

Том 4

Гірнича механіка

УДК 622.673

Патерило Д.В. студент гр. ОХВ -17- 1дм.**Науковий керівник: Білоус О.І.,** к.т.н., доц. каф. машинобудування*(Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна)*

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТЯГОВОГО ОРГАНУ ПЕРЕДАЧІ ПАСОВОГО ТИПУ З КІНЕМАТИЧНИМ ЗВ'ЯЗКОМ

В хлібопекарному виробництві використовують гнучкі тягові органи, практично двох типів ланцюгового та пасового. В шафах для відстоювання тіста в неперервних технологічних лініях випікання хліба використовують ланцюгові передачі в яких на спеціальних колисках знаходяться заготовки з тіста. Ланцюг рухається. Завантажені заготовки після походження тіста видаються назовні та постачаються в піч.

Ланцюговий тяговий орган дискретно гнучкий. Ця властивість призводить до коливань сили натягнення ланцюга та колосок. Погіршення умови розстоювання тіста. Разом з тим подовження ланцюга в процесі експлуатації незначні. Зменшити коливання сил в ланцюговому приводі можливо його зміною на неперервний гнучкий орган з періодично виконаними на ньому елементами взаємодії із зірочкою, або з барабаном з виступами, як на машині поділу тіста. Вимогу відповідності лінійного кроку розташування елементів ланцюга та колового кроку розташування елементів зірочки можна замінити вимогою відповідності змінного в процесі використання лінійного кроку ланцюга кутовому кроку зірочки. Вказане призведе до створення передачі інноваційного типу з перевагою ланцюгової - наявність кінематичного зв'язку обертання валів та не матиме такого недоліку ланцюгової як її складність, відповідно вища вартість, чутливість до механічного зносу елементів передачі. Впровадження запропонованої передачі - актуальна задача. Вона вимагає розробки алгоритму розрахунку паса.

Без кінцевий та безшовний пас з металевим кордом повинен мати і без кінцевий металевий корд запресований в еластичну оболонку тобто мати композитну побудову. З метою надання такому матеріалу максимально можливих механічних характеристик металевий корд в ньому має бути укладений з мінімальними відхиленнями від рівномірного розташування, оскільки будь які відхилення пов'язані зі зміною форми навантаженого тіла, відповідно до принципу Сен-Венана призводять до концентрації напружень. Таким умовам, на нашу думку, відповідає тяговий елемент кільцевої форми незмінного радіусу з елементом армування виконаним у вигляді спіралі.

Міцність паса визначається міцністю елемента армування та характером розподілу сил поміж витками спіралі. Прийемо наступну фізичну модель безкінечного тягового органу. Система гнучких, лінійно пружних, розташованих зі сталим кроком в паралельних площинах кругових не замкнених елементів армування. Перерізи розриву кільця розташовані в одній радіальній площині. Два кінці кожного не замкненого, не крайнього кільця кінематично з'єднані з кінцями двох суміжних кільць. Кожен кінець кільця з'єднано лише з одним суміжним кільцем. Зв'язки кінців кільць забезпечують рівність переміщень та рівність сил, що діють в кільцях. Кінці крайніх кільць, що не приєднані до суміжних, не навантажені. Їхні переміщення не обмежені. Під дією зовнішнього навантаження однаково змінюється радіус усіх кільць. Сума сил, які сприймають з'єднані кільця, дорівнює відомій силі розтягу паса. Змінність внутрішньої сили, що виникає в елементі армування пасу призводить до взаємного зсуву кільць. Матеріал еластичної оболонки розташований поміж не замкненими кільцями сприймає напруження зсуву. Напруження в ньому лінійно залежать від деформації. Віднесемо фізичну модель пасу до кутової системи координат. Початок осі розташуємо в перерізі розриву кільць елемента армування пасу. Виразимо кутову координату через лінійну.

Будемо вважати, що пас має N елементів армування. Площиною нормальною до пасу розріжемо його в перерізі протилежному перерізу закінчення (початку) елемента армування. Сумістимо його з площиною. Отримаємо відрізок пасу. Його довжину позначено $2l$. Розподіл переміщень приймемо згідно роботи [1].

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i-0.5)), \quad (1)$$

де $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; $\beta_m = \sqrt{2 G d k_G \left(1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)\right) (h E F)^{-1}}$; A_m, B_m - невідомі вектори сталих; $i = 1, 2, \dots, M$; u, p - переміщення перерізу та навантаження витка елемента армування вздовж вісі x ; k_G , - коефіцієнт, що враховує вплив форми матеріалу еластичної оболонки між витками на жорсткість еластичної оболонки на зсув; d - діаметр елемента армування; G - модуль зсуву матеріалу еластичної оболонки; h - відстані між елементами армування;

E - приведений модуль пружності тросу на розтяг; F - площа поперечного перерізу тросу; P - сила розтягу гілки паса.

Напружений стан елемента армування без кінцевого пасу подамо як суму двох станів. У першому стані будемо вважати елемент армування zdeформований силою розтягання. Сили розтягу розподілені рівномірно. У другому стані до кінців елемента армування прикладені сили стискання рівні силі розтягу першого стану. Сформулюємо умову нерозривності деформацій кінців розрахункового зразка. Вони полягають в тому, що переміщення та внутрішні сили розтягу елементів армування рівні поміж собою в перерізі початку елемента армування.

$$u_i(x=l) = u_{i+1}(x=-l), \quad (2)$$

$$p_i(x=l) = p_{i+1}(x=-l). \quad (3)$$

Граничні умови визначають прикладення одиничної сили стискання к першому та відсутність переміщень останнього M -того елемента:

$$p_1(x=0) = 1, \quad (4)$$

$$u_M(x=-l) = 0. \quad (5)$$

Переміщення елемента армування (1), закон Гука надають можливість визначити внутрішні сили розтягу елемента армування так усереднені дотичні напруження в еластичній оболонці паса.

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i-0.5)), (1 \leq i \leq M), \quad (6)$$

$$\tau_j = \frac{Gk_G}{h-d} \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) [\cos(\mu_m (j-0.5)) - \cos(\mu_m (j+0.5))], (1 \leq j < M). \quad (7)$$

Висновок. Отримані вирази дозволяють визначити напружений стан неперервного пасу армованого елементом армування укладеним за спіраллю.

Перелік посилань

1. Танцура Г.І. Гнучкі тягові органи. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок. – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2010 -127 с.

УДК 622.673.1

Писарев В. П., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ**Научный руководитель: Ильина И. С., к. т. н., доцент кафедры горной механики**
(*Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина*)**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ
СИСТЕМ «СОСУД - АРМИРОВКА» В СТВОЛАХ С
НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ**

Проблема стабилизации динамического взаимодействия скипов с проводниками жесткой армировки имеет достаточно сложный характер. Ее решение определяется соотношением между параметрами систем «скип -армировка» и, в частности, соотношением между собственными частотными характеристиками колебаний скипов на роlikоопорах и внешними поличастотными возмущениями со стороны проводников при условии, что система работает в устойчивом режиме по отношению к параметрическим возмущениям, вызванным переменной жесткостью на шаге армировки.

Экспериментально установлено, что максимальные контактные усилия в случае ударно-циклического взаимодействия сосуда с проводниками в этих условиях достигают 50 - 60 кН [1]. Высокий уровень эксплуатационных нагрузок приводит к ускоренному износу проводников, снижает ниже допустимого уровня динамические запасы прочности проводников и расстрелов, узлов их крепления. Высокие динамические контактные нагрузки приводят к ускоренному образованию усталостных трещин, разрыву сварочных швов проводников. Поэтому главным фактором, определяющим надежность и безопасность работы системы «сосуд - жесткая армировка», является уровень динамических нагрузок на проводники со стороны подъемного сосуда.

Численное исследование зависимостей максимальных контактных нагрузок в цикле подъема скипа от жесткости роlikоопор при разных значениях кинематических зазоров на сторону на базовой отметке ствола, показало, что с увеличением зазора максимальные нагрузки имеют тенденцию к уменьшению.

Аналогичная тенденция наблюдается при увеличении жесткости роlikоопор с неизменными значениями кинематических зазоров на базовой отметке. Контактные нагрузки между башмаками и проводниками снижаются с ростом жесткостей направляющих в пределах 100 – 700 кН/м до 3-х раз для приведенных на рис. 2а профилей проводников при подъеме груженого скипа по диаграмме скорости, приведенной на рис. 3в. При этом их пиковые значения реализуются в различные моменты времени на разных моделируемых проездах по одинаковым диаграммам скорости.

Анализ результатов экспериментов показывает, что средние за время прохода скипом участка ствола с повышенными ударными контактами башмаков с проводниками в интервале 60 – 100 сек подъема в зависимости от жесткостей направляющих для различных значений базовых зазоров. Видно, что контактные нагрузки для всех значений зазора имеют максимум в интервале жесткостей 250 – 350 кН/м. Сопоставительный анализ этих результатов с кривыми на рисунках 7 и 8 показывает, что частоты возмущений от профилей проводников на данном участке ствола оказываются наиболее близкими к собственным частотам колебаний скипа при этих значениях жесткостей роlikоопор, что создает предпосылки для резонансного нарастания его колебаний в этом отделении ствола.

УДК 621.695.622.276

Трофимов М. О., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ

Научный руководитель: Кириченко Е.А., профессор каф. горной механики, д.т.н.
(Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)

ИННОВАЦИОННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ ГЛУБОКОВОДНОЙ ДОБЫЧИ ЖЕЛЕЗОМАНГАНЦЕВЫХ КОНКРЕЦИЙ

Модернизированный насосный глубоководный гидропоъем, транспортирующий гетерогенные смеси, создан на прогрессивных неравновесных многофазных моделях с учетом массообменных десорбционных процессов, вызванными значительными градиентами давления.

Совершенствование насосного гидроподъема состоит в уменьшении энергоемкости транспортирования материала с использованием эрлифтного эффекта и повышении надежности и долговечности установок путем разработки специальных конструкций, исключающих взаимодействие твердого материала с лопатками рабочих колес насосных агрегатов.

Приведенная на рис. 1 гидротранспортная система функционирует следующим образом.

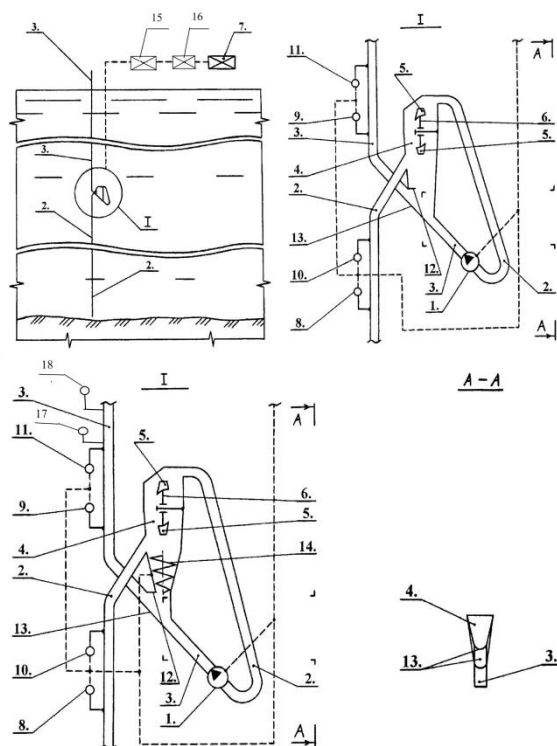


Рис. 1 - Гидротранспортная система

Блок управления 7 запускает заполненный морской водой насос 1, который начинает откачивать сосредоточенную в аккумуляторе 4 воду. При откачке воды из аккумулятора, в него под действием статического давления начинает поступать поток гидросмеси, содержащий минеральное сырье. В процессе прохождения образованного насосом потока нагнетательного трубопровода 3 через аккумулятор, благодаря наконечнику 12, возникает эффект эжекции. Этот эффект обеспечивает поступление сосредоточенной в аккумуляторе 4 морской воды вместе с образованным насосом высоконапорным потоком.

При поступлении потока гидросмеси из сообщенного с бассейном океана участка всасывающего трубопровода 2 в аккумулятор, скорость движения гидросмеси снижается. Таким образом, в аккумуляторе под действием сил тяжести происходит процесс непрерывного осаждения твердых частиц из всасывающего трубопровода. В процессе осаждения твердый материал поступают в нижнюю часть аккумулятора, где попадает в зону эжекции, и транспортируются в составе потока участка нагнетательного трубопровода. Конструкция наконечника, предусматривает уменьшение площади его поперечного сечения по ходу движения гидросмеси. Это предотвращает поступление высоконапорного потока из участка нагнетательного трубопровода в участок всасывающего трубопровода, через аккумулятор. Таким образом, обеспечивается возможность непрерывного подъема в составе гидросмеси минерального сырья, исключая взаимодействие твердых частиц с лопатками рабочих ступеней насоса.

Для случая обеспечения высоких производительностей гидротранспорта, в аккумуляторе предусмотрен шнековый питатель. При этом уровни расположения зон присоединения сообщенных с бассейном океана и насосом участков всасывающего трубопровода к аккумулятору, находятся выше уровня расположения шнекового питателя 14. В данном варианте реализации системы блок управления после выхода насоса на его рабочие характеристики, выполняет запуск шнекового питателя. Шнековый питатель обеспечивает гарантированную подачу всего объема твердого материала в поток нагнетательного трубопровода.

Описанная выше конструкция наконечника также обеспечивает эффективную интеграцию потока нагнетательного трубопровода, после поступления твердых частиц.

Траектория движения потока всасывающего трубопровода через лопасти 5 рабочего колеса 6 обеспечивает его вращение, что способствует осаждению минерального сырья, а также препятствует агломерации твердого материала в аккумуляторе и его заштыбовки.

Избежание заштыбовки гидротранспортной системы также достигается в результате омывания потоком нагнетательного трубопровода всей площади дна аккумулятора – наклонного желоба 13.

После запуска насоса, блок управления при помощи датчика определения расхода жидкости 8 и консистометра 10 контролирует величину массового расхода твердого материала в потоке всасывающего трубопровода до выведения из его состава твердых частиц. При помощи датчика определения расхода жидкости 9 и консистометра 11 блок управления также осуществляет контроль величины массового расхода минерального сырья в потоке нагнетательного трубопровода после включения в его состав выведенных из потока гидросмеси всасывающего трубопровода твердых частиц. Далее сравнивают контролируемые величины и достигают их соответствия путем регулирования величиной расхода насоса.

При необходимости увеличения величины массового расхода твердого компонента в потоке гидросмеси нагнетательного трубопровода после включения в его состав выведенных из потока гидросмеси всасывающего трубопровода твердых частиц, блок управления увеличивает подачу насоса.

Непосредственно перед остановкой системы, блок управления выполняет остановку насоса и шнекового питателя.

Повторный запуск гидротранспортной системы выполняется по приведенному выше алгоритму. Именно сочетание уникального способа гидроподъема и инновационной насосной установки, включающей ряд оригинальных конструкций, обеспечивает понижение энергоемкости процесса транспортирования тяжелых абразивных пульп, одновременно с повышением надежности системы, и является know-how данной технологии. С целью повышения эффективности транспортирования трехфазной грунтожидкостновоздушной смеси в верхней части транспортного

трубопровода пропозитивні і функціональні зміни. Додатково включені блок 15 регулювання витрати тріфазної суміші, інтелектуальний блок 16 управління процесом гідропідйому во всьому транспортному трубопроводі (нижня і верхня части), датчик 17 витрати тріфазної суміші, консістенційний датчик 18 тріфазної суміші. Крім того, в верхній часті транспортного трубопровода змінені типи насосів 1.

УДК 622.673.1

Манелов Н. А., студент гр. ГРмм-15-9 ММФ**Научный руководитель: Ильина С.С., к.т.н., доцент кафедры горной механики**
(*Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина*)

АНАЛИЗ РИСКООБРАЗУЮЩИХ ФАКТОРОВ ПРИ РАБОТЕ СОСИТЕМЫ «СОСУД – АРМИРОВКА»

В силу технологических и структурных особенностей подъемных установок рискообразующие факторы действуют одновременно. Их негативное возмущающее воздействие может суммироваться в какой-то момент подъема или на каком-то участке ствола и тогда наступает «кумулятивный эффект». В результате этого может спонтанно наступить аварийное разрушение механических элементов системы: армировки, подъемного сосуда или каната [1].

В настоящее время, на первый план вышли пять основных процессов, которые независимо и параллельно друг с другом влияют на параметры аварийноопасности систем «сосуд - армировка» и подъема в целом. Эти процессы можно считать доминирующими при работе подъемов, так как на современном этапе параметрический резонанс практически исключен за счет выбора параметров установки на стадии проектирования [2].

Традиционно сложилось в практике работы отечественных горнодобывающих предприятий, что в зоне ответственности службы главного механика находится большое количество единиц механического оборудования. Обеспечение его бесперебойной работы требует постоянного внимания и большого количества ежедневных ремонтных работ.

Одновременно с этим, службы главного маркшейдера, главного энергетика (если только поломка не требует при ликвидации маркшейдерского сопровождения или не затрагивает работу электрического оборудования) находятся как бы в стороне от ее устранения. Первопричины аварий, часто являются очевидными только на первый взгляд. Это вызвано тем, что при их поиске не учитывается систематичность и длительность негативных воздействий на отдельные узлы механического оборудования, которые происходят из-за неблагоприятных сочетаний геометрических параметров и/или особенностями работы энергетического оборудования.

Большая кривизна профиля проводников на коротких участках (геометрический параметр) является основным источником возникновения ударно-циклического динамического воздействия сосудов на проводники с повышенным уровнем контактных нагрузок, преждевременного износа и разрушения проводников на локальных участках ствола, узлов их крепления к расстрелам (механическое оборудование).

При эксплуатации ствола наличие участков с резкими локальными искривлениями профиля проводников вызвано сложными горно-геологическими условиями. Действующие нормы не запрещают при эксплуатации допускать значительные, но плавные отклонения проводников от вертикали на протяженных участках [3]. Безопасность движения сосуда по искривленным участкам требует согласованного с кривизмой выбора диаграммы скорости движения сосудов. Это обеспечивается соответствующей настройкой системы управления приводом подъемного комплекса.

Резкий излом диаграммы окружной скорости барабана подъемной машины приводит к возникновению вертикальных и горизонтальных колебаний подъемного сосуда на канате и ударам по проводникам на локальных участках ствола, перегрузки сечений головного каната. Систематическое повторение таких ударов на разных циклах также приводит к ускоренному разрушению проводников и проволок каната.

Колебания окружной скорости барабана подъемной машины, создают циклическое воздействие на верхний конец каната. Они возбуждают вынужденные вертикальные колебания сосуда. Их частоты могут попасть в зону резонанса. При этом происходит сверхнормативная циклическая перегрузка подвешенного устройства и преждевременное исчерпание его предела циклической долговечности. Также возможно чрезмерное кратковременное ослабление натяжения каната, приводящее к ложному срабатыванию механических парашютов и зависанию клетки на тормозных канатах.

На рис. 1 показаны внешние воздействия, влияющие на безопасность работы системы «сосуд - армировка».

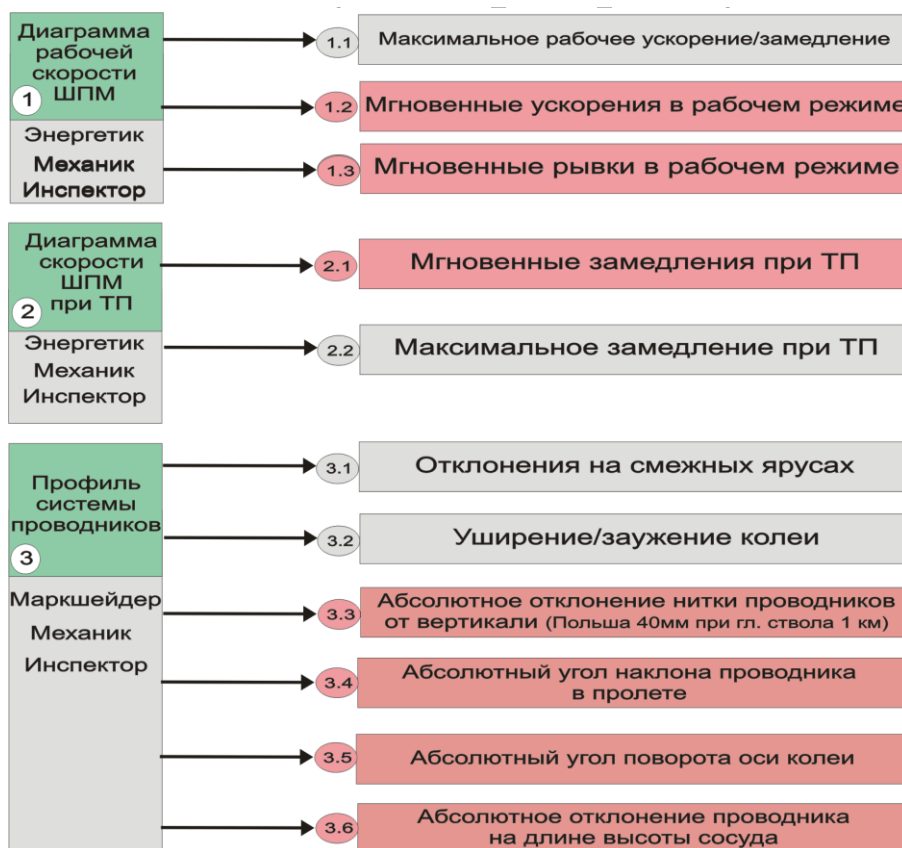


Рис. 1 - Внешние воздействия, влияющие на безопасность работы системы «сосуд-армировка»

В отечественных стволах, прослуживших по 40-50 лет и более, наиболее влиятельными на безопасность работы подъемов процессами являются: профиль системы проводников подъемного сосуда; износ проводников и расстрелов; форма диаграммы окружной скорости подъемной машины в рабочем режиме (в частности, наличие полигармонической пульсации скорости относительно заданной диаграммы) и закон замедления при срабатывании предохранительного тормоза; разбаланс натяжений канатов, вызванный отклонениями радиусов желобов многоканатного шкива и вытяжки канатов; перекося подъемного сосуда, вызванный отклонением центра масс груза от оси сосуда или разбалансом натяжений канатов.

Эти процессы являются основными источниками возрастания риска аварийной опасности при интенсивной работе систем «сосуд - армировка».

Список ссылок

1. Ильин С.Р. Разработка и обоснование общей диагностической модели оборудования шахтных подъемных установок // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. - Вып. 76. – Днепропетровск, 2008, - с.44 - 63.
2. Гаркуша Н.Г. Об истории разрешения крупной проблемы горной механики XX века. // Горная электромеханика. - Вып. 2(61). - Днепропетровск, 1999. - с.5 - 8.
3. Инструкция по производству маркшейдерских работ. / М. НЕДРА. - 1987. 240с.

УДК 622.673.1

Дубинин М.В., науковий співробітник, магістр
(ПАО «НДІ гірничої механіки ім. М.М. Федорова», (Київська філія), Україна),

ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІЙ ОПОРНОЇ ЖОРСТКОСТІ ПРОВІДНИКІВ АРМУВАННЯ ШАХТНОГО СТОВБУРА

Проблемі математичного моделювання динаміки системи «посудина-армування» присвячено досить велику кількість робіт. Найбільш повно на сьогоднішній день вони викладені і узагальнені в роботі професора Дворнікова В.І. [1]. Основним нормативним і розрахунковим документом, для визначення параметрів армування на стадії проектування і її оцінки на стадії експлуатації є «Методика розрахунку армування вертикальних стовбурів шахт» [2], а також ряд діючих нормативних документів. Зазначені документи розроблені на підставі великого числа теоретичних і експериментальних досліджень і включають в свою базу практично всі конструкції армування і типи підйомних посудин, що зустрічаються на практиці.

У них наведені наближені аналітичні формули, призначені для інженерних розрахунків, що враховують за допомогою поправочних коефіцієнтів різні типи з'єднання розпірних балок в ярусі, типи скріплення розпорів з провідниками, типи напрямних підйомних посудин і багато іншого.

Основне призначення даної методики полягає в точному визначенні безпечних значень динамічних параметрів системи «посудина-армування», які забезпечують дорезонансний режим динамічної взаємодії із заданим запасом стійкості на ділянці підйому навантаженої судини з максимальною швидкістю. При цьому, основна складність полягає у визначенні функції жорсткості провідника в прольоті між ярусами в залежності від точки прикладання сили від башмака ковзання підйомної посудини. В даний час дана функція визначається за допомогою графічних номограм, а їх використання пов'язане з досить громіздкими наближеними обчисленнями.

В даний час ця задача може бути більш ефективно вирішена із застосуванням методу кінцевоелементного моделювання в будь-якій системі САПР. Скористаємося для цієї мети системою ANSYS. Розрахункова схема ділянки армування з варіацією прикладання сили в дискретних точках по довжині прольоту показана на рис. 1а. На рис. 1б і рис. 1в показані деформації відповідно провідника в лоб і в бік під дією одиничної сили 10 кН, прикладеної в середині прольоту.

На рис. 2 показані графіки прогинів коробчатого провідника з перетином 190x190x12 мм під дією одиничної сили в залежності від координати точки її прикладання в прольоті довжиною 3 м з двотавровими розпорами №36С. З графіків видно, що жорсткість армування в бічній площині набагато більше, ніж в лобовій. Це пояснюється тим, що в бічній площині провідників сила діє уздовж розпору з деяким плечем, рівним приблизно 2/3 висоти провідника.

Плече бічної сили створює хвилеподібну деформацію розстрілу в точці кріплення провідника. Так як жорсткість розстрілу уздовж своєї осі дуже велика, в порівнянні з жорсткістю в поперечному напрямку, то і прогин провідника разом з розпором в бічному напрямку (вздовж розпору) на багато менше, ніж його прогин в лобовій площині провідників (перпендикулярно розпорам). Значить система «провідник-розстріли» в лобовій площині набагато м'якше, ніж в бічній. Але при цьому глибина модуляції жорсткості в бічній площині (розмах значень) набагато більше, ніж в лобовій, що істотно впливає на положення відповідної межі зони стійкості на діаграмі стійкості по відношенню до демультіплікаційного резонансу і значення допустимої швидкості підйому [2].

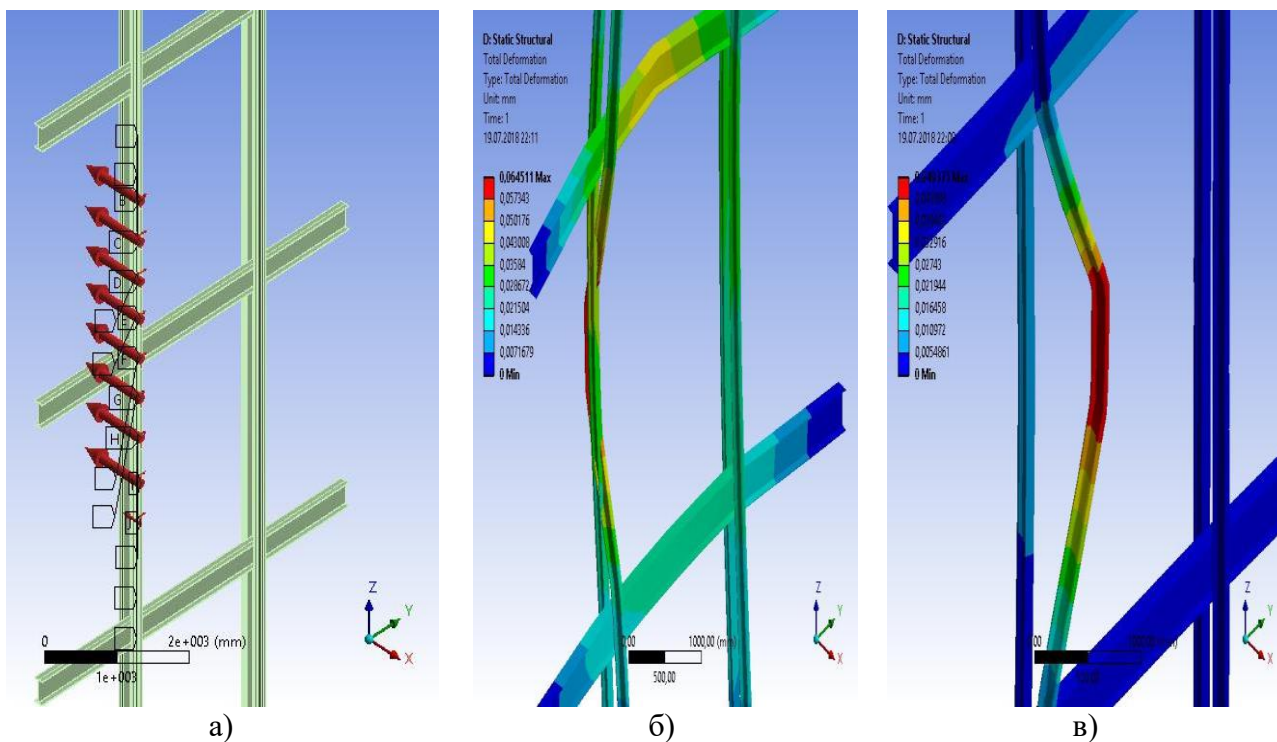


Рис. 1 - Розрахункова схема ділянки армування (а) і деформування провідника в лобовій (б) і бічній (в) площинах

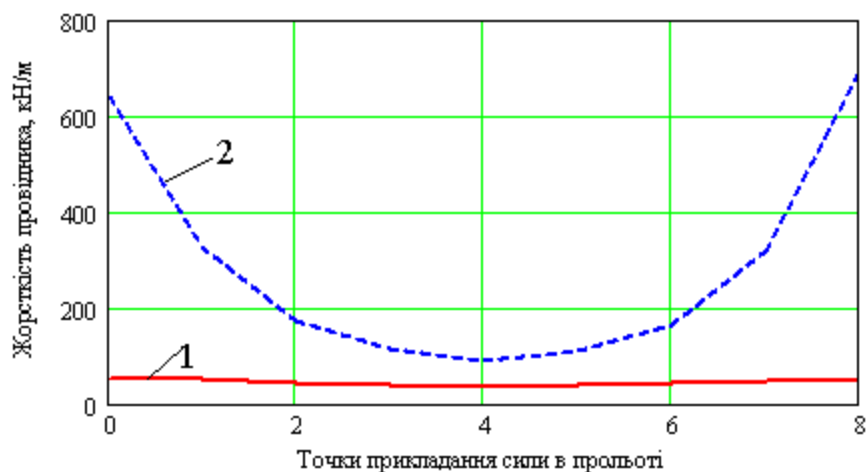


Рис. 2 - Графіки опорної жорсткості провідника в лобовій і бічній площинах

Використання запропонованого підходу до визначення деформаційно-міцнісних параметрів армування в конкретних умовах шахтного стовбура дозволяє також врахувати фактичні значення зносу провідників і розстрілів і побудувати функції їх опорної жорсткості, необхідні для розрахунку допустимої безпечної швидкості підйому для всіх існуючих і новостворюваних конструкцій армування.

Перелік посилань

1. Дворников В.И. Кърцелин Е.Р. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса. – София. – 1997. –363с.
2. Методика расчета армировок вертикальных стволов шахт / НИИГМ им. М.М.Федорова. – Донецк. – 1985. -145с.

УДК 621. 5

Яшкин Е.О., студент гр. 184м-17ск-4 ММФ**Научный руководитель: Трофимова Е.П., ассистент кафедры горной механики**
(Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФУНКЦИИ СУММАРНЫХ ЗАТРАТ, СВЯЗАННЫХ С КОМПЕНСАЦИЕЙ СНИЖЕНИЯ ПОДАЧИ КОМПРЕССОРА**

На компрессорных станциях производится периодическая очистка поверхностей теплообмена промежуточных воздухоохладителей от загрязнений. Определим функцию суммарных затрат, связанных с компенсацией снижений подачи компрессора за счет работы резервных компрессоров и затрат на ремонтные работы.

Примем, что величина недоохлаждения воздуха до нормативной температуры находится в линейной зависимости от времени эксплуатации компрессора после ремонтного обслуживания:

$$\Delta t_{нд} = k_t \tau,$$

где k_t – коэффициент, определяющий темп возрастания недоохлаждения, °C/с.

Тогда по истечению времени τ непрерывной работы компрессора после ремонта снижение его подачи и увеличение потребляемой мощности составят ΔV та $\Delta N_{эл}$. Избыточные затраты электроэнергии за период τ будут состоять из избыточных затрат электроэнергии вследствие повышения потребляемой мощности приводом основного компрессора и затрат электроэнергии резервным компрессором, покрывающим снижение подачи основного $W_{эл}$.

Число циклов работы компрессора в течение года (за 8640 ч) при длительности ремонтных работ 120 ч (5 суток) составит $n_{ц} = \frac{8640}{\tau + 120}$. Затраты на дополнительную электроэнергию в течение года составят $C_{эл} = \frac{n_{ц} c_{эл} W_{эл}}{3600}$,

где $c_{эл}$ – среднесуточный тариф оплаты за электроэнергию, грн/кВт·ч.

Затраты на ремонтные работы в течение года

$$C_p = n_{ц} C_{1p},$$

где C_{1p} – стоимость одного ремонта по очистке промежуточных воздухоохладителей, грн.

Суммарные убытки в течение года составят $C_{уб} = C_{эл} + C_p$.

Затраты на заработную плату, связанную с очисткой промежуточных воздухоохладителей, с учетом начислений на зарплату (37,5%) и длительности ремонтных работ (4 смены, по одной рабочей смене в сутки), месячного фонда заработной платы персонала, обслуживающего установку Φ_m составят

$$C_{зн} = \frac{5}{24} \cdot 1,375 \cdot \Phi_m.$$

При известной стоимости материалов на один ремонт C_m общие затраты на один ремонт составят $C_{1p} = C_{зн} + C_m$.

Таким образом, можно определить функцию суммарных затрат и срок межремонтного обслуживания, соответствующий ее минимальному значению.

УДК 622.673:622.867

Виниченко А.В., аспирант кафедры горной механики**Научный руководитель: Самуся В.И.,** д.т.н., профессор, зав. кафедрой горной
(Национальный технический университет «Днепропетровская политехника», г. Днепр, Украина)**УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ**

Основой для составления уравнений динамики служит идеализированная динамическая модель мобильной аварийно-спасательной подъемной установки. Она рассматривается как многомассовая система, обладающая упругими, инерционными и диссипативными свойствами, состоящая из дискретных и распределенных масс, связанных между собой упругими связями [1].

Представим мобильную подъемную установку как единую гидромеханическую систему, состоящую из электродвигателя, насоса, гидромотора, органа навивки, копрового шкива, стального каната и подъемного сосуда с грузом. Приведенная эквивалентная схема установки, где моменты инерции и жесткости рассчитываются по известной методике [3], изображена на (рис1).

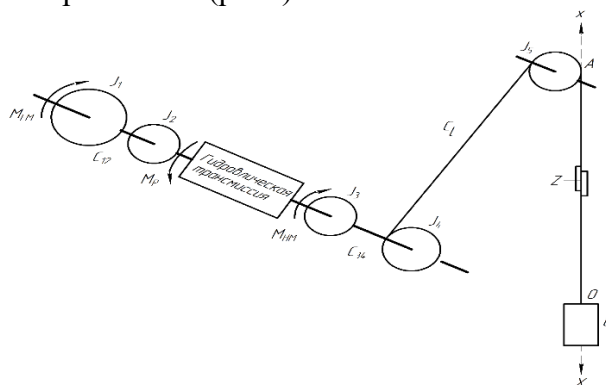


Рис. 1 - Приведенная эквивалентная расчетная схема мобильной подъемной установки с гидравлическим приводом

Звеном приведения параметров гидромеханической системы принимаем орган навивки. Основные параметры расчетной схемы обозначим: D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 - моменты инерции дискретных масс соответственно ротора электродвигателя, насоса, гидродвигателя, органа навивки и шкива трения; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$ - соответствующие углы поворота; C_{12}, C_{34} - коэффициенты крутильных жесткостей упругих связей между ротором электродвигателя и насосом, между гидродвигателем и органом навивки; C_1 - коэффициент продольной жесткости тягового органа между шкивом и органом; Q - подъемный сосуд с грузом; M_{EM}, M_P, M_{HM} - электромагнитный момент электродвигателя, моменты насоса и гидромотора.

Чтобы описать движение механической части гидромеханической системы используя метод Лагранжа были приняты две системы координат: подвижная $0x$ и неподвижная AX [2]:

$$X = \tau(t) - u(x, t) - x;$$

$$\tau(t) = u(l, t) + l(t),$$

где $l(t)$ - переменные длины стальных канатов; $\tau(t)$ - абсолютные координаты точки 0 ; x - относительные координаты точки Z для недеформируемого стального каната; u - неизвестная функция абсолютного удлинения нитей стального.

Переменная длина стального каната определяется следующим выражением: $l = \varphi_5 \cdot r - l_0$, где l_0 - начальная длина отвеса стального каната; r - радиус копрового шкива.

Принято предположение, что проскальзывание нити каната при перематке отсутствует, что может быть выражено математически следующими граничными условиями:

$$\left. \frac{\partial x}{\partial t} \right|_{x=l} = V,$$

где V - окружная скорость копрового шкива.

Рассматривая систему груз Q - весомая нить переменной длины, как систему с переменной массой, на основании условий видим, что относительная скорость изменяющихся частиц этой системы равна нулю. В таком движении данной системы описать дифференциальным уравнением Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, (i = 1, 2 \dots),$$

где T, Π - кинетическая и потенциальная энергии системы; t - текущее значение времени; q_i - обобщенная координата; Q_i - обобщенная активная сила.

Составим выражение кинетической T и потенциальной Π энергий механической системы:

$$T = \frac{1}{2}J_1(\dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2}J_2(\dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2}J_3(\dot{\varphi}_3)^2 + \frac{1}{2}J_4(\dot{\varphi}_4)^2 + \frac{1}{2}J_5(\dot{\varphi}_5)^2 + \frac{1}{2}Q \left[(1+f)l + l \cdot \dot{f} \right]^2$$

$$\Pi = \frac{1}{2}C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2}C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2}K_1(\varphi_4 R_n - \varphi_5 r)^2 + \frac{1}{2}EFf^2l -$$

$$-Ql(1+f) - \frac{1}{2}ql^2(1+f)$$

Имея выражения T и Π принимая за обобщенные координаты $\varphi_1 \div \varphi_5$, можем составить уравнения Лагранжа и продифференцируем их для описания движения механической системы.

Получаем систему неоднородных нелинейных дифференциальных уравнений 2-го порядка с переменными коэффициентами, которая описывает динамические процессы в упругих элементах мобильной подъемной установки с гидравлическим приводом.

$$J_1\ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{3\partial}(t)$$

$$J_2\ddot{\varphi}_2 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_H(t)$$

$$J_3\ddot{\varphi}_3 + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) = M_{ГМ}(t)$$

$$J_4\ddot{\varphi}_4 - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + K_1R_n(\varphi_4R_n - \varphi_5r) = -M(t)$$

$$J_5\ddot{\varphi}_5 - K_1r(\varphi_4R_n + \varphi_5r) = -Q \left[1 - \frac{1}{g}(\ddot{l} + \dot{l} \cdot \dot{f} + l \cdot \ddot{f}) \right] r - ql \left[1 - \frac{1}{g}(\ddot{l} + \dot{l} \cdot \dot{f} + \frac{1}{2}l \cdot \ddot{f}) \right] r,$$

где $M(t)$ - момент тормоза, развиваемый на барабане. Для обобщенной координаты φ_4

Момент электродвигателя насоса $M_{3\partial}(t)$, а также моменты на валу насоса $M_H(t)$ и гидродвигателя $M_{ГМ}(t)$ входящие в уравнения системы, могут быть найдены лишь на основе уравнений, описывающих движение гидравлического привода.

Анализ методов составления уравнений движения объемных гидроприводов свидетельствует о том, что наибольшее внимание при исследованиях [3] уделялось методам, определяющим уравнения движения следящих гидроприводов, для которых первостепенное значение имеет точность обработки входного сигнала, зависящего от нагрузки. Отдельные выводы, полученные в ряде работ [3, 4] могут быть использованы при составлении уравнений движения и анализа динамических характеристик силового объемного гидропривода.

Перечень ссылок

1. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. - М.: Машгиз, 1969. - 145 с.
2. Горошко О.А., Савин Г.Н. Введение в механику деформируемых тел переменной длины. - Киев: Наукова думка, 1971. - 220 с.

3. Блекборн Д.Ф., Ритхоф Г., Шерер Д. Гидравлические и пневматические силовые системы управления. - М.: Изд-во иност. лит., 1962. - 240 с.
4. Вагин В.С. Уравнения движения безредукторного гидравлического привода проходческих подъемных установок // Горный информационноаналитический бюллетень. - 2011. - № 9. - С. 269-273.

УДК 622.673.1

Ільїн С.Р. старший науковий співробітник, канд. техн. наук*(Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України)***Василькевич В.І.**, науковий співробітник, магістр*(ПАО «НДІ гірничої механіки ім. М.М. Федорова», (Київська філія), Україна),***СТАЦІОНАРНИЙ КОМПЛЕКС КОНТРОЛЮ ДИНАМІЧНОГО СТАНУ СИСТЕМ «ПІДЙОМНА ПОСУДИНА – АРМУВАННЯ ШАХТНИХ СТОВБУРІВ»**

Більшість вугільних і рудних підйомів України працює більше 40...50 років в умовах підвищеного зносу устаткування при дефіциті матеріальних ресурсів для проведення повноцінних ремонтно-відновлювальних заходів, що дозволяють повернути технічний стан стовбурів на проектний рівень. Швидкість підйому практично всюди знижена на 40...50% по відношенню до проекту, бо в іншому випадку такий стан армування та збереження проектної швидкості підйому може призвести до аварії.

Самий ефективний підхід до вирішення проблеми безпечної експлуатації підйомів полягає в тому, щоб за допомогою спеціальної апаратури на серії тестових циклів виміряти на кожному ярусі рівень динамічних навантажень на провідники в лобовій і бічній площинах, за допомогою спеціальних приладів встановити знос всіх провідників і розпорів в стовбурі і на підставі отриманих даних для кожного елемента армування провести розрахунок залишкових запасів міцності, оцінити їх рівень аварійної небезпеки при тривалій і систематичній дії ударних навантажень, розробити заходи щодо приведення всіх елементів армування в безпечний рівень.

Реалізація цього підходу вимагає створення спеціального технічного, наукового і програмного забезпечення для визначення динамічних навантажень на армування протягом тривалого періоду експлуатації підйому, набору і обробки статистичної інформації для достовірного прогнозу розвитку ситуації, оцінки рівня експлуатаційного ризику і розробки проактивних заходів, що запобігають раптовому виникненню аварійних ситуацій в стовбурі.

Як показують численні експертні обстеження армування вугільних стовбурів, що проводяться авторами, на копальнях України та СНД, динамічні параметри систем «посудина-армування» мають дуже великий розкид за глибиною стовбурів. По ділянках стовбура відмінності в значеннях параметрів можуть досягати 70%...90%. У стовбурах існує значна неоднорідність розподілу за глибиною різних типів параметрів.

В результаті суперпозиції нерівномірності зносу армування, жолобів канатоведучого шківа, нерівномірності викривлення провідників в просторі, нерівномірності ходу підйомної посудини, навантажень канатів утворюється нерівномірність розподілу динамічних навантажень за глибиною стовбура і, як наслідок, нерівномірність розподілу залишкових запасів міцності провідників і розпорів, які, в кінцевому підсумку, визначають безпеку роботи системи «посудина-армування» в дорезонансних режимах, а особливо, при зниженні допустимої безпечної швидкості та інтенсивності підйому в наслідок деградаційних процесів обладнання в область проектних значень. Таке становище викликане нерівномірністю зсувних процесів, нерівномірністю впливу агресивного середовища на корозію металоконструкцій за глибиною, впливом вибіркового ремонтних робіт армування по ділянках стовбура.

У зв'язку з цим стаціонарна система моніторингу повинна забезпечувати синхронізацію даних вимірювання прискорень з системою вимірювання координати підйомної посудини в стовбурі і формування діаграми швидкості переміщення каната, враховувати у своїй роботі дані про поточні значення кривизни провідників та

знос армування. Укрупнена функціонально-структурна схема програмного забезпечення системи безперервного контролю плавності посудин, відповідна зазначеним вимогам, наведена на рис. 1. Приклад графічного представлення інформації комплексу наведено на рис. 2.



Рис. 1 - Функціонально-структурна схема програмного забезпечення системи безперервного контролю плавності посудин

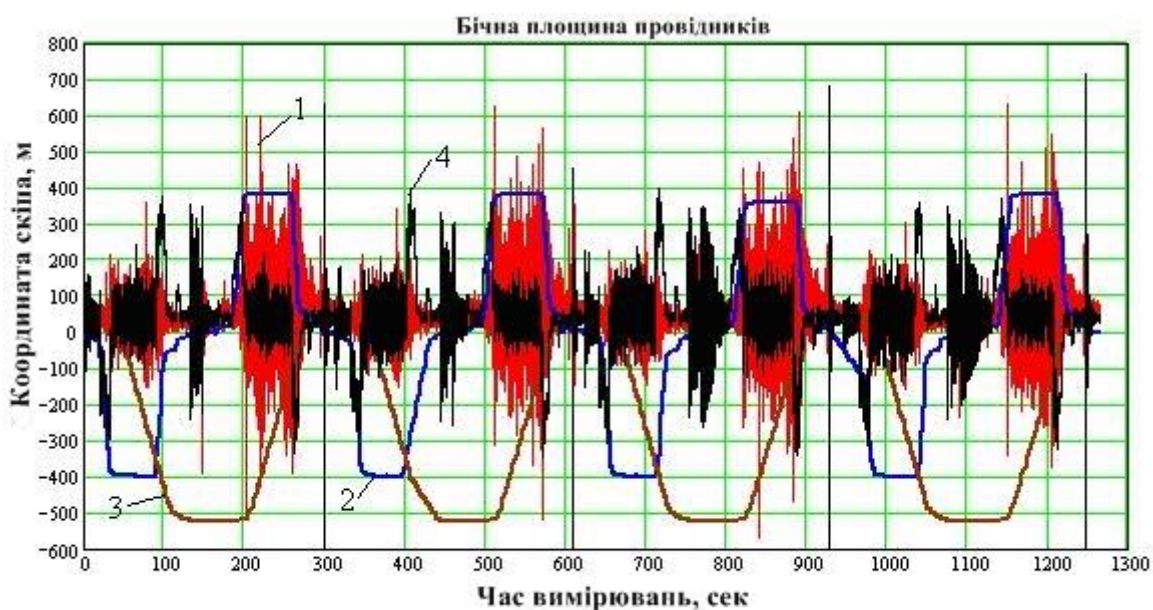


Рис. 2 - Поєднані графіки горизонтальних зусиль на армування (крива 1), вертикальної швидкості (крива 2), координати в стовбурі (крива 3) і вертикальних прискорень (крива 4) при спусках порожнього/підйомах навантаженого скіпа.

По своїй технічній суті та структури програмного забезпечення цей комплекс може бути підключено до відомої системи УТАС, що експлуатується практично на всіх вітчизняних шахтах, як одну із складових частин. Це дасть можливість оперативно в існуючому організаційно-методичному полі на штатному сервері УТАС виконувати моніторинг найбільш аварійно – небезпечної ділянки шахтного підйомного комплексу – системи «посудина-армування».

Цей тип контролю дозволяє локалізувати ділянки армування в стовбурі за фактом виникнення пікових значень динамічних параметрів посудини, оцінити їх

рівень, оцінити вплив параметрів діаграми швидкості на виникнення пікових прискорень. Також безперервний динамічний контроль рекомендується застосовувати для оперативної оцінки якості ремонтних робіт у стовбурі.

УДК 622.673.1

Василькевич В.І., науковий співробітник, магістр

(ПАО «НДІ гірничої механіки ім. М.М. Федорова», (Київська філія), Україна),

АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ В СИСТЕМІ «ПОСУДИНА-АРМУВАННЯ»

Взаємодія в системі «посудина-армування» з умов кінематики при двобічному розташуванні провідників має гарантувати безпечну експлуатацію підйому, виключаючи можливий вихід посудини з напрямних та контактування посудини або її напрямних з елементами армуванням.

Співробітниками НДІГМ ім. М.М. Федорова, зокрема Куриленком В.К., було розглянуто кінематику взаємодії підйомної посудини з рейковими провідниками [1]. Підхід лише з погляду кінематичної взаємодії у системі «посудина-армування» має за мету визначити параметри безпечного руху посудини без урахування динамічного прогину провідника. Спираючись на роботу [1] розглянемо кінематику руху посудини з провідниками різних типів.

Зобразивши схематично на рис. 1а. посудину у колії рейкових провідників можливо відповідно побачити дві аварійно небезпечні ситуації: - можливий вихід посудини з напрямних; або контактування посудини з армуванням. Тобто у даному випадку - удари напрямних ковзання з затискними скобами.

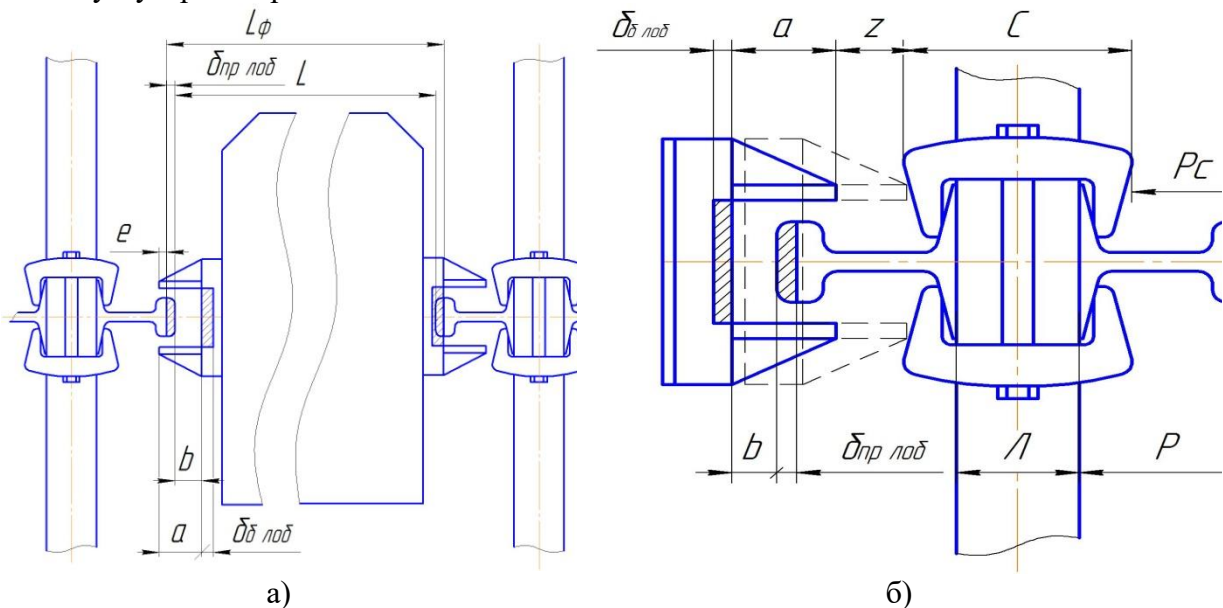


Рис. 1 - Схема руху підйомної посудини у колії двосторонніх рейкових провідників (а); схема контактування напрямної ковзання з рейковим провідником (б)

Приймемо, що знос лобової поверхні лівого провідника дорівнює лобовому зносу правого провідника $\delta_{прлоб1} = \delta_{прлоб2}$, тобто $\delta_{прлоб1} + \delta_{прлоб2} = 2\delta_{прлоб}$. Тоді граничне розширення ΔL колії за умову невиходу підйомної посудини з колії можна записати так:

$$a \geq 2\delta_{прлоб} + \delta_{облоб} + c + 2b + d + e \quad , \quad (1)$$

У роботі [1] прийнято, що $e=5\text{мм}$, але це значення нічим не обґрунтовано. Проведені розрахунки [2, 3] показують, що при навантаженнях до 25 кН значення гарантованого перекриття провідника башмаком ковзання e має складати 10...12 мм. При цьому автори цих статей, зазначають, що значення e повинно розраховуватися для

кожної підйомної установки, і може становити більше чи менше число від зазначеного діапазону.

На рис. 1,б зображено можливе переміщення башмака посудини відносно провідника за шириною колії (у лобовому напрямку). Після відповідних математичних перетворень отримаємо співвідношення між параметрами башмаків та провідників у вигляді:

$$\begin{cases} a \geq 2\delta_{\text{прлоб}} + \delta_{\text{блоб}} + c + 2b + d + e \\ a \leq Pc - \delta_{\text{прлоб}} - \delta_{\text{блоб}} - z \end{cases} \quad (3)$$

Побудуємо графіки (рис. 2) для рейкових провідників за системою (3), підставляючи значення $\delta_{\text{прлоб}}$ та $\delta_{\text{блоб}}$, $b = 5\text{ мм}$ та $z = 15\text{ мм}$; $c = 8\text{ мм}$, та приймемо $e = 12\text{ мм}$, що дозволить зневажити на динамічний прогин провідника, тобто $d = 0$. Значення Pc для різних типорозмірів рейкових провідників отримані або з паспортів стовбурів або безпосередньо виміром у стовбурах під час їх обстеження за участі автора даної роботи.

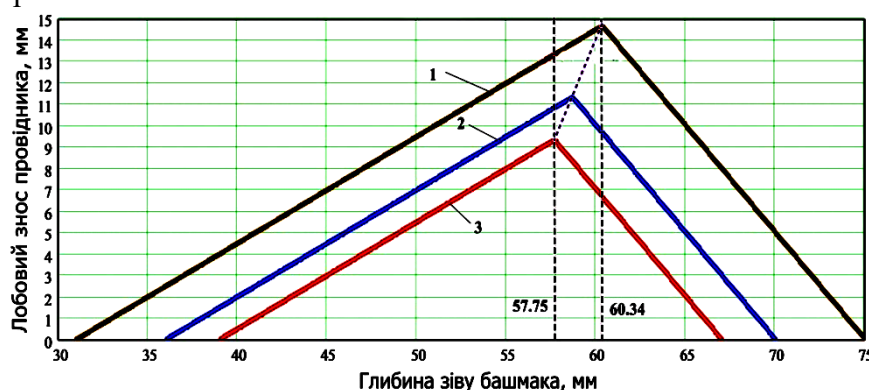


Рис. 2 - Номограма для визначення глибини зіву направляючих від зносу провідників з рейки Р43. 1 - знос башмака 0 мм; 2 - знос башмака 5 мм; 3 - знос башмака 8 мм

Крива, що з'єднує вершини трикутників показує раціональне значення глибини зіву башмака, що забезпечує одночасно незіткнення зі скобами кріплення провідника і збереження необхідної величини кінематичного контакту башмака з провідником при відсутності суттєвої динамічної деформації провідника під дією ударних навантажень з боку підйомної посудини. Для забезпечення безпечної експлуатації підйому при такому значенні зіву башмака необхідно за рахунок технологічних заходів забезпечити мінімальний рівень бічних контактних навантажень що може бути зроблено за рахунок зниження швидкості підйому, випрямлення профілів провідників, або зниження вантажопідйомності посудини.

Перелік посилань

1. Куриленко В.К. Кинематика взаимодействия подъемного сосуда с жесткой арматурой вертикального шахтного ствола / В.К. Куриленко, В.А. Пристром, А.И. Соломенцев. // Проблемы эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок. Збірник наукових праць. – Донецьк: ДВАТ «НДІГМ ім. М.М. Федорова». - 2001. - №94. - С.107-120.

2. Ильин С.Р. Спектральный и деформационный анализ систем «сосуд - арматурка» вертикальных стволов / С.Р. Ильин, М.В. Дубинин. // Геотехническая механика. Межвед. сб-к. науч. тр. - Днепропетровск. ИГТМ НАН Украины. – 2015 - Вып.122. - с.157-186.

3. Ильин С.Р. Проблемы зацепления предохранительных башмаков шахтных подъемных сосудов с цельнокатаными коробчатыми проводниками жесткой армировки стволов / С.Р. Ильин, В.И. Василькевич, М.В. Дубинин // Збірник наукових праць за результатами всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв». – Покровськ: Видавничий центр Індустріального інституту ДВНЗ ДонНТУ. - 2017. – С. 60-68.

УДК 621.962.88

Заворозький П.О., студент гр. 184м-17ск-4 ММФ

Научный руководитель: Чеберячко И.М., доцент кафедры горной механики

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

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИХРЕВОГО ЭЖЕКТОРА

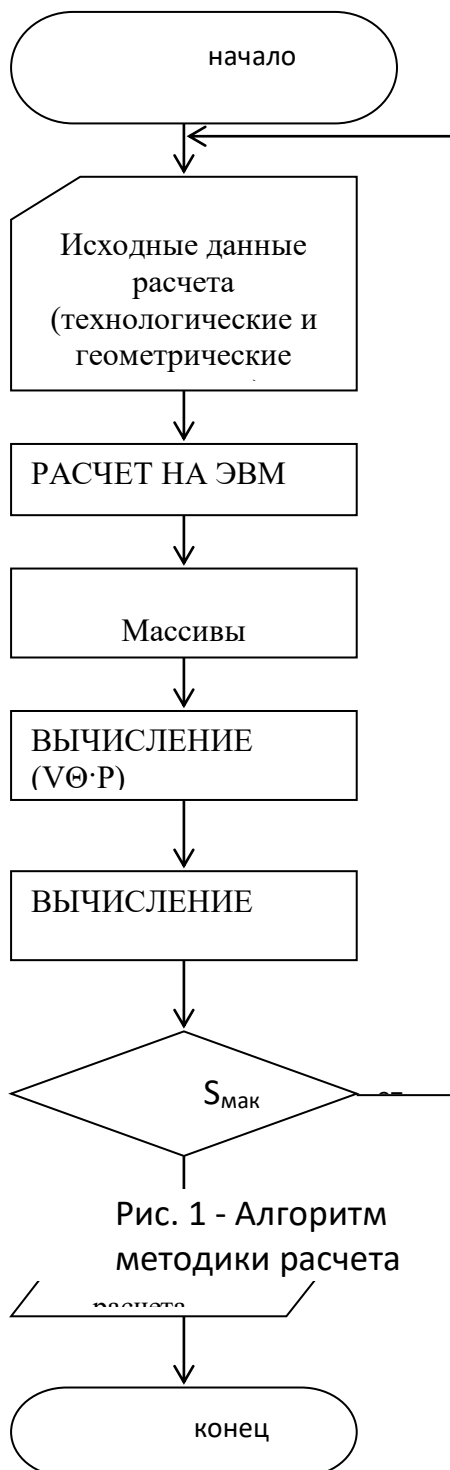


Рис. 1 - Алгоритм методики расчета

приближения
воздуха, и его скорости на границах зон и т.д.).

4. Использование математической модели для расчета полей скоростей и

Анализ методик расчета мельниц с плоской, трубчатой и противоточной помольными камерами показал, что для расчета промышленных струйных мельниц в настоящее время используется теория моделирования, основанная на замене изучения явлений в натуре, изучением аналогичного явления на модели [1]. Проведя испытания модели при соблюдении физического подобия пересчетом по переходным масштабным коэффициентам, находят соответствующие величины для промышленной установки.

Для получения подобия двух вихревых мельниц на различные производительности необходимо, чтобы их аэродинамические режимы работы и плотности потоков были одинаковы. Разработанная математическая модель [2] обеспечивает получение аэродинамики и плотности вихревого потока по объему помольной камеры при заданных ее геометрических размерах. Поэтому, используя экспериментально полученный в лабораторных условиях аэродинамический режим работы вихревой мельницы и, задаваясь новыми граничными условиями (производительностью, физико-механическими свойствами измельчаемого материала и т.д.), для на расчета математической модели, получаем геометрические параметры нового типоразмера вихревого эжектора.

Так как в реальных условиях стоимость производства энергоносителя велика, то при расчете вихревого эжектора определяющим параметром оптимизации может выступать эффективность использования энергоносителя.

Таким образом, методика расчета вихревого эжектора может проводиться в следующей последовательности (рис. 1):

1. Задание исходных данных для расчета (производительности, физико-механических свойств исходного материала и т.д.).

2. Задание геометрических размеров вихревого эжектора.

3. Расчет граничных условий начального приближения (расхода

плотности потока вихревого эжектора. При этом расчет полей скоростей и плотности потока выполняется на ЭВМ. В результате расчета получаем графики изменения скоростей и плотности по ширине и длине вихревого эжектора, которые представляются в безразмерном виде.

5. Перемножение графика изменения тангенциальной скорости по ширине вихревого эжектора на график изменения плотности в том же сечении. В результате получаем результирующий график изменения кинетической энергии по ширине вихревого эжектора в данном сечении.

6. Вычисление площади графика кинетической энергии, что дает значение количества энергии, которым обладает поток в данном сечении.

7. Задание иных геометрических и (или) технологических параметров вихревого эжектора. После этого процесс расчета повторяется (пункты 3-6).

8. Сравнение значений кинетических энергий потока, полученных при различных геометрических и (или) технологических параметрах.

В результате проведенной работы в конечном итоге принимаются те геометрические размеры вихревого эжектора, при которых кинетическая энергия вихревого потока будет иметь максимальное значение.

Достоинством данной методики расчета является то, что данный расчет легко реализовать на ЭВМ. А также имеется возможность исследования вихревого эжектора по всей его длине при различных задаваемых габаритных размерах.

Точность получаемых результатов зависит от точности и правильности вычисления граничных условий, полей скоростей и плотности.

Адекватность математической модели проверена экспериментальным путем в лабораторных условиях [2].

Список источников

1. Горобец В.И., Горобец Л.Ж. Новое направление работ по измельчению. – М.: Недра, 1977. – 183 с.
2. Кондауров О.С Чеберячко И.М, Проверка адекватности математической модели движения пылегазовой смеси в вихревом эжекторе . – Наукова Весна.2018.

УДК 622.648.2

Бобришов А.А., старший преподаватель кафедры горной механики**Трофимов М.О., студент гр. ГРмм-15-9***(Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)*

ГИДРОПОДЪЕМ ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ, ОБВОДНЕННЫХ И ПОДВОДНЫХ ЗАБОЕВ

Во многих странах ведущих горнодобывающую деятельность длительное время применяют гидроподъем полезных ископаемых, пород и песков, вмещающих рудные включения, в составе различных гидросмесей, как двух, так и трехкомпонентных. Гидроподъем осуществляют из подземных забоев гидрошахт, гидрорудников, шахт и рудников с обычной технологией добычи, из естественно или искусственно обводненных забоев карьеров, а также из подводных забоев озер, болот, рек и морей. Наиболее распространены гидроподъемы с применением насосов для гидросмеси, грузочных аппаратов и эрлифтов. Ограничено применяют гидроподъем с использованием гидроэлеваторов. Также используют комбинированные гидроподъемы такие как насосно-эрлифтные, эрлифтно-земснарядные и т.д.

Разработана новая система гидроподъема, включающая конструкторские, технологические и логистические решения. Данный вид гидроподъема позволяет осуществлять вертикальное или крутонаклонное восходящее транспортирование различных по своему составу двух или трехкомпонентных гидросмесей для подземных забоев различных горных предприятий, из естественно или искусственно обводненных забоев, а также из подводных забоев. Предлагаемый гидроподъем является конкурентоспособным в сравнении с гидроподъемами с применением насосов для гидросмеси, грузочных аппаратов или эрлифтов. Существенно превосходит гидроподъем с использованием гидроэлеваторов. Диапазон возможного применения включает в себя гидроподъем с глубин до 1500 м из подземных забоев, с глубин до 300 м из естественно или искусственно обводненных забоев, а также из подводных забоев. Крупность наибольшего размера куска поднимаемого твердого сыпучего материала в составе различного рода гидросмесей до 50 мм при диаметре транспортного трубопровода до 300 мм. Концентрация твердого в составе гидросмеси будет варьироваться в зависимости от производственной необходимости, технической, технологической и логистической целесообразности вплоть до значений 1:1,5.

Предлагаемый гидроподъем может работать от электропривода, гидропривода или пневмопривода в зависимости от требуемой для предприятия заказчика компоновки. Возможно применение дизельного привода и газозлектрогенераторного.

Отличительной особенностью данного гидроподъема является наличие подвижного трубопроводного става, минимальное количество задвижек, предсказуемое время износа частей взаимодействующих с транспортируемой гидросмесью, дистанционное управление. Возможно применение данного гидроподъема для вспомогательных работ на шахтах и рудниках, таких как чистка зумпфа главного и вспомогательного подъема, подъем строительных смесей и растворов, как часть водоотлива горного предприятия. К достоинствам предлагаемого гидроподъема можно отнести использование типовых составляющих, применяемых на предприятиях горнопромышленного комплекса Украины и мира. Вследствие этого возможно быстрое обучение персонала, своевременная поставка заменяемых частей и компонентов, прогнозируемое время износа отдельных элементов и плановое время ремонтов.

Данный гидроподъем может применяться на гидрошахтах, гидрорудниках, шахтах и рудниках с обычной технологией добычи, на карьерах, а также на подводных забоях Украины и других стран мира.

УДК 621.518.54

Мокрый В.П., студент гр. 184м-18-1 ММФ, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент
(Национальный технический университет «Днепровская политехника», г. Днепр, Украина)

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУШКИ УГОЛЬНОГО КОНЦЕНТРАТА ЗА СЧЕТ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЧАСТИ ПЕРВИЧНОГО ТЕПЛА В ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЮ

Сушка угольного концентрата является одним из наиболее энергоемких процессов на углеобогатительных фабриках. В качестве сушильных устройств часто применяют трубы-сушилки [1,2], в которых сушильным агентом являются дымовые газы, образующиеся в результате сжигания рядового угля в слоевых топках. При сушке угля допускается использовать сушильный агент с высокой начальной температурой – до 1100°C [3], которая соответствует температуре дымовых газов на выходе из топки. Однако на практике, по различным соображениям, в том числе по соображениям безопасности и надежности эксплуатации сушильных установок, предпочитают использовать сушильный агент с начальной температурой 500 – 600°C. Необходимое снижение температуры достигается подмешиванием атмосферного воздуха к выходящим из топки дымовым газам. Этот процесс приводит к потере работоспособности сушильного агента и является термодинамически неэффективным. Повысить эффективность подготовки сушильного агента можно путем его охлаждения до требуемой температуры в теплообменнике (котле-утилизаторе) и преобразования отведенного тепла в механическую работу и электрическую энергию с помощью паровой теплосиловой установки (ТСУ). Целью анализа является определение энергетических характеристик данного способа подготовки сушильного агента.

В качестве ТСУ рассматриваем установку, работающую по циклу Ренкина на перегретом водяном паре.

Поскольку рассматриваемое техническое решение не предусматривает подмешивания к дымовым газам атмосферного воздуха, то для того, чтобы не изменить газодинамический режим трубы-сушилки, т.е. скорость и объемный расход сушильного агента в трубе-сушилке, необходимо увеличить расход дымовых газов и, соответственно, расход топлива. Таким образом, расход топлива на тонну высушенного продукта возрастет, однако эти дополнительные затраты его приведут к выработке дополнительного количества электрической и тепловой энергии. Достоинством данного технического решения является также снижение объемного содержания кислорода в сушильном агенте до 4,6%. Это почти в 3 раза меньше, чем в существующей системе (13,3%) и почти в 2 раза меньше уровня (9%), который на современном этапе считается безопасным по возможности воспламенения и взрыва угольной пыли в рабочем пространстве труб-сушилок [4]. При анализе ориентируемся на применение серийно выпускаемых турбин Р-6-3,4/0,1. Номинальное давление и температура пара перед турбиной $p_1 = 3,4$ МПа и $t_1 = 435^\circ\text{C}$; за турбиной – $p_2 = 0,12$ МПа $t_2 = 136^\circ\text{C}$.

Параметры сушильного агента принимаем, ориентируясь на режим работы трубы-сушилки ТС-11. Схема подготовки сушильного агента приведена на рис. 1.

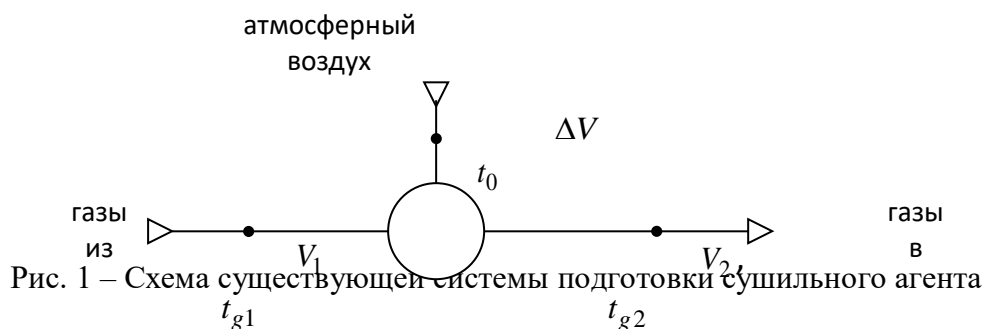


Рис. 1 – Схема существующей системы подготовки сушильного агента

На вход в трубу-сушилку сушильный агент подается с температурой $t_{g2} = 540^\circ\text{C}$. Его объемный расход, приведенный к нормальным условиям, составляет $V_2 = 22,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Эти параметры обеспечиваются смешением потока дымовых газов, выходящих из топки с температурой $t_{g1} = 1050^\circ\text{C}$, с потоком атмосферного воздуха с температурой $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Расход дымовых газов $V_1 = 10,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Для их выработки сжигается $1,26 \text{ кг/с}$ угля марки Г.

Схема предлагаемого варианта подготовки сушильного агента приведена на рис. 2.

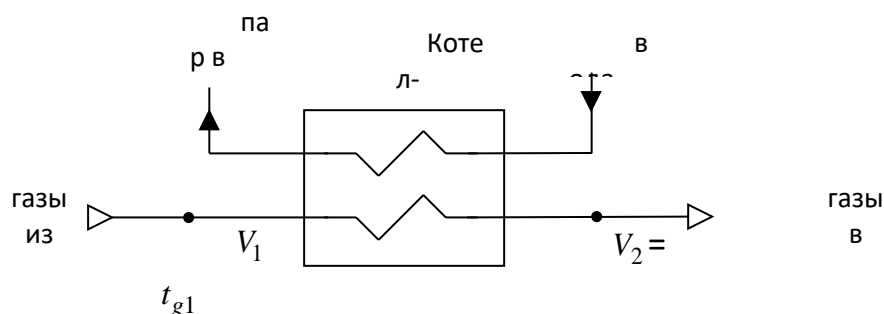


Рис. 2 – Схема подготовки сушильного агента путем охлаждения с утилизацией отведенного тепла в ТСУ

В этом варианте топливо сжигается для выработки всего количества ($V_2 = 22,2 \text{ м}^3/\text{с}$) дымовых газов, направляемых в трубу-сушилку. При этом расход топлива составит $2,76 \text{ кг/с}$, что больше, чем в существующем, на $1,5 \text{ кг/с}$. Тепло, отведенное при охлаждении дымовых газов от $t_{g1} = 1050^\circ\text{C}$ до $t_{g2} = 540^\circ\text{C}$, преобразуется с помощью ТСУ в электрическую энергию и теплоту для теплоснабжения.

Согласно произведенным расчетам отводимая от дымовых газов тепловая мощность составляет $Q_g = 18580 \text{ кВт}$, а вырабатываемые ТСУ электрическая мощность и тепловая для теплоснабжения соответственно $N_{el} = 3480 \text{ кВт}$ $Q_h = 14970 \text{ кВт}$.

Эти показатели свидетельствуют о высокой энергетической эффективности предлагаемого технического решения и перспективности его применения на практике.

Перечень ссылок

1. Справочник по обогащению углей / Под ред. И.С. Благова, А.М. Коткина, Л.С. Зарубина. – М. : Недра, 1984. – 614 с.
2. Руденко, К.Г. Обезвоживание и пылеулавливание / К.Г. Руденко, М.М. Шемаханов. М. : Недра, 1984. – 350 с.
3. Фролов, В.Ф. Моделирование сушки дисперсных материалов / В.Ф. Фролов. – Л. : Химия, 1987. – 208 с.
4. Гарбер, В. Условия безопасной работы аппаратов термической сушки угля / В Гарбер, В. Козлов, К. Кириллов // Уголь. – 2014. – № 6. – С. 62-65.

УДК 624.1

Диновська О.В., магістр групи ОС-71мп

Науковий керівник: Шайдецька Л.В., доцент кафедри геоінженерії

(Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна)

УРАХУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ «КОНСТРУКЦІЯ-МАСИВ» ДЛЯ ЗБЕРЕЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЯКОСТЕЙ ПІДЗЕМНИХ СПОРУД

При розташуванні об'єктів в умовах щільної міської забудови слід враховувати зони напружень і переміщень, які впливають на споруди.

У проектах фундаментів об'єктів, які розташовані, необхідно передбачати збереження експлуатаційних якостей існуючих споруд, розташованих поряд та на прилеглий території в зоні впливу нового будівництва; стійкості території в умовах складного рельєфу і наявності інженерно-геологічних особливостей; захисту навколишнього середовища від негативних впливів нового будівництва.

Прийняті проектні рішення (конструктивні і технологічні) повинні відповідати вимогам ДБН В.1.2-12 і унеможливити виникнення будь-яких граничних станів ґрунта з масиву у період будівництва та експлуатації.

Метою дослідження є проведення досліджень конструкції підземного бункера з визначенням деформацій конструкцій і прилеглої геомасиви та зусиль в основних несучих елементах.

Даний об'єкт (бункер для сипучих матеріалів) проектується в безпосередній близькості від існуючого фундаменту-плити розмірами $6,1 \times 11,3$ м, на який діє навантаження $F = 560$ кН (розрахунково).

Таблиця 1

Зведена таблиця навантажень і їх сполучень

Сполучення Значення навантажень і тип зовнішніх навантажень	Сполучення навантажень	
	при спорудженні (тимчасові)	при експлуатації (постійні)
	№1	№2
гідростатичний тиск глинистого розчину, $q_1=0-47,25$ кПа	+	
навантаження розташовані на поверхні ґрунту (на брівці котловану) від крана ДЕК-251, $q_2=90$ кПа	+	
навантаження від крену колодязя (в зоні ножа) $q_3=170$ кПа	+	
навантаження від навалу колодязя (в зоні тиксотропної сорочки) $q_4=7,2$ кПа	+	
навантаження від коліс залізниці складу на обріз фундаменту (точкові) $N=560$ кН		+
навантаження від ваги цементно-піщано суміші на днище бункера $q_5=61$ кПа		+

Для забезпечення нормальної роботи конструкції в період будівництва та експлуатації був виконаний поетапний розрахунок деформацій геомасиву та конструкції бункеру шляхом моделювання задачі методом кінцевих елементів. В якості початкового періоду прийнято стан на початок будівництва. Для розробки розрахункової моделі застосовувалися 15-кутові кінцеві елементи зі специфічними параметрами, які описують роботу оточуючого масиву ґрунту. Ґрунтові умови будівельного майданчику представлені пісками дрібними та середньої крупності із наступними характеристиками: $\gamma = 19,6/20,2$ кН/м³, $E = 27,0$ МПа, $c = 1$ кПа, $\varphi = 32^\circ$, $\nu = 0,28$.

Розрахунок був виконаний на два сполучення навантажень: - 1-ше сполучення навантажень актуально в період спорудження об'єкта (тимчасові); - 2-ге сполучення навантажень актуально в період експлуатації об'єкта (постійні);

Значення зовнішніх навантажень і геометрія їх застосування визначалися відповідно до конструкції існуючого фундаменту. Чисельні значення зовнішніх навантажень, їх тип і поєднання приведені у табличній формі (табл.1).

В період спорудження об'єкта, коли на його діють тільки тимчасові навантаження, загальні деформації складають 0,047 м, а в період експлуатації вони зросли у 2,8 рази, що становить 0,133 м.

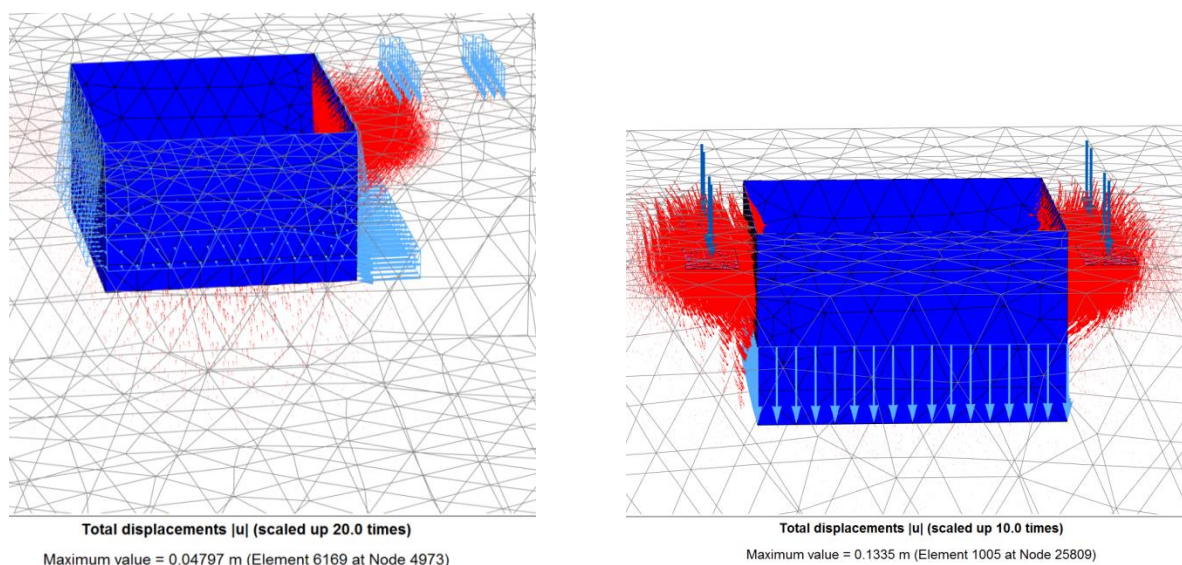


Рис.1 - Загальні переміщення від навантажень 1-го та 2-го поєднання у векторному зображенні із геомасивом.

Максимальні значення граничних переміщень в період першого та другого навантажень із врахуванням масиву ґрунту навколо підземної споруди відповідають загальним деформаціям без дії ґрунтового масиву рис.1.

Максимальні значення граничних переміщень конструкції споруди від навантаження в період першого становить 0,0309 м, а в період другого у 4,3 рази більше від першого і складає 0,1335 м (рис.3). Збільшення загальних деформацій конструкції безпосередньо призводить до збільшення розрахункових зусиль, які виникають в конструкції. Тому для подальших розрахунків навантаження приймаємо для другої стадії, із врахуванням впливу масиву ґрунту.

Отже, для збереження експлуатаційних якостей існуючих споруд під час будівництва підземного об'єкту необхідно обов'язково враховувати зміну напружено-деформованого стану при сумісній роботі «конструкція-масив» як в період будівництва, так і в період його експлуатації.

Для прийняття конструкторських і технологічних рішень фундаментів за основу можна приймати період експлуатації підземної споруди.

УДК 622.673:622.867

Третьяк В.П., аспирант кафедры горной механики**Научный руководитель: Самуся В.И., д.т.н., профессор, зав. кафедрой горной**
(Национальный технический университет «Днепропетровская политехника», г. Днепр, Украина)

ПРИМЕНЕНИЕ МОБИЛЬНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ПРИ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ РАБОТАХ В ШАХТНЫХ СТВОЛАХ

Опыт практической эксплуатации мобильной подъемной установки АСППУ-6,3, предназначенной для проведения аварийно-спасательных работ в шахтных стволах при ликвидации последствий аварий, показал ее высокую эффективность и одновременно выявил ряд новых технических проблем, которые не присущи стационарным подъемным установкам.

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

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

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

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

Для ее решения 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.

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

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