

# ***ГІРНИЧА МЕХАНІКА***

**Басов С.А., студент гр. ГМЕ-13-1м**

**Научный руководитель: Ильин С.Р., к.т.н., доцент**

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

## **РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМЫ «КАНАТ-ШКИВ»**

В подъемных установках для больших глубин в качестве канатоведущих органов используются многоканатные шкивы трения. Принцип действия многоканатной подъемной машины со шкивами трения основан на использовании сил трения, развивающихся между канатами и футеровкой ведущих шкивов. Подъемные сосуды в таких установках крепят к нескольким канатам, перекинутым через общий многожелобчатый шкив. Тяговое усилие осуществляется за счет сил трения скольжения между футеровкой, которая закреплена в желобе металлического шкива, и канатом. Надежность и долговечность работы такой футеровки определяются ее способностью выдерживать значительные радиальные давления и тангенциальные сдвиговые напряжения со стороны каната при подъеме груженого и спуске порожнего сосудов.

С увеличением высоты подъема возрастают удельные давления канатов на футеровку ведущего шкива, усложняется эксплуатация подъемных канатов из-за кручения и продольно-поперечных колебаний. При больших глубинах удельные давления канатов на футеровку ведущего шкива могут превышать допустимые, и работоспособность футеровки резко уменьшается. Кроме того, давление на футеровку, превышающее допустимое, может привести к снижению долговечности подъемных канатов.

В связи с этим определение фактических максимальных напряжений и деформаций футеровки и каната, а так же изучение их зависимости от упругости футеровки, их распределения по дуге охвата является актуальной научно-технической задачей теории и практики шахтного подъема.

В проведенном численном эксперименте тангенциальная податливость футеровки моделируется упругими спицами. Шкив заменен отдельными восьмью спицами, образующими с барабаном единое целое. Через спицы переброшен канат, с которым пять из них находятся в контакте.

В качестве объекта исследования была выбрана подъемная установка со следующими параметрами:  $Q_{гр1}=10$  кН;  $Q_{гр2}=100$  кН;  $Q_{пор1}=5$  кН;  $Q_{пор2}=50$  кН;  $D_{бар}=2$  м; Высота спицы=1 м;  $D_{шк}=4$  м; угол охвата шкива  $180^\circ$ ; материал спицы – сталь (модуль упругости – 200 000 МПа).

Для исследования этой задачи одним из наиболее эффективных является моделирование методом конечных элементов с использованием САПР SolidWorks-SolidSimulation.

Для исследования распределения напряжений в канате по дуге охвата шкива в статике закрепим неподвижно шкив от поворота и перемещения. К концам каната приложим растягивающие усилия груженого и порожнего сосудов. Зададим условие полного зацепления материала каната с материалом спиц по поверхности контакта в желобе без взаимного проникновения и скольжения. В такой постановке мы получим картины распределения (поля) напряжений и перемещений по длине каната на его длине и по дуге охвата, и поле напряжений внутри желоба в материале спиц по образующей линии контакта каната со спицами.

В результате исследования получены графики зависимости напряжений от угла по дуге охвата шкива (рис. 1, рис. 2), из которых видно, в каких местах на канате возникают наибольшие всплески напряжений.

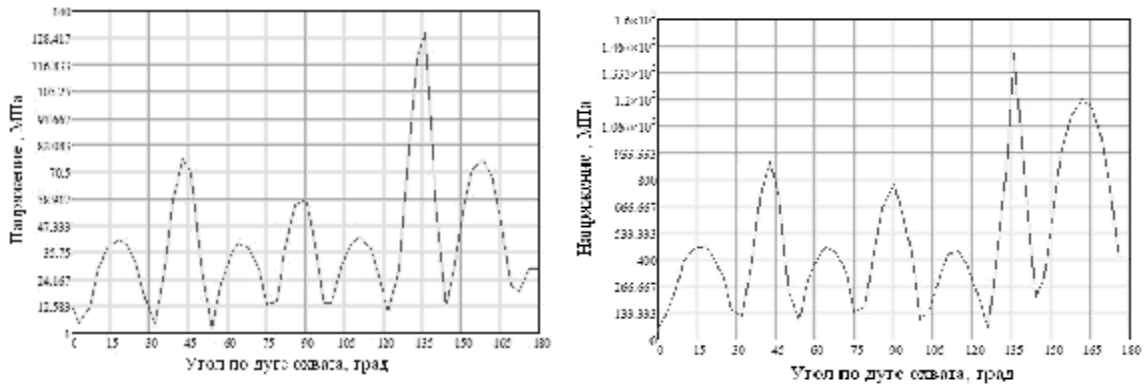


Рис. 1. Общее распределение напряжений в канате по дуге охвата при нагрузках  $Q_{гр1}= 10 \text{ кН}$ ;  $Q_{пор1}=5 \text{ кН}$ ;  $Q_{гр2}= 100 \text{ кН}$ ;  $Q_{пор2}=50 \text{ кН}$

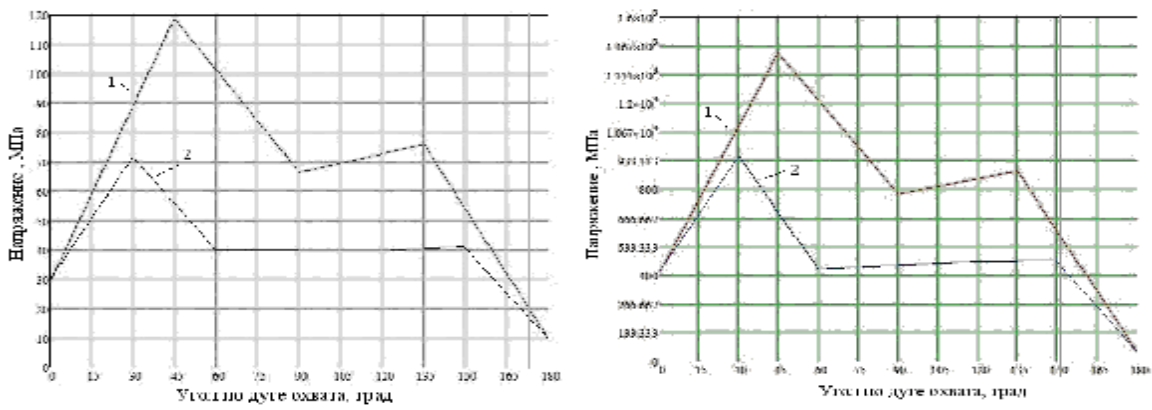


Рис. 2. Детальное распределение напряжений в канате по дуге охвата при нагрузках  $Q_{гр1}= 10 \text{ кН}$ ;  $Q_{пор1}=5 \text{ кН}$ ;  $Q_{гр2}= 100 \text{ кН}$ ;  $Q_{пор2}=50 \text{ кН}$ :  
1 – набегание на спицы; 2 – в пролетах

Из рис. 1 и рис. 2 видно как меняется напряжение в канате. Максимальные всплески напряжений возникают в местах контакта каната со спицами. Минимальные всплески – в пролетах между спицами.

Также в процессе исследования были получены данные тангенциального отклонения спиц (рис. 3, рис.4).

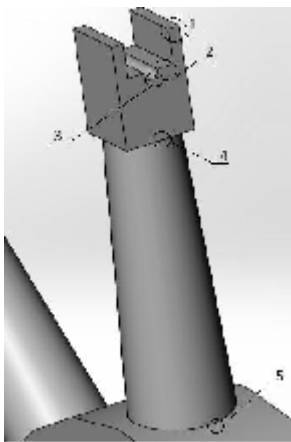


Рис. 3 Точки снятия данных тангенциального отклонения на спице

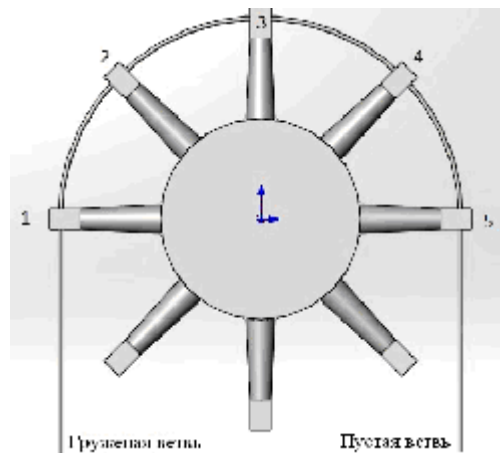


Рис. 4 Порядок снятия данных со спиц

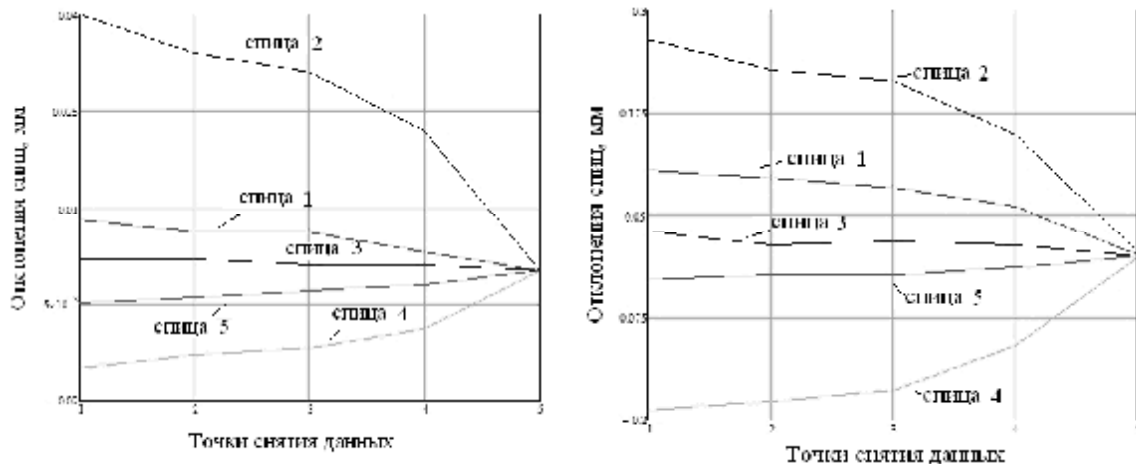


Рис. 5. Тангенциальное отклонение спиц при нагрузках  $Q_{гр1}=10$  кН;  $Q_{пор1}=5$  кН;  $Q_{гр2}=100$  кН;  $Q_{пор2}=50$  кН.

Из рис. 5 видно, что наибольшее тангенциальное отклонение происходит у спиц 2 и 4. На спицах 1, 3 и 5 оно не так явно выражено. При этом видно, что в рамках принятой схематизации системы «канат - шкив» (жесткое закрепление шкива от поворота и нагружение каната в отвесах разными растягивающими усилиями) со стороны грузе-ной ветви спицы отклоняются в сторону большего натяжения, а после середины дуги охвата - в противоположную.

**Гук А.А., аспирант**

**Научный руководитель: Самуся В.И., д.т.н., проф.**

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

## **ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ЕГО МАСО-ГАБАРИТНЫЕ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

В условиях экономии энергетических ресурсов и обострения экологических проблем, все большее распространение получают теплонасосные технологии повышения температурного потенциала сбросного тепла или тепла природных источников с целью его использования в системах отопления и горячего водоснабжения.

Теплонасосные технологии являются дорогостоящими, поэтому определение оптимальных параметров работы установки, которые обеспечивают высокую эффективность работы при минимальной стоимости оборудования, является актуальной задачей. Оптимальное решение по теплонасосной установке зависит от параметров всех основных элементов.

Целью данной работы является установление влияния основных конструктивных параметров испарителя теплового насоса на его термодинамические характеристики и масо-габаритные показатели.

Рассматривается горизонтальный кожухотрубный испаритель затопленного типа, в межтрубном пространстве которого кипит фреон. Трубки выполнены с наружным накатным оребрением трапециевидного профиля. Схема расположения трубок в пучке – гексагональная. В трубках движется низкопотенциальный источник тепла – шахтная вода.

Исследование выполнено при следующих условиях: тепловая мощность испарителя 109,4 кВт, начальная температура шахтной воды +16°C, ее расход 100 м<sup>3</sup>/ч, хладагент – фреон R22.

В качестве исследуемых конструктивных параметров испарителя рассматриваются: число трубок в пучке  $n_{тр}$ , их диаметр  $d_n$  и число ходов шахтной воды в аппарате  $n_{xx}$ .

В гексагональной решетке общее число трубок и внутренний диаметр кожуха  $D_{вн}$  определяется числом трубок на диаметре решетки и расстоянием между осями трубок  $S$ . Принимаем  $S=1,25d_n$ . При полном заполнении число труб в трубной решетке определяется по [1].

Конструктивные параметры варьировались в следующих пределах: число трубок в пучке от 258 до 546 шт., диаметр трубок от 0,010 до 0,020 м, число ходов шахтной воды по испарителю от 1 до 5.

При исследовании влияния числа трубок в пучке принимаем: наружный диаметр трубок  $d_n=0,012$  м, число ходов шахтной воды  $n_{xx}=3$ , скорость шахтной воды  $w_x$  ограничивается ( $w_{xx}< 3$  м/с). Результаты моделирования работы испарителя приведены в табл. 1.

Исследование влияния наружного диаметра трубок выполнено при количестве трубок  $n_{тр}=386$  шт. и числе ходов шахтной воды по испарителю  $n_{xx}=3$ . Результаты моделирования показаны в табл. 2

Исследование влияния числа ходов шахтной воды выполнено при количестве трубок в аппарате  $n_{тр}=386$  шт. и диаметре трубок  $d_n=0,012$  м. Результаты исследования приведены в табл. 3.

Таблица 1

Результаты моделирования влияния числа трубок

п <sub>тр</sub> , шт.	D <sub>вн</sub> , м	w <sub>х</sub> , м/с	q Вт/м <sup>2</sup>	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	L, м	F, м <sup>2</sup>	m <sub>пучка</sub> , кг	k <sub>ээ</sub>
546	0,405	1,93	1621	154,0	1,09	67,51	184,4	232,3
459	0,375	2,31	1635	155,4	1,29	66,92	182,8	145,6
386	0,345	2,75	1648	156,6	1,52	66,42	181,4	91,9
319	0,315	3,33	1659	157,7	1,83	65,95	180,2	54,3
258	0,285	4,11	1670	158,7	2,25	65,53	179,0	30,4

Таблица 2

Результаты моделирования влияния диаметра трубок

d <sub>н</sub> , м	w <sub>х</sub> , м/с	α <sub>х</sub> , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	α <sub>а</sub> , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	L, м	F, м <sup>2</sup>	m <sub>пучка</sub> , кг	k <sub>ээ</sub>
0,010	4,3	14540	2479	1,83	66,1	178,1	26,3
0,011	3,4	11760	2460	1,66	66,3	179,7	50,7
0,012	2,8	9732	2459	1,52	66,4	181,4	91,9
0,015	1,6	6069	2449	1,24	67,4	187,5	389,9
0,020	0,8	3378	2416	0,97	70,8	200,3	2313,3

Таблица 3

Результаты моделирования, влияния числа ходов шахтной воды по испарителю

п <sub>хх</sub> , шт.	w <sub>х</sub> , м/с	Вт/м <sup>2</sup>	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	L, м	F, м <sup>2</sup>	m <sub>пучка</sub> , кг	k <sub>ээ</sub>
1	0,92	1521	144,6	1,65	71,93	196,5	1692
2	1,83	1611	153,1	1,56	67,92	185,5	271
3	2,75	1648	156,6	1,52	66,42	181,4	92
4	3,67	1668	158,5	1,50	65,61	179,2	42
5	4,58	1681	159,7	1,49	65,10	177,8	23

Из таблиц видно, что с уменьшением числа трубок в испарителе величины плотности теплового потока  $q$  и коэффициента теплопередачи аппарата  $k$  возрастают, а коэффициент энергетической эффективности  $k_{ээ}$  (отношение тепловой мощности к мощности затраченной на преодоление гидравлического сопротивления аппарата) уменьшается. Изменение количества ходов шахтной воды по испарителю сопровождается увеличением длины трубок  $L$  для обеспечения необходимой площади теплообмена  $F$ , и ростом массы трубного пучка  $m_{пучка}$ , при этом увеличивался коэффициент энергетической эффективности. С увеличением диаметра трубок коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности трубок  $\alpha_x$  уменьшается, а с наружной  $\alpha_a$  – увеличивается.

Полученные результаты будут использованы при разработке методики оптимизации параметров теплонасосных установок утилизирующих геотермальное тепло.

### Список литературы

1. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Под общ. ред. д-ра техн. наук Даниловой Г.Н. – 2-е изд. перераб. и доп. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с.

**Ильина С.С., к.т.н., ассистент, Микитась А.О., студент гр. ГМЕ-13-1с**  
(Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепропетровск, Украина)

### **СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК ШАХТ**

Одним из крупнейших горнодобывающих предприятий Днепропетровской области является шахта «Новая» ООО «Восток-Руда» г. Желтые Воды. Основное направление работы предприятия - добыча железных руд с выпуском железорудного концентрата.

Запасы железных руд Желтореченского месторождения на сегодняшний день составляют 411464 тонн. Однако объемы горнопроходческих работ по подготовке запасов железных руд некоторое время назад пришлось резко сократить. Из-за выхода из строя и последующего демонтажа устаревших насосных установок, уровень воды поднялся до критической отметки. Положение потребовало срочной модернизации системы водоотлива.

Шахта "Новая" с привлечением ведущих специалистов региона провела комплекс работ по ликвидации последствий выхода из строя насосной станции на горизонте 615 м и затопления горизонта 895 м, а также выхода из строя резервного силового кабеля, который обеспечивает работу насосной станции на горизонте 615 м шахты.

В настоящее время шахта осушена до горизонта 755 м, на горизонте 685 м оборудована насосная станция, работающая на поддержание уровня воды в стволе ниже горизонта 755 м на 10–15 м. Горные работы ведутся на горизонтах 475–545 м.

Железная руда после добычи попадает на дробления в подземном дробильно-бункерном комплексе, расположенном на горизонте 685 м и оттуда выдается скипами на поверхностный дробильно-сортировочный комплекс.

В связи с этим особенно остро встает вопрос по обеспечению бесперебойности в работе системы водоотлива шахты.

Полное обновление системы водоотлива включает в себя обеспечение необходимого резерва оборудования и запчастей и её усиления за счет приобретения дополнительных насосов и отремонтированных двигателей.

Объем денежных средств на потребности водоотлива сейчас составляет около 650 тыс. грн. ежемесячно и около 8 млн. грн. ежегодно. Для снижения финансовых затрат по содержанию системы водоотлива шахты необходимо проведение комплекса мероприятий по снижению энергопотребления системой.

Для осуществления поставленной задачи предлагается модернизировать применяемую схему системы водоотлива шахты. А именно, заменить существующие насосы с низким уровнем КПД на более мощные типа НСШ 410-160. Таким образом, удастся создать более мощный напор, и режим работы оборудования будет больше соответствовать потребности осушения шахты заданной глубины 1445 м. Вследствие замены насосов необходимо также изменение трубопровода под повышенную подачу.

Основным достоинством предложенной схемы является то, что существующую двухступенчатую схему водоотлива на шахте можно будет заменить более простой одноступенчатой. В результате чего значительно сократятся финансовые и энергозатраты на обслуживание системы.

Полностью новая система водоотлива, основными характеристиками которой являются увеличение надежности, уменьшение энергопотребления и зависимости системы от человеческого фактора, позволит обеспечить бесперебойное и стабильное ее функционирование ещё на протяжении ближайших 5 лет.

**Комиссаров Ю.О., старший преподаватель, Карпенко А.В., студент гр. ГМЕ-13-1с**  
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск,  
Украина)

### **НАКЛОННАЯ МНОГОКАНАТНАЯ ПОДЪЕМНАЯ УСТАНОВКА ПАО «МАЛО-БУЗУКОВСКИЙ ГРАНИТНЫЙ КАРЬЕР»**

Проблема транспортирования горной массы от мест добычи на поверхность является одной из самых серьезных для карьеров, из которых в настоящее время добывается до 90% минерального сырья. Увеличение себестоимости добычи полезных ископаемых при увеличении глубины карьера зависит главным образом от затрат на транспортные операции, доля которых составляет до 60-65%.

Мало-Бузуковский карьер расположен в Смилянском районе Черкасской области. Гранитные месторождения используются для изготовления бутового камня и щебня, применяемого при строительстве дорог и промышленном строительстве. Балансовые запасы карьера на 2013 год составляют 19363,87 тыс. м<sup>3</sup>, что при проектной годовой производительности в 300 тыс. м<sup>3</sup> с учетом сохранения запасов под транспортными бермами, съездами и водосборниками обеспечит срок службы карьера более 57 лет.

На данном предприятии вывоз горных пород на дробильно-сортировочный завод осуществляется в автосамосвалах БЕЛАЗ-548, а вскрышных пород на отвал - в автосамосвалах КрАЗ-256. При эксплуатации автосамосвалов высокой грузоподъемности возникает необходимость строительства по бортам карьеров бетонных дорог большой протяженности, и расходуются огромное количество горюче-смазочных материалов. Также выше допустимых норм загрязняется выхлопными газами воздушный бассейн карьеров.

Решение задачи снижения транспортных затрат требует кардинальных мер, заключающихся в разработке и внедрении инновационных технологических схем, отвечающих требованиям современного горнодобывающего производства.

Одним из наиболее эффективных видов карьерного транспорта является наклонная подъемная установка, обладающая рядом преимуществ перед конвейерным и автомобильным видами транспорта.

Для условий ПАО “Мало-Бузуковский гранитный карьер” предложена схема (рис.1) наклонной многоканатной подъемной установки. Она состоит из наклонного рельсового пути 1, по которому перемещаются платформы 2 с горизонтальными площадками, оборудованными для заезда самосвалов. Через уравнительные подвесные устройства 3, стальными канатами 4, огибающими шкивы трения 5, платформы соединены между собой.

Отличительной особенностью установки является использование двух тяговых шкивов трения, вращение которых синхронизировано между собой редукторной передачей. Это увеличивает угол обхвата шкивов канатами до 540° и значительно повышает коэффициент запаса по условию скольжения канатов как в статическом, так и в динамическом режимах. Использование данной схемы позволяет отказаться от применения отклоняющих шкивов и уравновешивающих канатов, эксплуатация которых на наклонных установках является сложной технической задачей.



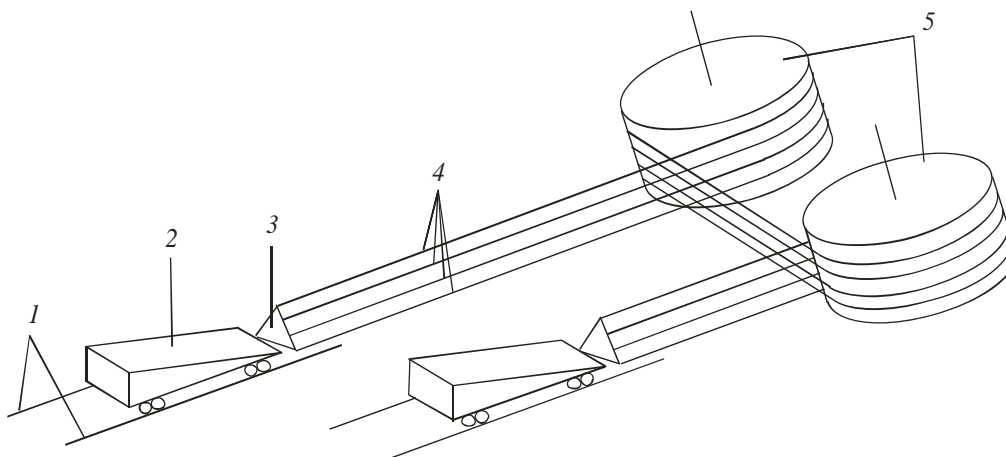


Рис 1. Схема наклонной многоканатной подъемной установки с двумя тяговыми шкивами трения

Расчетом определены основные рациональные параметры подъемной установки (табл. 1).

Табл. 1

Основные рациональные параметры многоканатной подъемной установки

суммарная масса транспортируемого груза, кг	52 000
подъемные канаты	
тип	Закрытые
количество	4
диаметр, мм	36
диаметр шкивов трения, м	4
приводной двигатель	
марка	П26-50-4К
количество	2
мощность, кВт	1480
частота вращения, об/мин	25
расход электроэнергии на тонно-километр, кВтч/ткм	4,4
КПД установки, %	65

Применение предлагаемой подъемной установки в условиях ПАО «Мало-Бузуковский гранитный карьер» в комбинации с существующей схемой автомобильного транспорта сохраняет мобильность транспортной цепочки, снижает себестоимость полезного ископаемого и улучшает экологическую ситуацию на производстве.

### Литература

1. Федорова, З.М. Подъем по наклонным шахтным стволам / З.М. Федорова – М.: Углетехиздат, 1998. – 420 с.
2. Белобров, В.И., Многоканатные наклонные подъемные установки для карьеров и шахт / В.И. Белобров, Е.А. Белоброва // Горная электромеханика и автоматика. – № 69. – 2002. – С. 155 – 159.
3. Васильев, Н.В. Наклонные подъемники на карьерах / Н.В. Васильев, Б.В. Радев, В.С. Хохряков. – М.: Госгортехиздат. 1962. – 151 с.

**Маслов А.А., студент гр. ГМЕ-13-1м**

**Научный руководитель: Оксень Ю.И., к.т.н., доц.**

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

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОНАСОСНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

В связи с истощением топливных запасов в недрах земли перспективным является применение энергосберегающих технологий, в частности теплонасосной технологии.

Тепловой насос, как известно, представляет собой установку, преобразующую тепловую энергию низкопотенциальных природных источников тепла – воздуха, воды, грунта – или низкотемпературную энергию вторичных энергетических ресурсов в тепловую энергию более высокого потенциала, пригодную для практического использования. Это преобразование происходит в обратном термодинамическом цикле, причём количество тепловой энергии, переданной потребителю, превышает затраты электроэнергии на реализацию цикла.

Для глубоких угольных шахт представляется рациональным применение тепловых насосов для комплексного решения проблем теплоснабжения шахт и кондиционирования воздуха в выработках. В этом случае источником низкопотенциального тепла будет служить воздух, охлаждаемый перед поступлением в очистные и подготовительные забои. Высокопотенциальное тепло, отводимое от конденсаторов тепловых насосов, может быть использовано для нагрева воды, подаваемой в систему ГВС шахты, или для обогрева помещений административно-бытового комплекса.

Целью настоящего исследования является сравнение затрат энергии на кондиционирование воздуха и теплоснабжение шахты при отдельном и комплексном решении этих задач.

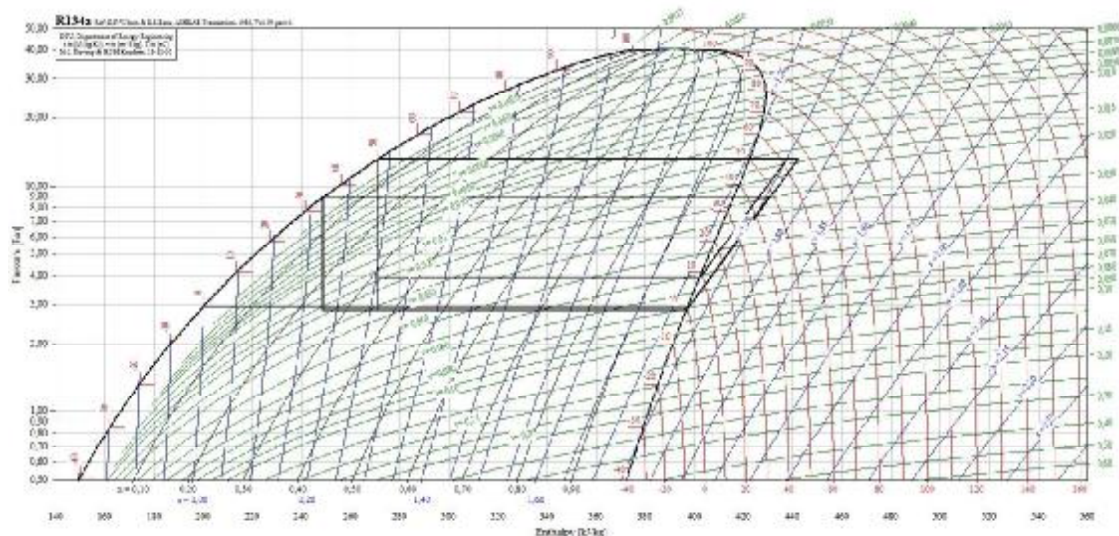
Рассмотрим примеры работ холодильной установки, теплонасосной установки, и теплонасосно-холодильной установки на базе хладагента R134a.

При отдельной технологии кондиционирование воздуха и теплоснабжение шахты обеспечиваются независимыми системами.

Холод для кондиционирования воздуха в горных выработках вырабатывается с помощью холодильных машин, расположенных на поверхности шахты. При этом теплота конденсации отводится в окружающую среду. Термодинамический цикл холодильных машин рассчитываем при следующих условиях: температура кипения фреона в испарителе  $-1^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации  $35^{\circ}\text{C}$ , изоэнтропный КПД компрессора 0,7.

Теплота для систем ГВС и теплоснабжения вырабатывается с помощью теплонасосной установки, утилизирующей тепло шахтной воды. Термодинамический цикл тепловых насосов рассчитываем при следующих условиях: температура кипения фреона в испарителе  $8^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации  $50^{\circ}\text{C}$ , изоэнтропный КПД компрессора 0,7.

При комбинированной выработке холода для кондиционирования воздуха и тепла для систем ГВС и теплоснабжения с помощью теплонасосно-холодильной установки термодинамический цикл рассчитываем при условиях: температура кипения фреона в испарителе  $-1^{\circ}\text{C}$ , температура конденсации  $50^{\circ}\text{C}$ , изоэнтропный КПД компрессора 0,7.



Расчет энергетических показателей технологий выполним для потребной холодопроизводительности шахты 500 кВт. Результаты расчета приведены в таблице.

Определения	Раздельная система		Комбинированная система
	Холодильная установка	Теплонасосная установка	Теплонасосно-холодильная установка
Холодопроизводительность $Q_e$ (кВт)	500,00	533,16	500,00
Теплопроизводительность $Q_c$ (кВт)	614,06	681,58	681,58
Мощность компрессора $N_k$ (кВт)	114,06	147,42	181,42

Из таблицы видно, что для выработки 500 кВт холода для кондиционирования воздуха в горных выработках холодильная машина затрачивает 114 кВт электроэнергии. Теплонасосно-холодильная установка для выработки такого же количества холода затрачивает 181 кВт электроэнергии, но при этом вырабатывает также 682 кВт тепла для систем ГВС и теплоснабжения. Если это тепло вырабатывать с помощью теплонасосной установки, утилизирующей тепло шахтной воды, то на ее работу потребуются затраты 147 кВт электроэнергии. Таким образом, при раздельной выработке 500 кВт холода и 682 кВт тепла с помощью холодильной и теплонасосной установок требуется затратить 261 кВт электроэнергии. При комбинированной выработке таких же количеств тепла и холода в теплонасосно-холодильной установке потребуется всего 181 кВт электроэнергии, что на 31% меньше.

### Выводы

Применение комбинированной выработки тепла для систем теплоснабжения и ГВС и холода для кондиционирования воздуха в горных выработках с помощью теплонасосно-холодильной установки обеспечивает снижение энергозатрат по сравнению с раздельной выработкой тепла и холода на 30%.

**Мокрищев В.В., студент гр. ГМЕ-13-1с**

**Научный руководитель: Оксень Ю.И., к.т.н., доц.**

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

## **ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ШАХТ**

В последнее время для решения проблем энергосбережения все чаще применяют теплонасосные технологии преобразования низкопотенциального природного и бросового тепла промышленных предприятий в тепло отопительного потенциала и потенциала горячего водоснабжения (ГВС). Достоинствами теплонасосных технологий являются энергетическая эффективность, экологическая чистота, возможность автоматизации управления процессами. Фактором, сдерживающим их реализацию, является высокая стоимость, причем не только теплонасосного оборудования, но также и систем сбора низкопотенциального тепла.

На угольных и рудных шахтах имеются мощные источники низкопотенциального геотермального тепла в виде потоков шахтной воды и исходящего вентиляционного воздуха, которые выносятся на земную поверхность системами обеспечения горных работ. Относительная простота доступа к этим источникам значительно снижает затраты на сбор низкопотенциального тепла и тем самым делает угольные и рудные шахты привлекательными объектами для внедрения теплонасосных технологий.

Первая в Украине теплонасосная установка, использующая тепло шахтной воды для нагрева воды для системы ГВС, была создана Национальным горным университетом на шахте «Благодатная» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» в 2010 году. Она состоит из трех теплонасосных модулей, включающих тепловые насосы и промежуточные контуры передачи тепла от шахтной воды к хладагенту теплового насоса и от хладагента к нагреваемой воде, направляемой в систему ГВС. Теплопроизводительность установки – 800 кВт. В установке применены тепловые насосы НКТ-270 производства Мелитопольского завода холодильного машиностроения «Рефма». Коэффициент трансформации тепла установки – 3,5. В настоящее время установка успешно эксплуатируется.

В развитие данной технологии выполнено технико-экономическое обоснование ее применения еще на нескольких шахтах Донбасса. При этом учтены следующие инновационные технические решения, заключающиеся в:

применении специализированных тепловых насосов, работающих по циклу с переохлаждением конденсата холодной нагреваемой водой, что приводит к увеличению коэффициента трансформации тепла установки до 4,5 – 5,5;

использовании холода, вырабатываемого тепловыми насосами, для кондиционирования воздуха в ламповой и других проблемных помещениях административно-бытового комплекса;

использовании тепловых насосов для отопления банных помещений в период межсезонья;

оптимизации потребной теплопроизводительности и длительности суточного рабочего цикла тепловых насосов.

Разработанные технические решения по теплонасосным установкам характеризуются достаточно высокой энергетической эффективностью (на каждый затраченный 1 кВтч электроэнергии вырабатывается 4,5 – 5,5 кВтч тепла), приемлемым сроком окупаемости капитальных затрат (3,5 – 3,9 года) и дают основание сделать вывод о перспективности применения теплонасосных технологий на угольных и рудных шахтах.

**Пономарев С.Н., студент гр. ГМЕ-13-1с**

**Научный руководитель: Самуся В.И.; д.т.н., проф.**

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

## **ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ШАХТНЫХ МНОГОКАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК**

Рабочее торможение применяется для стопорения подъемной машины в требуемом положении во время технологических пауз и управления скоростью движения шкива трения. Однако опыт эксплуатации действующих многоканатных подъемных установок показал, что часть наиболее серьезных аварий на шахтах Украины произошла из-за неправильного применения тормоза. Особенно опасно резкое наложение полного тормозного момента при большой скорости, что приводит к проскальзыванию головных канатов по шкиву трения. Такое торможение вызывает переход подъемной установки в экстремальный режим работы.

Обеспечение безаварийности при резком торможении достигается тем, что этот процесс производят в несколько ступеней. На первой ступени тормозной момент увеличивают до значения, соответствующего условиям скольжения канатов для наиболее опасного режима, каким обычно является спуск груза. На второй ступени тормозной момент оставляют постоянным, равным максимальному значению на первой ступени. Продолжительность второй ступени определяется от конца периода нарастания момента на первой ступени до остановки шкива трения. На третьей ступени момент увеличивают без ограничения интенсивности его нарастания до максимального значения, соответствующего стопорению подъемной машины.

Результаты теоретического и экспериментального исследований режимов торможения подъемных установок показали, что форсирование нарастания тормозного момента может быть и до остановки подъемной машины, т.е. когда скорость шкива трения снизится до безопасной скорости резкого торможения. При проведении маневровых операций необходимо, чтобы снятие ограничения на приложение наибольшего момента происходило при максимально возможном значении безопасной скорости. Для каждой конкретной подъемной установки эта скорость определяется расчетом, зависит от ее параметров и находится в диапазоне 0,3 - 1,2 м/с. Если на любой ступени значение прикладываемого момента не выходит за пределы, допустимые критической диаграммой, то схема автоматически регулируемого рабочего торможения не влияет на процесс торможения и позволяет машинисту оперативно выполнить заданную тахограмму подъема, особенно на участке основного замедления.

Затормаживание многоканатных подъемных машин, оборудованных пневмопружинным приводом тормоза, производится выпуском сжатого воздуха из рабочего цилиндра. Нарастание момента для тормозных приводов этого типа вызывается уменьшением тока в обмотке управления регулятора давления. Для пневмопружинных приводов тормоза разработана усовершенствованная система управления, позволяющая обеспечить без увеличения его инерционности безаварийную эксплуатацию многоканатных подъемных установок при рабочем торможении. Напряжение задания тормозного момента с вторичной обмотки сельсинного командоаппарата выпрямляется полупроводниковыми выпрямителями и подается на обмотку управления регулятора давления. Параллельно обмотке подключен блок автоматического ограничения тормозного момента (БАОТМ), питание и управления, которое осуществляется от тахогенератора, кинематически связанного с органом навивки.

БАОТМ содержит: диод для коммутации напряжения на обмотке управления; конденсатор для сглаживания пульсирующего напряжения, поступающего с полупроводниковых выпрямителей для обеспечения нормальной работы стабилизатора; резисторы для регулировки напряжения на базе транзистора; резистор для установки значения безопасной скорости резкого торможения.

В случае резкого включения рабочего тормоза напряжение на выходе полупроводниковых выпрямителей падает до нуля. Если скорость движения подъемной машины больше, чем безопасная скорость резкого торможения, напряжение с выхода тахогенератора преобразуется в блоке ограничения тормозного момента и подаётся на обмотку управления регулятора давления. Поскольку напряжение на базе транзистора постоянно и определяется параметрами резисторов и стабилитрона, падение его на эмиттерно-коллекторном переходе транзистора обеспечит стабильное значение напряжения на обмотке управления, а также плавное нарастание тормозного момента до максимального значения, необходимого при стопорении.

Регулировка предела ограничения тормозного момента осуществляется резистором и определяется из условий ненабегания сосуда на канат - для барабанных подъемных машин, обеспечения коэффициента безопасности против скольжения канатов по футеровке - для подъемных машин со шкивом трения. Она зависит от параметров подъемной установки, а ее соответствие допустимому моменту устанавливается резистором.

Применение систем автоматического регулирования предохранительного торможения необходимо на подъемных установках с малыми маховыми массами и большими замедлениями свободного выбега. Системы автоматического регулирования предохранительного тормоза предназначены для выполнения необходимой характеристики замедления при подъеме и спуске груза и обеспечения требуемого запаса тормозного усилия. В зависимости от требований к точности поддержания замедления могут применяться системы с дискретным или непрерывным способом управления режимом предохранительного торможения.

### **Список литературы**

Тормозные системы шахтных подъемных установок .Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И.; Ин-т геотехнической механики.- Киев: Наук.думка, 1990- 176 с.

**Радюк М.В., ассистент**

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

## **КОМПРЕССОРНАЯ УСТАНОВКА С ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ**

В типовых системах охлаждения все тепло, воспринимаемое охлаждающей водой, отводится в окружающую среду. Поскольку количество отводимого тепла сравнимо с количеством потребляемой компрессорами электроэнергии, а температура охлаждающей воды на выходе из воздухоохладителей около 30-35 °С, привлекательным представляется использование теплонасосной технологии, позволяющей повышать потенциал тепла, отводимого от сжимаемого воздуха, и использовать его для нагрева воды системы горячего водоснабжения горного предприятия [1-2].

В отличие от типовой системы охлаждения компрессоров, в которой температура охлаждающей воды определяется температурой атмосферного воздуха, в случае использования теплонасосной технологии она может быть существенно увеличена или снижена по отношению к температуре окружающей среды путем соответствующего выбора параметров и регулирования теплового насоса. От температуры охлаждающей воды зависят затраты энергии как на получение сжатого воздуха, так и на трансформацию тепла в тепловом насосе, причем влияние данного фактора на показатели эффективности воздушного компрессора и теплового насоса носит разнонаправленный характер. С увеличением температуры охлаждающей воды удельные затраты электроэнергии на производство сжатого воздуха возрастают, а удельные затраты электроэнергии на выработку тепла тепловым насосом уменьшаются.

Целью исследований являлось установить влияние температуры охлаждающей воды на суммарную электрическую мощность потребляемую системой «компрессор-тепловой насос».

Расчет цикла теплового насоса произведен аналитически, с помощью компьютерной программы расчета свойств рабочих тел REFPROP Version 6.0 в среде разработки MATLAB R2009b.

Результаты исследования показывают, что с увеличением температуры охлаждающей воды электрическая мощность потребляемая тепловым насосом увеличивается, компрессора – уменьшается, а суммарная электрическая мощность потребляемая системой «компрессор-тепловой насос» уменьшается.

### Перечень ссылок

1. Системы охлаждения компрессорных установок / Я.А. Берман, О.Н. Маньковский, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович. – Л. : Машиностроение, 1984. – 228 с.
2. Laue, H. Regional report Europe: heat pumps – status and trends / H. Laue // Int. J. Refrigeration. – 2002. – V. 25 – P. 414–420.

**Трофимова О.П., асистент, Вініченко А. В., студент гр. ГРммС-12-3**  
(Державний ВНЗ „Національний гірничий університет”, м. Дніпропетровськ, Україна)

### **ЗАГАЛЬНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ СИСТЕМИ „ПІДЙОМНА ПОСУДИНА - ПРОВІДНИКИ” АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ**

При створенні підйомних посудин, призначених для роботи в умовах різних стволів, що тривалий час знаходилися в експлуатації, провідники яких з різних причин піддалися значним викривленням в горизонтальній площині, необхідно, перш за все, визначити конструктивні параметри і межі допустимих значень для направляючих пристроїв посудин, які б забезпечили безперешкодний рух посудини незалежно від просторового профілю системи провідників. Оскільки в більшості вугільних стволів України застосовується система двох ниток рейкових провідників, розташованих з одного боку посудини, в роботі розглядається завдання математичного моделювання взаємодії посудини підйомної установки з системою двох жорстких провідників однобічного розташування.

Представлена математична модель є основою для моделювання і проведення розрахунків граничних і раціональних експлуатаційних значень жорсткісних, геометричних і конструктивних параметрів напрямних підйомних посудин з врахуванням фактичного просторового профілю провідників, заданого шляхом інструментальної маркшейдерської профілізації в умовах реального ствола. При розробці методики по вибору раціональних параметрів підйомної посудини для пересувної аварійно-рятувальної підйомної установки необхідно враховувати вимоги до універсальності і безпеки вживання підйомної посудини при аварійних ситуаціях в шахтних стволах. Переважно напрямними пристроями для посудин, що рухаються по рейковим провідниками служать лапи ковзання, що охоплюють голівку рейок з усіх боків. Якщо граничні параметри ширини колії в бічній площині провідників або лобові відхилення провідників від вертикалі на відстані, що дорівнює висоті посудини виходять за межі внутрішніх робочих поверхонь напрямних лап ковзання посудини, то неминуче станеться її заклинювання при русі на будь-якій швидкості. Для виключення цього явища доцільно застосувати напрямні лапи стежачого типу, кожна з яких пружно закріплена відносно корпусу посудини як в лобовій так і в бічній площині. Оскільки пружна конструкція напрямних повинна забезпечувати плавний рух посудини по викривлених провідниках без створення значних контактних навантажень, то при складанні розрахункової схеми системи „посудина - провідники” в першому наближенні допустимо представити корпус посудини у вигляді твердого тіла, що не деформується, в чотирьох точках якого закріплені лапи ковзання, з можливістю пружної взаємодії з провідниками. Провідники при цьому вважаються жорсткими просторово деформованими стрижнями, горизонтальні координати профілю яких в лобовій і бічній площині по глибині ствола задані функціями табличного вигляду. Вважаємо, що незалежно від конкретної конструкції напрямного вузла в точці контакту з провідником він має дві пружні ланки у напрямі осей  $Ox$  і  $Oy$  що забезпечують йому стеження за викривленнями профілю провідників з приведеними до точки контакту жорсткостями  $C_{i,x}$  і  $C_{i,y}$ . При конкретній конструкції опорного вузла (наприклад, у вигляді опорної пружини) ці жорсткості виражаються через жорсткості локальних складових елементів конкретного вузла з врахуванням його схеми і геометричних параметрів. Математична модель динаміки системи „підйомна посудина - жорстка армування” включає систему диференціальних рівнянь другого порядку, що враховує пружність амортизуючих вузлів напрямних посудини, просторові відхилення профілю провідників від вертикалі на ярусах армування за наявності статичної невизначеності



взаємодії судини з провідниками [1]. Система диференціальних рівнянь приведених до переміщень опорних вузлів напрямних описує взаємодію посудини з провідниками:

$$\begin{aligned}
 M \cdot \left[ \ddot{x}_1 \cdot \left( \frac{d}{l} - \frac{1}{2} \right) + \ddot{x}_2 \cdot \left( 1 - \frac{d}{l} \right) + \ddot{x}_3 \cdot \frac{1}{2} \right] &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4; \\
 M \left[ \ddot{y}_1 \frac{d}{l} + \ddot{y}_2 \left( 1 - \frac{d}{l} \right) \right] &= F_5 + F_6 + F_7 + F_8; \\
 I_x \cdot \left( \frac{\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1}{l} \right) &= -(F_5 + F_7) \cdot (l - d) + (F_6 + F_8) \cdot d - P \cdot (l - d) \cdot \left( \frac{y_2 - y_1}{l} \right) + M \cdot g \cdot d \cdot \left( \frac{y_2 - y_1}{l} \right); \\
 I_y \cdot \left( \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2}{l} \right) &= (F_1 + F_3) \cdot (l - d) - (F_2 + F_4) \cdot d - P \cdot \left[ a + (l - d) \cdot \left( \frac{x_1 - x_2}{l} \right) \right] + M \cdot g \cdot \left[ a - d \cdot \left( \frac{x_1 - x_2}{l} \right) \right]; \\
 I_z \cdot \left( \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_3}{2b} \right) &= (F_1 - F_3 + F_2 - F_4) \cdot b - (F_5 + F_6 + F_7 + F_8) \cdot a + M_{kr} \cdot (P); \\
 M \cdot \ddot{z}_c &= P - M \cdot g.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Рівняння сумісності деформацій має вигляд:

$$x_4 = x_2 + x_3 - x_1 - (U_{1,x} + U_{4,x} - U_{2,x} - U_{3,x}) . \tag{2}$$

Спільна система рівнянь (1) і (2) дозволяє моделювати рух підйомної посудини з чотирма пружно закріпленими на корпусі напрямних стежачого типу по двох нитках просторово викривлених провідників. Підйомна посудина пересувається по парі провідників в площині, яка за проектом строго вертикальна. Унаслідок відхилення провідників від вертикалі, вона деформується в просторі і перетворюється на пов'язану з ними „поверхню руху”, яка на різних локальних ділянках ствола, має різні форми викривленості в просторі. Ділянки провідників, геометрична форма яких є джерелом підвищених динамічних дій з боку підйомних посудин, характеризується значеннями певних параметрів „поверхні руху”. Контактні зусилля в значній мірі залежать від зсуву провідників від вертикалі на суміжних ярусах і від величини кута відхилення поверхні руху від проектного вертикального положення. Як показує досвід експлуатації шахтних підйомних установок, значні зміни форми викривленості „поверхні руху” в просторі можуть привести до застрягання підйомної посудини, що недопустимо при веденні аварійно-рятувальних робіт.

Комп'ютерна модель, побудована на основі розробленої математичної моделі, дозволяє підібрати раціональні схеми, геометричні і жорсткісні параметри напрямних вузлів, що забезпечують працездатність системи для різних параметрів таких армуваннях в шахтних стволах.

### Перелік посилань

1. Ильин С. Р., Торба Е.П. Математическая модель взаимодействия универсальной клетки, снабженной направляющими скольжения следящего типа, с жесткими проводниками армировки ствола. //Сборник научных трудов НГУ, № 19, Т. 5 – Дн-ск. – 2004. – С. 146-150.

Хаерзянов Д.Р., студент гр. ГМЕ-13-1с

Научный руководитель: Оксень Ю.И., к.т.н., доц.

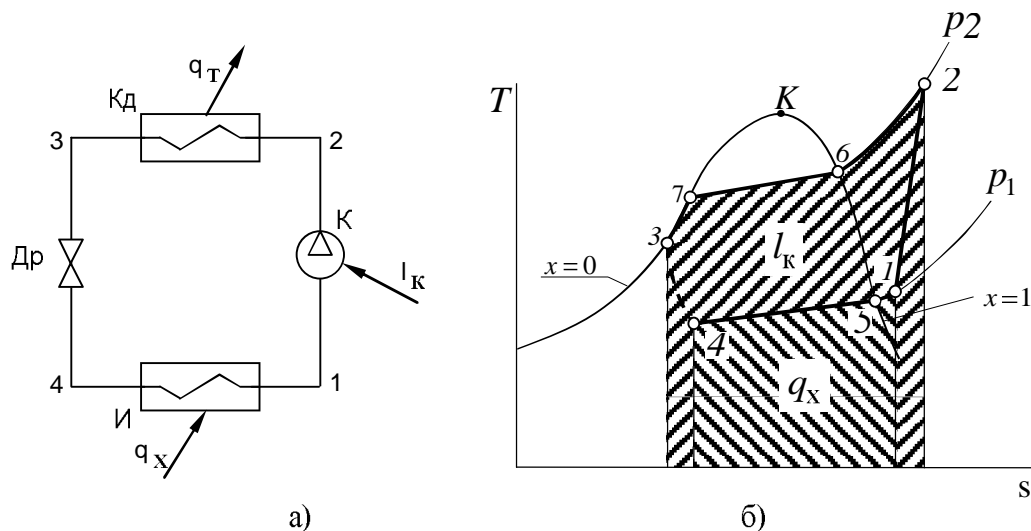
(Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепрпетровск, Украина)

## ВЛИЯНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ИСПАРИТЕЛЕ И КОНДЕНСАТОРЕ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

В последнее время для решения проблем энергосбережения все чаще применяют теплонасосные технологии. Тепловые насосы являются дорогостоящими машинами, поэтому проектировать их необходимо таким образом, чтобы обеспечить высокую энергетическую эффективность при приемлемой стоимости. Значительная доля в стоимости тепловых насосов принадлежит теплообменным аппаратам – испарителю и конденсатору. Часто теплообменные аппараты проектируют таким образом, чтобы обеспечить передачу необходимого теплового потока при малых гидравлических потерях. Такой подход имеет смысл, если работа аппарата рассматривается как независимая от других элементов теплотехнической системы. Если же аппарат входит в состав установки, то более весомыми являются, очевидно, показатели эффективности всей установки в целом. В связи с этим целью настоящего исследования являлось установление влияния потерь давления в испарителе и конденсаторе теплового насоса на его энергетическую эффективность.

В качестве показателя энергетической эффективности теплового насоса принят коэффициент трансформации тепла  $k_{тр}$ , представляющий собой отношение теплопроизводительности теплового насоса к мощности, потребляемой его компрессором.

В качестве термодинамического цикла теплового насоса принят цикл с переохлаждением конденсата и перегревом пара на выходе из испарителя. Теоретический цикл, в котором потери давления в теплообменных аппаратах отсутствуют, изображен на рис. 1. Точки 1 – 4 цикла соответствуют точкам 1 – 4 на схеме теплового насоса.



К – компрессор; И – испаритель; Кд – конденсатор; Др – дроссель;

$q_T$ ,  $q_x$  и  $l_k$  – удельные тепло-, холодопроизводительность и работа компрессора

Рисунок 1 – Схема (а) и теоретический цикл (б) теплового насоса

Параметры цикла определялись, исходя из условия сближения температурных режимов хладагента и теплоносителей в испарителе и конденсаторе (рис. 2) до заданного минимально допустимого температурного напора в характерных сечениях аппаратов.

При анализе были приняты: начальная температура низкопотенциального теплоносителя  $t_{wx2} = 9^\circ\text{C}$ , начальная и конечная температура высокопотенциального теплоносителя  $t_{wh2} = 10^\circ\text{C}$  и  $t_{wh1} = 50^\circ\text{C}$ ; минимально допустимые температурные напоры  $\Delta t_{1min} = \Delta t_{4min} = 3^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{2min} = 15^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t_{3min} = \Delta t_{7min} = \Delta t_{5min} = 5^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{6min} = 7^\circ\text{C}$ ; перегрев пара на выходе испарителя  $\Delta t_{sh} = 5^\circ\text{C}$ , изэнтропный КПД компрессора  $\eta_s = 0,66$ ; хладагент теплового насоса – фреон R407C.

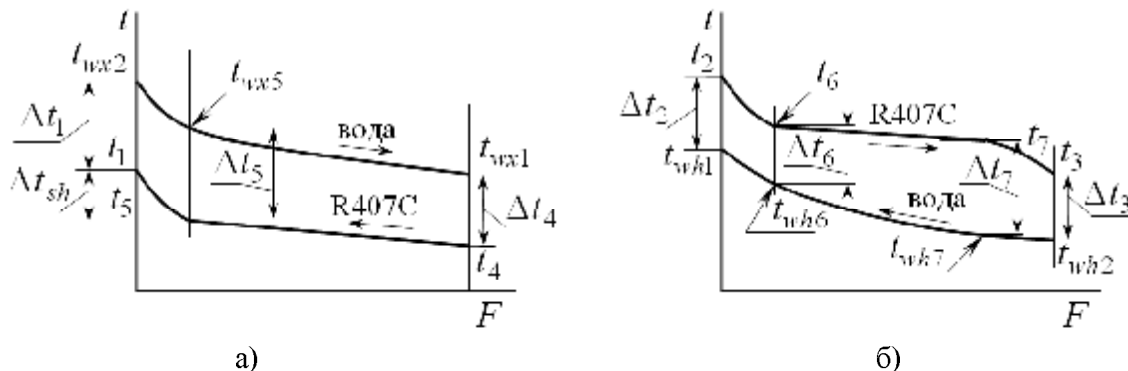


Рисунок 2 – Графики изменения температур хладагента (R407C) и теплоносителей (вода) в испарителе и конденсаторе теплового насоса

Термодинамические циклы теплового насоса рассчитаны при различных потерях давления в испарителе и конденсаторе и при различном распределении этих потерь по участкам однофазного и двухфазного движения хладагента в этих аппаратах. Основные результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты расчета вариантов термодинамического цикла

Вариант	Потери давления, кПа		Доля потерь давления на участках			$k_{тр}$
	в испарителе	в конденсаторе	5-1	3-7	2-6	
Без потерь	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	4,557
1	120,0	1075,0	0,0	0,0	0,0	4,557
2	145,0	1075,0	0,0	0,1	0,0	4,557
3	145,0	1061,0	0,1	0,1	0,0	4,481
4	145,0	1061,0	0,1	0,1	0,2	4,271
5	120,0	160,0	0,1	0,1	0,2	4,459

Полученные результаты показывают, что в вариантах 1 и 2 с потерями давления только на участках 4-1 и 6-7-3 даже при значительной величине их коэффициент трансформации тепла имеет такое же значение, как и в теоретическом цикле, в котором эти потери отсутствуют. Это объясняется тем, что происходит перераспределение потерь в элементах теплового насоса – их увеличение до определенной степени в испарителе и конденсаторе компенсируется соответствующим снижением на дросселе. В то же время увеличение потерь давления на участках 5-1 и 2-6 приводит к соответствующему снижению эффективности теплового насоса (варианты 3, 4 и 5), поскольку в этом случае для компенсации потерь требуется увеличение степени повышения давления и работы компрессора.

На основании выполненного анализа можно рекомендовать осуществлять теплообмен между хладагентом и нагреваемой водой в трех разных теплообменных аппаратах – охладителе пара (на участке 2-6), собственно конденсаторе (на участке 6-7) и в охладителе конденсата (на участке 7-3) и при этом минимум потерь давления обеспечить только лишь в охладителе пара. Желательно вынести в отдельный аппарат также и процесс 5-1, обеспечив в этом аппарате малые потери давления хладагента.

**Хворостяной Н.Н., аспирант, Червонный А.В., студент гр. ГРмм-10**

**Научный руководитель: Кириченко Е.А., д.т.н., проф.**

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

## **РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ, ПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ ВОДОВОЗДУШНУЮ СМЕСЬ**

Многолетнее осуществление горных работ привело к необходимости перехода на более глубокие горизонты. В связи с чем усложняются организация водоотлива. Это в свою очередь вызвано и высокими давлениями в нагнетательных трубопроводах насосных установок.

Одним из практических способов снижения давления в нагнетательных трубопроводах насосных установок может быть организация водоотлива в виде водовоздушной смеси [1], плотность которой меньше плотности воды, что и обеспечивает желаемый эффект. В этом случае трубопровод будет транспортировать двухфазную смесь. Этот вопрос был рассмотрен в работе [1], а механизм работы насоса при прокачке двухфазной среды остался неисследованным. В данной статье предлагается подавать воздух в промежуточную ступень многосекционного шахтного насоса, при этом все предшествующие ступени работают только на воде.

Поэтому целью настоящей работы является разработка математической модели описывающей процессы движения одно и двухфазных сред, в проточных частях многосекционного центробежного насоса и выявление основных механизмов снижения напора многоступенчатого насоса, первые ступени которого перекачивают только шахтную воду, а последующие осуществляют её перекачку в виде водовоздушной смеси.

Насосная установка осуществляющая предлагаемый способ шахтного водоотлива[2]включает: многоступенчатый насос с всасывающим и нагнетательным трубопроводами, компрессор, в промежуточном сечении нагнетательного трубопровода расположен аккумулятор пневмоэнергии, соединенный дополнительным трубопроводом с промежуточной ступенью насоса и компрессором при этом все сообщенные с аккумулятором трубопроводы снабжены управляемыми задвижками.

Согласно предлагаемому способу отделяемый от жидкости в аккумуляторе сжатый воздух вновь подается в промежуточную ступень насоса и цикл повторяется. Таким образом, основная часть нагнетательного трубопровода заполнена водовоздушной смесью, плотность которой меньше плотности воды, что и обеспечивает снижение давления в нижнем сечении этого трубопровода.

Для прояснения механизма снижения напора многоступенчатого центробежного насоса при прокачке двухфазной среды необходимо учесть влияние сжимаемости, давления на выходе из ступени, конденсации, режима течения, относительного скольжения фаз и, конечно, истинного объемного газосодержания. Хотя модель пренебрегает некоторыми из перечисленных выше факторов, есть основание полагать, что в настоящее время она является наиболее строгой и достоверной.

Первоначально рассмотрен процесс прокачки водовоздушной смеси одной ступенью насоса используя метод контрольного объема.

Получено уравнение характеризующее отношение напоров насоса при прокачке одно- и двухфазной сред.

$$\frac{\Delta H_{TP}}{\Delta H_{SP}} = 1 - \frac{\Delta H_{\alpha} + \Delta H_S + \Delta H_W}{\Delta H_{SP}}$$

где  $\Delta H_{SP}$  – приращение напора для однофазного потока;  $\Delta H_{TP}$  – приращение напора для двухфазного потока, а  $\Delta H_w$ ,  $\Delta H_\alpha$ ,  $\Delta H_s$  – потери напора, обусловленные увеличением скорости, изменением истинного объемного газосодержания и скоростью скольжения соответственно.

В результате моделирования исследуемых процессов установлено, что среди составляющих снижения напора величина  $\Delta H_w$  вносит больший вклад, чем  $\Delta H_\alpha$ , которая в свою очередь превосходит величину  $\Delta H_s$ . То есть результирующее снижение напора в основном зависит от увеличения относительной скорости жидкой фазы на выходе из насоса при прокачке двухфазной среды, а вклад от относительного скольжения жидкой и газовой фаз будет иметь меньшее влияние, но все же превосходить вклад от изменения объемного газосодержания при движении двухфазной среды в межлопастном канале.

Установлено, что уменьшение напора, в ступенях прокачивающих двухфазную смесь будут снижаться по квазилинейной зависимости от объемного газосодержания с каждой последующей секцией многоступенчатого насоса, что является новым научным результатом[3].

Анализ выполненных контрольных расчетов в широком диапазоне изменения исходных данных указывает на отсутствие ощутимого снижения производительности насосной установки, вследствие того, что снижение напора рабочих колес насоса перекачивающих водовоздушную смесь, как правило, компенсируется уменьшением геодезической высоты характеристик внешней сети.

Разработанная математическая модель насосной установки для откачки шахтной воды в виде водовоздушной смеси, позволяет последовательно рассчитать основные параметры и режимы работы предложенного альтернативного водоотлива, реализующего откачку шахтной воды с глубоких горизонтов непосредственно на земную поверхность.

К преимуществам данного способа, кроме прочего, следует отнести исключение таких опасных гидродинамических явлений как гидроудары, что достигается за счет существенного уменьшения скорости звука в нагнетательном трубопроводе, заполненного водовоздушной смесью.

### **Выводы**

Впервые разработана математическая модель, описывающая процесс перекачки одно и двухфазных сред в проточных частях многоступенчатого центробежного насоса. При этом выявлен механизм снижения напора центробежного насоса, первые ступени которого перекачивают шахтную воду, а последующие работают на водовоздушной смеси. А также дана наглядная физическая трактовка исследуемых процессов и установлены новые закономерности изменения основных расходных параметров.

### **Перечень ссылок**

1. 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.
2. 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.
3. Кириченко В.Е., Хворостяной Н.Н. Разработка комплексной математической модели насосной установки для откачки шахтной воды в виде водовоздушной смеси//Збагачення корисних копалин, Дніпропетровськ 2013. – №52. – С.115-129.