лучше отдавать профилям квадратного сечения, так как при нем допустимая скорость получается несколько выше, чем при прямоугольном. При одинаковых внешних габаритах проводников происходит некоторое увеличение допустимой скорости движения с увеличением толщины стенки проводника по критерию динамического взаимодействия и более значительный рост допустимой скорости по критерию кинематического взаимодействия. Это обусловлено увеличением жесткостных параметров армировки с ростом площади поперечного сечения проводника и уменьшением максимального динамического прогиба проводников в точке равноудаленной от смежных расстрелов. Указанные закономерности характерны для коробчатых проводников из угловых профилей с острыми прямоугольными ребрами, соединенных двумя диагональными сварными продольными швами. Сварной шов является значительным недостатком этой конструкции. При длительной эксплуатации в нем появляются трещины, ведущие к раскрытию проводника. Поэтому в настоящее время при проектировании новых стволов и реконструкции эксплуатирующихся, наблюдается тенденция установки цельнокатаных проводников, имеющих сплошное сечение стенок.

Недостатком такой конструкции является наличие закруглений на ребрах. Это приводит к некоторым потерям сечения проводника, что практически не оказывает существенного влияния на допустимую скорость движения по критерию динамического взаимодействия сосуда с армировкой. Однако по условию кинематического взаимодействия такая особенность сечения значительно снижает допустимую скорость движения сосуда из-за существенного уменьшения области плоского зацепления боковых граней проводников с башмаками скольжения.

Кинематическое взаимодействие подъемного сосуда с армировкой ствола при

двухстороннем расположении проводников всех типов относительно сосуда требует одновременного выполнения двух условий [2]: обеспечение гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника (зажимными скобами, упорами и т.п.); обеспечение гарантированного перекрытия боковых поверхностей проводника контактирующими с ними поверхностями направляющих скольжения. Первое условие определяет допустимые износы лобовых поверхностей проводников и направляющих, а второе – допустимые износы их боковых поверхностей. Радиус закругления проводника не влияет на обеспечение гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами. Однако его влияние на условие гарантированного перекрытия отличается от традиционного и записывается в виде следующего неравенства:

$$(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l) \leq h - 2\Delta_0 - \Delta_k - \delta_{\delta}^l - [f^p] - \Pi - r, \quad (1)$$

где суммарный лобовой износ проводников $(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l) = 0$ для новых проводников; $h = 110 \text{ мм}$ – глубина зева предохранительных башмаков скольжения при их установке для проводников прямоугольного сечения; $2\Delta_0 = 30 \text{ мм}$ – суммарный зазор в паре «башмак-проводник»; $\delta_{\delta}^l = 8 \text{ мм}$ – износ башмака (вкладыша башмака); $\Delta_k = 24 \text{ мм}$ – максимальное уширение колеи; $[f^p]$ – расчетный допустимый прогиб проводника в лобовом направлении под действием горизонтальной динамической нагрузки в точке контакта его с башмаком; $\Pi = 5 \text{ мм}$ – гарантированное перекрытие контактирующих боковых поверхностей башмака и проводника; r – радиус закругления проводника, мм.

Современные средства производства позволяют изготовить проводники с радиусом закругления равным трехкратной величине толщины стенки проводника, т.е. при толщине проводника 12 мм радиус закругления будет равен 36 мм, при толщине 14 мм – 42 мм и т.п. При любой толщине стенки проводника суммарный боковой износ будет меньше, чем радиус закругления проводника, поэтому слагаемым $(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l)$ в данном случае можно пренебречь. Таким образом, выражение (1) примет вид:

$$[f^p] \leq h - 2\Delta_0 - \Delta_k - \delta_{\delta}^l - \Pi - r. \quad (2)$$

Если в качестве допустимого динамического прогиба вместо нормируемого значения 0,045 м принять значение, полученное из выражения (2), то допустимая скорость движения сосудов окажется значительно ниже, чем при традиционных проводниках с острыми ребрами и в зависимости от остальных параметров системы может оказаться не удовлетворяющей проектным характеристикам подъема. Расчетным путем было определено, что для обеспечения безопасной работы подъема на скорости в пределах 8,0...11,0 м/с радиус закругления проводников не должен превышать 30...35 мм в зависимости от толщины стенки проводника, т.к. с увеличением толщины стенки проводника уменьшается реальный динамический прогиб проводника.

Перелік посилань

1. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. ВНИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк, 1994 г.

2. Ильин С.Р. Анализ влияния формы сечения коробчатых проводников жесткой армировки шахтных стволов на допустимую скорость движения подъемных сосудов / Ильин С.Р., Соломенцев К.А., Василькевич В.И. // Геотехническая механика: Межведомственный сборник научных трудов. – Вып. 120, Днепропетровск. - 2015 - С. 265-275.

УДК 622.673.1

Ільїна С.С., к. т. н., доцент кафедри гірничої механіки

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

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
РЕЙКОВОГО ПРОВІДНИКА

Більшість вугільних стволі України обладнано жорстким армуванням з рейковими провідниками. В процесі тривалої експлуатації найчастішим видом дефекту є підрізання шийки рейкового провідника губками башмаків ковзання закритого типу. Діючими нормативними документами обмежений допуск на знос шийки провідника величиною 25%. Даний норматив встановлений безвідносно величини фактичних бічних і лобових динамічних навантажень з боку підйомної посудини, кроку армування і, в умовах значних порушень вертикальності профілів провідників, вимагає свого уточнення залежно від конкретних експлуатаційних умов.

Для з'ясування якісної сторони поведінки параметрів напружено-деформованого стану рейкового провідника і їх взаємозв'язку, виконаємо дослідження, використовуючи спрощену розрахункову схему, що дозволяє побудувати наближене аналітичне рішення. Розглянемо відрізок провідника, завдовжки B , рівній висоті примикаючого розстрілу, відокремлений від його частин в прольоті вище і нижче досліджуваного ярусу.

Прийняті позначення геометричних розмірів провідника показані на рис. 1. Вважаємо, що підшва рейки своєю тильною стороною жорстко закріплена щодо нерухомого простору. Рівнодіюча бічних сил F з боку башмака прикладена на відстані $b_0/2$ від лобової грані головки рейки. Шийка (полиця) провідника має виточку довжини L_v глибиною δ нижче головки рейки.

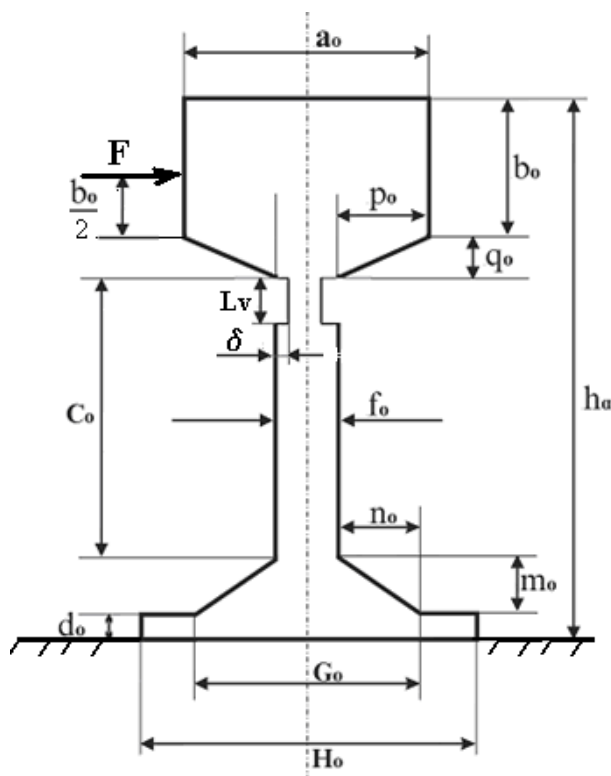


Рисунок 1 – Розрахункова схема ділянки рейкового провідника

В першому наближенні задачу можна розглядати в моделі вигину балки змінного перетину. Тому для якісної ілюстрації впливу величини виточки на міцність шийки рейки розглянемо розрахункову схему для ізольованого від суміжних ярусів відрізка рейки без урахування пружності опорного розстрілу і зносу головки і шийки за межами виточки. Ця задача має аналітичне рішення і є схемою консольного затискання підосви рейки із змінним за його висотою прямокутним перетином ділянок. Моменти опору прямокутних перетинів ділянок відрізка рейкового провідника W_i розраховуються за формулою (1):

$$W_i = \frac{1}{6} \cdot B \cdot h_i^2; (i=1, 2, 3), \quad (1)$$

де i – номер ділянки перетину ($i=1$ відповідає головці рейки, $i=2$ відповідає виточці, $i=3$ відповідає ділянці шийки постійного перетину); B – розмір відрізка рейки, рівний висоті розстрілу (для балки 36С $B=360$ мм); h_i – поперечний розмір перетину i -го елемента рейки в площині, перпендикулярній осі рейки (для рейки Р43: $h_1=70$ мм, $h_2=\delta$ – змінна величина при дослідженнях, $h_3=14$ мм; для рейки Р38: $h_1=68$ мм, $h_2=\delta$ – змінна величина при дослідженнях, $h_3=13$ мм). Відповідно напруження $\sigma(y)$ в перетинах шийки і виточки розраховуються таким чином:

$$\sigma(y) = \frac{P \cdot y}{W_i(y)}, \quad (2)$$

де y – відстань по висоті рейки від точки додатку сили P до досліджуваного перетину.

В процесі проведення досліджень з'ясовано, що найбільш небезпечний експлуатаційний стан за критерієм руйнування шийки рейкових провідників, що мають виточку, виникає після виконання відновлювальних робіт по заміні вкладишів і відновлення передачі бічної сили від підйомної посудини через головку рейки.

При незначній втраті перетину у виточці (20%) напруження в ній зростають до трьох разів для провідників Р38 і Р43.

В тих випадках, коли попередня експлуатація системи «посудина – рейковий провідник» привела до утворення виточки на шийці провідника, подальша робота підйому без заміни прольотів зношених провідників повинна проводитися тільки після спеціальних обстежень з визначенням параметрів напружено-деформованого стану армування з урахуванням фактичних бічних експлуатаційних навантажень.

УДК 622.673.1

Дубинин М.В., младший научный сотрудник

(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», (Киевский филиал), Украина),

ВЛИЯНИЕ ФОРМ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ И ТИПОРАЗМЕРА ПРОВОДНИКОВ ЖЕСТКОЙ АРМИРОВКИ ШАХТНЫХ СТОЛОВ НА КАЧЕСТВО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С НАПРАВЛЯЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ

Большое количество вертикальных стволов угольных шахт Украины, как правило глубоких, с большой интенсивностью и производительностью подъема, оборудованы жесткой армировкой с проводниками коробчатого сечения (расположенными с двух противоположных сторон относительно подъемного сосуда), т.к. они способны работать под большими нагрузками.

Коробчатые проводники по виду поперечного сечения делятся на два вида: с закругленными углами (рис. 1а); с фаской на двух из четырех граней (если проводник коробчатого сечения изготовлен из уголка, рис. 1б).

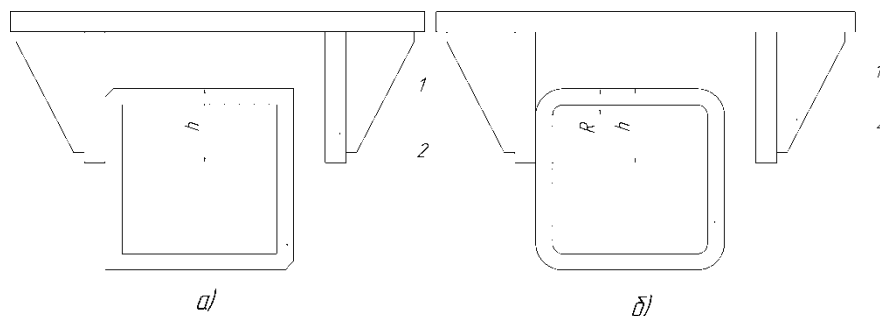


Рисунок 1 – Схема взаимодействия башмаков открытого типа с проводниками, имеющими скругленные ребра: а) направляющее устройство сосуда (башмак); б) проводник

На рис. 1 приняты следующие обозначения: R – радиус закругления ребер проводника; h – перекрытие проводника башмаком.

Ранее было проведено исследование влияния параметров формы поперечного сечения проводника на величину минимально допустимого перекрытия боковыми гранями башмаков боковых плоскостей проводника по критерию выхода подъемного сосуда из зацепления в зависимости от действующих динамических нагрузок [1]. Под действием приложенного к подъемному сосуду усилия балка сосуда проворачивается (рис.3а) и величина перекрытия при этом увеличивается (рис.3б).

Исследования проводились на примере системы «сосуд-армировка» со скипом типа СН 7-185-1,1, движущемся по проводникам жесткой армировки коробчатого сечения 180x180x16 мм с радиусом закругления ребер 26 мм, глубина зева башмака 110 мм, расстрелы – двутавровые балки № 30, шаг армировки 4168 мм. Полученная зависимость представлена на рис.2а.

Продолжим исследование на примере системы «сосуд-армировка» со скипом типа СНМ 35-235-1,1, проводник возьмем большего типоразмера - 200x200x14 мм с радиусом закругления ребер 42 мм, глубина зева башмака 110 мм, расстрелы – короб 230x180x14 мм, шаг армировки 4500 мм. Полученная зависимость представлена на рис.2б.

Сравнивая графики (рис. 2) видно, что величина минимально допустимого перекрытия имеет нелинейную зависимость от величины радиуса закругления ребер проводника при одном и том же значении боковой силы, действующей на башмак со

стороны подъемного сосуда В первом случае радиус закругления равен 26 мм, а минимально допустимая величина перекрытия при боковой ударной нагрузке 29 кН равна 13 мм. Во втором случае, радиус закругления равен 42 мм, а величина минимально допустимого перекрытия при практически той же нагрузке 30 кН равна 34 мм. Отсюда видно, что увеличение радиуса закругления ребер проводников приводит к увеличению величины минимально допустимого перекрытия плоскими поверхностями башмаков боковых поверхностей коробчатых проводников.

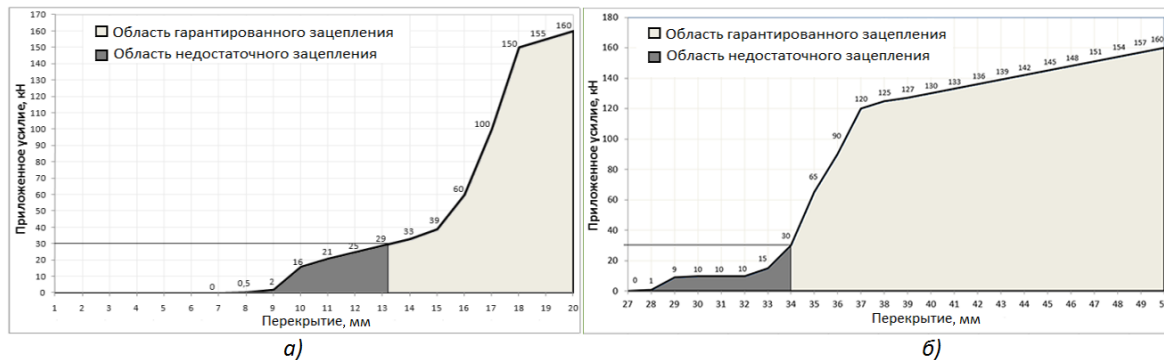


Рисунок 2 – График, определяющий зависимость между боковой нагрузкой и минимально допустимым перекрытием башмаком проводника по критерию выхода из зацепления: а) для проводников коробчатого сечения 180x180x16 мм с радиусом закругления ребер 26 мм; б) для проводников коробчатого сечения 200x200x14 мм с радиусом закругления ребер 42 мм

Здесь необходимо отметить, что «величина минимально допустимого перекрытия» - это величина h , равная расстоянию от внешнего бокового ребра башмака до лобовой грани проводника, при которой гарантируется удержание подъемного сосуда в «колее» (невыход сосуда из зацепления с проводниками) при указанных значениях эксплуатационных нагрузок в тот момент, когда подъемный сосуд в процессе движения по стволу «прижимается» к одному проводнику по лобовой и боковой рабочим поверхностям и соответственно «отходит» от второго проводника в лобовом направлении.

Для определения величины минимально допустимого перекрытия для конкретных параметров системы «сосуд-армирование» строятся графики аналогичные приведенным на рис.2. Затем, путем установки соответствующего оборудования и проведения измерений на серии тестовых циклов спуска/подъема сосуда по специальной методике экспериментально определяются значения максимальных нагрузок на проводники в пролетах между ярусами. После этого, к полученному максимальному значению нагрузки подбирается величина минимально допустимого перекрытия по критерию невыхода сосуда из колеи. Для первого примера при максимальной боковой нагрузке на башмак 25 кН, минимально допустимое значение перекрытия равно 12 мм.

При эксплуатации ШПУ следует учитывать, что для обеспечения гарантированного запаса по зацеплению расчетная допустимая нагрузка должна превышать фактическую на некоторую величину, обеспечивающую заданное значение параметра - «запас по зацеплению». Учитывая жесткий характер зависимости «боковая нагрузка-перекрытие», представленный на рис.2, (малому приращению значения перекрытия соответствует большое приращение значения допустимой боковой силы) примем в качестве критерия «запаса по зацеплению» коэффициент увеличения боковой нагрузки на проводник, равный 2.0 по отношению к силе, гарантированно вызывающей выход сосуда из колеи при заданном значении перекрытия. При таком подходе, в случае критического соотношения «перекрытие 13 мм - усилие 29 кН» требуемый запас

по зацеплению обеспечит эксплуатация системы «сосуд-армировка» с перекрытием 16 мм (для него критическим значением является значение боковой нагрузки 60 кН),

Далее рассмотрим, как поведет себя проводник, взятый во втором примере (200x200x14, R=42 мм), при механическом износе рабочих поверхностей 50%. Проводник примет вид представленный на рис.3. При этом радиус закругления уменьшится до 12 мм (по перекрытию), а минимально допустимая величина перекрытия составит 13 мм (приложенное усилие при этом равно 200 кН) так как попадание ребра башмака на закругление, в этом случае приводит к «выскальзыванию» из колеи проводников. Однако, с износом обоих проводников увеличивается ширина колеи, что негативно влияет на соотношение между минимально допустимым перекрытием и боковым усилием в системе «башмак-проводник».

Аналогичная картина наблюдается и на «новом» прямоугольном проводнике при перекрытии равном величине фаски + 2 мм, представленном на рис.1а (как правило, в процессе изготовления прямоугольных проводников из уголка - фаска практически отсутствует).

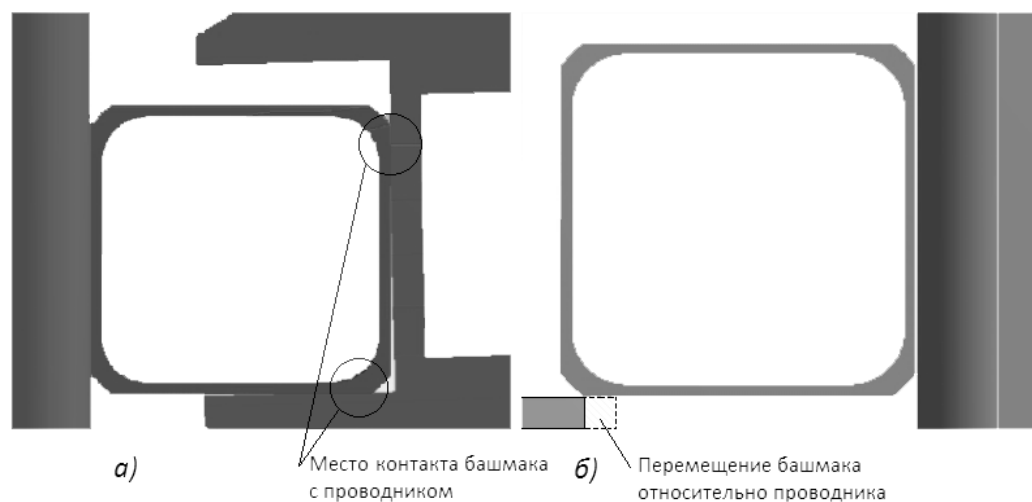


Рисунок 3 – Схема деформаций системы «сосуд-армировка»

Проведенные исследования показывают, что по качеству зацепления наилучший результат показывает проводник с прямыми углами (единственный его недостаток, увеличивающий величину минимально допустимого перекрытия – наличие фаски). У проводников с закругленными углами по мере увеличения механического износа величина минимально допустимого перекрытия по критерию выхода сосуда из зацепления уменьшается из-за увеличения плоской части рабочей боковой поверхности проводника за счет истирания области закругления ребра. Однако, несущая способность такого проводника по критерию прочности уменьшается несмотря на то, что с ростом износа допустимая нагрузочная характеристика по критерию зацепления увеличивается. Поэтому, работоспособность такой армировки в процессе эксплуатации необходимо оценивать с учетом совместного влияния всех факторов с одновременным аппаратным контролем динамических нагрузок на проводники в лобовой и боковой плоскостях.

Перелік посилань

1. Ильин С.Р. Спектральный и деформационный анализ систем «сосуд - армировка» вертикальных стволов. / Ильин С.Р., Дубинин М.В. // Геотехническая механика: Межведомственный сборник научных трудов. – Вып. 122. – Днепропетровск, 2015. - С.157 – 186.

УДК 621.695:622

Антоненко А.Г., аспирант кафедры горной механики,
Кириченко Е.А., д. т. н., профессор кафедры горной механики
 (Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР СРЕДСТВ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭРЛИФТНЫХ ГИДРОПОДЪЕМОМ НА БАЗЕ РАСЧЕТНЫХ ДВУХФАЗНЫХ МОДЕЛЕЙ

Гидродинамика двухфазных течений несоизмеримо сложнее гидродинамики однофазной среды и поэтому развитие теории в данной области невозможно без глубокого анализа результатов экспериментальных исследований. Изучение газожидкостных потоков первоначально выполнялось преимущественно для решения задач нефтяной промышленности.

Развитие теории двухфазных потоков начиналось с простых аналитических моделей, оперирующих осредненными параметрами смеси. Затем были разработаны более сложные методы.

Приведем краткий обзор известных двухфазных моделей. Различают модели гомогенного и раздельного течений, а также модель потока дрейфа и «сплошные» модели. Материал в основном базируется на результатах исследований аналитических моделей Г. Уоллиса в трактовке и интерпретации проф. Кириченко Е.А. с добавлением дифференциальных и интегральных моделей.

Модель гомогенного течения

В теории гомогенного течения двухфазные смеси рассматриваются как однородная среда, обладающая средними характеристиками потока (скорость, температура, плотность, вязкость и т.д.). Используемые параметры смеси являются средневзвешенными и не соответствуют свойствам отдельных фаз. Такой простой подход позволяет описывать двухфазные течения на основании уравнений однофазной среды с использованием обычных методов гидродинамики.

Уравнение движения гомогенного одномерного стационарного течения в канале имеет вид:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{P}{S} \tau_w - \frac{W}{S} \cdot \frac{dV}{dz} - \rho_{cp} \cdot g \cdot \cos \theta, \quad (1)$$

где p – давление;

z – координата, изменяющаяся вдоль течения среды;

S и P – площадь поперечного сечения и периметр канала;

τ_w – касательное напряжение на стенке трубы;

W – массовый расход среды;

V – абсолютная скорость среды;

ρ_{cp} – плотность среды;

g – ускорение силы тяжести;

θ – угол продольной оси канала с вертикалью

Таким образом, гомогенное изотермическое горизонтальное течение газожидкостных смесей в прямых трубах допускает аналитическое решение. Однако в абсолютном большинстве случаев решение задачи не удастся получить в окончательном виде. Тогда уравнение типа (1) представляют в виде конечных разностей и используют численные методы интегрирования.

Модель потока дрейфа.

Модель упрощенно описывает движение отдельных фаз в потоке на основании понятий скорости смеси и относительной скорости фазы. Такой подход целесообразно

использовать в случаях, когда относительное движение несущественно зависит от расходов фаз, а определяется в основном другими параметрами. Например, при пузырьковой структуре течения в вертикальных трубах большого сечения с низкими скоростями потока. В данных условиях относительное движение между фазами определяется балансом сил выталкивания пузырьков и сопротивления их движению, т.е. объемной концентрацией, а не расходами фаз.

Определим плотность потока дрейфа как плотность объемного расхода (приведенная скорость) каждой фазы через мнимую поверхность, передвигающуюся со скоростью смеси. Выразим величину плотности потока дрейфа через приведенные скорости фаз

$$\overline{V}_{gf} = (1 - \varphi_g) \cdot \overline{V}_g - \varphi_g \cdot \overline{V}_f. \quad (2)$$

В конечном итоге учет данных зависимостей позволяет убрать одну степень свободы при замыкании системы основных уравнений гидродинамики

Модель раздельного течения.

Для теории раздельного течения характерно рассмотрение движения фаз с описанием их собственных свойств и скоростей. В модели используются уравнения неразрывности, движения и энергии, которые записываются для каждой фазы в отдельности. Взаимодействие фаз между собой и со стенками трубы учитывается отдельными уравнениями. Сложность модели зависит от количества содержащихся в ней уравнений. При наиболее простой постановке задачи рассматривается несоответствие только по одному из параметров фаз, а уравнение сохранения составляется для смеси в целом. В случае превышения числом переменных количества уравнений используются упрощающие предположения или вводятся корреляционные зависимости.

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{4 \cdot \tau_w}{D} + G \frac{d}{dz} [X \cdot v_g + (1 - X) \cdot v_f] + [\varphi_g \cdot \rho_g + (1 - \varphi_g) \rho_f] \cdot g \cos \theta. \quad (3)$$

Разница между моделью потока дрейфа и теорией гомогенного течения заключается в возможности учета скольжения фаз смеси. Анализ результатов исследований газожидкостных потоков указывает на определенные достижения в плане развития теории двухфазных течений. Однако приведенный выше материал лишь частично может быть использован для практических расчетов параметров эрлифтных гидроподъемов различного предназначения, ввиду сложности и мало изученности протекающих в этих установках процессов.

В морском эрлифте возникает вертикальный поток трехфазной смеси (жидкость, газ и твердые частицы). Наличие в смеси твердой фазы существенным образом изменяет не только структуру дифференциальных уравнений, но и идеологию построения математических моделей.

Перелік посилань

1. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения [Текст] / Грэхем Уоллис; [пер. с англ.]. – М.: Мир, 1972. – 440 с.
2. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Евгений Алексеевич Кириченко. – Д.: Национальный горный университет, 2009. – 344 с. – ISBN 978-966-350-170-3

УДК 622.625.28:629.4.027.1

Бобришов А.А., старший преподаватель кафедры горной механики,**Олейник Е.С., студентка гр. 184с-16-1***(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ЭЛЕКТРОВОЗНОГО ТРАНСПОРТА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В настоящее время эксплуатируемый электровозный транспорт горных предприятий (шахт, рудников, карьеров, обогатительных фабрик) требует значительных эксплуатационных затрат, связанных с поддержанием его в рабочем состоянии. Рельсовый путь отдельных предприятий горной промышленности составляет порядка семи тысяч тонн рельсов. Может достигать и значительно больших величин. Постоянный износ головок рельсов требует своевременной их замены. Кроме этого при движении электровозов с составом вагонеток или вагонов создается шум, вибрация и динамические нагрузки негативно влияющие на окружающую среду, надежность выработок, на сплошность и долговечность зданий и сооружений поверхностного комплекса шахт и рудников, здоровье работников горных предприятий. Скольжение колес о рельс при пуске и резком торможении приводит к износу колесных пар и рельсов. Кроме того, скольжение колесных пар поперек рельсов, приводящее к «рысканию» вагонеток или вагонов по рельсам также способствуют износу трущихся поверхностей и возникновению опасного, в условиях подземных горных предприятий определенных категорий по пыли и газу, искрения.

Для устранения, в отдельных случаях, минимизации вышеперечисленных негативных явлений, приводящих к существенным эксплуатационным затратам на горных предприятиях, применяющих электровозный транспорт, требуется проведение модернизации колесных пар вагонеток и вагонов, а также электровозов. Проведение данных работ потребует разработки соответствующей технологии и комплекса оборудования, обеспечивающего требуемую модернизацию колесных пар.

В основе предлагаемой модернизации находятся следующие технические инновации:

1) Поверхность качения колеса оснащается специальным покрытием. Толщина покрытия не более 0,1...0,3 от диаметра качения колеса электровоза, вагонетки и вагона. При этом, учитывая массу электровоза и полезную загруженность подвижного состава, величина деформации δ слоя покрытия не должна превышать 0,1 мм.

2) Обеспечение надлежащего по надежности и требованиям правил безопасности и технической эксплуатации заземления подвижного состава.

3) Обеспечение устранения зазоров в стыках рельсов.

Предлагаемая модернизация позволит усовершенствовать ходовую часть электровозного транспорта горных предприятий путем:

- улучшение трения качения колес по рельсу без проскальзывания;
- устранения износа головок рельсов;
- улучшения безопасности за счет предотвращения искрения;
- значительного уменьшения шума при движении электровозов с подвижным составом;
- демпфирования вагонеток и вагонов при их движении;
- снижения динамических нагрузок на вагонетки и вагоны при движении составов;
- обеспечения плавности хода без «рыскания» вагонеток и вагонов по рельсам;
- увеличения углов подъема транспортных путей;
- значительной экономии эксплуатационных затрат.

УДК 621. 5

Воронцов В.О., студент гр. 184с-16-2 ММФ**Науковий керівник: Трофимова О.П., асистент кафедри гірничої механіки**
(Державний ВНЗ „Національний гірничий університет”, м. Дніпро, Україна)**ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ЕНЕРГОНОСІЇВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ
ПНЕВМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ**

Якість енергоносіїв має важливе значення для безаварійної та економічної роботи пневматичного обладнання. При їх незадовільній якості на внутрішніх поверхнях труб теплообмінних апаратів утворюються мінеральні відкладання – накип різної твердості й різного хімічного складу. Накип погіршує умови теплопередачі теплообмінних апаратів, сприяє їх корозії й передчасному виходу з ладу. Утворення накипу на поверхнях труб обумовлено наявністю в охолодній воді різних розчинених у ній солей, а також присутністю у воді різних забруднюючих механічних і біологічних домішок і наявністю сприятливих фізико-хімічних умов у процесі теплообміну між повітрям і водою. Природна вода із природного джерела містить різні мінеральні й органічні домішки, розчинені гази. Атмосферна вода містить поглинені нею з повітря газоподібні речовини – кисень, азот, вуглекислий газ, а також пил і інші забруднюючі речовини навколишнього простору. Води підземних джерел, як правило, прозорі, вільні від зважених часток, але мають розчинені мінеральні солі. На противагу підземним – води поверхневих джерел містять зважені частки, але менш насичені мінеральними солями. Охолодна вода з будь-якого природного джерела характеризується наступними основними показниками якості [1]: твердістю, лужністю, наявністю кисню, сухим залишком і корозійно-активними газами.

Твердість води обумовлюється наявністю в ній солей кальцію й магнію, що утворюють накип на теплообмінних поверхнях. Розрізняють тимчасову, постійну й загальну твердість води. Тимчасову твердість визначають змістом у воді бікарбонатів кальцію й магнію. При підігріванні або кип'ятінні такої води у відкритих посудинах бікарбонати кальцію й магнію розпадаються, перетворюючись у слаботорозчинні з'єднання, що випадають у легко рухомий осад. Вуглекислий газ, що виділяється при цьому, випаровується. Тимчасова твердість може бути усунута підігрівом води. Постійна твердість визначається змістом у воді солей кальцію й магнію, які втримуються в ній після кип'ятіння. Постійна твердість усувається спеціальними хімічними методами. Загальна твердість води визначається сумою тимчасової й постійної твердості. Лужність води характеризується наявністю в ній бікарбонатів кальцію й магнію, карбонатів натрію, а також лугів, що утворюються у воді при її обробці, усувається шляхом її нейтралізації відповідними кислотами. Кислотність води визначається присутністю в ній вільних мінеральних і органічних кислот; усувається шляхом її нейтралізації відповідними лугами. Сухий залишок являє собою масу речовин у міліграмах, що залишаються після випарювання одного літра профільтрованої через стандартний фільтр води й висушування осаду до постійної маси при температурі 102-110°C. Корозійно-активні гази – кисень і вуглекислий газ, концентрація яких досить висока в природній воді.

До якості води, що використовується в системах охолодження промислових підприємств, пред'являються певні вимоги. Тобто виникає необхідність робити підготовку оборотної води.

Перелік посилань

1. Схемы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих станций / Васильев Ю.Н., Марголин Г.А. – М.: Недра, 1977. – 222 с.

УДК 622.673.1

Писарев В. П., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ**Научный руководитель: Ильина И.С., к. т. н., доцент кафедры горной механики**
(Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

МЕТОД ДИАГНОСТИКИ РАБОТЫ АРМИРОВКИ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ РЕЖИМАХ

На горнодобывающих предприятиях Украины угольные и рудоподъемные стволы являются самым ответственным участком транспортной цепочки работы шахт и оснащены сложным и мощным транспортно-подъемным и путевым оборудованием. В настоящее время срок эксплуатации основного количества вертикальных стволов рудных и угольных шахт Украины превысил 30-40 лет. Их оборудование эксплуатируется в состоянии повышенного износа, превышающего порой 50-60%, значительных отклонений механических и геометрических параметров от проектных значений. Несмотря на это в последние годы наметилась устойчивая тенденция роста добычи полезных ископаемых и увеличения глубины добычи богатых месторождений. Это потребовало повышения скорости движения подъемных сосудов в стволах, а в ряде случаев и массы полезного груза по сравнению с соответствующими показателями предыдущих лет. Такое сочетание параметров повышения интенсивности работы оборудования и износа его элементов в процессе эксплуатации подъема является источником потенциальной опасности аварий с самыми тяжелыми последствиями, надолго блокирующих работу всего горнодобывающего предприятия. Обеспечение необходимого уровня его эксплуатационной безопасности требует проведения оценки состояния безопасности эксплуатации стволов и прогнозирования изменений этого состояния путем проведения комплексных обследований, которые определяют техническое состояние оборудования стволов.

Армировка стволов является одним из самых важных элементов подъемного комплекса. От его технического состояния и работоспособности зависят эффективность функционирования всего подземного технологического оборудования, а так же безопасность механизированного спуска-подъема людей и грузов. Таким образом, одной из самых важных проблем, которые возникают в процессе эксплуатации глубоких стволов, является обеспечение надежности функционирования армировки при движении по ним подъемных сосудов в рабочих и в технологически допустимых экстремальных режимах.

На сегодня единственный способ поддержки уровня эксплуатации систем «подъемный сосуд - армировка» глубоких стволов в работоспособном состоянии заключается в выполнении ремонтных работ содержание, объемы и участки проведения которых в стволах базируются только на данных измерений отклонений профилей проводников от вертикали, выполняющиеся ежегодно на угольных шахта (согласно ПБ), или один раз в 15 лет на рудодобывающих стволах Украины (согласно с ЕПБ) и ежедневных визуальных осмотров армировки для выявления внешних нарушений узлов крепления [1].

Цель исследований заключается в разработке метода диагностирования состояния систем «подъемный сосуд - армировка» вертикальных стволов в экстремальных режимах работы шахтных подъемных установок, вызванных предохранительным торможением подъемных сосудов.

Особенность данного метода заключается в проведении дополнительных (кроме испытаний подъема на рабочих режимах работы) испытаний системы «подъемный сосуд - армировка» в режиме предохранительного торможения и принятии значений динамических параметров системы, полученных при испытаниях (коэффициентов динамической перегрузки армировки), в качестве основных диагностических

параметров для оценки технического состояния проводников и расстрелов ствола на участках с повышенным уровнем их износа.

Реализация данного метода включает следующие этапы: предварительная обработка данных (анализ параметров ШПУ, выбор схемы проведения динамических испытаний); проведение динамических испытаний системы «подъемный сосуд – армировка» (испытания в рабочих режимах работы подъемной машины и при предохранительном торможении); системная математическая обработка результатов. Необходимый и достаточный набор регистрируемых параметров и требования к аппаратуре должен определяться в условиях конкретного подъемного комплекса.

Для получения наиболее полной картины следует контрольные точки расположить с достаточной густотой по глубине ствола. Однако такие испытания создают экстремальные циклические нагрузки на канат, механическую часть подъемной машины, армировку и могут привести к снижению их циклической прочности и снижению эксплуатационного ресурса оборудования, ремонт и замена которого связаны со значительными материальными затратами. В условиях сверхнормативного износа оборудования они могут вызвать спонтанное разрушение его элементов и аварийную ситуацию на подъеме, поэтому, число экспериментов такого типа должно быть минимальным, а ТП производится с соблюдением всех необходимых требований обеспечения безопасности.

Цель обработки и анализа данных измерений состоит в определении качественных и количественных отличий процесса динамического взаимодействия сосуда с армировкой во время торможения от такого же процесса во время прохождения сосудом участка торможения с постоянной скоростью в рабочем режиме. Количественно эти отличия могут быть охарактеризованы с достаточной для практической точки зрения полнотой, «коэффициентом динамической перегрузки».

В исследуемом нами процессе взаимодействия подъемного сосуда с армировкой главным возмущающим фактором, который носит детерминированный характер во время предохранительного торможения, являются его вертикальные колебания на упругом канате.

Поэтому, для снижения количества экстремальных потенциально – опасных для безопасности подъема динамических воздействий на систему при динамических испытаниях, с достаточной для практики точностью можно ограничиться срабатываниями предохранительного тормоза в стволе во время одного цикла спуска и одного цикла подъема сосуда для каждой контрольной точки; а для последующей обработки результатов измерений по формулам описанным в работе [2] взять максимальные значения зарегистрированных во время этих торможений динамических параметров перегрузки проводников армировки.

Разработанный метод диагностирования системы «сосуд- армировка» позволяет выявить участки ствола, где срабатывание предохранительного тормоза может привести к возникновению аварийноопасной ситуации с самыми тяжелыми последствиями. Метод внедрен и прошел успешную апробацию на рудниках Украины при обследованиях и оценке технического состояния армировки стволов.

Перелік посилань

1.Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. - М.: Недра, 1977. – 233с.

2.Самуся В.И. Методика и проведение экспериментальных исследований взаимодействия шахтных подъемных сосудов в режиме торможения с проводниками жесткой армировки вертикальных стволов в промышленных условиях / Самуся В.И., Ильина И.С. // Вісник НТУУ «КПІ»: Гірництво. №111. – К., 2004. – С. 57-64.
УДК622.673:622.867

УДК 622.673.1

Виниченко А.В., аспирант кафедры горной механики**Научный руководитель: Самуся В.И., д. т. н., профессор, заведующий кафедрой горной механики***(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДА АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

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

Увеличение энергетической насыщенности мобильной установки при уменьшении удельной металлоемкости невозможно без гидравлического привода. Исследования показывают, что для привода подъемных установок, особенно мобильного исполнения, весьма целесообразно применение безредукторного привода на основе объемных гидропередатчиков при использовании высокомоментных гидромоторов.

Упомянутые конструктивные изменения привода на основе высокомоментных безредукторных приводов подъемных машин вызывают необходимость переоценки сложившихся понятий в области кинематики и динамики подъема мобильной подъемной установки. Кроме того, передвижные подъемные установки с малым диаметром органа навивки характеризуются малыми массами вращающихся частей и, вместе с тем, имеют большие концевые нагрузки, а при большой глубине стволов высокую упругость тяговых органов. Все это требует полного пересмотра установившегося взгляда на их динамику. При этом следует иметь в виду, что положительные качества гидропривода могут быть реализованы в полной мере только при исследовании всех явлений, происходящих в гидромеханической системе подъемной установки, выявлении механизма формирования силовых нагрузок с учетом динамических особенностей взаимодействующих систем.

Динамика мобильной подъемной установки с гидравлическим приводом в соответствие с теорией электрогидромеханических систем описывается дифференциальными уравнениями механической системы и уравнениями гидравлического привода. Гидропривод с регулируемым насосом является основным регулируемым приводом в горных машинах. Схема этого привода приведена на рис. 1.

Уравнение механической характеристики рассматриваемой схемы гидропривода подъемной установки:

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

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

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

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

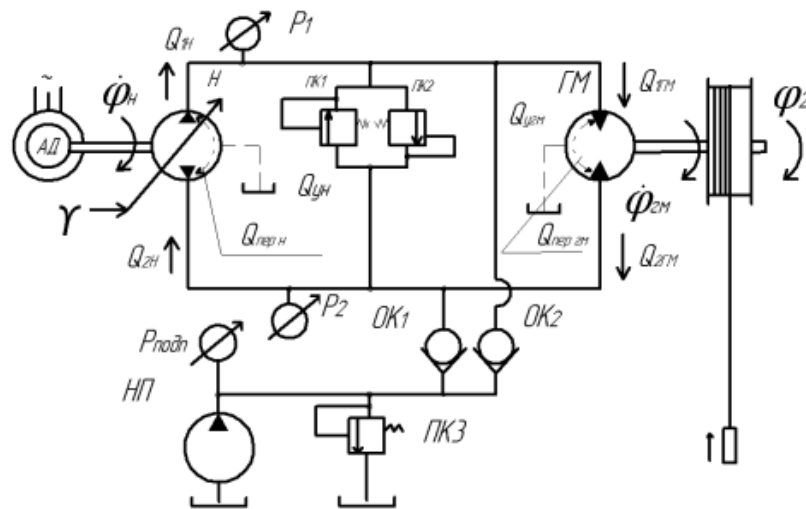


Рисунок 1 - Гидравлическая схема безредукторного привода мобильной подъемной установки

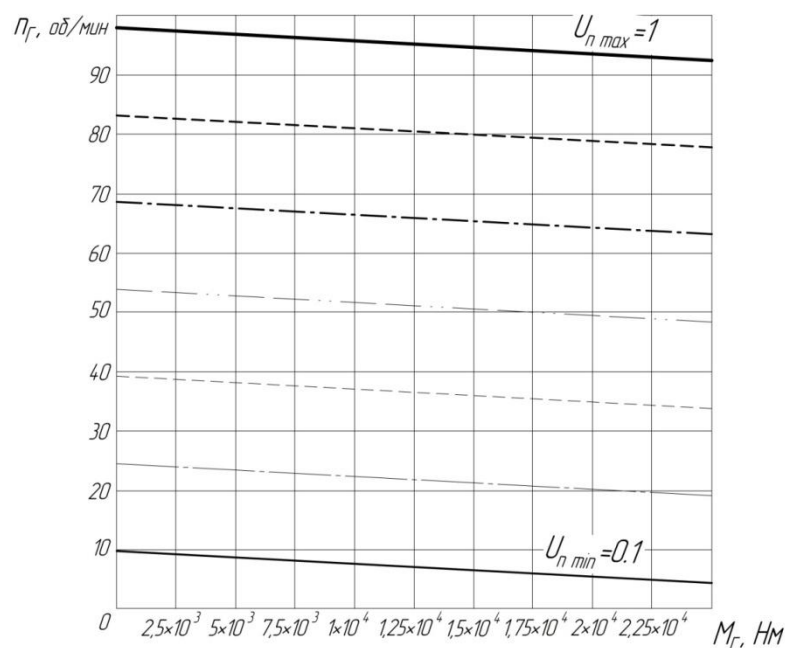


Рисунок 2 - Механическая характеристика регулируемого гидропривода

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

Крутящий момент гидромотора определяется как:

$$M_{GM} = J_{GM} \varphi_{GM} + C_{12} \beta_{GM} (\varphi_{GM} - \varphi_2)$$

где $J_{ГМ}$ - момент инерции гидродвигателя; $\ddot{\varphi}_{ГМ}$ - угловое ускорение гидродвигателя; C_{12} - угловая жесткость вала, соединяющего гидродвигатель с подъемной машиной; $\varphi_{ГМ}$ - угол поворота вала гидродвигателя; φ - угол поворота вала подъемной машины; $\beta_{ГМ}$ - коэффициент трения, обусловленный давлением жидкости.

Результаты исследования позволят создать перспективную систему безредукторного привода мобильной аварийно-спасательной подъемной установки и уменьшить ее габариты.

УДК 622

Федоряченко Д.А., аспирант кафедры горной механики**Научный руководитель: Самуся В.И., д. т. н., профессор, заведующий кафедрой горной механики***(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В МОБИЛЬНОЙ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКЕ

В настоящее время на шахтах угольной промышленности Украины эксплуатируется около 410 вертикальных стволов, по которым проводится спуск-подъем людей. Вследствие изношенности парка шахтных подъемных машин остается актуальной проблема обеспечения надежной и безопасной эксплуатации подъемных установок, что обусловлено увеличением количества аварий на людских подъемах и в шахтных стволах. При этом, как правило, невозможно обеспечить оперативную эвакуацию шахтного персонала при общешахтном отключении электроэнергии, неисправностях стационарных подъемных машин и стволового оборудования, которые трудно устранить за короткое время.

При зависании подъемных сосудов в стволах, где отсутствует второй независимый способ передвижения, в соответствии с требованиями п.4.7.6 «Правил безопасности в угольных шахтах» [1] предусмотрено применение горно-спасательной службой мобильных подъемных установок. Планами ликвидации аварий на угольных шахтах с целью эвакуации людей из зависших подъемных сосудов за время, не превышающее 10 часов, предусматривается использование мобильных подъемных установок.

Значительная неуравновешенность одноконцевой мобильной подъемной установки с малыми маховыми массами обуславливает необходимость исследования динамических процессов в канатной системе подъемной установки. 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 мобильной машины в условиях шахтных дворов с имеющимися зданиями не всегда возможно обеспечить параметры струны каната (длину и угол наклона) в тех же регламентируемых пределах, что и для стационарных подъемных установок. Поэтому параметры динамических отклонений струны каната при торможении могут достигать значений, которые приводят к ее ударам по элементам надшахтных сооружений. Кроме того, предохранительное торможение в режиме подъема груза может привести к набеганию сосуда на канат и возникновению аварийных ситуаций.

Вышесказанное подтверждает необходимость разработки обоснованной комплексной математической модели динамики мобильной подъемной установки, которая учитывает взаимодействие разных ее составных частей. Результаты исследования динамических процессов позволят разработать соответствующие рекомендации по применению мобильных подъемных установок и усовершенствованию режимов торможения, что повысит безопасность эксплуатации подъемных комплексов горных предприятий.

Поэтому установление закономерностей формирования динамических процессов в канатной системе подъемной установки с учетом взаимовлияния колебаний в струне и отвесе каната для обоснования рациональных эксплуатационных параметров мобильных подъемных установок для обеспечения их эффективного и безопасного использования при аварийно-спасательных работах в шахтных стволах является актуальной научной задачей.

Функцией основного программного модуля является моделирование динамических процессов в канатной системе мобильной подъемной установки в режиме предохранительного торможения. Он позволяет задавать основные технические параметры системы: приведенную массу вращающихся частей подъемной машины, линейную массу и жесткость каната, массу концевого груза, длины отвеса и струны каната, угол наклона струны, начальную скорость барабана и направление движения сосуда в стволе. В качестве параметров тормозной системы задаются время холостого хода, постоянная времени тормоза и кратность тормозного усилия по отношению к максимальному статическому усилию.

В модуле при помощи адаптированного численного метода Рунге-Кутты реализовано решение системы дифференциальных уравнений, описывающей динамические процессы в системе «барабан – струна – отвес каната – сосуд» для заданного промежутка времени.

В процессе решения системы вычисляется текущая линейная скорость барабана с учетом характеристики прикладываемого тормозного усилия и колебаний, вызванных динамическими процессами в канате. При снижении скорости барабана до нуля решаемая модель «размыкается» – скорость и ускорение барабана, входящие в решаемую систему уравнений, становятся равными нулю. Это приводит к резкому изменению значений перемещений и усилий в момент времени $t = 1,95$ с для режима спуска груза и $t = 1,20$ с – для режима подъема груза.

Для этих параметров подъемной установки при длине отвеса каната $l_{отв} = 96$ м построены зависимости относительных вертикальных перемещений подъемного сосуда, центра струны каната, а также динамических усилий в канате, приведенные для режима торможения при спуске груза и при подъеме груза.

Как видно из графиков, при заданных параметрах системы имеет место соотношение частот собственных продольных и поперечных колебаний в канате близкое к единице, в результате чего возникает модуляция, приводящая к увеличению амплитуд соответствующих перемещений центра струны и подъемного сосуда.

1. Для разработанной математической модели динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки в режимах торможения реализовано программное решение системы дифференциальных уравнений с помощью адаптированного численного метода Рунге-Кутты.

2. В разработанном программном модуле проведены численные эксперименты для реальных параметров подъемной установки и характеристики тормозного усилия, результатом которых являются зависимости относительных поперечных перемещений струны каната, вертикальных перемещений подъемного сосуда и кинематики барабана.

3. Установлено, что при определенных параметрах механической системы подъемной установки имеет место соотношение частот собственных продольных и поперечных колебаний в канате близкое к единице, в результате чего возникает модуляция, приводящая к увеличению амплитуд соответствующих перемещений центра струны и подъемного сосуда.

4. Динамические усилия в канате, полученные при использовании дискретного аналога, превышают усилия для континуальной системы на 5...7%, что обеспечивает запас по безопасности при исследовании условий для возникновения экстремальных режимов торможения и подтверждает правомочность допущений, принятых при разработке математической модели дискретного аналога.

Перечень ссылок

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 –1.01–05). – К.: Відлуння, 2005. – 398 с.

УДК 622.673.1

Ковалёв С.А., студент гр. 184с-16-2 ММФ

Научный руководитель: Комиссаров Ю.А., старший преподаватель кафедры горной механики

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

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КАНАТОВ ШАХТНЫХ МНОГОКАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Шахтные подъемные установки занимают важное место в транспортной цепочке технологической схемы добычи полезных ископаемых подземным способом. Повышение производительности очистных и проходческих комплексов, разработка залежей полезного ископаемого на глубоких и сверхглубоких горизонтах (свыше 1000 м), привело к проблеме подъема грузов на поверхность, которая заключается в повышении грузоподъемности подъемных сосудов, скорости их движения и, сравнительно просто, решается применением многоканатной системы подъема.

Однако, наряду с известными достоинствами, многоканатные подъемные установки обладают недостатками, к числу которых относится возможность потери фрикционной связи канатов с футеровкой канатоведущего органа. Следовательно, параллельно с вопросами создания высокопроизводительных подъемных установок необходимо рассматривать задачу обеспечения их безаварийной эксплуатации.

Анализируя произошедшие за последние годы крупные аварии связанные со скольжением канатов, обращает на себя внимание тот факт, что развивающиеся в переходных процессах динамические усилия в канатах являются основной причиной приводящей к нарушению сцепления последних с канатоведущим органом. Так же отмечено, что, в определенно большей степени, создание и развитие аварийной обстановки связано с включением предохранительного тормоза, который обеспечивает резкое приложение максимального тормозного момента к канатоведущему органу, хотя по своей сути является защитным устройством от аварийной ситуации [1].

Перечисленные выше обстоятельства определяют необходимость уточнения общепринятой методики расчета динамических параметров многоканатных подъемных установок [2] с детальной проработкой вопроса динамической связи колебательных процессов происходящих в головных и хвостовых канатах с процессами происходящими в канатоведущем органе во время неустановившихся режимов движения.

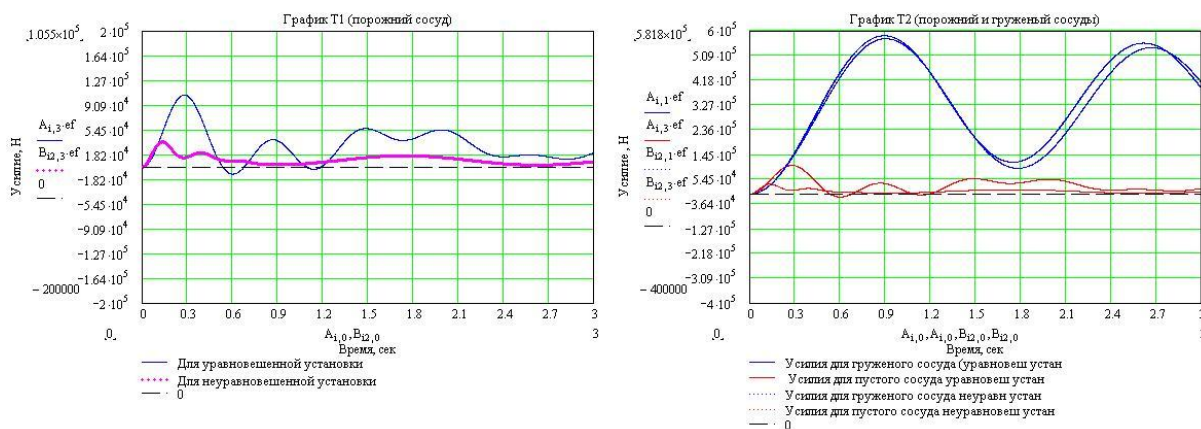


Рисунок 1 – Графические зависимости усилий в канатах подъемной установки при предохранительном торможении

Разработанная математическая модель динамических процессов [3], происходящих в движущихся элементах многоканатных подъемных установок и

состоящая из блока дифференциальных уравнений, описывающих продольные колебания головных, хвостовых канатов и колебаний формирующихся в канатоведущем органе, позволяет уточнить динамические параметры данной физической системы в режиме торможения. Практическая реализация математической модели в вычислительном пакете MATCAD наглядно, в виде графических зависимостей, отражает и дает возможность определить опасные, с точки зрения возникновения резонансных явлений и срыва фрикционной связи в паре «канат-шкив трения», области рабочего диапазона многоканатных подъемных машин (рис. 1).

Перечень ссылок

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 –1.01–05) [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0398-10>
2. Динамика шахтных подъемных установок [Текст] / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд-во Днепропетр. ун-та, 2000. – 384 с.
3. Ильин С.Р. Математическое моделирование процесса предохранительного торможения в уравновешенной подъемной установке [Текст] / Ильин С.Р., Комиссаров Ю.А. // Науковий вісник НГА України. - Дніпропетровськ. - 2002 -№3.-С. 59-61.

УДК 621.1+697

Сокуренько О.А., студент гр. 184с-16-1 ММФ,
Оксень Ю.И., к. т. н., доцент кафедры горной механики
(Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ШАХТ НА ОСНОВЕ МАЛЫХ ТЭС

В настоящее время теплоэнергоснабжение шахт осуществляется по системе (рис. 1), при которой электрическую энергию предприятия получают из внешней электрической сети, а тепловую – от собственных котельных установок (КУ). При этом электрическая энергия вырабатывается на крупных удаленных тепловых электростанциях, работающих преимущественно по конденсационному циклу и называемых конденсационными (КЭС).

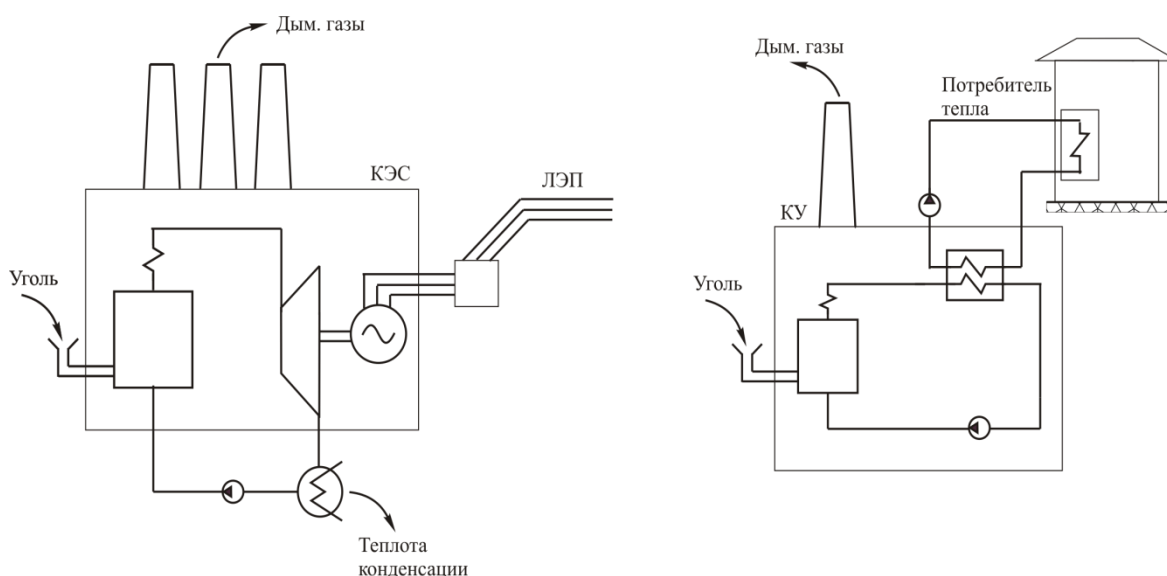


Рисунок 1 – Существующая система теплоэнергоснабжения шахт на основе КЭС и КУ

Конденсационный цикл характеризуется низкой температурой конденсации отработавшего в турбине пара ($25 - 40^{\circ}\text{C}$). С одной стороны, это повышает выработку электроэнергии, но с другой делает теплоту конденсации непригодной для целей теплоснабжения. Поэтому она сбрасывается в окружающую среду. Большое количество этого тепла, достигающее до $65 - 70\%$ от тепла, полученного паром в котле, является существенным недостатком конденсационного цикла. Другими недостатками данной системы являются большие потери работоспособности топлива в котельной установке шахты (так как топливо сжигается здесь только для получения тепла) и загрязнение окружающей среды вредными веществами, находящимися в дымовых газах.

Повысить эффективность использования топлива при теплоэнергоснабжении шахт можно путем переоборудования шахтных котельных установок в малые тепловые электростанции, работающие по теплофикационному циклу и осуществляющие когенерационную выработку электрической и тепловой энергии. Такие тепловые электростанции называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ). Схема системы теплоэнергоснабжения на основе ТЭЦ представлена на рис. 2.

Теплофикационный цикл характеризуется меньшей выработкой электроэнергии, чем конденсационный, но более высокой температурой конденсации отработавшего в

турбине пара, что позволяет использовать теплоту конденсации в системах отопления и горячего водоснабжения (ГВС) предприятий. Полезное использование теплоты конденсации определяет более высокую эффективность ТЭЦ и меньший расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии по сравнению с существующей системой на основе КЭС и КУ.

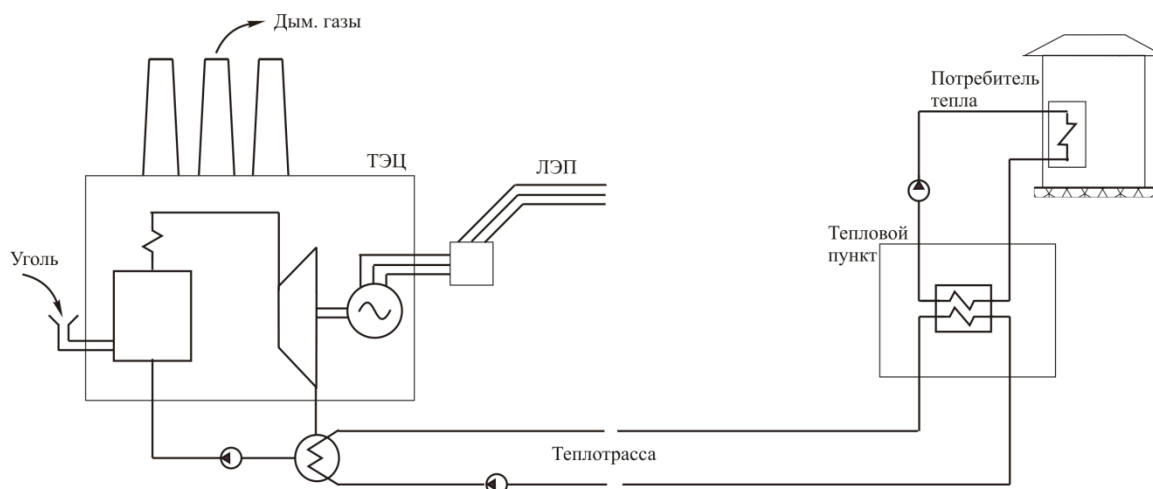


Рисунок 2 – Система теплоснабжения на основе ТЭЦ

При расчетах температура горячей воды на входе и выходе тепловых пунктов потребителей тепла приняты равными 95 и 70°C, температура конденсации водяного пара на ТЭЦ – 120°C, на КЭС – 35°C. Давление, температура водяного пара на входе в турбины и их изэнтропный КПД на ТЭЦ приняты равными $p_1 = 3,4$ МПа, $t_1 = 440^\circ\text{C}$, $\eta_{sturb} = 0,7$, на КЭС – соответственно $p_1 = 13,0$ МПа, $t_1 = 560^\circ\text{C}$, $\eta_{sturb} = 0,82$.

В качестве показателя энергетической эффективности систем принят эксергетический КПД, который рассчитывался по формулам:

$$\eta_e^{TEP} = \frac{N_{el} + E_h}{E_{fTEP}},$$

$$\eta_e^{CP-BP} = \frac{N_{el} + E_h}{E_{fCP} + E_{fBP}},$$

где N_{el} – вырабатываемая электрическая мощность; E_h – поток эксергии, полученный горячей водой систем теплоснабжения; E_{fTEP} , E_{fCP} , E_{fBP} – потоки эксергии топлива, затраченного на ТЭЦ, КЭС и КУ соответственно.

В соответствии с произведенными расчетами, при условии, что потери тепла в тепловой сети будет составлять 20% от тепла, поступающего в сеть, эксергетический КПД системы на основе ТЭЦ составит 0,296, а на основе КЭС и КУ – 0,205. Таким образом, система на основе ТЭЦ будет эффективнее. На выработку одного и того же количества электрической и тепловой энергии топлива в ней будет затрачено в $0,296/0,205 = 1,44$ раза меньше, чем в существующей системе на основе КЭС и КУ.

Следовательно, переоборудование шахтных котельных установок в малые ТЭЦ является перспективным направлением совершенствования систем теплоснабжения.

УДК 622.41

Мокрий В. С. студент гр. ГРммС-15-1 ММФ**Науковий керівник: Холоменюк М. В., к. т. н, доцент кафедри гірничої механіки**
(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро, Україна)

НЕТРАДИЦІЙНИЙ МЕТОД ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ В ПРИВИБІЙНОМУ ПРОСТОРІ ТУПИКОВИХ ВИРОБОК ГЛИБОКИХ ШАХТ

Однією з найбільш гострих проблем у області безпеки та охорони праці на глибоких горизонтах вугільних шахт залишається забезпечення нормативних величин температури повітря в приви́бійному просторі гірничих виробок. Для традиційної системи кондиціонування повітря характерним є централізоване виробництво холоду за допомогою потужних стаціонарних паро-компресорних холодильних машин, що розташовуються або на поверхні, або в межах пристволового двору. Ця обставина вимагає використання дуже розгалуженої мережі трубопроводів для циркуляції охолодженої води і кінцевих повітроохолоджувачів, що знаходяться на певній відстані від приви́бійного простору, причому ця відстань досить часто значна. Велика відстань від генератора холоду до міст його споживання є головною причиною низької ефективності традиційної системи кондиціонування повітря в шахтах.

Альтернативою традиційній системі кондиціонування повітря є використання малогабаритних пересувних пневмоелектричних повітроохолоджувачів, які розташовуються у безпосередній близькості від при ви́бійного простору. Будова такого кондиціонера показана на рисунку 1.

Він складається із розширювальної машини (детандера) 1, що живиться із мережі стиснутого повітря. Навантаженням детандера є трифазний асинхронний короткозамкнений двигун 2, який працює в генераторному режимі. Електрична енергія, що виробляється генератором, відводиться в загальношахтну електричну мережу.

Холодне повітря, яке розширилося в детандері, змішується з повітрям у виробці за допомогою ежекторного пристрою 3 і спрямовується в приви́бійний простір. Холодний струмінь може подаватися також у вентиляційній трубопроводі через металеву вставку 4, утворюючи там охолоджений потік, що надходить до приви́бійного простору.

Кондиціонер має також блок управління 5, який вимикає його в разі зникнення електричної напруги на клеммах електричної машини або при надмірному зменшенні тиску в живильному пневмопроводі. Головною перевагою подібних кондиціонерів є можливість їх розміщення в безпосередній близькості від місця знаходження людей, забезпечуючи саме там потрібний рівень температури повітря. Важливим достоїнством пневмоелектричних кондиціонерів є те, що більша частина активної електроенергії, витраченої на стискання повітря приводом компресора, повертається в загальношахтну систему електропостачання.

У дослідженнях, раніше виконаних на кафедрі гірничої механіки, встановлено, що подібні повітроохолоджувачі повинні будуватися на основі об'ємних детандерів. Серед пневматичних машин цього класу найбільш прийнятними для пневмокондиціонера є гвинтові, у яких відсутній металевий контакт між гвинтами. Це пояснюється, по-перше, можливістю забезпечення повного розширення стиснутого повітря у внутрішньому просторі машини і отримання, завдяки цьому, мінімально можливої температури холодного потоку, по-друге, відсутність металевого контакту між гвинтами зробить можливою роботу детандера без змащування гвинтів і отримання розширеного повітря, не засміченого мастилом. Крім того відсутність змащування виключить можливість заклинювання гвинтів застиглим маслом.

З огляду на це, при виборі детандера для шахтного повітроохолоджувача слід орієнтуватися на безмасляні гвинтові детандери з певним внутрішнім ступенем розширення.

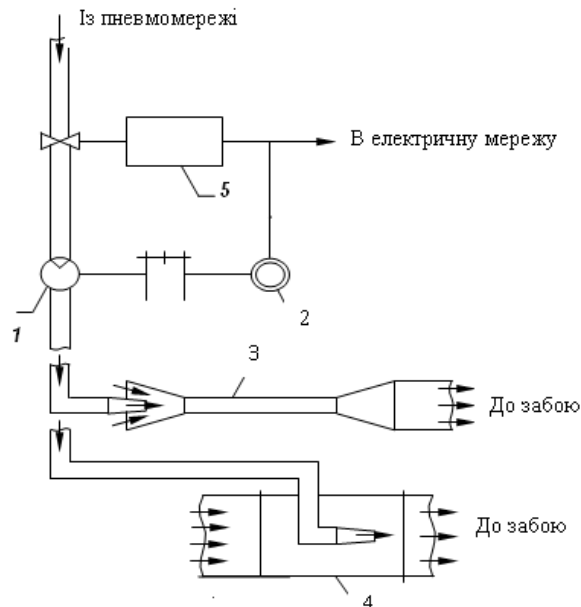


Рисунок 1 – Принципова схема пневмоелектричного охолоджувача

Необхідний внутрішній ступінь розширення детандера ε залежить від тиску стиснутого повітря на його вході. На шахтах, де є загальношахтна пневмомережа, найбільш ймовірна величина надлишкового тиску у пневмопроводі в привибійному просторі становить близько 0,3...0,35 МПа. На цей рівень тиску слід орієнтуватися і у випадку отримання стиснутого повітря дільничними пересувними компресорами. При такому надлишковому тиску стиснутого повітря необхідний внутрішній ступінь розширення детандера $\varepsilon = 4...4,5$.

Визначимо очікувану температуру розширеного повітря на виході з детандера при зазначеному ступені розширення.

Для безмасляних гвинтових детандерів притаманні дуже великі швидкості обертання гвинтів на рині 15000 ... 17000 об/хв. Це дає підставу вважати розширення повітря в детандері адіабатним. Тоді кінцева температура розширеного повітря

$$T_k = T_n \varepsilon^{\frac{k-1}{k}},$$

де T_n і T_k – початкова та кінцева абсолютні температури повітря; $k = 1,4$ – показник адіабати для повітря.

Якщо початкова температуру повітря $t_n = 40^\circ \text{C}$, тобто $T_n = 313 \text{ K}$, то $T_n = 203 \text{ K}$; $t_k = -70^\circ \text{C}$.

Стиснуте повітря в шахтній пневматичній мережі тично завжди насичене водяною парою. Охолодження розширюваного в детандері насиченого вологою стиснутого повітря обумовлює зменшення його максимального паровмісту, що викличе випадіння вологи з повітря у вихідному патрубку детандера. Через відсутність відводу тепла конденсації пари від розширюваного газу, випадіння вологи буде супроводжуватись зростанням температури вологого повітря на виході з детандера в порівнянні з температурою сухого розширеного повітря. Тому очікувана температура на виході з детандера становить $= -38^\circ \dots -40^\circ \text{C}$.