

ТОМ 3

Секція 4 – Гірничча механіка

Антоненко А.Г., ст. гр. ГМЕ-14-1м, Самуся В.І., д.т.н., професор кафедри гірничої механіки

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШАХТНИХ БАГАТОКАНАТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК В РЕЖИМАХ ГАЛЬМУВАННЯ

Однією з найважливіших задач при проектування та експлуатації шахтних підйомних установок є забезпечення їх надійної та безаварійної роботи. На безпеку шахтного підйому впливає безліч факторів, але найбільш поширеним та небезпечним вважається проковзування каната по канатоведучому шківу. Найбільше просковзування спостерігається в період початку підйому навантаженого підйомного сосуда, а також при гальмуванні в режимі спуску вантажу.

Одним з найбільш ефективних шляхів рішення проблем пов'язаних з проковзуванням канатів при гальмуванні являється застосування багатомодульних аксіальних дискових гальмівних пристроїв з гідравлічним розмиканням і пружинним замиканням колодок, оснащених системами автоматично регульованого запобіжного гальмування, замість традиційних гальмівних пристроїв з радіальним притисканням гальмівних колодок до обода. Застосування дискових гальмівних пристроїв істотно підвищує технічний рівень машин, робить їх конкурентоздатнішими і є об'єктивним результатом розвитку сучасних підйомних установок. Свідомостю тому є широке застосування дискових гальмівних пристроїв західними фірмами-виробниками підйомних машин. Відомими виробниками дискових гальмівних пристроїв є фірми "ABB", "ASEA", "GHH", "Сименс", "Симаг" та інші.

Повною мірою можливості багатомодульного дискового гальма можуть бути реалізовані лише із застосуванням досконалих систем управління робочим і запобіжним гальмуванням. Існують два принципово відмінні способи управління багатомодульним гальмівним пристроєм: аналоговий, коли усі модулі працюють синхронно, а тиск робочої рідини в системі і гальмівне зусилля при гальмуванні змінюються плавно шляхом централізованого зливу олії через єдиний для усіх модулів пристрій; дискретний, коли управління кожним модулем здійснюється індивідуально за допомогою тих, що відповідають кожному модулю гідророзподільних пристроїв (зазвичай двопозиційних). Можлива комбінація цих способів, коли, наприклад, робоче гальмування здійснюється за першим способом, а запобіжне за другим. За таким принципом побудована система управління підйомних машин з дисковим гальмом вітчизняного виробництва. Системи управління дисковим гальмом машин закордонного виробництва будуються переважно за першим способом.

Багатомодульне дискове гальмо має значно більшу швидкодію (час холостого ходу 0,1-0,2 с), значно стабільніші характеристики і регульовальні можливості в порівнянні з гальмами радіального типу. Це відкриває принципово нові можливості в побудові систем запобіжного гальмування підйомних машин, що відповідають сучасним вимогам. При дискретному управлінні гальмівними модулями є можливість гасіння коливань, викликаних відключенням двигуна і таким чином здійснювати інтенсивніші режими гальмування. Порівняно низька інерційність гальмівних модулів відкриває можливості створення стійких замкнутих систем автоматично регульованого запобіжного гальмування. Ці можливості повною мірою до теперішнього часу не використані.

В порівнянні з радіальними дисковими гальма мають наступні переваги:

- відсутність силової важільної передачі;
- мала величина холостого ходу
- рівномірний розподіл тиску на гальмівну колодку(накладку);
- теплове розширення диска в осьовому напрямі не впливає на величину зазору.

Дискове гальмо(Рисунок1) складається з модулів 1,стойки 2,гальмівних колодок 3.Модуль 1 містить гідроциліндр 4 з силовою скобою 5,що охоплює гальмівний диск 6 барабана підйомної машини 7, джерело гальмівного зусилля 8, нажимний поршень 9,а також поршень 10 з гвинтами 11 приладу попередньої пружної деформації джерела гальмівного зусилля. Кожен модуль 1 за допомогою гумо-металічного елемента 12 закріплений на стійці 2 і пов'язаний через пружинно-гідралічний привід з відповідною парою гальмівних колодок 3,розташованих співвісно в окремих ланцюгах.Гальмівні колодки 3 виконані у формі кільцевого сектора і зібрані між собою за допомогою шарнірів 13 в окремі ланцюги,які встановлені з обох боків гальмівного диску 6 і закріплені кронштейнами 14 на фундаменті підйомної машини 15.

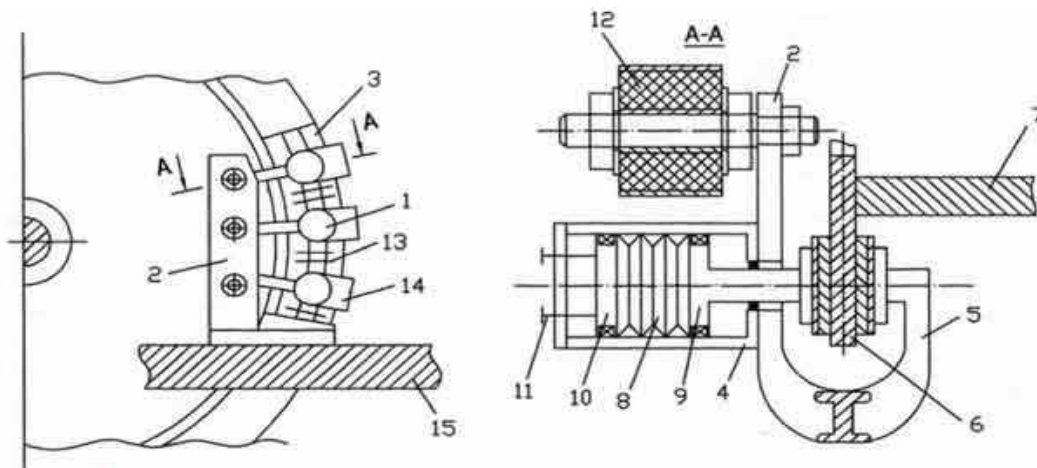


Рисунок 1 - Конструкція дискового гальма

Тормозне зусилля створюється в гідроциліндрі (4), і передається через поршень (9) на скобу (5) що охоплює гальмівний диск (6), при затисканні дисків відбувається гальмування.

Використання дискових гальм для багатоканатних підйомних машин забезпечує можливість автоматичного регулювання гальмівного моменту із умов недопущення проковзування канатів по шківу тертя та підвищення безпеки експлуатації шахтних підйомних комплексів.

Перелік посилань

1. Трибухін В.А. Обґрунтування параметрів систем гальмування багатоканатних підйомних машин з багатомодульним дисковим гальмом: дис. на здобуття вченого ступеню канд. тех. наук / Трибухін Валерій Анатолійович. - Д., 2003. - 163с.

Антоненко А.Г., ст. гр. ГМЕ-14-1м, Кириченко В.Е., к.т.н., доцент кафедры автоматизации и компьютерных систем

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

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ УДАРНЫХ ВОЛН В ВЕРТИКАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

Несмотря на то, что исследованию гидравлического удара в трубных системах посвящено достаточно много работ, тем не менее, гидроудар в вертикальных напорных трубопроводах до настоящего времени изучен недостаточно. Между тем, с каждым годом актуальность данного исследования возрастает вместе с развитием глубоководной добычи полезных ископаемых, при которой используются вертикальные трубопроводы значительной протяженности. Именно в таких системах гидравлический удар может приводить к негативным последствиям вплоть до разрушения гидротранспортной системы.

В [1] разработана математическая модель процесса распространения возмущений в однородной жидкости в горизонтальных и наклонных трубопроводах. С использованием данной модели предложена методика моделирования нестационарных процессов, базирующаяся на методе характеристик, допускающим несложную численную реализацию для произвольных систем трубопроводов с любым числом и функциональным назначением элементов автоматики.

Целью настоящей работы является модификация указанной модели с учетом специфики образования и динамики ударных волн в вертикальных трубопроводах, и экспериментальная проверка ее адекватности.

Разработанная в данной работе модифицированная модель впервые учитывает влияние кавитации, наличия нерастворенного газа в жидкости, явлений «линейного переуплотнения» и «запирания» потока, а также местных сопротивлений и продольной деформации трубопровода на параметры гидроудара, и является новым **научным результатом**.

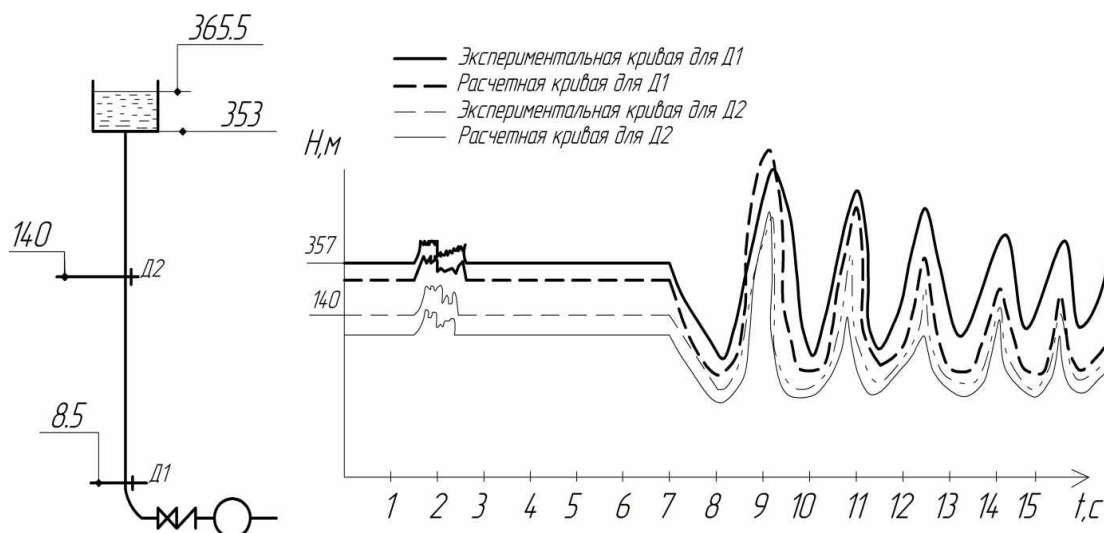


Рисунок 1 – Осциллограммы давлений в переходных режимах работы насосов в двух точках водовода системы водоснабжения башни

Наиболее детально вертикальный гидравлический удар экспериментально был исследован в работах Смирнова Д.Н. и Зубова Л.Б. [2, 3]. Авторы проводили эксперименты на системе водоснабжения телевизионной башни, насосная установка которой работает в автоматическом режиме с периодическими остановками и пусками, вызывающими колебания дав-

ления. Напорный водовод состоит из труб диаметром 100мм из нержавеющей стали, общей длиной 365 м. Насосы 4МС-10 подают воду в напорный бак, создающий статическое давление 353 м. вод. ст. на обратный клапан. Вода к насосам подводится из городского водопровода с напором 20-30 м. вод. ст. Расход воды, подаваемой насосами, измерялся объемным способом. Давление определяли датчиками типа ДС-1, установленными на разных уровнях: первый (Д1) у обратного клапана насоса, второй (Д2) на отметке 140 м.

Для проверки адекватности разработанной математической модели выполнено, сравнение результатов экспериментальных исследований и расчетных данных, полученных для условий эксперимента. Как видно из графиков приведенных на рис.1, максимальное отклонение теоретических и экспериментальных данных не превышает 20 - 25 %.

Таким образом, в настоящей работе предложена динамическая модель распространения ударных волн в вертикальных трубопроводах, и выполнено экспериментальное подтверждение ее адекватности. Предложенная модель является отправным пунктом для разработки математического аппарата, позволяющим исследовать закономерности распространения ударных волн в гетерогенных потоках в вертикальных трубных системах насосных гидрорподъемов для транспортирования полезных ископаемых глубоководных месторождений Мирового океана.

Список литературы

1. Кириченко В.Е. Нестационарные прикладные задачи гетерогенных течений в подводных пульпопроводах: монография / В.Е. Кириченко Мин. образования Украины; Нац. Горн. ун-т. – Д.НГУ. 2014 – 239 с.
2. Смирнов Д.Н., Зубов Л.Б. Гидравлический удар в напорных водоводах. М., Стройиздат, 1975 – 125 с.
3. Смирнов Д.Н. Исследование гидравлического удара в напорных водоводах насосных станций. В сб.: «Исследование по гидравлике, водопроводных сетей и насосных станций». М., Госстройиздат, 1954.

Басов С.А., аспирант кафедры горной механики, Самуся В.И., д.т.н., профессор кафедры горной механики
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

О ПЕРСПЕКТИВАХ ПРИМЕНЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА В ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИНАХ

Шахтные подъемные машины предназначены для подъема и спуска людей по вертикальным и наклонным горным выработкам. Основными узлами, из которых состоит шахтная подъемная машина являются сборка главного вала, два тормозных привода, гидравлическая панель управления тормозом и безаккумуляторная маслостанция.

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

Современные мобильные грузоподъемные машины широко используют гидравлические приводы, в виду целого ряда преимуществ по сравнению с приводами других типов.

Опытом эксплуатации подъемных установок с электромеханическим приводом установлена их недостаточная надежность и долговечность.

В виду описанных выше недостатков в существующих подъемных машинах, имеет смысл внедрение в них систем гидропривода из-за ряда преимуществ перед электромеханическими системами.

Для обеспечения работы передвижной аварийно-спасательной подъемной установки используется передвижная дизельная электростанция. Модификация установки системами гидропривода позволит избавиться от электростанции. Это значительно снизит капитальные и эксплуатационные затраты и позволит сократить время прибытия установки на место аварии.

Высокая удельная мощность гидропривода, бесступенчатое регулирование скорости, простота осуществления технологических операций и высокое быстродействие дают все основания считать использование гидромоторов оптимальным вариантом по сравнению с электродвигателями. Так как высокая удельная мощность позволяет применять гидромашины массой в 10 - 15 раз меньше массы электромашин такой же мощности. Это снизит затраты на установку и эксплуатацию, а в случае передвижной подъемной установки – значительно уменьшит затраты на горючее и увеличит скорость передвижения, что в случае аварийных ситуаций имеет большое значение.

Одним из основных преимуществ гидропривода является простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок. Например, если усилие на штоке гидроцилиндра становится слишком большим (такое возможно, в частности, когда шток, соединённый с рабочим органом, встречает препятствие на своём пути), то давление в гидросистеме достигает больших значений — тогда срабатывает предохранительный клапан в гидросистеме, и после этого жидкость идёт на слив в бак, и давление уменьшается.

Еще одним из способов повышения надежности и долговечности проходческих подъемных установок является снижение постоянно действующих динамических нагрузок за счет совершенствования конструктивных и динамических параметров машин путем применения компактных высокомоментных безредукторных гидравлических систем приводов, обладающих лучшими качествами.

Хорошие условия смазки трущихся деталей и элементов гидроаппаратов также увеличивают их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

Новейшие электронные вычислительные системы позволяют упростить диагностику систем гидропривода. Процесс диагностирования некоторых современных машин простыми словами может быть описан следующим образом. Специалист подключает переносной компьютер к специальному разъёму на машине. Через этот разъём в компьютер поступает информация о значениях диагностических параметров от множества датчиков, встроенных в гидросистему. Программа или специалист анализирует полученные данные и выдаёт заключение о техническом состоянии машины, наличии или отсутствии неисправностей и их локализации.

Применение в шахтных подъемных машинах систем гидропривода позволит вывести их эксплуатацию на новый уровень:

- значительно снизится масса приводного двигателя;
- увеличится надежность и долговечность всех узлов машины;
- уменьшатся затраты при установке;
- у передвижных машин увеличится скорость передвижения и уменьшатся затраты на топливо;
- упростится процесс эксплуатации, диагностики и ремонта.

Список литературы

1. Братченко Б.Ф. Стационарные установки шахт - М.: Недра, 1977.
2. Гейер В.Г., Дулин В.С., Горулинский А.Г., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод – М.: Недра, 1981.
3. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. – М.: Недра, 1973
4. Научные основы создания и эффективного использования мобильных подъемных установок в условиях горных предприятий: отчет об НИР (заключ): 020201 / Национальный горный ун-т ; рук. Самуся В.И. – Днепропетровск 2006. – 114 с. - № госрегистрации 0104U000776.
5. Разработать универсальную передвижную подъемную установку для аварийно-спасательных работ для шахт глубиной до 1200 м: отчет об НИР (заключ): 020201 / Национальный горный ун-т ; рук. Самуся В.И. – Днепропетровск 2000. - 114 с. - № госрегистрации 0199V001681.

Бишевський В.І., ст. гр. ГРмм-12-9, Ільїна І.С., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки
(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ СИСТЕМИ «ПІДЙОМНА ПОСУДИНА – ГНУЧКЕ АРМУВАННЯ» ПРИ ЗАПОБІЖНОМУ ГАЛЬМУВАННІ ПІДЙОМНИХ МАШИН ЗІ ШКІВОМ ТЕРТЯ

Досвід експлуатації шахтних підйомних установок показує, що в окремих випадках при запобіжному гальмуванні виникають різке зростання амплітуд горизонтальних коливань посудини і підвищені динамічних навантажень на провідники, які можуть мати негативні наслідки для їх міцності або безпеки з точки зору зіткнення посудини з виступаючими елементами обладнання шахтного стовбура. Ця проблема є дуже актуальною на шахтах, де використовується канатне армування, тому що підвищені навантаження з боку підйомних посудин можуть викликати аварійно-небезпечну ситуацію з дуже тяжкими наслідками.

В роботі [1] були проведені дослідження процесів, що виникають в системі «посудина – гнучке армування» при спрацюванні запобіжного гальма підйомної машини зі шківом тертя. Результати, отримані при математичному моделюванні динаміки системи «канат-посудина-гнучке армування», показали, що причиною наростання амплітуд горизонтальних коливань є параметричний вплив на них вертикальних коливань посудини при гальмуванні. В математичній моделі, що розроблена в роботі [1] враховано взаємовплив вертикальних і горизонтальних (поворотних навколо центру мас) коливань посудини і пружності провідникових канатів в горизонтальній площині. В результаті досліджень були отримані рівняння типу Матьє-Хілла щодо кутів повороту посудини навколо її головних горизонтальних центральних осей інерції (лобовий і бічний). Для встановлення причин та умов виникнення параметричного резонансу вертикальних і горизонтальних коливань посудини у провідниках гнучкого армування були проведено чисельні експерименти на базі розробленої математичної та комп'ютерної моделі..

Метою даної роботи є проведення чисельних експериментів і аналізу їх результатів, отриманих на основі розробленої математичної моделі; визначення положення ділянок нестійкості горизонтальних коливань посудин по глибині ствола, встановлення залежності положення центрів нестійкості на цих ділянках і швидкості зростання амплітуд горизонтальних коливань посудини від коефіцієнта масивності провідникового канату.

Аналіз отриманих результатів чисельних експериментів показує, що взаємодія посудин з провідниками гнучкого армування врівноважених підйомних установок у режимі гальмування носить досить складний характер. У стовбурах існують ділянки, координати і довжина яких по глибині стовбура визначаються співвідношеннями між параметрами жорсткості головних і врівноважуючих канатів, натягом і масами провідників, інерційними параметрами посудини, уповільненням підйомної машини. Запобіжне гальмування на таких ділянках викликає значне збільшення амплітуд горизонтальних коливань посудини і відхилення провідників від вертикалі. Ступінь збільшення відхилень також залежить від певних поєднань зазначених параметрів і розташування точки гальмування всередині ділянки нестійкості в стовбурі.

На рисунках 1-2 зображені залежності швидкості зростання горизонтальних коливань (K_s) посудини від «коефіцієнта масивності» провідникового канату та залежність положення «центру нестійкості» по глибині стовбура (l_0) від «коефіцієнта масивності» провідникового канату α_{mas} . Параметр α_{mas} визначається наступним чином

$$\alpha_{mas} = \frac{Q_{np}}{Q_{нат\ вант}}, \quad (1)$$

де Q_{np} - загальна вага канатного провідника, Н; $Q_{нат\ вантаж}$ - вага натяжного вантажу, Н.

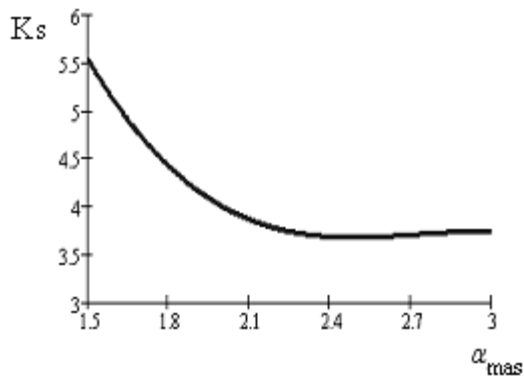


Рисунок 1 - Залежність швидкості зростання горизонтальних коливань посудини від «коефіцієнта масивності» провідникового канату

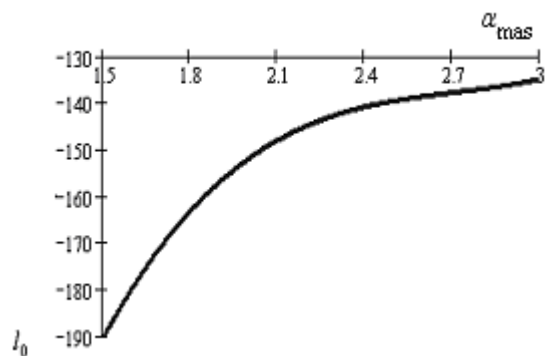


Рисунок 2 - Залежність положення «центру нестійкості» по глибині стовбура від «коефіцієнта масивності» провідникового канату

Аналіз графіка на рисунку 2 показує, що зі зростанням коефіцієнта зони нестійкості переміщуються уверх по стовбуру. Також рисунок 1 дає змогу встановити, що зі зростанням ваги натяжного вантажу по відношенню до ваги самого канатного провідника навіть при гальмуванні в зоні нестійкості швидкість зростання амплітуд горизонтальних коливань має тенденцію до зменшення.

Вивчення цього процесу має як практичне значення для проектування нових систем "посудина – канатне армування", розробки діагностичних моделей для визначення технічного аналізу стану стовбурів, так і теоретичний інтерес для розвитку динаміки шахтного підйому. Врахування цих процесів необхідно при діагностиці діючих підйомів і визначенні допустимих зазорів безпеки в нових стовбурах з гнучким армуванням.

Перелік посилань

1. Ільїна І.С. Вплив аварійного гальмування на стійкість горизонтальних коливань підйомних посудин у провідниках гнучкого армування шахтних стволів // Науковий вісник НГАУ, №2. - Дн-ськ: Вид-во НГУ, 2003. – С. 53-56.

Василькевич В.И., младший научный сотрудник

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

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

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

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОРОБЧАТЫХ ПРОВОДНИКОВ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АРМИРОВКИ В УСЛОВИЯХ ИЗНОСА

Надежность кинематической связи подъемных сосудов с армировкой при двухстороннем расположении проводников относительно сосуда зависит от совместного износа их рабочих поверхностей, взаимодействующих с ними направляющих башмаков подъемного сосуда и глубины их зева. Эти параметры должны определять предельно допустимые отклонения ширины колеи проводников на стадии эксплуатации от проектной величины. Однако, в настоящее время, значения предельно допустимых отклонений ширины колеи, регламентированные нормативными документами и заданные для армировки на этапе строительства, не учитывают влияние текущего износа проводников, вкладышей башмаков, фактических горизонтальных и вертикальных смещений ярусов армировки, динамических нагрузок и других факторов, активно действующих на стадии эксплуатации ствола.

Обследования систем сосуд–армировка показали, что при длительной эксплуатации стволов кинематические зазоры в парах башмак–проводник на стадии эксплуатации значительно отличаются от нормированных значений. При этом отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону занижения зазоров. Причем, на верхних и нижних поясах одного сосуда значения суммарных зазоров (сумма боковых зазоров для одного проводника или сумма лобовых зазоров для противостоящих проводников на одном поясе сосуда) в ряде случаев отличаются в несколько раз.

В процессе эксплуатационного износа происходит значительное (до 30-40%) увеличение лобовых кинематических зазоров в парах «башмак-проводник». Это вызывает увеличение плеча бокового динамического усилия, действующего на проводник со стороны предохранительного башмака, и пропорционально увеличивает значение изгибающего момента, приложенного со стороны проводника к горизонтальному расстрелу. Соответственно увеличиваются динамические напряжения в сечениях расстрела и снижается его коэффициент запаса прочности.

Исследования показали, что такое снижение динамического запаса прочности расстрелов армировки приводит к снижению допустимой скорости подъема по критериям прочности, устойчивости и кинематического зацепления до 15-20%. Полученные результаты говорят о необходимости уточнения методики динамического расчета систем «сосуд-армировка» [1] при оценке их безопасности на стадии длительной эксплуатации в условиях повышенного износа армировки и направляющих устройств подъемных сосудов.

Список литературы

1. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. – Донецк: НИИГМ, 1994. – 145 с.

Виниченко А.В., ст. гр. ГМЕ-14-1м, Самуся В.И., д.т.н., профессор кафедры горной механики

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

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

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

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

До недавнего времени таких машин практически не существовало. В значительной степени этот пробел призвана устранить аварийно-спасательная передвижная подъемная машина АСППМ-6,3, разработанная Национальным горным университетом.

Основной идеей при создании передвижной подъемной установки для аварийно-спасательных работ являлось использование комплекса научно обоснованных технических решений по проектированию компактной подъемной установки, подъемная машина в которой смонтирована в помещении полуприцепа, транспортируемого седельным тягачом и имеет повышенную надежность всех систем электропривода, управления и электроснабжения.

Однако, наряду с неоспоримыми достоинствами машина АСППМ-6,3 имеет и недостатки: большие габариты, низкая скорость передвижения, зависимость от внешних источников энергии, которые существенно влияют на оперативность ликвидации аварий.

В связи с вышесказанным, оснащение мобильной подъемной установки системой гидропривода является актуальной задачей, которая позволит существенно увеличить оперативность ликвидации аварий.

Применение гидропривода в мобильной подъемной установке обеспечит плавность регулирования скорости вращательного движения барабана. Теоретически выходная скорость гидропривода вращательного движения определяется из уравнения расхода насоса и гидромотора. Следовательно, изменение частоты вращения гидромотора возможно при изменении расхода, т. е. изменении параметров насоса и гидромотора.

Для регулирования путем изменения частоты вращения насоса (n_n) необходимо иметь регулируемый приводной двигатель. Обычно этот способ регулирования применяется в гидроприводе с двигателем внутреннего сгорания или дизелем.

Гидропривод с регулируемым насосом является основным регулируемым приводом в горных машинах. Принципиальная схема этого привода приведена на рис. 1. Основные характеристики такого гидропривода для идеальных условий работы при $p_m = \text{const}$. Следовательно, при установившемся значении p_m частота вращения гидромотора n_m , его мощность N_m , а также мощность насоса и его крутящий момент пропорциональны параметру регулирования насоса (u_n), а момент гидромотора не изменяется с изменением (u_n).

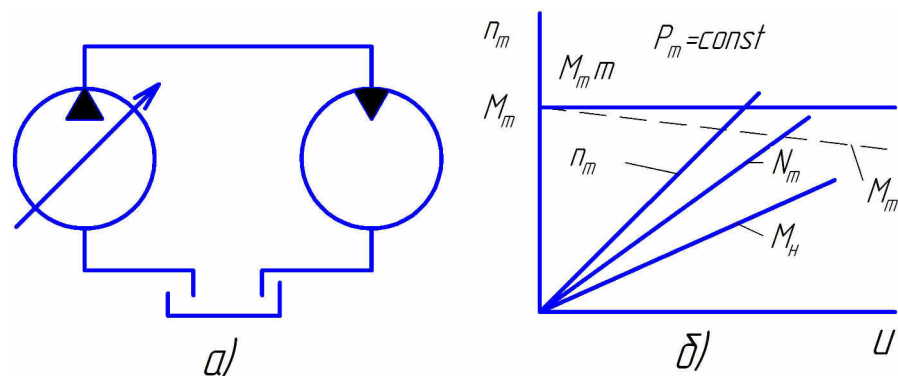


Рисунок 1 - Схема гидропривода с регулируемым насосом (а) и его характеристики (б)

Уравнение механической характеристики рассматриваемой схемы гидропривода:

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

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

Максимальная скорость гидропривода достигается при максимальном значении параметра $u_n = 1$, т. е. при максимальной подаче насоса. Эта скорость ограничивается конструктивными особенностями гидропривода и главным образом гидравлическими потерями и кавитационными явлениями.

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

Мобильная подъемная установка работает следующим образом: после прибытия на место дизель автомобиля с помощью коробки отбора мощности переключается на гидропривод. С пульта управления запускается гидронасос, при достижении в гидросистеме необходимого давления, включаются гидропоры, при помощи которых, установка выставляется в горизонтальное положение. Через люк в крыше вытягивается канат и навешивается на шкив; к канату присоединяется клеть или бадня, после чего лебедка готова к выполнению аварийно-спасательных операций. В случае остановки двигателя базового автомобиля, автоматически включается малый дизель-генератор, который обеспечивает питанием электрическую сеть управления и контроля, работу связи со стволом, освещение машинного зала и кабины управления.

Таким образом, применение гидропривода в мобильной подъемной установке позволяет уменьшить ее габариты и избежать зависимости от внешних источников электрической энергии из-за отсутствия в конструкции электрического двигателя с редуктором, обеспечить плавное регулирование скорости вращения выходного вала гидропривода при помощи изменения угла рабочего колеса в регулируемом насосе гидропривода.

Список литературы

1. Москаленко А.В. Аварийно-спасательная передвижная гидравлическая лебедка. // Уголь Украины. – 2005. – №5. – С. 42–44.
2. Коваль В.П. Гидравлика и гидропривод горных машин – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.

Гук О.О., аспірант кафедри гірничої механіки, Оксень Ю.І., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОГО ТЕПЛА ШАХТНОЇ ВОДИ

У зв'язку із зменшенням запасів органічного палива в надрах Землі підвищується інтерес до використання відновлюваних природних джерел енергії в т.ч. геотермального тепла.

В умовах гірничих підприємств носіями такої енергії є шахтна вода, потік вентиляційного повітря. Для утилізації низькопотенційного тепла застосовують теплоасосні установки (ТНУ). Відібране тепло використовують для підготовки води для системи гарячого водопостачання (ГВП) шахти. Схема такої установки приведено на рис.1.

Мета роботи – постановка задачі та розробка загальної методики оптимізації параметрів гідро- та термодинамічних процесів теплоасосних установок для утилізації геотермального тепла.

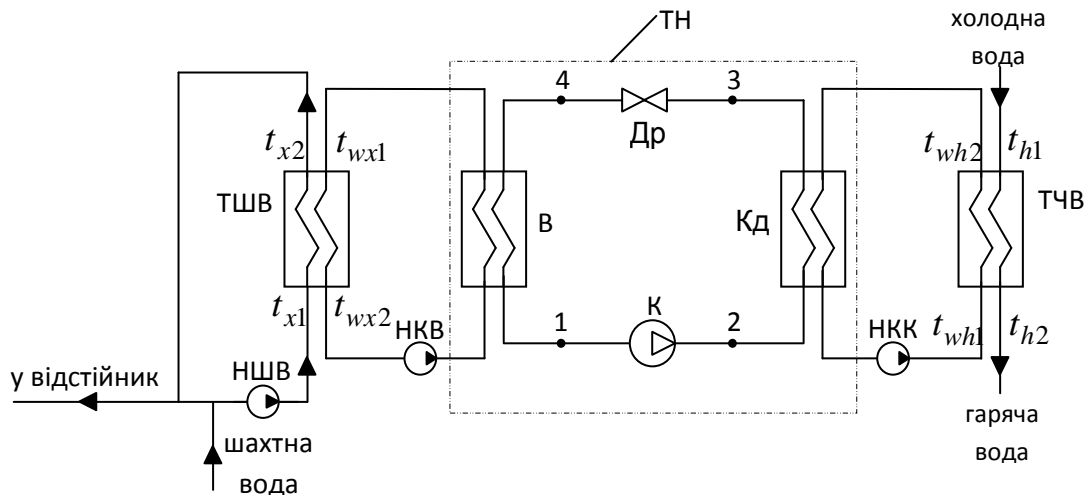


Рисунок 1 – Схема ТНУ з проміжними контурами передачі тепла:
НКВ і НКК – насоси проміжних контурів випарника і конденсатора
ТШВ і ТЧВ – теплообмінники шахтної і чистої води

Потрібна теплопродуктивність ТНУ залежить від тривалості добового циклу підготовки гарячої води наступною залежністю:

$$Q_{Т\ ТНУ} = \rho_w c_w \frac{V_{доб}}{\tau_{доб}} (t_{h2} - t_{h1}), \quad (1)$$

де $Q_{Т\ ТНУ}$ – теплопродуктивність ТНУ, кВт; ρ_w і c_w – густина і масова теплоємність води, що нагрівається, кг/м³ і кДж/(кг·°С) відповідно; $V_{доб}$ – добовий об'єм води, що нагрівається, м³; $\tau_{доб}$ – тривалість добового циклу роботи ТНУ, с; t_{h1} і t_{h2} – початкова і кінцева температура води, що нагрівається, °С.

З формули (1) видно, що при зменшенні тривалості добового циклу потрібна теплопродуктивність ТНУ зростає. Це призведе до зростання вартості теплоасосного устаткування і капітальних витрат на її спорудження. Разом з тим, тривалість добового циклу роботи ТНУ впливає на вартість спожитої електродвигунами установки електричної енергії, оскільки сплата за неї ведеться за трьохзонним часовим тарифом.

Задача оптимізації параметрів ТНУ полягає у визначенні її теплопродуктивності. Ця задача розв'язується в два основних етапи. На першому етапі обирається схемне рішення теплонасосного модуля (схема передачі тепла від низькопотенційного до високопотенційного джерела) і визначаються оптимальні сумарна, одинична потужності встановлюваного теплонасосного устаткування, типорозмір компресорів теплових насосів, їх число і регламент роботи. На другому етапі здійснюється оптимізація теплових і гідравлічних режимів і конструктивних параметрів теплообмінного устаткування теплонасосного модуля – випарників і конденсаторів теплових насосів, проміжних теплообмінників.

При розв'язанні задачі необхідно розрахувати капітальні і експлуатаційні витрати, які визначаються вартістю споживаної електроенергії обладнанням.

Споживана електрична потужність установки визначається за співвідношенням між теплопродуктивністю і електричною потужністю електродвигунів ТНУ:

$$N_{\text{ел тну}} = \frac{Q_{\text{т тну}}}{k_{\text{тр тну}}}, \quad (2)$$

де $N_{\text{ел тну}}$ – споживана електрична потужність ТНУ, кВт; $k_{\text{тр тну}}$ – коефіцієнт трансформації тепла ТНУ.

В Україні відсутнє серійне виробництво теплових насосів тепловою потужністю понад 150 кВт, які необхідні для систем ГВП шахт, але вони можуть бути виготовлені за спеціальним замовленням з урахуванням специфічних умов їх роботи.

Базовим елементом теплового насосу є компресор. Параметри компресорів змінюються дискретно відповідно до їх типорозмірного ряду. Тому при переборі варіантів ТНУ з різною теплопродуктивністю раціональним буде за параметр перебору прийняти теоретичну подачу компресора. Така дискретизація перебору дозволить водночас визначити оптимальну теплопродуктивність ТНУ і оптимальний тип компресора.

Для кожного варіанту ТНУ розв'язується задача визначення оптимальних параметрів термодинамічного циклу, теплообмінних апаратів і термодинамічних та гідравлічних процесів в них.

При розв'язанні задач оптимізації параметрів енергетичних і теплотехнічних систем за критерії оптимізації приймають техніко-економічні критерії: приведені витрати, строк окупності капітальних витрат, і ексергоекономічні критерії.

Термоeкономічна модель складається з термодинамічної і економічної моделей.

Термодинамічна модель представляється ексергетичним балансом системи, який записується у вигляді

$$E_F = E_P + E_D + E_L, \quad (3)$$

де E_F – ексергія потоку палива, кВт; E_P – ексергія потоку продукту, кВт; E_D і E_L – деструкція і втрати ексергії в процесах енергоперетворення кВт.

Економічна модель енергоперетворювальної системи, що застосовується до термоeкономічного аналізу, характеризується узагальненим параметром Z , що являє собою вартість експлуатації, грн/год

$$Z = Z_{CI} + Z_{EN} + Z_{OM}, \quad (4)$$

де Z_{CI} – складова, пов'язана з капітальними (інвестиційними) витратами; Z_{EN} – складова, складова, що враховує витрати на вхідну енергію для функціонування системи (елементу); Z_{OM} – складова, що враховує витрати на обслуговування.

Таким чином, в роботі виконано концептуальну постановку задачі оптимізації параметрів гідро- та термодинамічних процесів, що відбуваються в теплонасосній установці для утилізації тепла шахтної води; розроблено загальну методику розв'язання задачі оптимізації параметрів ТНУ.

Дубинин М.В., младший научный сотрудник

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

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

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

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕСТКОЙ АРМИРОВКИ СТВОЛОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК СО СТОРОНЫ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ

За последние десятилетия количество старых стволов с сильно изношенной жесткой армировкой существенно увеличилось. Такая ситуация вызывает необходимость создания нормативной документации и совершенствования методики [1] расчета напряженно-деформированного состояния расстрельных балок и проводников для установления критерия допустимого износа в системе «сосуд-армирование» при различных схемах расположения сосудов в стволе. Это особенно актуально во время реконструкции старых стволов при переходе на новые конструкции систем «сосуд-армирование», не встречавшиеся в ранее разработанных проектах.

С развитием численных методов, особенно метода конечных элементов, появилась возможность прямого моделирования динамики системы с максимальным учетом ее фактических конструктивных особенностей, упругости континуальных звеньев, фактических поперечных отклонений проводников от вертикали, износа проводников и расстрелов для построения уточняющей методики расчета, ориентированной на общие вычислительные методы для каждого конкретного стволового отделения и подъемного сосуда.

Для решения поставленной задачи разработана твердотельная модель участка армировки шахтного ствола в системе ANSYS. Особенностью расчетной схемы является то, что она впервые учитывает одновременное приложение динамических усилий со стороны подъемного сосуда по верхнему и нижнему поясам направляющих башмаков в самом неблагоприятном случае нагружения, когда высота сосуда равна длине двух пролетов проводников. Для действующих систем «сосуд-армирование» такое соотношение геометрических размеров является достаточно распространенным в отечественных условиях.

Такой вид распределения контактных усилий соответствует мгновенному поступательному горизонтальному движению сосуда по лобовой степени свободы. При колебательном процессе в проводниках в пределах кинематических зазоров вся масса поступательно движущегося сосуда передает свою кинетическую энергию в упругую деформацию пролетов армировки. Из всех форм колебаний сосуда по другим 4-м степеням свободы (поступательное перемещение в боковой плоскости, угловое перемещение вокруг вертикальной оси, угловое перемещение вокруг горизонтальной лобовой оси, угловое перемещение вокруг горизонтальной боковой оси) эта форма колебаний дает наибольшие динамические нагрузки при прочих равных условиях.

Таким образом, решение данной задачи дает параметры напряженно-деформированного состояния элементов армировки, амплитудные значения которых являются «ограничением сверху» для аналогичных параметров, соответствующих взаимодействию в системе «сосуд-армирование» по другим степеням свободы.

В результате проведенных исследований было установлено, что наиболее нагруженным звеном армировки является расстрел в непосредственной близости от проводника, к которому приложена контактная нагрузка. Проводник имеет значительно меньшие напряжения, но их максимальные значения так же приурочены к точке приложения нагрузки. Распределение напряжений в проводнике и расстрелах, приведено а рис. 1.

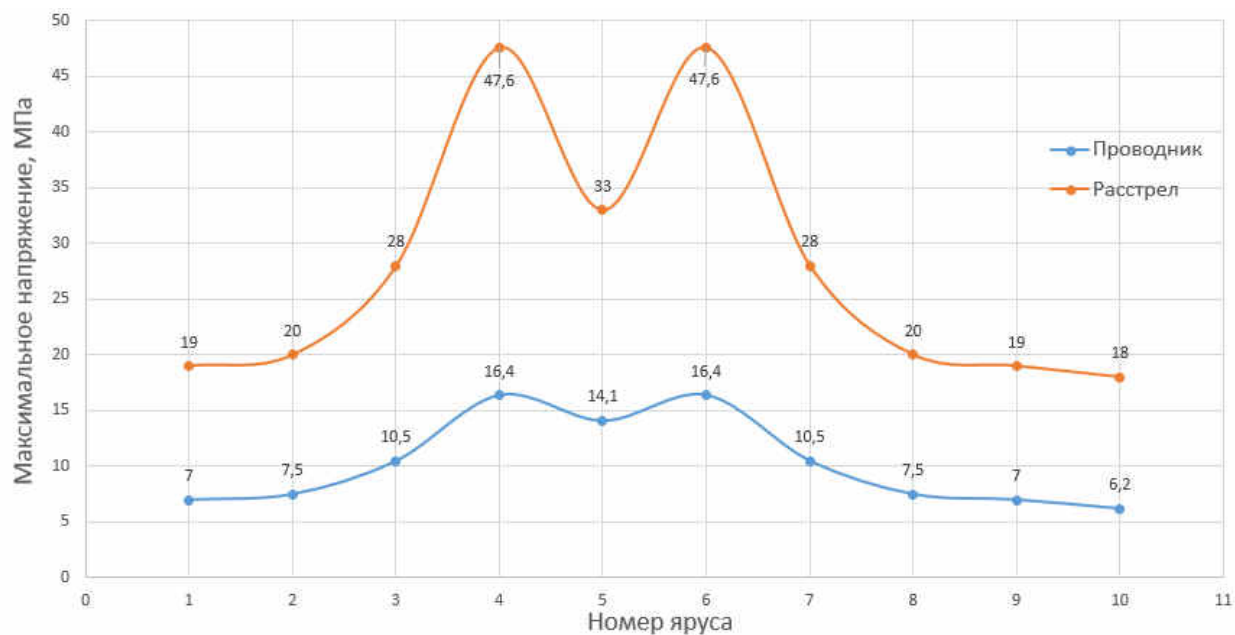


Рисунок 1 - Графики распределения максимальных напряжений в проводнике и в расстреле на смежных ярусах.

Данная работа позволяет выполнить цикл исследований, направленных на разработку нормативных положений, определяющих в каждом конкретном случае допустимые значения износа расстрелов, не имеющих в настоящее время отражения в нормативной документации.

Список литературы

1. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. –Донецк: НИИГМ, 1994. – 145 с.

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

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ НАСОСНЫХ И ЭРЛИФТНЫХ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ В МОРСКОМ ГОРНОМ ДЕЛЕ

Многообразие и сложность взаимосвязанных задач определяют общую структуру проектирования гидроподъемов как многоуровневый иерархический объект, что нашло отражение в морфологической структуре проектирования гидроподъемов в составе горно-морских предприятий. Реализация общей структуры достигается путем уровневой декомпозиции процесса проектирования за счет модульного принципа решения задач теории упругости, гидроаэроупругости и гидродинамики многофазных течений в сопряженной постановке.

Проектирование гидроподъемов связано с решением целого ряда задач [1]:

- определением статических и динамических характеристик напряженно-деформированного состояния транспортного трубопровода;
- расчетом основных конструктивных, расходных и энергетических параметров установки;
- определением пространственной формы транспортного трубопровода при его буксировке в толще воды;
- разработкой локальных систем регулирования расходных параметров гидроподъема и др.

Расчетное определение нагрузок – наиболее ответственный этап процесса проектирования, стимулируемый развитием компьютерной техники и методов вычислительной математики. Разработанные математические модели гидроупругого взаимодействия элементов трубного става с окружающей морской средой и протекающей пульпой, а также расчетные схемы опираются на моделирование става в виде конечной совокупности стержней с постоянными по длине механическими и геометрическими характеристиками и учитывают следующие характерные черты и особенности конструкции [2]:

- кусочно-постоянный по длине транспортный трубопровод закон изменения геометрических, механических и физических параметров, а также наличие сосредоточенных элементов;
- распределенные и сосредоточенные статические и динамические нагрузки, образующие пространственную схему сил;
- асимметричность поперечного сечения трубной системы подъема относительно оси центрального транспортного трубопровода;
- вертикальные и поперечные (попутные и боковые) колебания трубного става около положения равновесия;
- ступенчатую деформированную форму подвижного транспортного трубопровода при расчете гидравлических параметров течения пульпы.

Структура САПР гидроподъема содержит четыре уровня. Первый уровень предусматривает нахождение предварительных геометрических и расходных параметров глубоководного гидроподъема, обеспечивающих соответственно целостность конструкции и устойчивость транспортирования гидросмеси, в упрощенной постановке без учета ряда факторов. Эти параметры корректируются на последующих трех итерационных уровнях уже с учетом специфики эксплуатации морских гидроподъемов. Так, на втором уровне определяется пространственно-деформированная форма трубного става и рассматриваются вопросы обеспечения прочности его конструкции с учетом колебаний на морском волнении, решение которых, однако, не гарантирует транспортирование пульпы в зоне оптимальных по энергоемкости параметров. Информация по частотному спектру нужна для отстройки от возможных

резонансных режимов путем изменения массовых и упругих характеристик конструкции. Третий уровень определяет форму и динамическую устойчивость трубного става с учетом аэрогидроупругих автоколебаний, вследствие взаимодействия с окружающей морской средой, после чего уточняются суммарные напряжения. Четвертый уровень определяет конструкцию и расходные параметры гидроподъемов для достижения максимальных к.п.д. установок.

Предлагаемая структура организует последовательное решение задач всех иерархических уровней с передачей результатов на нижележащие уровни в виде соответствующих ограничений или условий решения задач этих уровней [3].

Анализ приведенной структуры показывает, что в качестве основной передаточной функции различных уровней иерархии выступает форма трубопровода, определяемая в конечном итоге взаимовлиянием упругих, гидродинамических (внешнее обтекание, течение пульпы) и энергетических параметров. Кроме того, в процессе разработки таких сложных конструкций с известной степенью неопределенности исходных данных (параметры ветроволнового режима, подводных течений и др.) следует уже на стадии проектирования предусмотреть принципиальные способы и средства локальных систем регулирования эксплуатационных параметров установок, что является новым научно-прикладным результатом.

Список литературы

1. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Евгений Алексеевич Кириченко. – Д.: Национальный горный университет, 2009. – 344 с. ISBN 978-966-350-231-1.
2. Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, В.В. Евтеев. Основы проектирования систем гидротранспорта полиметаллических руд Мирового океана / Никополь: ФОП Фельдман О.О., 2014. – 611 с. ISBN 978-966-2421-18-7.
3. Concerning CAE development of hydraulic hoists within ship mining complexes / V. Kyrychenko, E. Kyrychenko, V. Samusya, A. Antonenko // Progressive technologies of coal, coalbed methane and ores mining. Taylor & Francis group –London, 2014.

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

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

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК В РЕЖИМАХ ТОРМОЖЕНИЯ

В настоящее время в Украине на вооружении горноспасательной службы находится пока единственная в стране мобильная подъемная установка АСППУ-6,3, предназначенная для проведения аварийно-спасательных работ в шахтных стволах. Опыт практической эксплуатации установки при ликвидации последствий аварий, в частности, на шахте им. К. Маркса ГП «Орджоникидзеуголь» показал ее высокую эффективность и одновременно выявил ряд новых технических проблем, которые не присущи стационарным подъемным установкам.

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

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

Все это делает задачу определения допустимых значений геометрических параметров размещения навесного оборудования мобильной установки, разработку и обоснование рациональных параметров настройки системы торможения с учетом особенностей динамических процессов в отвесе и струне каната при возможных вариантах применения в реальных шахтных условиях, актуальной с научной и практической точек зрения [1].

Взаимовлияние динамических процессов в струне и отвесе каната особенно остро проявляется при использовании входящего в комплект оборудования мобильной подъемной установки отклоняющего шкива диаметром 1 м, приведенная масса которого значительно меньше, чем масса стационарного копрового шкива. В соответствии с разрабатываемыми проектами применения мобильных подъемных установок канат приходится заводить через дополнительное отверстие в стенке копра, размеры которого необходимо определять с учетом максимально возможной амплитуды колебаний струны.

Динамические характеристики колебательных процессов в подъемном канате определяются массовыми, геометрическими и жесткостными параметрами всей механической системы подъемной установки и настройкой тормоза (характеристика тормозного усилия, его кратность, время холостого хода). Таким образом, решалась задача исследования сочетаний параметров, присущих именно мобильной установке, и определения настройки тормоза в зависимости от фактических параметров системы для реально возможных вариантов разме-

щения установки [2].

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

Амплитуды и устойчивость этих колебаний существенно зависят от общей жесткости всего каната со струной для каждой точки ствола, в которой происходит торможение. Получены зависимости частот и амплитуд этих колебаний от длины и угла наклона струны, а также длины отвеса каната. Установлено, что увеличение длины отвеса каната при опускании подъемного сосуда в стволе ведет к увеличению эквивалентной жесткости струны за счет уменьшения ее провеса. При этом продольная жесткость каната уменьшается с увеличением натяжения, что приводит к появлению экстремума на графике общей жесткости системы. Однако при нахождении сосуда на большой глубине общая жесткость системы уже незначительно отличается от продольной жесткости упругого каната без учета провисания струны [3].

Анализ полученных результатов свидетельствует о существенном влиянии эквивалентной жесткости струны на общую жесткость каната подъемной установки, и соответственно на протекание динамических процессов в системе «барабан–струна–отвес каната–сосуд». Значительное влияние струны каната на динамику системы является негативным фактором, который надо учитывать на стадии разработки проектов применения мобильной подъемной установки при аварийно-спасательных работах в шахтных стволах [4].

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

Список литературы

1. Самуся С.В. Математична модель мобільної підйомної установки з урахуванням динамічних процесів в струні каната / С.В.Самуся // Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2006. – №25. – С.252–259.
2. Ільїн С.Р. Дослідження взаємодії коливальних процесів в струні та вису каната при гальмуванні мобільної підйомної установки / С.Р. Ільїн, С.В. Самуся // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – №3 (48). – С. 89–92.
3. Ильин С.Р. Математическая модель нелинейных колебаний струны и отвеса каната мобильной подъемной установки / С.Р. Ильин, С.В. Самуся // Наукові праці ДонНТУ. – Вип.16(142). – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2008. – С. 122–131.
4. Ильин С.Р. Исследование жесткостных характеристик системы «струна – отвес каната – сосуд» аварийно-спасательной мобильной подъемной установки / С.Р. Ильин, С.В. Самуся // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 82. – С. 142–148.

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

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

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕРРИКОНОВ И ЗАПОЛНЕНИЕ ВЫРАБОТАННОГО ПРОСТРАНСТВА ШАХТ И РУДНИКОВ

В настоящее время, выдаваемая из шахт и рудников порода, складывается в терриконы. Это приводит к отчуждению земельных участков и загрязнению окружающей среды. Выработанные пространства шахт и рудников, со временем, приводят к оседанию поверхности земли над ними. В результате происходит отчуждение данной территории с последующим образованием болот.

Предлагаемый способ позволяет решить эти проблемы, как на новых, так и на давно существующих или закрытых шахтах и рудниках. Сущность способа заключается в следующем. Порода из терриконов подается на ленточный конвейер, снабженный измельчительным устройством. Измельченный материал формируется отдельными порциями определенной формы и подвергается специальной обработке. Сформированный материал перемещают к стволу шахты. В вертикальной части ствола материал движется по трассе особой конфигурации. Далее материал перемещается по выработкам к отработанному пространству. Равномерная закладка сформированного материала в отработанное пространство производится распределительным устройством.

Данный способ, с соответствующим комплексом оборудования, позволит решить экологически важные задачи утилизации терриконов с одновременной закладкой выработанного пространства забоев новых, существующих или закрытых шахт и рудников.

Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики, Мамай В.В., ст. гр. ГРмм-11-9
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В СИСТЕМЕ «ПОДЪЕМНЫЙ СОСУД – АРМИРОВКА»

Основным параметром, определяющим степень аварийной опасности работы ствола, является «остаточный запас прочности» элементов металлоконструкции армировки под действием фактических эксплуатационных нагрузок. Минимально допустимым является значение запаса прочности равное 1.0. Поэтому все мероприятия по обеспечению безопасной эксплуатации направляются на его повышение до номинальной величины 2.15, которое соответствует фактическим напряжениям меньшим предела выносливости. При таком запасе прочности в металле не происходит накопления усталостных повреждений под действием циклических знакопеременных динамических нагрузений со стороны сосудов. Достижение такого уровня может происходить несколькими способами.

Самым распространенным способом повышения запаса прочности является снижение скорости подъема на фиксированном участке ствола для уменьшения динамических нагрузок до безопасного уровня при неизменном профиле проводников и остаточной несущей способности армировки.

Для тех подъемных установок, на которых установлены компьютерные системы управления, эффективным способом снижения нагрузок является реализация сглаженных, минимизированных по рывку диаграмм скорости вращения барабана. Применение сглаженной диаграммы скорости позволяет почти 40 – 50% снизить контактные нагрузки на армировку за счет уменьшения вертикальных рывков верхних концов каната.

Более трудоемким является проведение местной профилировки и спрямление проводников на участках с наиболее сильными нарушениями вертикальности. Улучшению динамической ситуации также способствует применение роликовых направляющих с повышенными диссипативными свойствами амортизаторов. Самым трудоемким способом является замена изношенных балок расстрелов и проводников на новые. В некоторых случаях применяются балки с утолщенными по сравнению с проектом стенками, что приводит к необходимости дополнительных динамических расчетов и коррекции традиционных мероприятий по контролю их остаточной прочности в процессе износа.

Комплексное применение этих мероприятий позволяет существенно снизить ударные нагрузки на армировку и тем самым без проведения замены металлоконструкций на новые вывести систему «сосуд – армировка» из аварийно опасного технического состояния.

Благодаря переходу систем «сосуд – армировка» на более высокий уровень эксплуатационной безопасности на рабочих режимах с определенным запасом становится возможным повышение максимальной рабочей скорости подъема. Не смотря на некоторое повышение контактных нагрузок с ростом вертикальной скорости, сбалансированное применение комплекса мероприятий при систематическом аппаратурном контроле позволяет удерживать фактические запасы прочности металлоконструкций на уровне, обеспечивающем отсутствие спонтанного возникновения разрушений и аварийных ситуаций.

В том случае, когда избежать аварии в стволе не удалось, единственным выходом является применение автономных спасательных подъемных установок, клеть которых опускается в ствол с застрявшим основным сосудом для доставки людей на поверхность. В силу разнообразия условия в околоствольном пространстве их применение в каждом конкретном случае так же требует специальных расчетов для определения безопасных параметров настройки систем управления рабочим ходом и режимом предохранительно торможения.

Махонин Д.А., ст. гр. ГРммС-13-3, Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА КОНВЕЕРНОМ ТРАНСПОРТЕ

Стоимость электроэнергии в общей стоимости угля составляет 20% и более. Для шахт со сплошной конвейеризацией особую важность приобретают вопросы снижения затрат энергии при транспортировании ленточными конвейерами основного грузопотока.

Целевой функцией при выборе конструктивных и режимных параметров ленточного конвейера является минимизация удельных затрат энергии на транспортирование сыпучего груза ленточным конвейером.

Привод ленточного конвейера в установившемся режиме работы перемещает несущий орган, который опирается на ролики и несет на себе полезный груз (рис.1). Все движущиеся массы при выполнении тяговых расчетов приводят к поступательному движению ленты.

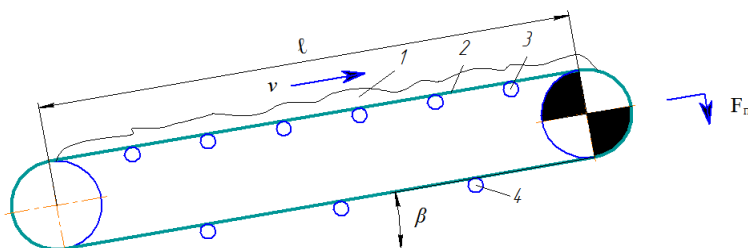


Рисунок 1 - Расчетная схема:

1-полезный груз; 2-лента; 3,4-ролики верхней и нижней ветвей; 5-привод

Под мертвыми массами понимают массы ленты и вращающихся частей роlikоопор, которые движутся с одинаковой линейной скоростью с полезным грузом и обеспечивают его транспортирование. Очевидно, что для достижения целевой функции нужно минимизировать мертвые массы конвейера.

Если разложить движение на горизонтальное перемещение на длину $\ell \cos \beta$ и подъем на высоту $\ell \sin \beta$ и рассматривать силы тяги отдельно для основных движущихся масс конвейера, то для груза будем иметь

$$F_G = q \cdot \ell \cdot (\omega_G \cdot \cos \beta + \sin \beta),$$

для перемещения ленты по замкнутому контуру

$$F_L = q_L \cdot 2 \cdot \ell \cdot \omega_L \cdot \cos \beta,$$

для силы, обеспечивающей вращение опорных роликов

$$F_P = (q_{PB} + q_{PH}) \cdot \ell \cdot g \cdot \omega_P,$$

где: q , q_L , q_{PB} , q_{PH} – линейные массы соответственно груза, ленты, роликов верхней и нижней ветвей, кг/м; ℓ – длина конвейера, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; ω_G , ω_L , ω_P – интегральные коэффициенты трения соответственно груза, ленты, роликов.

Угол β подставляют со знаком: транспортирование вверх – знак плюс; вниз – минус.

Сила F_L необходимо только для горизонтального перемещения ленты на длину $\ell \cos \beta$, т.к. одна ветвь поднимается вверх, другая – опускается вниз и силы, необходимые для подъема и опускания ленты взаимно уравновешиваются.

Сила F_p не зависит от угла наклона конвейера, т.к. сила тяжести вращающейся части ролика при любом угле β всегда приходит через центр вращения ролика.

Удельные затраты энергии на тонно-километр транспортной работы определяются по формуле:

$$\mathcal{E} = (F_T + F_L + F_p) \cdot v / 1000 \cdot Q_p \cdot \ell, \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{т} \cdot \text{км}.$$

На горных предприятиях в одних и тех же условиях принимают ленты, как с тканевым, так и с тросовым каркасом. Последние более прочные, но их линейная масса в 1,5 – 1,7 раза больше чем тканевых лент. Очевидно, что в определенных условиях работы конвейера, ленты с тканевым каркасом являются более эффективными.

Расчеты энергетической эффективности транспортирования, выполненные для конвейера Л100 с тканевой лентой ПВХ-120 и резинотросовой – 2РТЛО-1500 с полной нагрузкой для различных углов наклона приведены на рис.2.

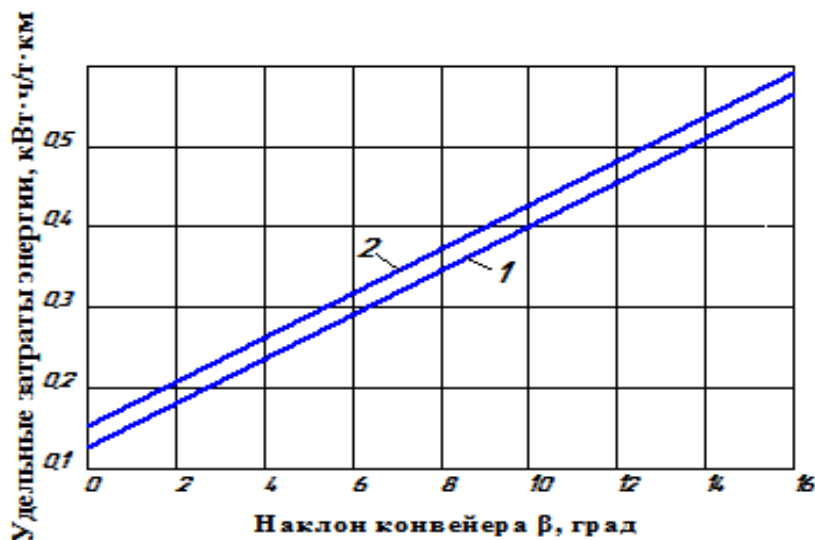


Рисунок 2 - Удельные энергозатраты в функции угла наклона конвейера:
1-лента ПВХ-120; 2-лента 2РТЛО-1500

Конвейер с тканевой лентой имеет удельные затраты энергии на 0,026 кВт · ч / т · км меньше чем с тросовой лентой. Для горизонтальных конвейеров это составляет 20%. С уменьшением загрузки ленты грузом экономия энергии возрастает, т.к. изменяется соотношение между линейными массами ленты и груза.

При увеличении угла наклона конвейера абсолютное значение уменьшения удельных затрат энергии сохраняется. Относительная экономия снижается до 4% на предельном уклоне в 18 градусов. Это объясняется тем, что увеличиваются существенно затраты энергии на подъем груза.

Областью применения лент с тканевыми каркасом следует считать горизонтальные и слабо наклонные конвейеры. Эти ленты могут быть изготовлены с числом прокладок каркаса от 2-х до 6-ти, что существенно повышает их нагрузочную адаптивность к условиям работы.

Ленты с тросовым каркасом имеют один предел прочности. Их следует применять на круто наклонных конвейерах, где прочностные характеристики ленты имеют первостепенное значение.

Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики, Найденко И.С., ст. гр. ГРмм-11-9
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ВЛИЯНИЕ ДИАГРАММЫ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ БАРАБАНА НА ДИНАМИКУ СИСТЕМЫ «ПОДЪЕМНЫЙ СОСУД – АРМИРОВКА»

Наиболее сильное влияние со стороны подъемной машины проявляется при вращении барабана с переменным ускорением в рабочем режиме и во время аварийного торможения. Замеренные экспериментально осциллограммы окружной скорости и ускорения барабана приведены на рис. 1.

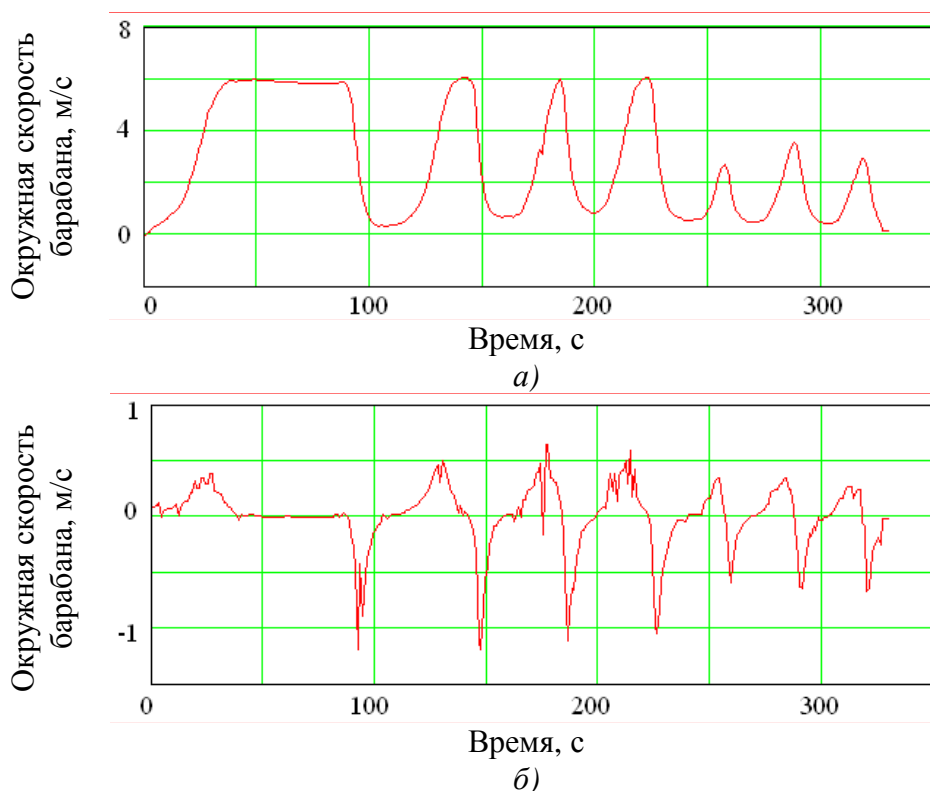


Рисунок 1 - Диаграммы окружной скорости (а) и ускорения (б) барабана клетевой подъемной машины

Из анализа графиков на рис. 1 понятно, что в точках изгиба диаграммы скорости появляется ускорение или замедление движения сосуда, которое неизбежно приводит к кратковременному упругому растяжению каната и появлению дополнительных вертикальных колебаний сосуда. Видно, что в данной подъемной установке максимальные окружные ускорения барабана достигают $1,2 - 1,3 \text{ м/с}^2$. Эти рывки передаются на верхний конец головного каната установки и через него на подъемный сосуд.

Последствиями таких рывков могут быть систематически возникающие в одних и тех же точках ствола вертикальные колебания сосуда на канате, которые вызывают возбуждение его горизонтальных колебаний и повышенные динамические нагрузки на жесткую армировку.

Таким образом, чем более неравномерной будет диаграмма скорости вращения барабана подъемной машины, тем большими в этих местах ствола будут всплески горизонтальных нагрузок направляющих сосуда на проводники армировки или сверхнормативные упругие деформации гибких канатных проводников.

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

(ІТТМ ім. М.С. Полякова НАН України, м. Дніпропетровськ, Україна)

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СТРУНЫ КАНАТА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

В даний час у розвитку шахтного підйому спостерігається тенденція збільшення глибини підйому, швидкості руху судин і їхньої вантажопідйомності. Необхідність створення мобільних підйомних установок зумовлена аваріями, що мають місце на людських підйомах та в шахтних стволах. Це приводить до неможливості забезпечення безпечної і своєчасної евакуації шахтного персоналу при несправностях стаціонарних підйомних машин і стволового обладнання.

Неврівноваженість мобільної підйомної установки з малими маховими масами, яка працює в однокінцевому режимі, зумовлює необхідність дослідження динамічних процесів в механічній і гальмовій системах підйомної установки. Це потребує розробки обґрунтованої комплексної математичної моделі підйомної установки, яка повинна враховувати взаємодію її різних складових систем.

У цьому зв'язку актуальною науковою задачею є дослідження динамічних процесів в канатах шахтної підйомної установки в режимах гальмування і визначення раціональних параметрів цих режимів. В свою чергу, це дозволить розробити технічні рішення по удосконаленню гальмових систем мобільних підйомних установок.

При гальмуванні шахтних підйомних установок вважається неприпустимим набігання підйомної судини на канат. З урахуванням цього визначаються безпечні величини уповільнень при підйомі вантажу. Однак у літературі по шахтному підйому не досліджені питання динаміки підйомної установки як системи з зосередженими і розподіленими параметрами при ударі по канату після відновлення пружного зв'язку.

Для моделювання динаміки мобільної підйомної установки в робочих та екстремальних режимах обґрунтовані гіпотези і допущення, які не змінюють її основні динамічні характеристики: підйомний канат в перехідних режимах представляється як пружина вагома нитка змінної довжини, розсіювання енергії в якій враховується гіпотезою Фойгта; для електромеханічної системи підйомної установки не враховується податливість барабана та передач приводу, що обумовлено наявністю в підйомній установці ланки з підвищеною податливістю – головного канату великої довжини; сили аеродинамічного опору та тертя між судиною та армуванням враховуються як частина ваги судини; не враховується просковзування каната при навивці його на барабан [1 - 4].

Динамічні процеси у підйомній установці було описано системою диференціальних рівнянь у часткових похідних, яка за методом Фур'є зведена до системи звичайних диференціальних рівнянь та розв'язана за модифікованим методом Рунге-Кутта. Розв'язання системи проводилося у динамічних зусиллях та їх похідних.

Для обґрунтування критерію вибору припустимих величин уповільнень при підйомі вантажу розроблена математична модель підйомної установки, як континуальної системи зі скупченими та розподіленими параметрами, що дозволяє визначати динамічні зусилля в головних канатах при екстремальних режимах гальмування.

У граничному випадку умовою ненабігання підйомної судини на канат є повне розвантаження гілки каната, що піднімається, у нижньому перетині при рівності швидкостей барабана і судини. При цьому розрахункова схема підйомної установки розпадається на дві частини, кінематичні і силові параметри яких не залежать одна від одної.

Зневажаючи впливом поперечних і крутильних коливань каната на подовжні, а також величиною набігання судини, канат у період роз'єданого руху можна вважати пружно-грузлим стрижнем з вільним кінцем. При подальшій рівності абсолютних переміщень судини

і нижнього перетину каната відбувається відновлення пружного зв'язку. Наступний удар в канаті, що розтягує, можна представити як миттєвий додаток до нижнього вільного кінця каната кінцевого вантажу зі швидкістю, що дорівнює різниці швидкостей судини і нижнього кінця каната [5].

Для реалізації обчислювальної схеми розроблено програмний продукт, що дозволяє провести моделювання процесів гальмування для різних співвідношень масових та жорсткісних характеристик підйомної установки. Програма дозволяє за наперед заданими параметрами провести обчислення основних характеристик системи, що моделюється: статичних та динамічних зусиль в канаті, переміщень та швидкостей у верхніх та нижніх перерізах канату, прискорення, швидкість та переміщення барабану підйомної установки.

Аналіз результатів математичного моделювання дозволив зробити наступні висновки :

- для практичних розрахунків досить враховувати два перших тони коливань, час протікання перехідних процесів і величина динамічних зусиль у значній мірі визначаються значеннями гальмового зусилля та коефіцієнта розсіювання енергії в канаті;
- динамічні зусилля в канаті в значній мірі визначаються фазою включення гальма і часом його холостого ходу та мають максимальне значення, коли час холостого ходу знаходиться в зоні періоду вільних коливань системи;
- найбільш небезпечним з погляду набігання судини на канат є випадок, коли довжина каната максимальна, а при триразовому співвідношенні парціальних частот основних тонів коливань довгої і короткої гілок канатів спостерігається максимум динамічного зусилля в гілці, що піднімається;
- інтенсивність прикладання гальмового зусилля та його величина зумовлюють величину динамічних зусиль в підйомному канаті, а недосконалість гальмівної системи та завищення кратності гальмівного зусилля може служити причиною виникнення аварійної ситуації.

Перелік посилань

1. Вертикальный транспорт на горных предприятиях / В.Н. Потураев, А.Г. Червоненко, Л.В. Колосов и др. – М.: Недра, 1975. – 351 с.
2. Горошко О.А., Савин Г.Н. Введение в динамику деформируемых одномерных тел переменной длины. – Киев: Наукова думка, 1971. – 224 с.
3. Савин Г.Н. Динамическая теория расчета шахтных подъемных канатов. – Киев: Изд-во АН УССР, 1949. – 104 с.
4. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
5. Флоринский Ф.В. Динамика шахтного подъемного каната. – М.: Углетехиздат, 1955. – 238 с.

Хворостяной Н.Н., аспирант кафедры горной механики

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

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ВОДООТЛИВА ГЛУБОКИХ ШАХТ

При добыче полезных ископаемых, переход на более глубокие горизонты, за частую, является неизбежным. Таким образом, ряд шахт центрального Донбасса уже производят добычу угля на горизонтах глубиной свыше 1000 м, что приводит к осложнению работы предприятия в целом и водоотливного хозяйства в частности.

Основным результатом сравнения надежности различных схем водоотливов является то, что при равных условиях надежность работы прямой схемы водоотлива будет выше, чем в случае применения ступенчатой схемы откачки шахтной воды. Следует также заметить, что как правило, прямая схема водоотлива требует значительно меньших капитальных и эксплуатационных затрат [6].

Сравнительный экономический анализ прямой и ступенчатой схемы водоотлива с последующим контрольным расчётом показал, что в условиях шахт центрального Донбасса при Глубине шахты $H_{ш} = 1000$ м и нормальном суточном притоке воды в шахту $Q_n = 7440$ м³/сутки переход главного водоотлива от ступенчатой к прямой схеме откачки воды, позволит сократить расходы электроэнергии с 16066500 кВт*ч/год до 14927000 кВт*ч/год, а также увеличить удельную производительность труда, за счет сокращения персонала необходимого для обслуживания установки, и повысить ее надежность в результате сокращения цепи последовательно работающих механизмов. Таким образом, предложенная прямая схема водоотлива позволяет снизить эксплуатационные расходы на 1197,000 тыс. грн./год.

Однако прямая схема водоотлива в виду возникновения высоких давлений и отсутствия запорно-регулирующей арматуры способной их выдерживать при этом, обеспечивая безопасную и бесперебойную работу, имеет ограниченный диапазон применения. Одним из практических способов расширения диапазона применения прямой схемы, является организация водоотлива в виде двухфазной смеси с транспортировкой в напорном трубопроводе шахтной воды в виде водовоздушной смеси, плотность которой меньше плотности воды, что и обеспечивает снижение давления [1]. Предложенное решение позволяет увеличить диапазон применения, то есть высоту прямой откачки шахтной воды, на 20-30%.

При эксплуатации водоотливных установок неизменным спутником высоких давлений являются такие опасные гидродинамические явления как гидроудары. По оценкам экспертов, гидроудары являются причинами разрыва трубопроводов приблизительно в 60 % случаев. Общепринятые методики контроля вибросостояния трубопроводов и существующие методы снижения высоких пульсаций давления не могут считаться достаточно эффективными в задаче повышения безопасности и обеспечения бесперебойной эксплуатации водоотливной установки.

В предыдущих работах не было проведено исследования аварийных режимов и способов их предотвращения для предложенного водоотлива осуществляющей откачку шахтной воды в виде водовоздушной смеси. Поэтому рассмотрение предложенного водоотлива с позиции возникновения гидравлических ударов требует особого внимания.

Явление гидравлического удара, характеризующееся главным образом лавинообразным увеличением давления в трубопроводе при внезапном торможении двигавшегося по нему потока жидкости, определяется по формуле Н. Е. Жуковского:

$$D_p = \rho \cdot (v_0 - v_1) \cdot c$$

где D_p - увеличение давления в Н/м²; ρ - плотность жидкости в кг/м³; v_0 и v_1 - средние скорости в трубопроводе до и после закрытия задвижки (запорного клапана) в м/с; c - скорость распространения ударной волны вдоль трубопровода.

Рассмотрим данное уравнение по составляющим, применительно к трубопроводу, в котором происходит движение водовоздушной смеси. Величина плотности двухфазной смеси (ρ) будет варьироваться, в зависимости от давления, на протяжении всего напорного трубопровода и очевидно, что она будет меньше, чем плотность воды без газовых включений. Разницы скоростей потока ($v_0 - v_1$) является зависимой от конструктивных особенностей и расчетных режимов работы конкретной водоотливной установки. Произведенные контрольные расчеты для широкого диапазона условий показали отсутствия существенного изменения данной величины. Скорость распространения ударной волны (c) вдоль трубопровода, заполненного водовоздушной смесью, в разы меньше скорости в аналогичном трубопроводе заполненного водой. Следовательно, данная величина является ключевой составляющей, претерпевающей разительное изменение.

Известно, что ударная волна в эпицентре возникновения в малый период своего распространения превышает скорость звука, затем вырождается, что приводит к ее отставанию от звуковой волны. Однако скорость распространения ударной волны в водовоздушной среде, с допустимой погрешностью, можно считать равной скорости звука при адиабатическом процессе в данной среде рис. 1. Из приведенного графика следует, что наличие газовой фазы в жидкости существенно снижает скорость звука в смеси.

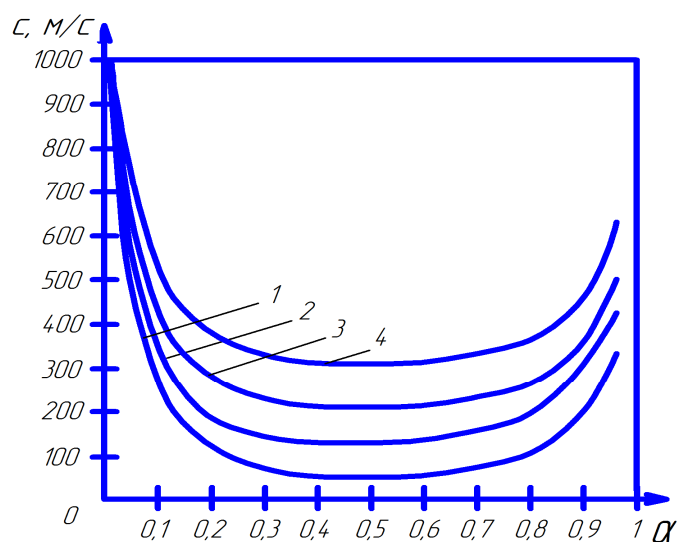


Рисунок 1 – Графики зависимости скорости звука в водовоздушной смеси от газосодержания при различных давлениях: 1 – $p=1 \cdot 10^5$ Па; 2 – $p= 25 \cdot 10^5$ Па; 3 – $p= 50 \cdot 10^5$ Па; 4 – $p=100 \cdot 10^5$ Па

Таким образом, скорость распространения ударной волны в трубопроводе транспортирующем двухфазную смесь будет в 5 - 10 раз ниже, чем в идентичном трубопроводе транспортирующем только воду.

Учитывая различие величин в уравнении Н. Е. Жуковского и проведенные контрольные расчеты в широком диапазоне начальных условий, справедливо сделать вывод, что сила гидроудара в трубопроводе заполненном водовоздушной смесью будет в 10 – 15 раз меньше чем в таком же трубопроводе транспортирующем только воду. Отсюда следует, что гидроудары, в условиях транспортирования водовоздушной смеси в напорном трубопроводе, неспособны повлиять на работоспособность водоотлива.

Предложенная альтернативная установка, осуществляющая водоотлив в виде водовоздушной смеси, позволяет не только увеличить максимальную глубину эффективного применения прямой схемы откачки шахтной воды, а также способствует повышению надеж-

ности шахтного водоотлива за счет исключения таких опасных гидродинамических явлений как гидроудары.

Список литературы

1. Кириченко В.Е., Хворостяной Н.Н. Разработка комплексной математической модели насосной установки для откачки шахтной воды в виде водовоздушной смеси//Обогащение полезных ископаемых: Науч.-техн. зб. -2013.-Вип.52(93).-С.115-129.
2. Водоотлив глубоких шахт. Труды Всесоюзного научно-технического семинара по водоотливу глубоких шахт. Под ред. Г. М. Нечушкина, К. С. Борисенко. – М.: Недра, 1967. –С. 26-39, 136-144.
3. Кириченко Е. А., Евтеев В. В. Об одном альтернативном способе организации водоотлива глубоких шахт// Научный вестник НГУ. – Серия Горная механика и машины, 2004. – №7. – С.51-55.
4. . Финкельштейн З. Л., Швиндин А. И., Твердохлеб И. Б. Состояние и перспективы насосного оборудования для шахтного водоотлива // Вестн. Нац. техн. ун-та Украины «Киев.политехн. ин-т». Машиностр. 1999. – № 35, С. 257-261.
5. Фуруя О. / Аналитическая модель для расчета характеристики насоса при прокачке двухфазной среды с неконденсирующейся газовой фазой. // Труды ASME. – серия Теоретические основы, 1985. – т. 107, №1. – С. 225-235.
6. Пат. 61294 України, F04F1/00, F04F1/20, E21F17/00. Спосіб підйому багатоконпонентної суміші з великих глибин і насосна установка для його реалізації / Кириченко Є.О., Чеберячко І.М., Євтєєв В.В., Шворак В.Г., Кириченко В.Є. – Опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9.
7. Пат. 64541 України, F04F1/20. Спосіб регулювання подачі насосом рідини та система для його реалізації / Кириченко Є.О., Чеберячко І.М., Шворак В.Г., Євтєєв В.В. – Опубл. 25.06.2007, Бюл. № 9.

Радюк М.В., ассистент кафедры горной механики, Шмаков И.С., ст. гр. ГМЕ-14-1с
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ШАХТНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

В применяемых в настоящее время типовых системах охлаждения турбокомпрессоров все тепло, воспринимаемое охлаждающей водой, отводится в окружающую среду. Поскольку количество отводимого тепла весьма существенно (до 1,5 МВт от турбокомпрессора К–250 и 3,0 МВт от К–500), представляется целесообразным создание такой системы охлаждения, при которой отводимое от сжимаемого воздуха тепло использовалось бы полезно. Температура охлаждающей воды на выходе из воздухоохладителей может достигать 30 – 35°C, поэтому перспективным представляется применение теплонасосной технологии, позволяющей повысить потенциал тепла, отводимого от сжимаемого воздуха, и использовать его для нагрева воды системы горячего водоснабжения горного предприятия [1, 2].

Целью настоящего исследования является определение таких температурных режимов контура циркуляции охлаждающей воды, при которых электрическая мощность, потребляемая системой “турбокомпрессор-тепловой насос” (ТК–ТН), будет минимальной. При заданной температуре охлаждающей воды на входе в воздухоохладители компрессора (выходе из испарителя теплового насоса) задача расчета режимов работы системы ТК–ТН разбивается на две независимые задачи – расчета режимов работы турбокомпрессора и теплового насоса.

Моделирование режимов работы системы ТК–ТН выполняем в среде программирования MATLAB R2009b при следующих условиях: давление атмосферного воздуха 0,1 МПа; его температура 15°C; конечное давление сжатого воздуха (абсолютное) 0,9 МПа; расход охлаждающей воды на каждый воздухоохладитель 11,0 кг/с. Температура воды, отдаваемой в систему горячего водоснабжения, была принята равной 45°C; минимальные температурные напоры в испарителе и конденсаторе 5°C; изоэнтропный КПД компрессора теплового насоса 0,75, его механический КПД 0,97, а КПД приводного электродвигателя 0,94; хладагент – R134a. Расчет свойств рабочего тела теплового насоса осуществляем с помощью программы REFPROP 7.0, разработанной National Institute of Standards and Technology (USA).

Результаты исследований показывают, что зависимость суммарной электрической мощности потребляемой турбокомпрессором и тепловым насосом от температуры охлаждающей воды в интервале температур 10 – 35°C имеет монотонно убывающий линейный характер с наименьшим значением на верхней границе интервала; причем, с увеличением температуры охлаждающей воды электрическая мощность, потребляемая тепловым насосом уменьшается, а турбокомпрессора увеличивается.

Список литературы

1. Системы охлаждения компрессорных установок / Я.А. Берман, О.Н. Маньковский, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович. – Л. : Машиностроение, 1984. – 228 с.
2. Мялковский, В.И. Утилизация тепла сжатого воздуха шахтных компрессоров / В.И. Мялковский, Л.В. Андрусенко // Вопросы эксплуатации шахтных стационарных установок: сб. науч. тр. ВНИИГМ им. М.М. Федорова. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1985. – С. 122–127.