

Том 4

Гірнича механіка

УДК 622.673.1

Львіна С.С., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки
(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро, Україна)

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЦІЛІСНОСТІ ДВОТАВРОВИХ РОЗСТРІЛІВ НА МІЦНІСТЬ АРМУВАННЯ СТВОЛА З ПОРУШЕНОЮ ГЕОМЕТРІЄЮ

При порушенні вертикальності провідників ударно-циклічне навантаження відбувається по всій довжині прольоту між ярусами. Як показують численні дослідження найбільше значення контактна навантаження отримує під час підходу башмака до ярусу через змінну жорсткість провідників по довжині прольоту (жорсткість в прольоті менше жорсткості в точці кріплення до розстрілу). Таким чином, втрата перетину стійки двотаврового розстрілу є дуже суттєвим фактором зростання ризику спонтанного руйнування несучих розстрілів і втрати зчеплення посудини з провідниками.

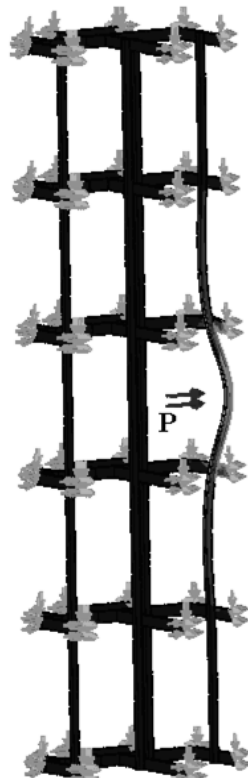


Рис. 1 - Твердотільна модель ділянки армування

Досліджуємо внесок жорсткості розстрілу в загальну опорну жорсткість ділянки армування, яке зазнає динамічному впливу. Для цього розглянемо дві розрахункові схеми, які є окремими випадками схеми, представлені на рис. 1. Перший випадок являє собою самостійно навантажений силою розстріл, ізольований від верхнього і нижнього прольотів провідника. У цьому випадку ми отримаємо прогин розстрілу в точці кріплення до провідника без урахування впливу вищих і нижчих прольотів провідника, пов'язаного з іншими ярусами армування.

У другому випадку розглянемо схему без урахування дії розстрілу в навантаженому ярусі. Фізично це відповідає випадку повної втрати розстрілом несучої здатності в області кріплення провідника. В цьому випадку деформується проліт провідника довжиною, рівній подвійному кроку армування.

Отримані дані показують, що в даному прикладі повна втрата несучої здатності провідника збільшує піддатливість ярусу тільки на 2.2%, в той час, як втрата несучої здатності навіть одного розстрілу збільшує її в 8.9 рази. Такий стан призводить до того, що на ділянці дії підвищених лобових динамічних навантажень на армування з розстрілами, що втратили значну частину несучої здатності (жорсткості), різко зростає динамічне розширення колії, ризик виходу судини із зачеплення з провідниками і аварії з тяжкими наслідками.

Отримані результати показують, що найбільш навантаженими ланками в армуванні є розстріли. Для забезпечення безаварійної роботи підйому вони повинні піддаватися контролю цілісності, деформаційно-міцнісному аналізу одночасно з провідниками, а в разі значного корозійного зносу негайно замінюватися новими в порядку планових ремонтних робіт.

В системі «розстріл - провідник» з бездефектними розстрілами зміна точки прикладання зусилля практично не призводить до суттєвого підвищення напружень в зонах концентрації біля кріплення і під провідником. Крім того, при наявності руйнування стійки біля кріплення (до 0,5 м), контактне навантаження, прикладене до провідника в точці кріплення до розстрілу, так само не викликає істотного зростання напружень в концентраторах.

У той же час, додаток контактного зусилля в прольоті провідника, яке, внаслідок його вигину, викликає скручування розстрілу навколо поздовжньої осі, різко змінює картину напружено деформованого стану його горизонтальних полиць біля отвору-дефекту. Концентрація навантажень досягає 1.5-1.8 разів у порівнянні з бездефектне розстрілом. Це показує, що втрата перетину стійки двотаврового розстрілу в області інтенсивного припливу агресивної води в стволах зі значними порушеннями вертикальності провідників, що викликає появу підвищених динамічних навантажень, є дуже суттєвим фактором зростання ризику спонтанного руйнування несучих розстрілів і виходу посудини з колії.

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
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)****ДИНАМИКА СИСТЕМЫ «СОСУД – АРМИРОВКА» В РЕЖИМЕ АВАРИЙНОГО
ТОРМОЖЕНИЯ БАРАБАННЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК**

Исследованию процессов, возникающих при предохранительном торможении, посвящен ряд работ, в которых разработана математическая модель и реализующий ее программный комплекс, позволяющий производить компьютерное моделирование процесса взаимодействия сосудов с армировкой при предохранительном торможении. На основании этих исследований было показано, что в вертикальных стволах каждой подъемной установки существуют участки проводников армировки, на которых при предохранительном торможении возникает режим динамической неустойчивости взаимодействия сосуда с армировкой. Неизученным остается вопрос о характере кинематических зазоров между башмаками сосуда и проводниками на динамическое взаимодействие сосудов с армировкой в зонах неустойчивости.

По Правилам Безопасности величина зазора между предохранительными башмаками и проводниками должна лежать в пределах 15-23 мм на сторону. На практике, при обследовании ствола было установлено, что на некоторых участках армировки она была увеличенной до 30..35 мм. В связи с этим для определения характера влияния величины кинематических зазоров между башмаками сосуда и проводниками на динамические параметры взаимодействия сосуда с армировкой во время торможения, численные исследования проводились для режима подъема груженого скипа с вариацией величины кинематических зазоров до 35 мм на сторону.

Численные эксперименты проводились на основе математической модели, описывающей взаимодействие подъемных сосудов с проводниками в режиме предохранительного торможения и позволяющей учитывать влияние динамических параметров вертикальных колебаний подъемного сосуда на их динамическое горизонтальное взаимодействие с проводниками. В качестве координаты точки торможения был выбран участок ствола в районе отметки -450м (длина головного каната 600 м), являющейся «центром неустойчивости» в данном скиповом отделении в первой зоне неустойчивости для груженого подъемного сосуда.

Ниже представлены результаты численных исследований. График на рис. 1 показывает зависимость скорости роста максимальных контактных нагрузок на проводники со стороны башмаков подъемного сосуда во время торможения в «центре неустойчивости» для первой зоны неустойчивости на диаграмме Айнса-Стретта от величины кинематического зазора между проводниками и предохранительными башмаками сосуда. Видно, что величина максимальных нагрузок на проводники нелинейно зависит от величины кинематических зазоров в паре «башмак-проводник». С увеличением кинематических зазоров максимальные (за время торможения) значения контактных нагрузок на проводники так же монотонно увеличиваются. При этом, за одно и то же время нагрузки при больших значениях зазоров растут с большей скоростью, чем при меньших. То есть увеличение кинематических зазоров от 15 мм до 35 мм в данном грузоподъемном отделении приводит к увеличению скорости роста максимальных контактных нагрузок при ТП от 28% до 48%, по сравнению с нагрузками при движении с постоянной скоростью по данному участку ствола.

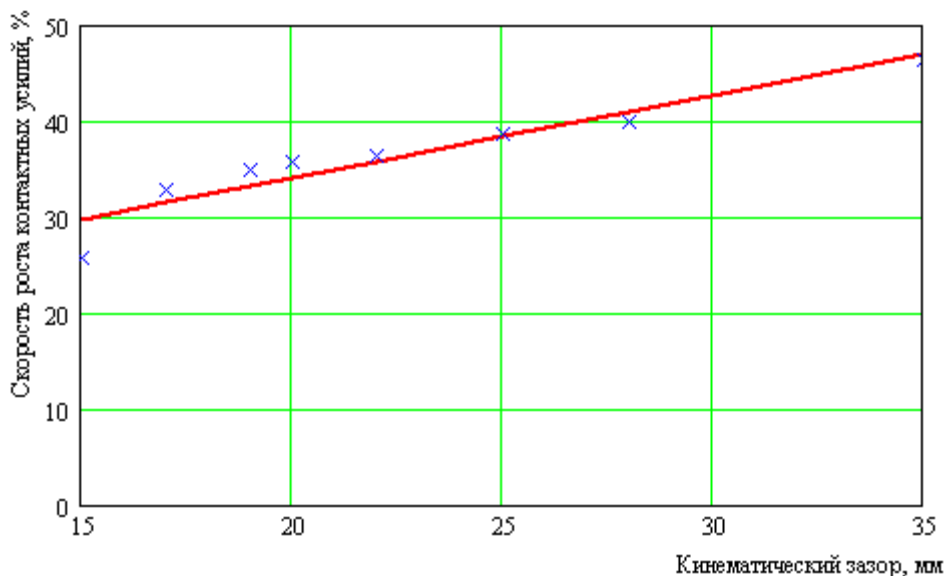


Рис. 1 - Зависимость скорости роста максимальных контактных нагрузок на проводники со стороны подъемного сосуда во время торможения от величины кинематического зазора между проводниками и предохранительными башмаками сосуда

На рис.2 показан график зависимости средней частоты ударов по проводникам за время ТП в зависимости от величины кинематических зазоров. Видно, что не зависимо от величины зазора частота ударов остается в пределах 6,5 Гц.

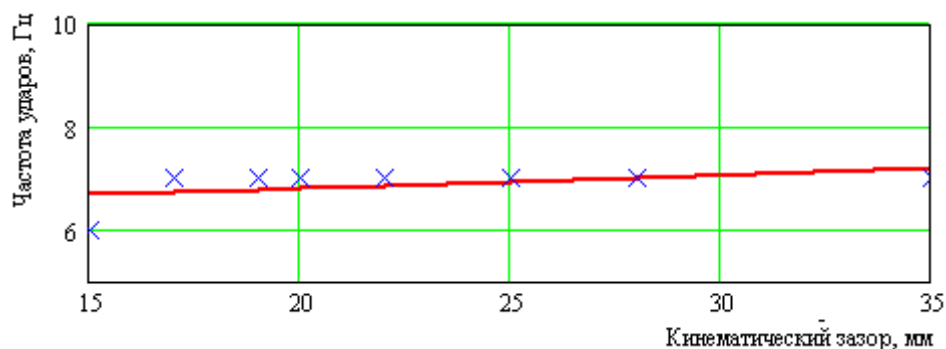


Рис. 2 - Зависимость количества ударов башмаков сосуда о проводники при срабатывании предохранительного тормоза от величины кинематического зазора между проводником и предохранительным башмаком сосуда

Результаты проведенных численных экспериментов можно распространить и на другие системы «сосуд-армировка». Из них следует, что увеличение кинематического зазора между проводниками и башмаками сосуда при срабатывании предохранительного тормоза в «зоне неустойчивости» взаимодействия сосудов с армировкой, приводит к увеличению динамических нагрузок взаимодействия сосуда с армировкой при срабатывании предохранительного тормоза в зонах параметрической неустойчивости системы за счет перекачки энергии вертикальных колебаний сосуда в горизонтальные.

Данные зависимости позволяют для каждого отделения ствола оптимальные значения кинематических зазоров при которых даже в зонах неустойчивости не происходит опасного ударно-вибрационного взаимодействия сосуда с проводниками во время предохранительного торможения.

УДК622.673:622.867

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

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ НА НАГРУЗКИ СИСТЕМЫ С БЕЗРЕДУКТОРНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Целью исследования является определение максимальных динамических нагрузок в переходных режимах, возникающих в конструктивных элементах гидромеханической системы и возможности их снижения.

В связи с этим возникает необходимость выявить взаимное влияние основных параметров системы на характер динамических процессов в упругих связях, для чего будем последовательно решать систему уравнений (1) при вариации отдельных параметров, фиксируя те из них, которые вызывают существенные изменения динамических нагрузок.

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\text{Эд}}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= -K_{\text{нУ}}(P_1 - P_2) - f_{\text{нЭК}} \dot{\varphi}_2; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) &= q_{\text{ГМ}}(P_1 - P_2) - f_{\text{ГМЭК}} \dot{\varphi}_3; \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + QR_n + \frac{Q}{g} R_n^2 \ddot{\varphi}_4 + \frac{Q}{g} R_n^2 \dot{\varphi}_4 \dot{f} - \frac{Q}{g} (l - \varphi_4 R_n) R_n \ddot{f} + q(l - \varphi_4 R_n) R_n \\
 + \frac{q}{g} R_n^2 (l - \varphi_4 R_n) \ddot{\varphi}_n + \frac{q}{g} R_n^2 (l - \varphi_4 R_n) \dot{\varphi}_4 \dot{f} - \frac{1}{2} \frac{q}{g} R_n (l - \varphi_4 R_n)^2 \ddot{f} &= -M(t); \\
 K_{\text{н}} \dot{\varphi}_2 \dot{y} - C_{\text{н}}(P_1 - P_2) - C_{\text{У}} P_1 - q_{\text{ГМ}} \dot{\varphi}_3 - 2K_{13} \dot{P}_1 &= 0; \\
 C_{\text{н}}(P_1 - P_2) - K_{\text{н}} \dot{\varphi}_2 \dot{y} - C_{\text{У}} P_2 + q_{\text{ГМ}} \dot{\varphi}_3 - 2K_{23} \dot{P}_2 &= \begin{cases} 0, & \text{при } P_2 > P_{\text{н кл}}; \\ r_{\text{кл}} P_2 - Q_{\text{пн}}, & \text{при } P_2 \leq P_{\text{н кл}}; \end{cases} \\
 \dot{M}_{\text{Эд}} = \frac{1}{T_3} \left(\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0^v} - M_{\text{Эд}} \right). &
 \end{aligned}$$

При исследовании системы уравнений варьировались следующие динамические параметры: коэффициенты утечек и перетечек ($C_{\text{У}}$ и $C_{\text{н}}$), коэффициенты эквивалентного демпфирования насоса и гидромоторов ($f_{\text{нЭК}}$ и $f_{\text{ГМЭК}}$), моменты инерции органа навивки (J_4), высота подъема (l), угловая жесткость валов (C_{34} и C_{45}), податливость гидролиний (K_{13}, K_{23}), концевая нагрузка груженой ветви (Q), коэффициент, учитывающий вязкое внутреннее трение тягового органа (a).

Далее описано влияние конструктивных параметров, а именно изменение момента инерции органа навивки, влияние глубины ствола, концевые нагрузки на орган навивки и внутреннее трение каната на динамические параметры мобильной подъемной установки с безредукторным гидроприводом.

Особый интерес представляет исследование влияние приведенного момента инерции органа навивки на величину динамических усилий в тяговом органе подъемной установки и величину крутящего динамического момента гидромотора безредукторного гидропривода при запуске системы.

При увеличении моментов инерции барабана подъемной машины до тех значения угловая скорость гидромотора, а, следовательно, и скорость подъема уменьшаются из-за увеличения утечек и перетечек в гидросистеме, по остальным параметрам происходит увеличение динамических нагрузок и колебательность гидромеханической системы подъемной установки [1]. При колебаниях в системе

происходит обмен кинетической и потенциальной энергии между дискретными массами и упругими элементами подъемной установки. Кинетическая энергия пропорциональна моментам инерции органов навивки. Следовательно, при увеличении J_4 происходит увеличение кинетической и потенциальной энергии гидромеханической системы.

В гидроприводе потенциальная энергия пропорциональна давлению и объему жидкости, находящейся в гидролиниях [2]. Увеличение потенциальной энергии вызывает соответствующее увеличение давления и диссипативных членов, характеризующих утечки и перетечки рабочей жидкости, что и вызывает, уменьшение скорости подъема.

Таким образом, увеличение моментов инерции органа навивки приводит к ухудшению динамических характеристик гидромеханической системы проходческого подъема.

Уменьшение момента инерции органа навивки способствует снижению колебательности и величины динамических нагрузок, улучшает переходный процесс и динамические характеристики, уменьшая продолжительность разгона передвижной аварийно-спасательной подъемной установки.

Сравнительный анализ полученных зависимостей динамических параметров и расчетов коэффициентов динамичности показывает, что с увеличением длины отвеса тягового органа снижаются коэффициенты динамичности по натяжению тягового органа. Это объясняется тем, что при увеличении высоты подъема статическая составляющая натяжения тягового органа возрастает, а динамическая составляющая возрастает незначительно из-за увеличения демпфирования гидропривода.

Сравнительный анализ зависимостей и коэффициентов динамичности показывает, что при увеличении концевой нагрузки коэффициенты динамичности по натяжению тягового органа почти не изменились, а по давлению и моменту гидродвигателя уменьшились, хотя по абсолютной величине все параметры гидромеханической системы возросли.

Снижение коэффициентов динамичности параметров гидропривода определяется влиянием диссипативных членов системы. Значение их при увеличении по абсолютной величине давления значительно возросло, что и определило увеличение демпфирования и улучшение динамики.

Таким образом, применение высокомоментного гидропривода при значительных нагрузках подъемного сосуда вызывает определенное увеличение динамических усилий в упругих элементах подъемной установки по абсолютной величине, но мало влияет на величину коэффициентов динамичности элементов мобильной подъемной установки.

Перечень ссылок

1. Вагин В.С. Перспективы создания малогабаритных передвижных проходческих подъемных машин // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. - Магнитогорск: МГТУ, 2008. - С. 168 - 175.
2. Исследование и оптимизация гидропередаточных горных машин/Докукин А.В., Берман В.М., Рогов А.Я., Козин Г.Ю., Фейфец Л.С., Никитин Ю.А., Гольдин В.М., Етингоф Е.А., Климанова Т.С. - М.: Наука, 1978. - 196 с.

УДК 621. 5

Бутылкин Ю.Ю., студент гр. ГРммС-15-1 ММФ**Научный руководитель: Трофимова Е.П., ассистент кафедры горной механики**
(Государственное ВУЗ „Национальный горный университет”, г. Днепро, Украина)**АНАЛИЗ ЗАТРАТ, СВЯЗАННЫХ С КОМПЕНСАЦИЕЙ СНИЖЕНИЯ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА**

Для увеличения срока службы и повышения надежности работы технологического оборудования пневматических установок засасываемый атмосферный воздух необходимо подвергать очистке на специальных эффективных фильтрах, расположенных в специальных камерах. Вода, используемая в системах охлаждения, как правило, содержит немалое количество примесей, определяемое большим числом компонентов, таких как песок, водоросли, минеральные соли и др. Под действием высоких температур эти примеси образуют прочный термический слой накипи на теплообменных поверхностях промежуточных и конечных воздухоохладителей, ухудшая тем самым процесс теплопередачи между нагретым воздухом и охлаждающей водой. Последнее приводит к недоохлаждению сжатого воздуха, поступающего в следующую секцию повышения давления, и к ухудшению экономических показателей работы компрессорных установок [1].

Чтобы снизить вредное влияние данного фактора, на компрессорных станциях производится периодическая очистка поверхностей теплообмена промежуточных воздухоохладителей от загрязнений и отложений водяного камня. Уменьшение сроков межремонтных периодов работы компрессора позволяет ему работать в более экономичном режиме, однако при этом возрастают затраты на ремонтные работы по очистке поверхностей теплообмена промежуточных воздухоохладителей.

Избыточные затраты электроэнергии за период времени непрерывной работы компрессора будут состоять из избыточных затрат электроэнергии вследствие повышения потребляемой мощности приводом основного компрессора и затрат электроэнергии резервным компрессором, покрывающим снижение подачи основного. С учетом числа циклов работы компрессора в течение года при заданных длительности ремонтных работ, среднесуточном тарифе оплаты за электроэнергию можно рассчитать затраты на дополнительную электроэнергию в течение года. При известной стоимости одного ремонта по очистке ПВО можно рассчитать затраты на ремонтные работы в течение года.

Суммарные убытки вследствие дополнительных затрат на электроэнергию и ремонтные работы в течение года будут состоять из затрат на дополнительную электроэнергию в течение года и затрат на ремонтные работы в течение года. Затраты на ремонтные работы по очистке поверхностей теплообмена ПВО включают в себя затраты на материалы (соляную кислоту, прокладочный материал паронит, сальниковую набивку, воду для протравливающего раствора промывки и опрессовки), заработную плату слесарей.

Таким образом, функция суммарных затрат, связанных с компенсацией снижения подачи компрессора за счет работы резервных компрессоров и затрат на ремонтные работы, имеет минимум при определенной величине срока межремонтного обслуживания.

Перечень ссылок

1. Храпач Г.К. Эксплуатация компрессорных установок. – М. : Недра, 1972. – 210 с.

УДК 621.695.622.276

Трофимов М.О., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ**Науковий керівник: Кириченко Є.О., професор каф. гірничої механіки, д.т.н.***(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпропетровськ, Україна)*

РОЗРОБКА НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ НАСОСНИХ ГІДРОПІДЙОМІВ НА ОСНОВІ ПРОГРЕСИВНИХ ЧИСЕЛЬНИХ МОДЕЛЕЙ

В даний час стрімко розвивається нова галузь гірничої справи - морське гірнича справа. Провідні світові фірми виявляють першорядний інтерес для освоєння великих глибоководних родовищ поліметалічних руд. Основною технологічною операцією є транспортування видобутої сировини на поверхню. В результаті аналізу основних показників ефективності гідротранспортної системи (коефіцієнт готовності ККД, гранулометричний склад твердого, ступінь функціональності обладнання, специфіка розробки родовища, адаптивність до умов експлуатації) показано, що насосний і ерліфтний варіанти гідропідйому в широкому діапазоні зміни глибин і продуктивностей є конкурентоспроможними.

Проблема полягає в низькій надійності і ефективності гідротранспортних установок. Подальша робота в цьому напрямку є актуальною, тому що присвячена подальшому розвитку насосного варіанту гідропідйому, тенденція удосконалення якого полягає в підвищенні надійності установок шляхом розробки прогресивних конструкцій, що виключають взаємодію частинок твердого матеріалу з лопатками робочих коліс насосних агрегатів. Крім того, запропонований підхід дозволяє підвищити ефективність процесу гідропідйому в умовах океанічних районах з аномально високими газовмістом.

Запропонований насосний глибоководний гідропідйом є унікальною гірською машиною для умов океанічних районів з високо-аномальними газовмістом в морській воді, і відрізняється підвищеною ефективністю транспортування важких абразивних середовищ, і має велику ймовірність технічної реалізації в складних умовах великих глибин.

Новий підхід до розрахунку нетрадиційних насосних гідропідйомів перекачувальних стискуваних і нестискуваних гідросумішей в протяжних трубопроводах різної орієнтації дозволяють ефективно, оперативно і результативно дослідити параметри двох і трьох фазних потоків в рамках єдиного математичного апарату.

Математичне та програмне забезпечення моделюючого комплексу і метод розрахунку нетрадиційного насосного глибоководного гідропідйому з використанням характеристичних співвідношень гіперболічних диференціальних рівнянь описують квазістатіку багатофазних потоків з найбільш повним урахуванням сил міжфазної взаємодії в рамках бульбашкового структури течії суміші.

Підвищення надійності розроблених гідротранспортних систем мінеральної сировини відбувається за рахунок гарантованого виключення можливості заштибовки твердим матеріалом конструктивних елементів системи гідропідйому і, як наслідок, значне поліпшення умов експлуатації в високопродуктивних насосах з високими ККД

Перелік посилань

1. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Евгений Алексеевич Кириченко. – Д.: Национальный горный университет, 2009. – 344 с.

УДК 622.5

Лябагова Т.В., студентка гр. ЕЕ-14-3 ЕТФ

Научный руководитель: Савенчук А.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики (Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепро, Украина)

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ВЫБОР ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМЕ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Особенностью работы парокomppressorных тепловых насосов (ТН) для систем горячего водоснабжения является то, что должна быть высокая температура конденсации хладагента, так как температура сетевой воды допускается не ниже $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1]. Следовательно, температура конденсации должна быть на $5\text{-}10\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше.

Для эффективной работы ТН важной проблемой является выбор хладагента на основании результатов изучения его термодинамических свойств.

Исследование теплонасосной системы теплоснабжения производилось на основе анализа термодинамических параметров циклов ТН с заданной теплопроизводительностью Q_m для хладагентов R134a, R407a, R502, R600, R290, R717.

Для сравнения показателей работы ТН принят цикл с перегревом и переохлаждением фреона. Исходными данными для построения циклов на h-p диаграмме приняты следующие величины: температура в испарителе $t_u = -1\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура конденсации $t_k = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, КПД компрессора 0,7, теплопроизводительность $Q_m = 1365\text{ кВт}$.

Для каждого хладагента по заданным исходным данным были определены следующие показатели: удельная холодопроизводительность q_x , удельная теплопроизводительность q_t , удельная работа компрессора l_k , коэффициент трансформации k , массовый расход фреона M , конечная температура нагнетания фреона t_n , мощность компрессора N_k .

Результаты расчётов термодинамических циклов представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты расчётов термодинамических циклов

Хладагент	P_u , бар	P_k , бар	t_n , $^{\circ}\text{C}$	q_x , кДж/кг	q_t , кДж/кг	l_k , кДж/кг	k	M , кг/с	N_k , кВт
R134a	2,8	22	80	120	182,5	62,5	2,92	7,65	478
R407a	4,5	32	97	121	247	126	1,96	5,65	713
R290	4,6	26	100	227	341	114	2,99	4,4	467
R502	5,7	32	84	82	129	47,2	2,74	10,8	509
R600	1,0	8,0	68	240	383	143	2,68	3,64	519
R717	4,2	33	160	1010	1475	443	3,32	0,95	467

Анализ полученных результатов показал, что для всех хладагентов, за исключением R407a, коэффициент трансформации выше минимально допустимого $k = 2,5$ [2]. Наибольший коэффициент трансформации у хладагента R717, наименьший

у хладагента R600. Основное достоинство хладагента R717 высокое значение удельной теплопроизводительности и малый расход рабочего тела. Недостатки хладагентов R717, R134a, R502, R290 - это высокие давление и температура нагнетания рабочего тела, что затрудняет их применение. У хладагента R600 термодинамические характеристики хуже, чем у хладагента R717, но зато давление конденсации не превышает 8 бар. Это, с точки зрения термодинамических характеристик цикла, имеет большое преимущество, так как позволяет применять высокопроизводительные поршневые компрессоры и турбокомпрессоры, которые используются в системах кондиционирования воздуха на шахтах. К примеру, двухступенчатые поршневые компрессоры типа АО-600 и АО-1200 с холодопроизводительность 700 кВт и 1400 кВт, двухступенчатые турбокомпрессоры ТКФ-248 с холодопроизводительностью 5500 кВт. В таких холодильных установках температура конденсации не превышает 35 °С, а давление нагнетания не выше 10 бар.

Применение рекомендуемого хладагента типа R600 для высокопроизводительных теплонасосных установок требует вносить изменения в конструкции указанных компрессоров.

Перечень ссылок

1. Немцов З.Ф., Арсеньев Г.В. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение. – М.: Энергоиздат, 1982 – 400с.
2. Усенко А.Ю. Анализ эффективности использования теплового насоса для снабжения теплом бытовых потребителей // *Металлургическая теплотехника*. 2010. №2. С. 197-204.

УДК 622.6

Степанов Є.С., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ**Науковий керівник: Комісаров Ю.О., старший викладач кафедри гірничої механіки***(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)***ПРИСТРІЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХУ, ПРОЙДЕНОГО КАНАТОМ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК ПРИ ЙОГО БАГАТОШАРОВІЙ НАВИВЦІ**

При експлуатації різноманітних підйомних установок та механізмів виникає необхідність постійного контролю шляху, що пройшов канат без використання великої кількості складних шляхових датчиків або складних механічних вузлів з обертовими деталями.

Відомо пристрій для визначення шляху, пройденого канатом підйомних установок, що може бути використано в для таких цілей [1]. Недоліком відомого пристрою є відсутність можливості контролю шляху, що пройшов канат при його багат шаровій навивці, яка є досить поширеною у машинобудуванні, наприклад в лебідках, тельферах, підйомних кранах та ін.

Для усунення цього недоліку пропонується у відомому пристрої для визначення шляху, пройденого канатом підйомних установок, який має датчик, який виконано як трансформатор напруги з «С»-образним металевим сердечником, що охоплює орган навивки уздовж його подовжньої осі і встановлений з зазором щодо каната, виконати рухомі кронштейни, які відхиляють датчик від зовнішнього шару канату залежно від кількості його шарів.

На рисунку 1 зображений запропонований пристрій для визначення шляху, пройденого канатом. У органа навивки 1 підйомної установки, на який намотується (змотується) тяговий сталевий канат 2, з зазором L стосовно каната 2 на кронштейнах 3, шарнірно закріплених на нерухомій підставі 4, встановлено датчик 5, виконаний у виді трансформатора напруги з «С»-образним металевим сердечником 6, що охоплює орган навивки 1 у напрямку його подовжньої осі. Первинна обмотка 7 трансформатора живиться від джерела перемінної напруги 8, а вторинна обмотка 9 підключена до входу блока контролю та керування 11 з індикатором шляху 10 піднімальної установки. Ролик 13 жорстко з'єднаний з датчиком взаємодіє з першим витком кожного шару канату та прижимається до каната пружиною 12, контактна група 14 визначає поточний шар навивки.

Шлях, пройдений канатом, визначають наступним способом. При роботі підйомної установки обертається орган навивки 1, на який намотується (змотується) тяговий сталевий канат 2. Сталевий канат 2, намотуючись (змотуючись), переміщується уздовж органа навивки 1 і заповнює його навивочну поверхню. Перемінний струм від джерела живлення 8 протікає в первинній обмотці 7 і створює в металевому «С»-образному сердечнику 6 перемінне електромагнітне поле, що, у свою чергу, генерує у вторинній обмотці 9 перемінну напругу, яка надходить на вхід блока контролю та керування 11 з індикатором шляху 10 і по розміру прямо пропорційно залежить від заповнення другої частини сердечника 6 металом, що утворюється намотуючимся (змотуючимся) на орган навивки 1 сталевим канатом 2. Ролик 13 взаємодіє з першим витком кожного шару канату та відхиляє датчик 5 для запобігання його взаємодії з канатом. Показання індикатора шляху 10 визначають шлях, пройдений канатом 2 з урахуванням інформації з контактної групи 14, яка визначає поточний шар навивки.

Взаємне розташування сердечника 6 і намотаного каната 2 допускає розмір зазора L до 15-20 мм.

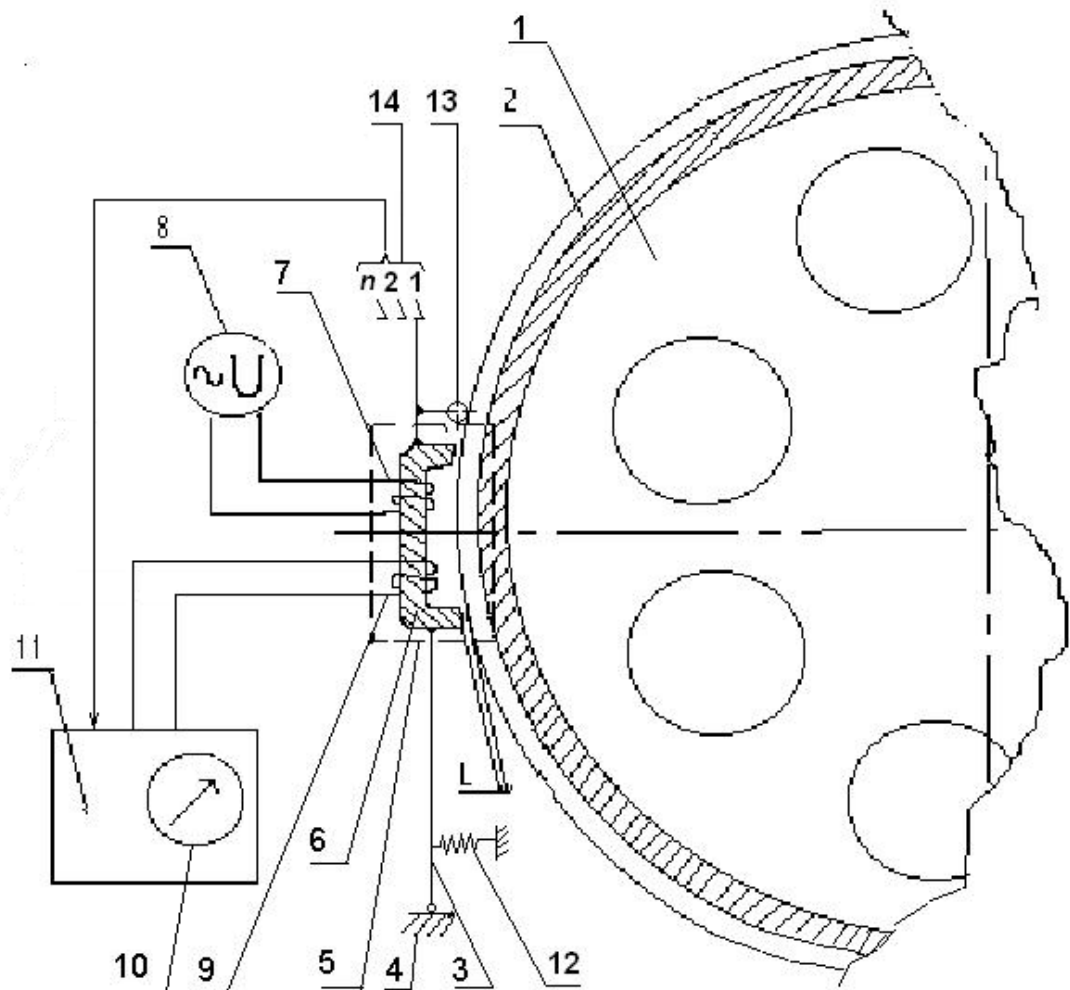


Рис. 1 – Пристрій для визначення шляху, пройденого канатом підйомних установок при його багат шаровій навивці

Для автоматизації роботи підйомної машини блок контролю та керування 11 формує при проходженні канатом заданого шляху і, відповідно, досягненні напругою у вторинній обмотці 9 визначеного розміру, визначені команди.

Застосування запропонованого пристрою дозволяє здійснювати безупинний контроль шляху, пройденого канатом при багат шаровій навивці, з достатньо високою точністю в будь-яку мить, що забезпечує безпеку експлуатації підйомної установки та точну керуваність.

Перелік посилань

1. Патент № 37463А Україна. Пристрій для визначення шляху, пройденого канатом підйомних установок / В.І. Самуся, Ю.О. Комісаров; опубліковано 15.05.2001. Бюл. № 4.

УДК 621.962.88

Кондауров О.С., студент гр. ГРм-184-16-1 ММФ

Научный руководитель: Чеберячко И.М., к.т.н., доцент кафедры горной механики (Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепро, Украина)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПЫЛЕГАЗОВОЙ СМЕСИ В ВИХРЕВОМ ЭЖЕКТОРЕ

В основе многих технологических процессов (дробление, измельчение, пневмотранспорт, классификация, пылеулавливание, сушка и т.д.) используется совместное движение смеси “газ-твердые частицы”. Для равномерного смешения твердых частиц с газом в определенных пропорциях применяются эжекторы. Определению их параметров посвящено много работ.

Экспериментальному исследованию движения двухфазной смеси в циклонах посвящены работы [1-2], в гидроциклонах и вихревых аппаратах – работы [3]. Однако эти исследования вызваны потребностями решения конкретных вопросов, применительно к используемому устройству, и их результаты имеют узкую область использования.

Моделирование процессов смешения и разгона твердых частиц газом в прямооточных и вихревых каналах показало, что более эффективно указанные процессы протекают в вихревых эжекторах. Поэтому исследование процесса разгона твердых частиц газом в вихревом эжекторе является актуальной задачей.

Целью данной работы является экспериментальное исследование влияния геометрических параметров завихрителя на аэродинамические параметры потока.

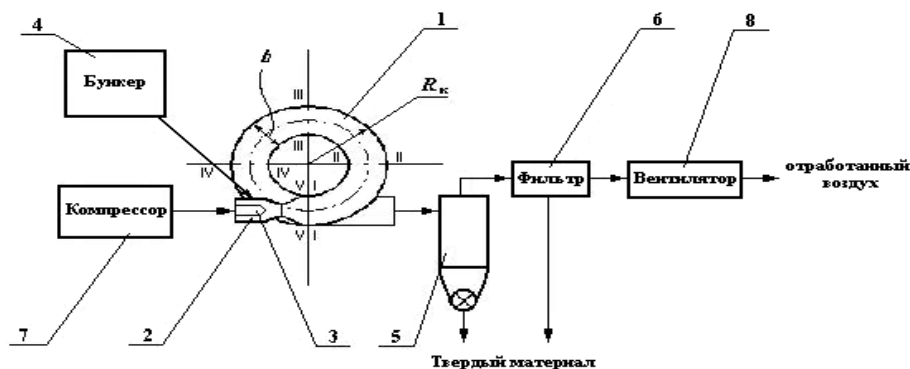


Рис.1 - Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились согласно следующей методике:

- установка начальных параметров: сопло минимального диаметра и зазора завихрителя, а также подачи твердого материала;
- измерение напоров в контрольных точках;
- повышение подачи твердого материала и проведение повторных замеров;
- увеличение диаметра сопла и повтор всех замеров с изменением подачи твердого материала;
- повышение подачи энергоносителя компрессором и проведение повторных экспериментов с изменением диаметра сопел и подачи твердого материала;
- увеличение ширины зазора завихрителя при помощи цилиндрической вставки и проведение повторных экспериментов с изменением диаметра сопел, подачи твердого материала и подачи энергоносителя для каждой новой ширины зазора завихрителя.

В рамках предложенной методики с использованием разработанной экспериментальной установки были выполнены экспериментальные исследования

влияния геометрических параметров завихрителя на аэродинамические параметры потока.

Результаты исследований представлены в табл. 1 для ширины зазора 10 мм и подачи твердого материала 3,5 кг/ч.

Таблица 1

Скорости потока в контрольных сечениях при ширине зазора и подаче твердого материала

Диаметр сопла, мм	Ширина завихрителя Н, мм	Скорость потока в сечении, м/с				
		1 - 1	2 - 2	3 - 3	4 - 4	5 - 5
2	10	24,596	16,225	10,068	9,483	8,187
	20	56,029	16,325	10,229	9,309	8,087
	30	60,247	16,275	10,149	9,483	8,287
	40	58,596	16,174	10,068	9,396	8,187
	50	29,987	16,325	10,149	9,309	8,385
3	10	30,794	12,850	9,987	9,132	9,132
	20	39,618	12,977	9,905	9,309	9,042
	30	49,523	12,914	10,149	9,483	9,221
	40	37,498	12,850	10,068	9,396	9,132
	50	29,158	12,787	9,987	9,221	9,042
4	10	-9,042	9,042	8,087	8,087	8,087
	20	19,809	9,905	9,042	8,385	8,187
	30	43,173	10,698	9,905	8,287	8,187
	40	19,809	9,905	9,042	8,187	8,087
	50	-8,087	9,042	8,087	8,087	7,985
5	10	-12,787	5,718	5,860	5,860	5,574
	20	-8,087	5,860	6,132	5,860	5,860
	30	21,775	6,132	6,393	5,718	5,718
	40	-8,087	5,574	5,860	5,997	5,997
	50	-12,787	5,997	5,718	5,718	5,718

По приведенным в табл.1 данным прослеживается закономерность — скорости потока выравниваются уже на втором контрольном сечении после прохождения четверти витка завихрителя. Также наблюдается незначительное снижение скорости потока в следующих сечениях. Относительные скорости между частицами отличаются на 0,1-0,2 м/с, что является оптимальным условием для измельчения частиц истиранием.

Результаты исследований получены при ширине зазора 10-40 мм, подаче твердого материала 2-15 кг/ч. При увеличении ширины зазора количество точек замера в каждом контрольном сечении увеличивалось.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования позволили изучить влияния геометрических параметров завихрителя на аэродинамические параметры потока и дать рекомендации по проектированию вихревых и циклонных аппаратов.

Перечень ссылок

1. Ляховский Д.Н. Исследование аэродинамики циклонной камеры // Сб. науч. тр. "Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах". – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1958. – №5. – С.17-31.

2. Нахапетян Е.А. Исследование изотермического циклонного потока на модели топочной камеры // Сб. науч. тр. “Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах”. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1958. – №5. – С.54-62.

3. Ульянов А.В., Кожахметов Д.Б. Аэродинамические характеристики отстойника циклонного плавильного агрегата // Сб. науч. тр. “Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики”. – Алма-Ата, 1964. – № 3. – С.31-36.

УДК 622.673.1

Василькевич В.И., младший научный сотрудник**Научный руководитель: Ильин С.Р., к.т.н., доцент кафедры горной механики**
(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», г. Киев, Украина),

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ЦЕЛЬНОКАТАНЫХ ПРОФИЛЕЙ В КАЧЕСТВЕ ЭЛЕМЕНТОВ АРМИРОВКИ ШАХТНЫХ СТВОЛОВ

Развитие технологий проката толстостенных труб прямоугольного профиля, обладающих более высокими прочностными характеристиками по сравнению со сварными конструкциями, привело к активным попыткам их применения в качестве основных несущих элементов армировок шахтных стволов. В первую очередь это проявилось в работах по замене изношенных проводников и расстрелов в процессе плановых выборочных ремонтов шахтных стволов.

Такие работы можно отнести к типу экспериментальных, поскольку на сегодняшний момент не существует нормативной методики расчета динамической системы «сосуд-армировка», которая бы в полной мере учитывала различия в физико-механических свойствах и геометрических параметрах трубчатых и сварных металлоконструкций, играющих существенную роль при эксплуатации в шахтных стволах в условиях высокоагрессивной среды и систематическом воздействии высоких ударно-циклических контактных нагрузок со стороны подъемных сосудов.

Как хорошо известно из истории строительства и эксплуатации высокопроизводительных подъемных установок в СССР в 60-е годы 20-го века, система «сосуд-армировка» является высокочувствительной к резонансноопасным сочетаниям большого числа геометрических, жесткостных и инерционных параметров. В процессе длительной работы под действием сдвижения горных пород, механического и коррозионного износа существенно меняются физико-механические, геометрические и прочностные параметры динамической системы. Она теряет проектные характеристики и выходит из области динамически устойчивых режимов движения на проектных скоростях. В связи с этим со временем начинается процесс резкого увеличения степени рисков возникновения спонтанных аварий.

Влияние этих процессов отчетливо проявляется при работе современных подъемных комплексов, вследствие чего службы, эксплуатации вынужденно снижают рабочую скорость до 40-50% от проектной. Данный процесс имеет широкомасштабный характер в практике эксплуатации современных подъемных установок.

Практика восстановления несущей способности армировок за счет применения современных профилей проката несомненно является прогрессивным явлением, однако следует понимать, что динамические особенности конструкций ярусов с трубчатыми элементами не могли быть учтены в разработанных в 70-е годы 20-го века методических документах и не менявшихся с тех пор в своих принципиальных положениях, но используемые и в настоящее время на стадиях проектирования и эксплуатации.

Цельно катанный трубчатый профиль имеет ряд конструктивных отличий, влияющих на его условия работы в качестве несущих элементов армировок шахтных стволов. Главной особенностью, ограничивающей возможность применения цельнокатаного трубчатого профиля в качестве проводников жесткой армировки новых вертикальных стволов, является наличие скруглений на боковых ребрах проводников, уменьшающих эффективную площадь контакта плоских граней предохранительных башмаков подъемных сосудов с боковыми гранями проводников. Закругления боковых ребер снижают коэффициент зацепления системы противостоящих башмаков сосуда с проводниками в условиях местных уширений колеи и увеличивают контактные

напряжения по рабочим поверхностям кинематической пары «башмак-проводник». Повышенные лобовые и боковые динамические нагрузки, вызванные искривлениями профилей проводников при длительной эксплуатации, в условиях уменьшенной эффективной площади контакта с башмаками приводят к интенсивному истиранию боковых и лобовых граней проводников, создают условия для выхода башмаков из зацепления с боковыми гранями проводников.

Кроме того, различия в типах металла, из которых изготавливаются сварные и цельнокатаные проводники, требует изучения способности катаных проводников противостоять постоянным ударно-циклическим знакопеременным нагрузкам со стороны подъемных сосудов при длительной эксплуатации.

При использовании трубчатого профиля в качестве ремонтного, при восстановлении несущей способности армировки вследствие износа, на фоне того, что при строительстве в 70-е годы прошлого века системы «сосуд - армировка» были рассчитаны по динамическим критериям устойчивости, зацепления и прочности по параметрам сварных проводников с толщиной стенок 10-12 мм и, как правило, двутавровых расстрелов типоразмера до 36С, неизбежно возникают новые динамические эффекты, которые не были присущи данным стволам в проектном варианте.

Главным отличием в механических характеристиках армировок с коробчатыми расстрелами при одних и тех же типах проводников (коробчатыми или рельсовыми) является то, что горизонтальная жесткость армировки с коробчатыми расстрелами в 3-5 раз больше, чем армировки с двутавровыми расстрелами даже из такого крупного профиля, как балка №36С, которая широко применяется в стволах железорудных и угольных предприятий.

В армировках с двутавровыми балками расстрелов механическая жесткость и прочность движущихся по ним скипов гораздо больше, чем армировки. При больших сроках эксплуатации расстрелы открытого профиля под действием коррозионной шахтной среды сильно теряют полезную площадь металла в своих сечениях и становятся еще более податливыми под действием горизонтальных воздействий со стороны подъемных сосудов.

Подъемный сосуд в такой армировке движется практически как жесткое тело, деформируя за счет своих колебаний участок армировки. Инструментальные испытания большого числа систем «сосуд-армировка», проводившиеся авторами статьи, показали, что максимальные нагрузки в таких системах на скоростях до 10 м/с как правило не превышают 80-100 кН.

Движение такого же сосуда в армировке с коробчатыми расстрелами проходит в гораздо более стесненных условиях. Такие расстрелы предназначены для повышенного сопротивления коррозионной среде и при сроке службы 25-30 лет теряют не более 10-12% своего поперечного сечения. В такой системе изгибаемая жесткость сосуда оказывается гораздо меньшей, чем жесткость армировки и он движется по ней, деформируясь под действием опорных реакций направляющих, отслеживая все искривления профиля на 3-4 ярусах по своей длине.

В системах с коробчатыми расстрелами самым податливым звеном является уже не армировка, а корпус подъемного сосуда. Проходя многократно по одним и тем же участкам ствола он подвергается систематическим изгибам в лобовой и боковой плоскостях (аналогично проволоке, протягивающейся через фильеры), не смотря на наличие нормативных кинематических зазоров в парах «башмак-проводник». Отклонения проводников от вертикали в такой армировке приводит к гораздо большим контактным нагрузкам, чем отклонения одного уровня в армировке с двутавровыми расстрелами.

Эти особенности трубчатых профилей требуют специальных исследований и расчетов при решении вопроса об их применении в качестве элементов жесткой армировки вертикальных стволов шахт.

УДК 628.213

Міщенко А.Ю. 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)**ВПЛИВ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ МЕРЕЖІ НА „ДЕФІЦИТНІСТЬ“ ПОДАЧІ
ПАРАЛЕЛЬНО ПРАЦЮЮЧИХ НАСОСІВ**

Паралельну роботу насосів на спільну зовнішню мережу найчастіше використовують для збільшення подачі. Приріст подачі агрегатом зменшується при зростанні кількості паралельно працюючих насосів. На його величину суттєво впливає також гідравлічний опір зовнішньої мережі. В шахтних водовідливних системах з перекачувальними насосними станціями гідравлічний опір мережі перекачувальних станцій може досягати такого рівня, коли подача насосного агрегату залишатиметься практично незмінною при різній кількості паралельно працюючих насосів навіть при невеликій кількості насосів у агрегаті. Цю особливість перекачувальних станцій треба приймати до уваги при призначенні кількості одночасно працюючих насосів.

До таких станцій належить, зокрема, флангова насосна установка горизонту 225 м шахти ім. М.І. Сташкова «ДТЕК «Палоградугілля». Ця установка розташована на відстані 6 км від головної, що відкачує воду на поверхню по допоміжному стволу. Нормальний приплив до флангового водовідливу становить $180 \text{ м}^3/\text{год}$, максимальний – $220 \text{ м}^3/\text{год}$, тобто мінімально потрібна подача його дорівнює $264 \text{ м}^3/\text{год}$. Установка складається з трьох насосів типу ЦНСШ 300-210 та двох насосів ЦНС 300-360. Нагнітальний трубопровід має ділянку діаметром 325 мм та ділянку діаметром 273 мм. Довжини ділянок приблизно однакові. Зазвичай на установці одночасно працюють 3 насоса.

Через велику довжину гідравлічний опір нагнітального трубопроводу становить $R = 7,022 \cdot 10^{-4} \text{ год}^2/\text{м}^5$, тобто рівняння характеристики зовнішньої мережі

$$H_m = 7,022 \cdot 10^{-4} Q^2.$$

Характеристика мережі є доволі крутою, що обумовлює незначну зміну подачі установки при суттєвому зростанні напору насоса. Графічний аналіз роботи флангової установи наведено на рисунку.

Розрахунки показують, що включати один насос на існуючу зовнішню мережу не можна через те, що він працюватиме далеко за межами робочої зони.

Потрібна подача забезпечується при одночасній роботі двох насосів (робоча точка агрегату A_2). У цьому разі подача установки становить $Q_{A_2} = 560 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі $H_{A_2} = 218 \text{ м}$. Насоси працюватимуть стабільно, у межах своєї робочої зони з ККД 77 % та допустимою геометричною висотою всмоктування 6,38 м (робоча точка насоса B_{1-2}).

При одночасній роботі трьох насосів (робоча точка агрегату A_3) подача агрегату складе $Q_{A_3} = 575 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі $H_{A_3} = 230 \text{ м}$. Отже, додаткове включення насоса з номінальною подачею $300 \text{ м}^3/\text{год}$ викличе зростання подачі установки лише на $15 \text{ м}^3/\text{год}$, тобто з урахуванням точності розрахунків таке підключення практично не змінить подачу установки. І тому в цій установці немає сенсу включати одночасно три насоса.

Через великий гідравлічний опір і значну крутизну характеристики зовнішньої мережі в цій установці недоцільним є використання трьохступеневих насосів ЦНСШ 300-210. Необхідна подача установки буде забезпеченою при використанні двоступеневих насосів ЦНСШ 300-140 у разі одночасної роботи двох таких насосів.

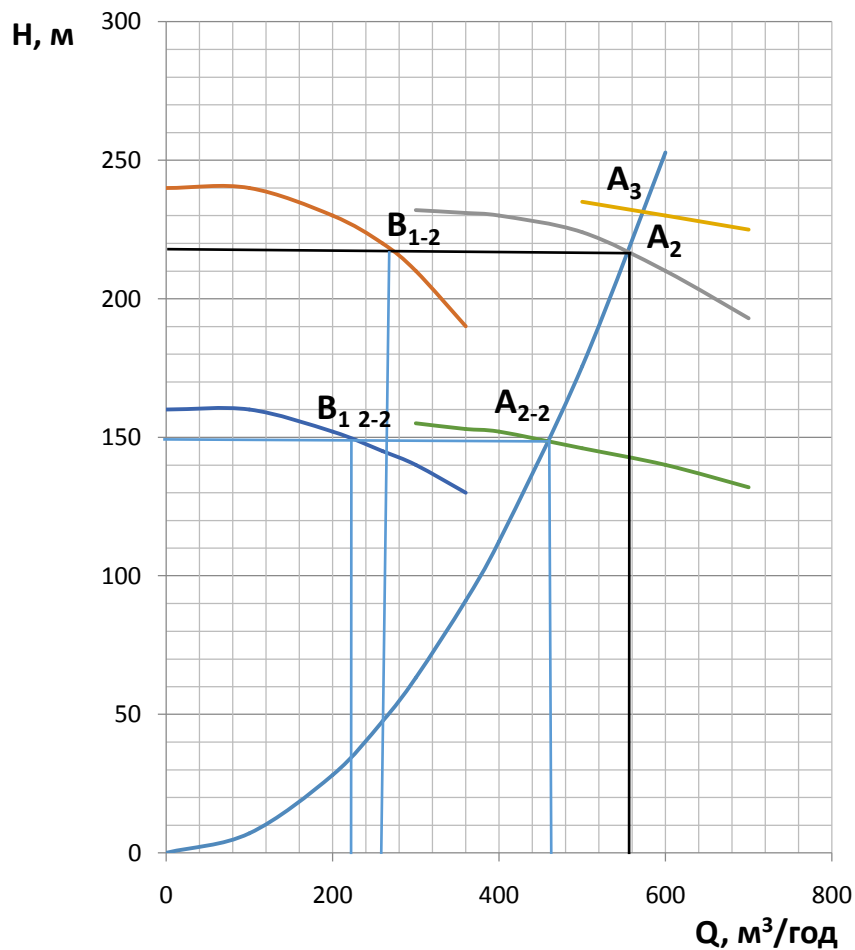


Рис. 1 – Графічний аналіз роботи флагного водовідливної установки

Робоча точка агрегату з двох насосів ЦНСШ 300-140 – це точка A_{2-2} . Його подача становить $Q_{A_2} = 465 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі $H_{A_2} = 148 \text{ м}$. Насоси агрегату працюватимуть стабільно, у межах своєї робочої зони з ККД 73 % та допустимою геометричною висотою всмоктування 6,9 м (робоча точка насоса $B_{1\ 2-2}$).

Позитивним результатом заміни існуючих трьохступневих насосів на двоступеневі є те, що для приводу двоступневих насосів достатньо використовувати електродвигуни ВАО 315М-4 потужністю 160 кВт замість електродвигунів ВАО 450L-4 потужністю 250 кВт, що використовуються зараз. Крім того така заміна дозволить зменшити річну витрату електроенергії на водовідлив на 514000 кВт·год.

УДК 621.518.54

Мосин В.В., студент гр. 184м-163-4 ММФ, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки

(Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепро, Украина)

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДИЛЬНО-ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ШАХТЫ

В глубоких шахтах тепловыделения горного массива, от работающих машин и других источников приводят к повышению температуры воздуха в горных выработках сверх допустимой по Правилам безопасности, что обуславливает необходимость применения кондиционирования воздуха в горных выработках. В настоящее время работы в ненормализованных температурных условиях ведутся более чем на 50 шахтах Донбасса. Однако, несмотря на остроту данной проблемы, кондиционирование воздуха применяется лишь в единичных случаях. Основными причинами этого являются высокая энергоемкость и стоимость холодильного оборудования.

С целью повышения эффективности установок для кондиционирования воздуха предлагается использовать теплоту конденсации хладагента подземных холодильных машин для теплоснабжения шахты, повысив предварительно потенциал этой теплоты с помощью тепловых насосов, располагающихся на земной поверхности. Схема предлагаемой установки приведена на рис. 1.

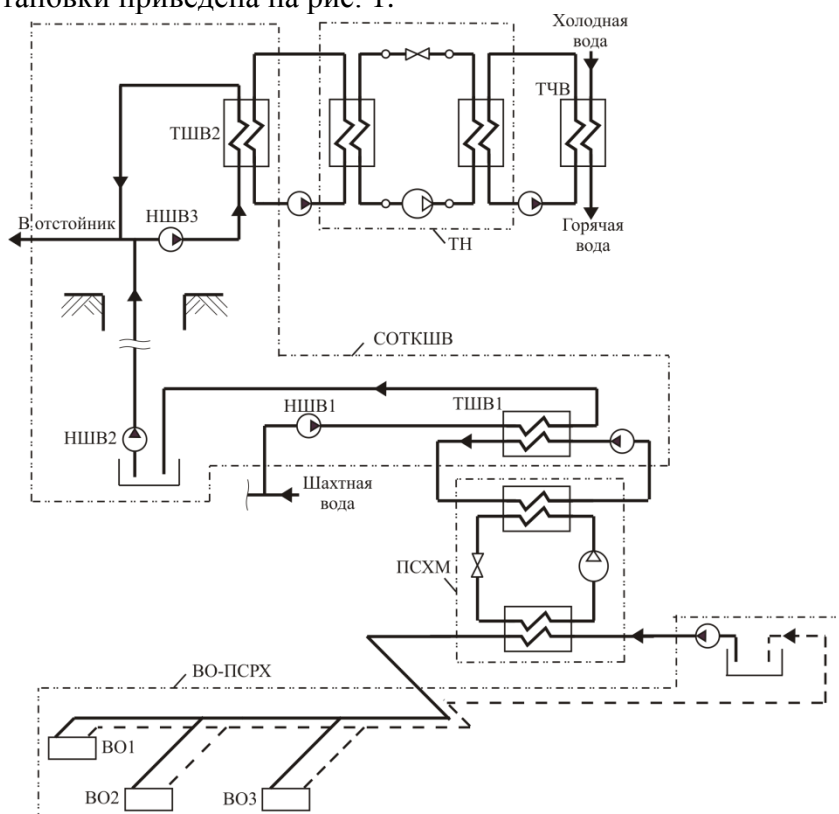


Рис. 1 – Схема установки для кондиционирования воздуха с теплонасосной утилизацией теплоты конденсации хладагента холодильных машин: ПСХМ – подземная станция холодильных машин; ВО1, ВО2, ВО3 – воздухоохладители; ПСРХ – подземная трубопроводная сеть распределения холодоносителя; СОТКШВ – система отвода теплоты конденсации хладагента с помощью шахтной воды; ТН – тепловой насос; НШВ1, НШВ2, НШВ3 – насосы шахтной воды; ТШВ1, ТШВ2 – теплообменники шахтной воды; ТЧВ – теплообменник чистой воды

Разработаны математическая модель формирования и метод расчета максимально эффективных тепловых режимов холодильно-теплоснабжающей установки (ХТНУ) в условиях заданных ограничений на минимальные температурные напоры в теплообменных аппаратах холодильных машин (ХМ) и тепловых насосов (ТН). В качестве расчетных термодинамических циклов ХМ и ТН приняты циклы с перегревом пара и переохлаждением конденсата.

В качестве хладагента ХМ и ТН приняты фреоны соответственно R22 и R407C.

Сравнение энергетической эффективности ХТНУ с традиционной системой выработки холода для кондиционирования (на основе типовой схемы, предусматривающей отвод теплоты конденсации хладагента в исходящую вентиляционную струю) и теплоты для теплоснабжения (в угольной котельной установке) произведено по величине эксергетического КПД.

Эксергетические КПД ХТНУ $\eta_{e rhpp}$ и традиционной системы $\eta_{e trad}$ рассчитывались по формулам

$$\eta_{e rhpp} = \frac{E_{qr} + E_{qh}}{N_{cr} + N_{ch}}, \quad (1)$$

$$\eta_{e trad} = \frac{E_{qr} + E_{qh}}{N_{cr trad} + \frac{Q_h}{\eta_{bp}}}, \quad (2)$$

где E_{qr} и E_{qh} – потоки эксергии холода и теплоты, сообщаемые соответственно холодоносителю системы кондиционирования воздуха и нагреваемой воде системы теплоснабжения; N_{cr} и N_{ch} – электрические мощности, потребляемые приводами компрессоров ХМ и ТН ХТНУ; $N_{cr trad}$ – электрическая мощность, потребляемая приводом компрессоров ХМ в составе типовой установки кондиционирования; Q_h – тепловая мощность, вырабатываемая ХТНУ и передаваемая в систему теплоснабжения; η_{bp} – КПД угольной котельной установки.

Моделирование тепловых режимов ХТНУ и расчеты КПД произведены для следующих условий: холодильная мощность ХМ 1000 кВт; температура холодоносителя на входе и выходе испарителя ХМ соответственно 15 и 3°C; минимальные температурные напоры на теплообменных аппаратах 5°C; перегрев пара хладагента на выходе испарителей ХМ и ТН 6°C; изоэнтропный КПД компрессоров ХМ и ТН 0,7; начальная и конечная температура воды, нагреваемой ТН, соответственно 5 и 45°C; давление и температура окружающей среды 101,3 кПа и 20°C. Начальная температура и расход шахтной воды варьировались.

Анализ результатов моделирования показал, что:

для каждого значения температуры шахтной воды существует такое значение расхода, при котором эксергетический КПД ХТНУ становится максимальным;

при температуре шахтной воды 14°C и ее расходе 89,7 м³/ч максимальное значение эксергетического КПД ХТНУ составило 0,1347;

для традиционной системы получения холода для кондиционирования и нагрева воды для системы ГВС шахты в угольной котельной установке эксергетический КПД равен 0,028, что в 4,81 раза меньше, чем предлагаемой ХТНУ.

Таким образом, энергетическая эффективность предлагаемой ХТНУ почти в 5 раз выше, чем существующей системы кондиционирования и теплоснабжения, что свидетельствует о перспективности ее применения на практике.

УДК 532.5

Савко А. А., студентка гр. МХ-14-1 ММФ
Науковий керівник: О.Г. Гоман, професор кафедри аерогідромеханіки та енергомасопереносу
(Дніпропетровський національний університет імені Олеся Гончара, м.Дніпро, Україна)

ЗАСТОСУВАННЯ КАВІТАЦІЙНОГО ОБТІКАННЯ ТІЛА В МЕХАНІЦІ

Існують різні способи застосування кавітації. В технологічних процесах вона застосовується при ультразвуковому очищенні поверхонь твердих тіл. В промисловості її використовують з метою гомогенізації і відсадження зважених часток в колоїдному рідкому складі. На ринку є багато промислових змішувачів, що працюють на базі принципу кавітації. Різниця тисків і прагнення рідини в сторону більшого обсягу і призводить до виникнення кавітації. Військові використовують зверхкавітаційні торпеди, які укриваються в великі кавітаційні бульбашки. Істотно зменшуючи контакт з водою, ці торпеди можуть пересуватися значно швидше, ніж звичайні торпеди. Дані дослідження проводилися в Інституті гідромеханіки НАН України.

Розглядається пластинка AC , на яку набігає потік невагомої рідини, який пластинка розгалужує на дві частини. Спостерігається явище розриву струменя на дві частини, через зниження тиску в області, яку займає рідина. Внаслідок розриву суцільності течії утворюється каверна, яка може бути заповнена парами рідини чи газу. Вигляд течії при цьому зміниться і всередині всієї області течії тиск p буде більшим за p_0 , а в рідині будуть знаходитися каверни, тиск в яких через малу густину газів та парів практично завжди дорівнює p_0 . Нерідко p_0 співпадає з p_d , де p_d дорівнює тиску насичених парів рідини при даній температурі, й поява кавітації може трактуватися як явище закипання рідини, яке може відбуватися не тільки через підвищення температури, але й через пониження тиску.

Рідина з малою в'язкістю замінюється на ідеальну рідину. Але вплив в'язкості може бути не однозначним. По-перше, внаслідок внутрішнього тертя рідини в тонких пограничних шарах поблизу поверхонь тіл розвиваються дотичні сили. По-друге, пограничні шари можуть відриватися і деформувати течію за межами тіл. Форма тіла, число Рейнольдса і т.д. можуть впливати на картину обтікання тіла.

Під час обтікання тіла потоком мало в'язкої рідини, в залежності від числа Рейнольдса пограничний шар може бути ламінарним або турбулентним, причому місця відриву цих шарів можуть бути різними. Може бути й так, що від тіла відриватиметься не тільки пограничний шар, а й весь потік. Розглядається останній випадок. Місце відриву потоку при обтіканні тіла струменем залежать від характеру пограничного шару.

Таким чином, використовується гіпотеза ідеальної рідини, і гіпотеза ця має місце в тих випадках, коли режим течії і форми тіла такі, що пограничні шари не відриваються від тіла. При цьому, згідно з теорією пограничного шару, сили тертя можуть підраховуватися окремо після розв'язку задачі про течію ідеальної рідини.

Припущення про відсутність вихорів тісно пов'язано з припущенням про ідеальність рідини. Коли вихори відсутні, математичний розв'язок задачі значно спрощується. Для безвихрової течії нестисливої рідини існує потенціал швидкостей φ , який задовольняє рівнянню Лапласа, яке у плоскому випадку має вигляд

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0.$$

За методом М.Є. Жуковського [1-2] було проведено дослідження кавітаційного обтікання пластинки нестисливою рідиною. Введено у розгляд наступну функцію $\omega = \ln \frac{v_0}{v} + i\theta$, де θ – кут, який утворює швидкість з віссю Ox .

При розгляді течій з вільними поверхнями виявляється, що граничну задачу потрібно вирішувати для області складної та невідомої форми. У випадку плоских течій цю складність можна подолати за допомогою теорії функцій комплексної змінної, зокрема метода конформних відображень.

Знайдено конформне відображення площини $\Delta\omega$ на площину параметричної змінної t , яка змінюється в верхній півплощині. Проведено конформне відображення областей змінення ω та комплексного потенціалу w на верхню півплощину параметричної змінної t за допомогою формули Крістоффеля–Шварца:

$$\omega = C_1 \int_0^t (t-1)^{-1} (t-a)^{-\frac{1}{2}} (t+1)^{-1} (t+a)^{-\frac{1}{2}} dt + C_2, \quad \omega = C_1 \int_0^t \frac{tdt}{(t^2-1)\sqrt{t^2-a^2}} + C_2. \quad \text{Сталі } C_1 \text{ і } C_2,$$

отримано із розв'язання трансцендентного рівняння $I(a) = \frac{\pi}{2\sqrt{a^2-1}}$, відносно величини a .

За допомогою функції Жуковського отримано значення величини z , як функції параметру t . Skorиставшись формулою Крістоффеля–Шварца знайдено вигляд функцій $\omega(t)$ та $w(t)$, щоб остання задовольняла раніше вибраному конформному відображенню.

$$\left\{ \begin{array}{l} z(t) = \int_{t_B}^t e^{\zeta(t)} \frac{dw}{dt} dt + z_B, \\ w(t) = -\varphi_1 \frac{1}{t}, \\ \omega(t) = -i\sqrt{a^2-1} \int_0^t \frac{tdt}{(t^2-1)\sqrt{t^2-a^2}} + \ln \frac{v_0}{v_\infty}. \end{array} \right.$$

Значення $\omega(t)$ та $w(t)$ дозволяють через параметр t розрахувати тиск рідини та геометричні елементи течії, тобто для кожного t знайти положення точки в площині z та швидкість в цій точці.

Ще одна перевага методу М. Є. Жуковського полягає в тому, що використання методу не залежить від кількості критичних точок, тобто точок, в яких швидкість дорівнює нулю. Якщо область течії має декілька критичних точок, то в області змінення ω їм відповідає одна точка $\omega = \infty$. Знаходити конформні відображення таких областей досить складно, через складність з боку геометрії.

А формула Крістоффеля–Шварца доречна для багатокутника з будь-якою кількістю сторін, кожна з яких відповідає струменю або твердій стінці, причому на стінках можуть знаходитися критичні точки в будь-якій кількості.

Перелік посилань

1. Гуревич М.И. Теория струй идеальной жидкости / М.И. Гуревич – М.: Наука, 1961. – 536 с.
2. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат – М.: Наука, 1973. – 736 с.

УДК 622.273.21:629.064.3

**Бобришов А.А., старший преподаватель кафедры горной механики,
Мокрый В.С., студент гр. ГрммС-15-1 ММФ**

(Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепро, Украина)

ГИДРОЗАКЛАДОЧНЫЙ КОМПЛЕКС С ПЕРЕДВИЖНЫМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫМ ОРГАНОМ

Необходимость закладки выработанного пространства лав шахт и рудников подтверждена во всех странах ведущих горнодобывающую деятельность. Для закладки выработанного пространства используют три основных вида технологических процессов: закладка при помощи стандартных средств транспорта и подачи закладочного материала, пневмозакладка, с применением средств пневмотранспорта и устройств подачи закладки сжатым воздухом и гидрозакладка, где доставка закладочной смеси осуществляется средствами гидротранспорта в потоке гидросмеси, а подача закладки специальными гидрозакладочными установками или комплексами.

При использовании гидрозакладки можно заполнять выработанное пространство, как постепенно твердеющими смесями, так и быстротвердеющими смесями, в зависимости от горногеологических условий. Для этих целей используют различные гидрозакладочные установки и комплексы, имеющие свои достоинства и недостатки.

Разработан новый гидрозакладочный комплекс с передвижным исполнительным органом, позволяющий осуществлять закладку выработанного пространства, в любых горногеологических условиях, на пластах всех видов мощностей, в том числе на некондиционных и склонных к обрушениям. Данный гидрозакладочный комплекс может работать с любыми видами закладочных смесей.

Возведение закладочного массива осуществляется без присутствия людей. При закладке выработанного пространства может сооружаться «скелет» закладочного массива, как из типовых для этого процесса материалов, так и из специально подготовленных. Гидрозакладка может осуществляться со значительной скоростью, опережающей известные аналоги, при применении быстротвердеющих закладочных смесей.

Гидрозакладочный комплекс с передвижным исполнительным органом может размещаться на горизонте вблизи закладываемого пространства. Управление комплексом осуществляется дистанционно. Передвижение исполнительного органа комплекса может осуществляться плавно со значительной скоростью. Дальность продвижения исполнительного органа будет обусловлена горногеологическими параметрами конкретного отработанного пространства.

Отличительной особенностью данного комплекса является возможность интенсивного заполнения выработанного пространства по всему наиболее протяженному фронту.

Управление отработанной водой будет осуществляться согласно принятым схемам закладки с учетом характера закладочной смеси для конкретных горногеологических условий.

К достоинствам предлагаемого гидрозакладочного комплекса с передвижным исполнительным органом можно отнести использование типовых составляющих, применяемых на предприятиях горнопромышленного комплекса Украины. Вследствие этого возможно его быстрое освоение персоналом, своевременная поставка требуемых частей и компонентов, прогнозируемое время износа отдельных элементов и плановое

время ремонтов. Ресурс работы больше, чем у аналогов. Данный комплекс может применяться на ЗЖРК, а также на шахтах и рудниках Украины и других стран.