

Секція 3

***Машинобудування
та гірниче обладнання***

Агеев В.С. студент гр. Тм-08-2с,

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

Войцишен А.Л. инженер

(ГП ПО «Южмаш»)

Пацера С.Т. к. т. н., доцент

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

ОБЕДНЕНИЕ УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКЕ ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ ПРОГРАММ КОМПАС И FEATURECAM

Анализ тенденций развития машиностроения показывает, что доля мелкосерийного производства изделий будет и в дальнейшем увеличиваться [1]. Эти проблемы могут быть решены путем интеграции всех этапов производства средствами систем автоматизированного проектирования. Но одним из основных препятствий этому является отсутствие в технических университетах комплексных лицензионных отечественных программ, то сдерживает подготовку специалистов соответствующей квалификации. Так, например, в НГУ при наличии лицензионных программ КОМПАС 3D нет лицензионных программ GeMMa-3D. Выход найден: используется программа фирмы Delcam FeatureCAM

При изучении дисциплины «Технологическая подготовка производства» студенты получают задание, показанное на рис. 1.

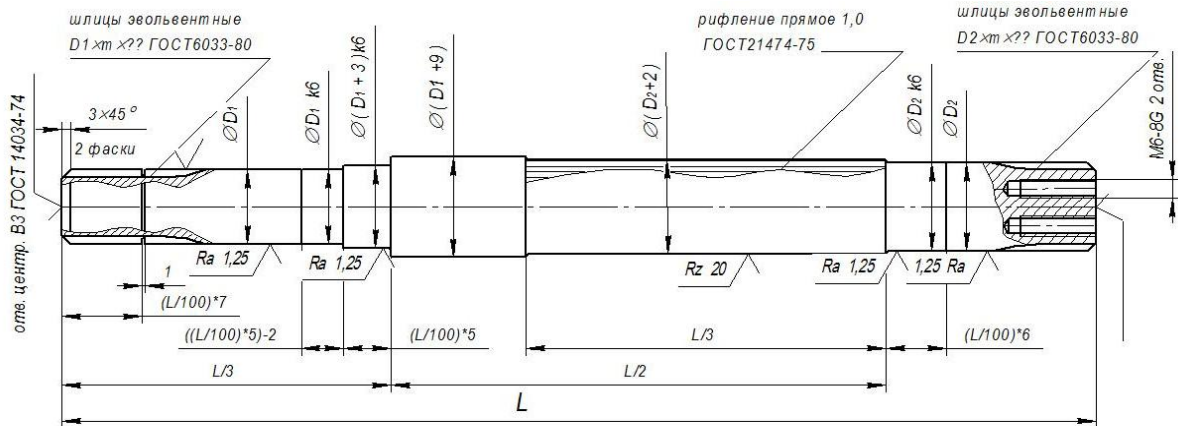


Рис.1– Графическая часть задания по дисциплине «Технологическая подготовка производства»

На первом этапе учащиеся выполняют конструкторскую часть подготовки производства: в программе КОМПАС проектируют 3D модель детали «Вал ротора» с эвольвентными шлицами и разрабатывают чертеж. Следует отметить, что выявлены определенные замечания к программе КОМПАС в части точности отрисовки элементов эвольвентных шлицев.

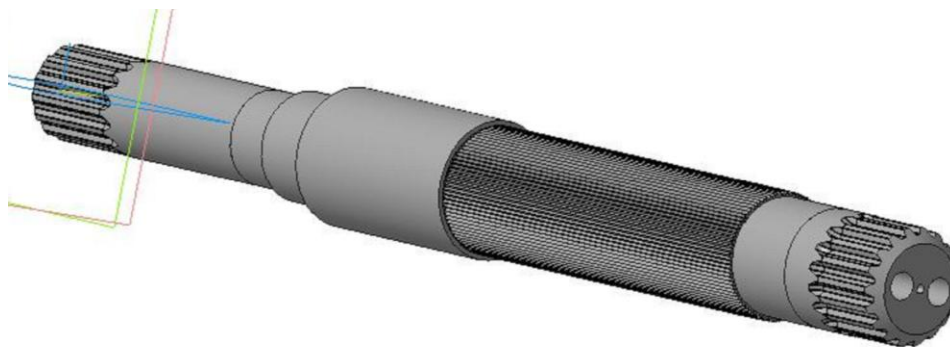


Рис.2– 3D модель детали «Вал ротора» с эвольвентными шлицами, выполненная в программе КОМПАС 3D

На втором этапе студентами разрабатывается технологический процесс. При этом требуется использовать программу ВЕРТИКАЛЬ. Однако в связи с отсутствием в компьютерном классе достаточного количества рабочих мест с требуемой программой студентами используются другие программы, например, ТехноПро 5

На третьем этапе выполняется компьютерное моделирование токарно- фрезерной обработки в программе FeatureCAM (рис. 3)

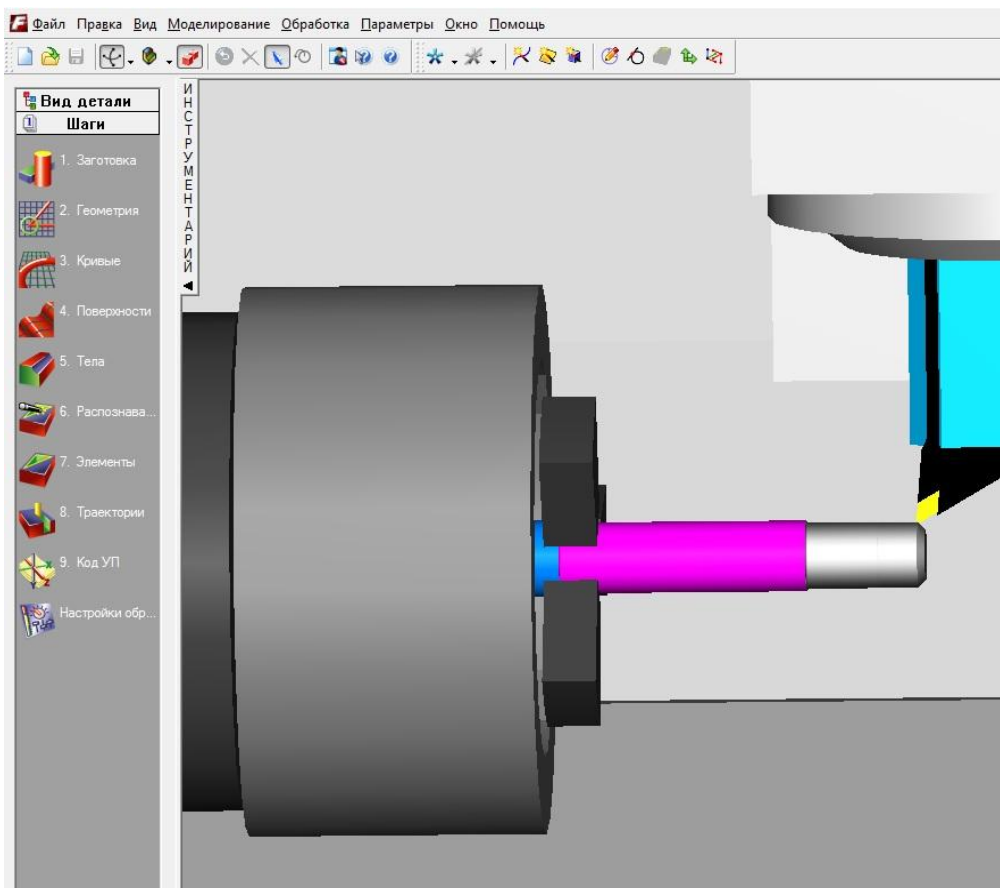


Рис.3 – Визуализация операций механической обработки в программе FeatureCAM

На завершающем этапе обучения в автоматизированном режиме разрабатывается управляющая программа для станка с ЧПУ (рис.4).

**Программа на стойку NC-210
(Вал ротора 20*25)**

(UAO,5)	<i>N120 G1 X18.566 Z2.778</i>
(UCG,3,Z-210Z90,X300X0)	<i>N125 G1 X18.566 Z-1.222</i>
G95 T1.01 M6	<i>N130 G1 X24.306 Z-4.092</i>
G97 S250 M4	<i>N135 G2 X24.95 Z-4.87 R1.1</i>
G0 X35.0 Z-1.0	<i>N140 G1 X25.657 Z-4.516</i>
M8	<i>N145 G0 X35.0 Z-4.516</i>
N40 G1 X-2.0 Z-1.0	<i>N150 G0 X35.0 Z1.536 T2/02/</i>
N45 G1 X3.657 Z1.828	<i>N155 S250 M4 'SET RPM TO 250</i>
N50 G0 X250.0 Z125.0 T2/02/' CHANGE TO TOOL # 2	<i>N160 G0 X12.768 Z1.536</i>
N55 S250 M4 ' SET RPM TO 250	<i>N165 G1 X24.164 Z-4.163</i>
N60 G0 X27.08 Z2.778	<i>N170 G2 X24.75 Z-4.87 R1.0</i>
N65 G1 X27.08 Z-140.997	<i>N175 G1 X24.75 Z-19.516</i>
N70 G1 X29.0 Z-140.997	<i>N180 G2 X25.0 Z-20.0 R1.0</i>
N75 G1 X29.707 Z-140.643	<i>N185 G1 X25.013 Z-46.669</i>
N80 G0 X29.707 Z2.778	<i>N190 G2 X26.88 Z-47.667 R1.0</i>
N85 G1 X24.95 Z2.778	<i>N195 G1 X26.88 Z-140.997</i>
N90 G1 X24.95 Z-19.491	<i>N200 G1 X32.536 Z-138.169</i>
N95 G2 X25.2 Z-20.0 R1.1	<i>N205 G0 X35.0 Z-138.169</i>
	<i>N210 G0 X250.0 Z125.0</i>
	<i>N215 M05</i>
	<i>M30</i>

Рис.4– Фрагмент управляющей программы для станка с ЧПУ

Перечень ссылок

Стельмах Н.В. Автоматизация технологичного приготовления малосерийного производства электромеханических приборов. Диссертация на звание кандидата технических наук за специальностью 05.02.08 – технология машиностроения. // Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”, Киев, 2010. С. 251

Белюшин Д.В., аспирант

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

ВЛИЯНИЕ УДАРНЫХ НАГРУЗОК НА ВОЗНИКНОВЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В КОНСТРУКЦИЯХ ГОРНЫХ МАШИН

В процессе эксплуатации машины, предназначенные для транспортировки, дробления и классификации материала, подвергаются ударным нагрузкам при взаимодействии с горной массой, что приводит к возникновению превышающих допустимые напряжений в металлоконструкциях машин и, как следствие, к преждевременному выходу из строя оборудования. Поэтому возникла необходимость изучения старых и разработки новых средств защиты рабочих органов машин. Проводимые исследования опираются на научные основы расчета колебаний и удара [1] с учетом конструктивных особенностей горных машин.

С целью изучения на модельном уровне процесса взаимодействия падающего твердого тела с рабочим органом машины был создан лабораторный стенд лотка вибропитателя (рис. 1), выполненного в масштабе 1:4. (Подробное описание методики эксперимента представлено в предыдущей работе [2]). Стенд состоит из опорной рамы 1, стоек 2, по которым передвигалась поперечная балка с фиксатором 3 и набором грузов 4, создающих ударную нагрузку на модель короба питателя 5, корпус которого установлен на упругие опоры 6. Ударные напряжения в коробе фиксируются комплектом тензометрической аппаратуры 7 и изменяются с учетом различного защитного слоя 8 на рабочем органе.

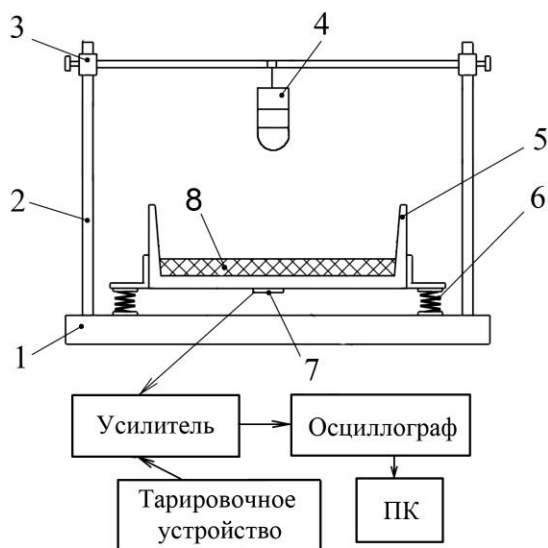


Рисунок 1 – Схема лабораторного стенда

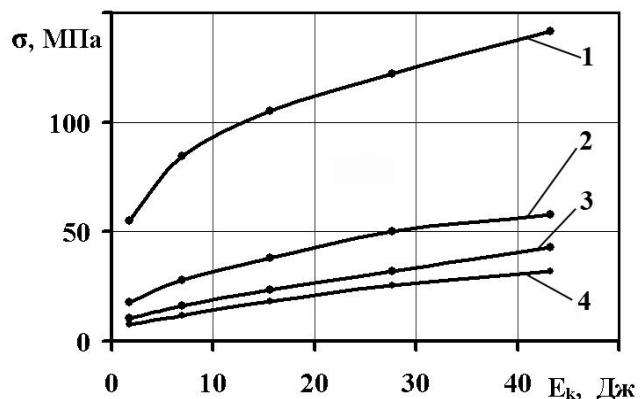


Рисунок 2 – Зависимость напряжения в лотке вибропитателя от энергии удара: 1 – без защитного слоя; 2 – резина ($E=85$); 3 – защитный слой материала $b=10$ мм; 4 – резина ($E=56$)

На рис. 2 представлены результаты экспериментов в виде зависимости напряжений в днище лотка питателя в зоне контакта соударения от энергии удара. Зависимости имеют нелинейный характер и позволили установить, что наибольшие напряжения возникают при ударе по незащищенной рабочей поверхности (кривая 1). Значительно меньшие напряжения появляются при ударе по резиновой футеровке толщиной 12 мм и твердостью $E = 85$ (кривая 2). Менее твердая резина $E = 56$ (кривая 4) позволяет с большей эффективностью, чем твердая, снижать величину напряжения. Использование защитного слоя мелкодробленой руды высотой $b = 10$ мм (кривая 3) также снижает величину напряжения в коробе, увеличивая тем самым срок его службы.

Для объяснения физических причин снижения напряжений в металлической конструкции при использовании футеровки и защитного слоя материала одновременно с измерениями напряжений фиксировались время контакта удара и диаметр отпечатка. На рис. 3 представлена зависимость времени контакта соударения от энергии удара при защите поверхности короба слоем руды $b = 10$ мм (кривая 1), слоем резины 12 мм твердостью $E = 56$ (кривая 2), слоем резины 12 мм твердостью $E = 85$ (кривая 3) и без защитного слоя (кривая 4).

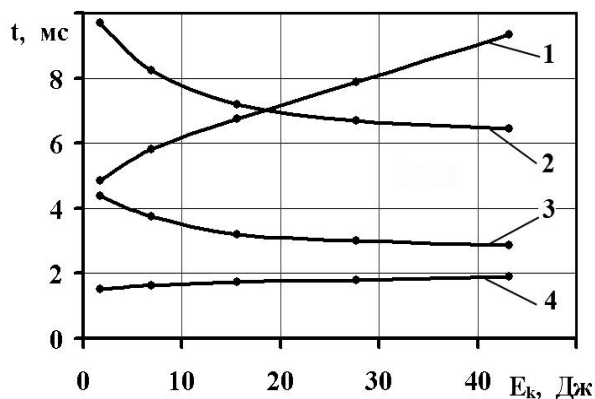


Рисунок 3 – Зависимость времени удара от энергии удара:

1 – защитный слой материала $b = 10$ мм;
2 – резина ($E=56$); 3 – резина ($E=85$);
4 – без защитного слоя

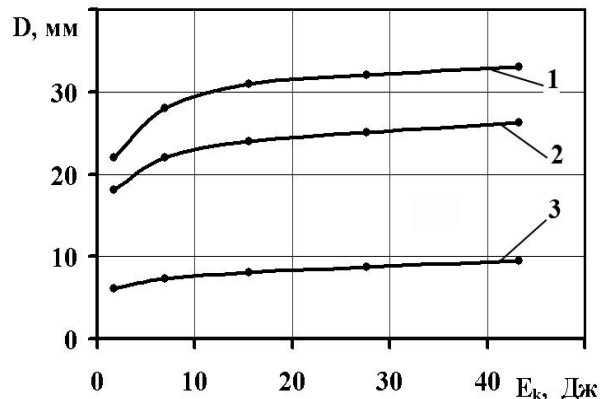


Рисунок 4 – Зависимость диаметра отпечатка от энергии удара:

1 – резина ($E=56$); 2 – резина ($E=85$);
3 – без защитного слоя

Результаты взаимодействия падающего груза в виде зависимости диаметра контакта соударения от энергии удара представлены на рис. 4. Кривая 1 характеризует взаимодействие груза с поверхностью короба, футерованного резиной 12 мм твердостью $E = 56$, кривая 2 – резиной 12 мм твердостью $E = 85$ и кривая 3 – без защитного слоя.

Исходя из этого, можно установить, что снижение концентрации напряжений в зоне контакта соударения объясняется деформационными и диссипативными свойствами резинового слоя, обеспечивающими увеличение времени контакта, что приводит к уменьшению ударного импульса, а увеличение диаметра площади контакта позволяет свести концентрацию ударной нагрузки не к точке соударения, а к площади контакта. С уменьшением твердости слоя резиновой футеровки ее положительное влияние увеличивается, что необходимо учитывать при выборе футеровки. Использование защитного слоя руды на лотке питателя в представленном виде не является технологичным ввиду сложности его осуществления и обеспечения стабильности показателей толщины слоя материала.

Перелік посилань

1. Франчук, В.П. Рабочие поверхности и футеровки барабанных и вибрационных мельниц: Монография / В.П. Франчук, В.А. Настоящий, А.Е. Маркелов, Е.Ф. Чижик. – Кременчуг: изд-во Щербаковых А.В., 2008. – 384 с.
2. Надутый, В.П. Анализ ударного взаимодействия кусковой горной массы с рабочими поверхностями машин и оборудования / В.П. Надутый, В.В. Сухарев, Д.В. Белоштин. – Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепрпетровск, 2012. – Вып. 103. – С. 152-159.

Богуш А.В., студент гр. БДбС–11–1, Трубицин М.Н., к.т.н., доцент, Якубович Л.А., ассистент

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

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПЛОСКОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ГРАФИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ MathCad

Плоское напряженное состояние (ПНС) является наиболее распространенным видом нагружения произвольных конструкций, элементов и узлов горных машин. Можно сказать, что эта задача является наиболее часто встречающейся в сопротивлении материалов, строительной и прикладной механике, материаловедении. К ней можно свести большинство расчетных схем одно-, двух- и даже трехмерного (при выделении в объемной конструкции плоских элементов) нагружения, для последующей проверки выполнения условий прочности по допускаемым напряжениям. Поэтому задача ПНС является обязательной для студентов механических специальностей ВУЗов. Традиционно, ее решение проводится графоаналитическим методом (круги Мора, рис.1.а), с последующим построением площадок главных напряжений, рис.1.б.

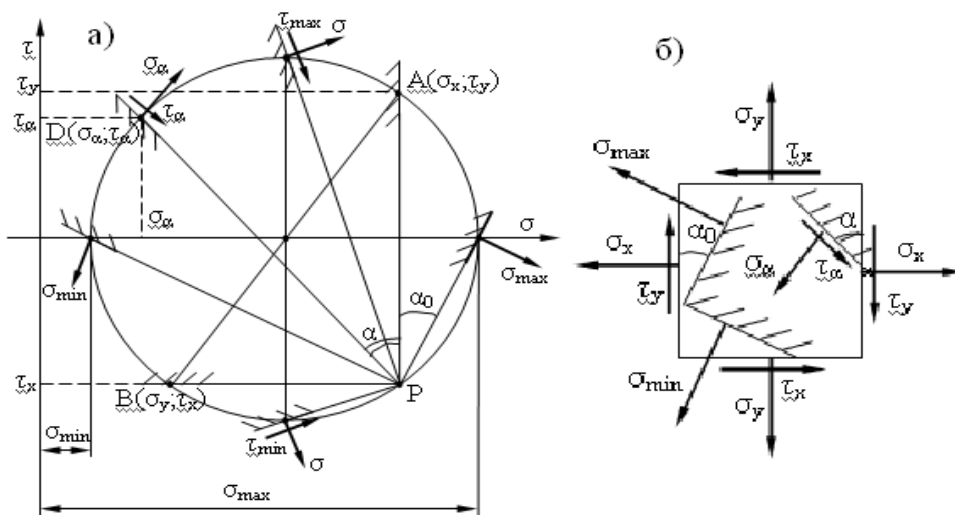


Рис.1. Графоаналитическое решение задачи ПНС при помощи кругов Мора.

В связи с громоздкостью графических построений, завуалированностью логических действий (при выборе верного направления главных площадок) была сформулирована **цель** настоящей работы: разработать MathCad-программу, основанную на последовательном алгоритме, исключающем логические выкладки при выборе углов площадок главных напряжений.

Идея работы заключается в использовании свойств многолепестковых функций, которыми описываются законы изменения нормальных (σ) и касательных (τ) напряжений в полярных координатах $\sigma(\alpha)$ и $\tau(\alpha)$. В случае задачи ПНС – это двухлепестковые функции (табл. 1). Использование этих функций позволяет однозначно найти решение прямой и обратной задач ПНС, рис.2.

Экстремумам функций $\sigma(\alpha)$ и $\tau(\alpha)$ соответствуют вершины (рис.2.а) или впадины (рис.2.б) лепестков. Для получения традиционного «квадратика» со стрелками-напряжениями остается только вписать в лепестки соответствующие радиусы-векторы, главных напряжений, рис.2.б.

Главные напряжения и углы наклона их площадок

	напряжения	углы наклона главных площадок $\alpha_{1,2}$
закон распред.	$\sigma(\alpha) = \sigma_x \cdot \cos^2(\alpha) + \sigma_y \cdot \sin^2(\alpha) - \tau \cdot \sin(2\alpha)$	Экстремальные (без выявления min, max)
	$\tau(\alpha) = 0,5 \cdot (\sigma_x - \sigma_y) \cdot \sin(2\alpha) + \tau \cdot \cos(2\alpha)$	$\text{tg}(2\alpha_0) = 2\tau / (\sigma_x - \sigma_y)$
главные	$\sigma_{1,2} = 0,5 \cdot [\sigma_x \pm \sigma_y + ((\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2)^{1/2}]$	Напряжениям $\sigma_{1,2}$ соответствуют углы $\alpha_{1,2}$
	$\tau_{\max, \min} = \pm 0,5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2]^{1/2}$	$\text{tg}(\alpha_{1,2}) = \tau / (\sigma_y - \sigma_{1,2})$

Считаем уместным применить здесь еще одну возможность MathCad – анимацию, которая позволяет повысить наглядность задачи ПНС, служит хорошим учебным пособием и облегчает студентам восприятие данного материала.

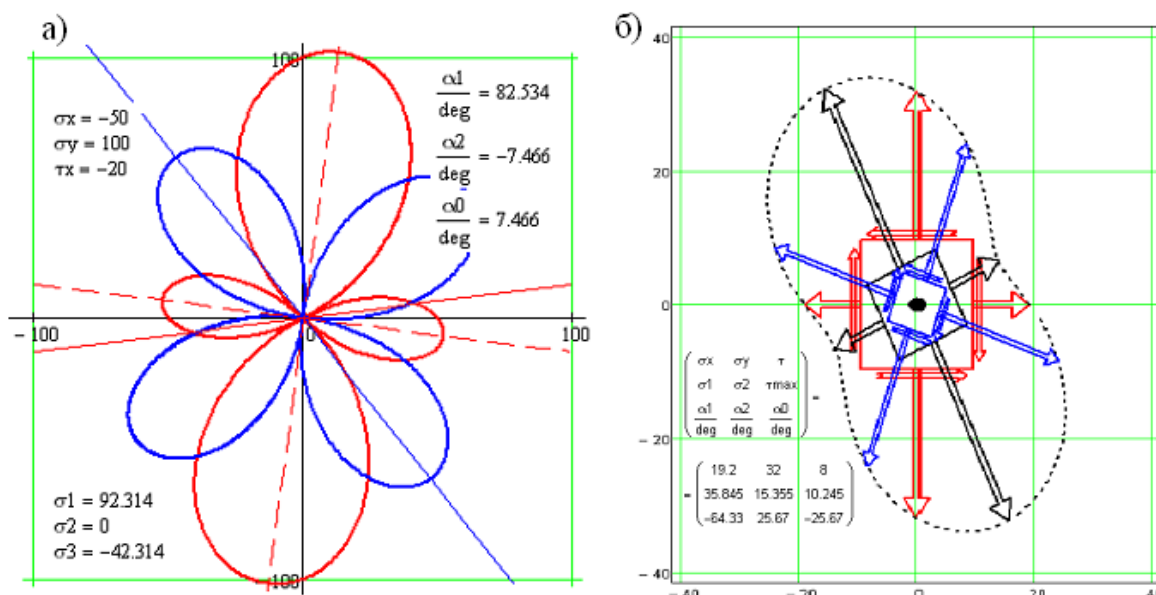


Рис.2. Графическое построение решения задачи ПНС.

Выводы по работе

- **Новизна работы** заключается в использовании свойств двухлепестковых функций, что позволяет значительно упростить алгоритм решения и провести наглядный поэтапный расчет.
- Разработанная программа MathCad является проверяющей, где все аналитические расчеты и графические построения выполнены в традиционном виде Сопротивления материалов.
- Заложена основа программы, которая благодаря графическим возможностям MathCad, вполне может являться учебным пособием.
- Программа, ее элементы и результирующие графики могут быть использованы в учебном процессе в виде проверяющих, тестирующих, обучающих благодаря графическим возможностям MathCad и расчетных блоков.
- Применение в данной задаче анимации повышает наглядность и может служить хорошим учебным пособием, как обучающая программа.

Грязнова Л.В., к.т.н., доцент, Лисняк А.Г., к.т.н., доцент, Пугач Р.С. студент гр. ТМАм-08-1м

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

ВЛИЯНИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО УДАРНО-ВОЛНОВОГО НАГРУЖЕНИЯ НАГРУЖЕНИЯ НА СТРУКТУРНЫЕ ПРЕВРАЩЕНИЯ В СТАЛИ ПРИ ЕЁ ПОСЛЕДУЮЩЕМ НАГРЕВЕ

В данной работе поставлена задача определить влияние предварительного ударно-волнового нагружения (УВН) на структуру стали после нагрева до аустенитного состояния.

Изучалась структура образцов из стали 55 в горячекатаном состоянии и после УВН после аустенизации в течении 30 минут при разных температурах и закалки в воде. Были выбраны температуры аустенизации: 800, 850, 900 и 950 °С.

Исследования показали, что при всех температурах нагрева наблюдаются различия в микроструктурах закаленной стали в зависимости от исходного состояния. Отмечается замедление роста аустенитного зерна при нагреве стали после предварительного ударно-волнового нагружения. Это определяется на образцах после закалки по размерам кристаллов мартенсита и троститной сетки, которая выделяется по границам бывшего зерна аустенита и может служить показателем его размеров, достигнутых при аустенизации.

Исследования показали, что при одной и той же температуре нагрева, после предварительного ударно-волнового нагружения образуется более мелкоигольчатый мартенсит и большее количество троостита по границам зерен, что говорит о снижении устойчивости аустенита при охлаждении.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что повышенное количество дефектов, образующихся после ударно-волнового нагружения, сохраняется при высокотемпературном нагреве и влияет на механизм образования аустенитного зерна. Влияние деформации на образование аустенитного зерна установлено В.Д. Садовским и количественно изучено С.С. Дьяченко, которая показала, что существенное измельчение зерна наступает после статической деформации, превышающей критическую ($\psi_{кр}=18-30\%$).

Отличительными особенностями деформации при ударно-волновом нагружении является малая величина остаточной пластической деформации (при высоком уровне действующих напряжений) и большие скорости деформации (обычно порядка $10^6 - 10^9 \text{ с}^{-1}$). Структурные превращения, проходящие в стали при прохождении ударной волны, оказываются существенными. Например, для получения в стали плотности дислокации, равной $0,28 \cdot 10^{11} \text{ см}^{-2}$ необходима ее деформация волочением до степени деформации, равной 10 %, или ударно-волновая обработка со степенью деформации, составляющей доли процента.

В случае ударно-волнового нагружения остаточная деформация может быть незначительной, а количество дефектов соответствовать деформации, являющейся критической для статической деформации.

В работе проводилось определение величины зерна согласно ГОСТ 5639-82 методом пересечения границ зерен отрезком прямой. По данной методике были обработаны 120 образцов горячекатаной стали, половина из которых была подвергнута предварительному ударно-волновому нагружению.

Полученные результаты были обработаны с применением методов математической статистики, в частности определено: максимальное и минимальное значение признаков; размах вариации; ширина интервалов; относительное изменение размера зерна.

Расчёты показали, что размер зерна в стали с предварительным ударно-волновым нагружением меньше, чем в горячекатаном для всех температур аустенизации.

На рисунке 1 приведены значения наиболее встречаемых размеров зерна для всех температур аустенизации.

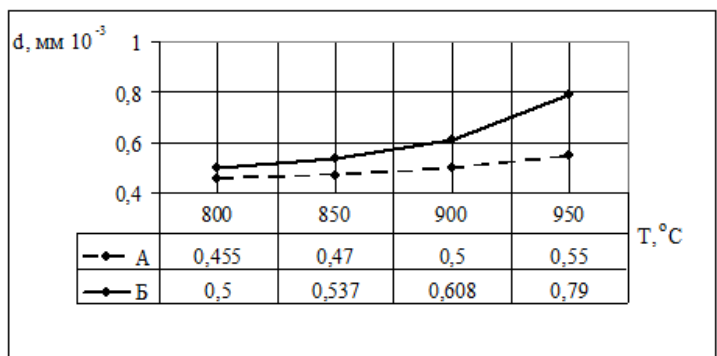


Рисунок 1 – Зависимость размера зерна от температуры аустенизации.

А – сталь с предварительным ударно-волновым нагружением; Б - для горячекатаной;
d – размер зерна; T – температура аустенизации.

На рисунке 2 приведены значения относительного изменения размера зерна стали 55 в зависимости от исходного состояния.

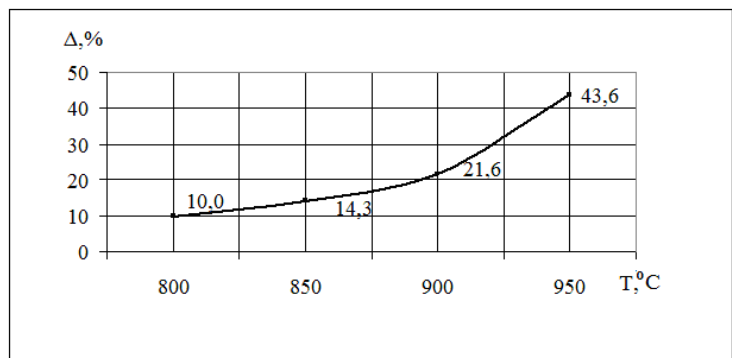


Рисунок 2 – Зависимость относительного изменение размера зерна (Δ) стали 55 от температуры аустенизации (T).

Известно, что величина аустенитного зерна определяет размер структурного параметра продуктов превращения, который, в свою очередь, существенно влияет на предел текучести и ударную вязкость стали. Расчет предела текучести исследуемых сталей (согласно закону Холла-Петча) показал, что сталь после предварительного ударно-волнового нагружения имеет предел текучести на 17 % выше, чем горячекатанная (расчет проведен для стали после нагрева до 950 °C).

Таким образом, впервые показано задерживающее влияние предварительной ударно-волновой деформации на рост зерна аустенита углеродистой стали.

Это позволяет рекомендовать предварительное ударно-волновое нагружение для интенсификации различных видов упрочняющих обработок, связанных с высокотемпературным нагревом и диффузией, без риска снижения вязкости и предела текучести стали.

Дижевский Б.К., доцент, Шевченко И.М., студент гр. ГМЕ-08-1с

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ ШАХТЫ «ПРОГРЕСС ГП ТОРЕЗАНТРАЦИТ»

Одним из крупнейших горнодобывающих предприятий северо-восточной части Донецкого угольного бассейна является шахта «Прогресс». Основной вид ее деятельности – добыча подземным способом антрацита марки «А», который используется на теплоэлектростанциях и для коммунальных нужд. Отличительная черта угля, добываемого на данном предприятии, – высокие качественные характеристики.

Характерной особенностью ведения горных работ на данном предприятии является большая глубина разработки – до 1300 метров и, как следствие, высокая температура вмещающих пород – до 39 градусов и повышенное горное давление.

Промышленные запасы составляют 88743 тонн, утвержденная производственная мощность – 750 тысяч тонн в год. В 2013 году запланировано увеличение производственной мощности шахты до 850 тысяч тонн угля. Разработанная программа развития горных работ до 2020 года намечает постепенное увеличение производственной мощности до уровня проектной – 950 тысяч тонн в год.

На данный момент срок службы шахты превышает 50 лет. Оборудование, используемое на шахтном подъеме, морально и физически устарело. В связи с вышеизложенным, возникла необходимость в модернизации применяемого подъемного оборудования.

Однако, в связи со значительными финансовыми затратами на приобретение и ввод в эксплуатацию новой подъемной машины, предлагается при модернизации заменить скип, подъемный и уравновешивающий канаты, редуктор подъемной машины, а также приводной двигатель.

Для увеличения производительности подъемной установки предлагается принять скип большей емкости СН-9,5-185-1,1 грузоподъемностью 9160 кг, вместо СН-7-185-1,1 грузоподъемностью 6470 кг.

Для расчета рациональной грузоподъемности скипа используется выражение (1):

$$Q_p = 5,7 A_c \cdot \sqrt[4]{H} \text{ кг}, \quad (1)$$

где A_c – часовая производительность подъемной установки, т/ч; H – высота подъема, м.

На действующем подъеме шахты «Прогресс» применяется стальной трехграннопрядный канат со следующими характеристиками: масса одного метра – 8,233 кг, разрывное усилие - 1245 кН, предел прочности – 1700 МН/м².

Из расчета суммарного разрывного усилия всех проволок каната по выражению (2) предлагается выбрать стальной трехграннопрядный канат с большим фактическим запасом прочности с учетом собственной массы с приведенными ниже характеристиками: масса одного метра – 9,31 кг, разрывное усилие - 1550 кН, предел прочности – 1800 МН/м².

$$Q_k = n_{нб} \cdot m_o \cdot g \cdot 10^{-3} \text{ кН}, \quad (2)$$

где m_0 – суммарная масса груза, состоящая из массы груза и массы пустого скипа, кг;
 $n_{нб}$ – кратность расчетного разрывного усилия к концевому грузу без учета собственной массы каната.

Копровый шкив в данной установке модернизации не требует. Он обеспечивает эффективную работу с принятыми выше элементами подъемной установки.

Двухбарабанная подъемная машина 2Ц-6×2,4 с диаметром барабанов 6 м и шириной 2,4 м, замене не подлежит по начальным условиям расчетов.

Для бесперебойной работы модернизируемой подъемной установки возникла необходимость замены приводного двигателя, так как прежний асинхронный электродвигатель АКН-16-51-16 не обеспечивал бесперебойную работу установки при увеличении его мощности до 1250 кВт.

Из расчета по выражению (3) был принят двигатель АКН-2-19-41-20У4 со следующими характеристиками: мощность – 1250 кВт, частота вращения – 295 об/мин, маховый момент ротора – 80 кН·м, КПД – 93,9%.

$$P_{op} = \frac{k \cdot m_n \cdot H \cdot g}{1000 \cdot T_{\phi} \cdot \eta_{zn}} \cdot \rho \text{ кВт}, \quad (3)$$

где k – коэффициент, учитывающий вредные сопротивления движению скипа; ρ – коэффициент, учитывающий динамический режим работы приводного двигателя; η_{zn} – КПД одноступенчатой зубчатой передачи; m_n – грузоподъемность принятого скипа, кг; T_{ϕ} – фактическая продолжительность движения подъемных сосудов, с; H – высота подъема, м.

В результате модернизация подъемной установки шахты, удалось уменьшить удельный расход энергии на одну тонну, и повысить КПД подъемной установки до 0.63.

Список литературы

1. Методичні вказівки до розрахунку підйомних установок з дисципліни "Стационарні машини" / В.Г. Дерюгин, І.С. Ільїна, Ю.О. Комісаров та ін. – НГУ, 2007 . – 23 с.
2. Справочник энергетика угольной шахты / В. С. Дзюбан, Я.С. Риман, А.К. Маслий. – М: Недра, 1983 г. – 246 с.

Дужак В.А., Михайлова К. Д. ст-ты гр. ИМмм-10-1, Дербаб В.А. аспирант,
Пацера С.Т. к. т. н., доцент
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск,
Украина)

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТОХАСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В работе [1] рассмотрено шесть возможных направлений использования имитационных стохастических моделей для решения различных технологических задач. В результате проведенных исследований нами разработан еще один вариант применения такого моделирования, целью которого является получение зависимостей показателей дефектности производства от метрологических характеристик применяемых приборов. Исследования проведены применительно к изготовлению зубчатых эвольвентных колес.

Количественная оценка влияния на показатели дефектности предельной погрешности зубомера в сочетании с влиянием допускаемых отклонений диаметра вершин зубьев для случая контроля толщины зубьев колеса на базе наружного цилиндра заготовки без учета его действительного размера является сложной задачей, но может быть проведена методом статистического моделирования. В этом случае одновременно со статистическим моделированием толщины зуба также моделируются случайные отклонения размеров диаметра вершин зубьев [2].

Измерение толщины зуба выполняют штангензубомером или микрометрическим зубомером (рис.1).

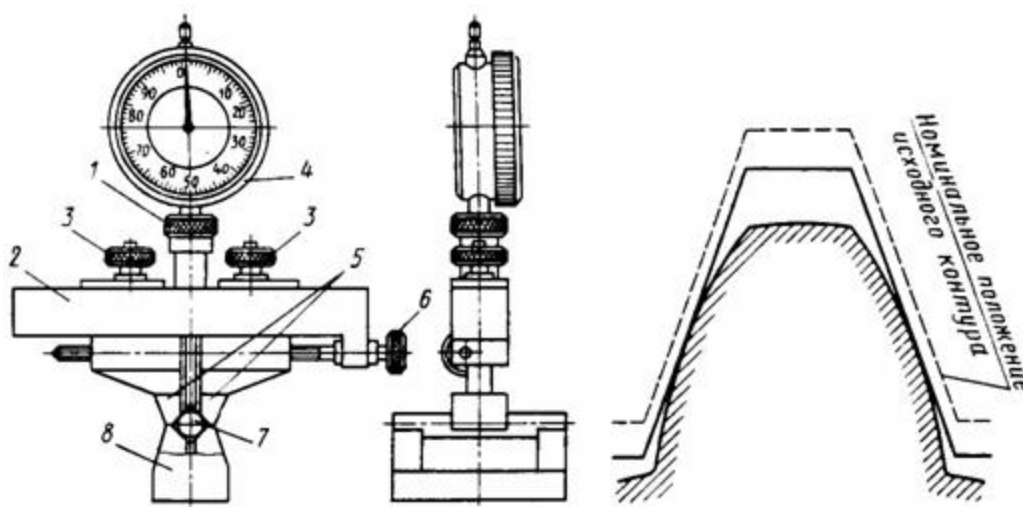


Рис.1– Индикаторный зубомер для определения отклонений высоты зуба или отклонения номинального положения исходного контура:

1,3,6–зажимы, 2–корпус, 4–индикатор, 5–губки, 7–калибр-ролик

Моделирование реализовано в программе Microsoft EXCEL (см. табл. 1), где в строках показаны этапы алгоритма имитационного моделирования, а в строках результаты моделирования методом Монте-Карло.

Имитационное моделирование стохастических процессов зубообработки

Номер зуба	Истинное отклонение толщины зуба, обусловленное точностью оборудования и жесткого инструмента	Оценка годности зуба по критерию толщины	Отклонение диаметра вершин зубьев от номинального размера, мкм	Погрешность измерения высоты зуба (влияние интервальной меры неопределенности зубомера), мкм	Сумма значения в столбце 5 и половины значения в столбце 4 (т.е. в радиусном выражении)	Отклонение измеряемой толщины зуба от номинала ΔU_c (вызванное эвольвентным профилем зуба), мкм	Погрешность измерения толщины зуба (влияние интервальной меры неопределенности зубомера), мкм	Действительное отклонение толщины зуба (сумма столбцов 2, 7, 8), мкм	Оценка годности зуба по критерию толщины (с учетом влияния изучаемых факторов)	Правильно забракованные зубья	Неправильно забракованные зубья	Правильно принятые зубья	Неправильно принятые зубья
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
№3	-43	1	-32	3	-12	-9	1	-51	1	0	0	1	0
№12	-64	0	-18	-4	-13	-9	10	-63	0	1	0	0	0
№17	-42	1	-45	1	-22	-16	-2	-60	0	0	1	0	0
№47	-3	0	-18	-8	-17	-13	3	-12	1	0	0	0	1
Всего, %	100								90	8	20	70	2

Показано, что при 7 и 8 степенях точности зубчатых колес эвольвентного зацепления для контроля толщины зуба зубчатого колеса можно рекомендовать зубомеры, имеющие предельную погрешность $U = \pm 2$ мкм. При этом качество точности диаметра вершин зубьев необходимо ужесточить на 1-2 номера по сравнению с рекомендуемыми качествами в технической литературе [3-5].

Перечень ссылок

1. Леонов С.Л. Обеспечение геометрических параметров качества деталей на основе прогнозирования законов распределения методами имитационного стохастического моделирования. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н. Алтайский ГТУ имени И.И. Ползунова. Барнаул – 2009. С.471
2. Влияние расширенной неопределенности на риски изготовителя и заказчика при измерении толщины зуба/ В.А. Дербаб, В.И. Корсун, С.Т. Пацера// Системи обробки інформації. – Харків. – 2011 – Вип.1 (91).
3. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. Ч. 2.
4. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Балакшин Б.С. и др. М., «Машиностроение», 1972. –615с.
5. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. М., «Машиностроение», 1972 г.,с.368.

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А. аспирант,

Грицай И.А., студент гр. ГМ-08-1м

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

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ МАНИПУЛЯТОРОВ ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА.

Для возведения сборной тоннельной обделки метро применяют специальные механические устройства – укладчики. При буровзрывном способе проходки выработок с диаметром – 5,5м и 6,0 м используются одно и двухрычажные укладчики.

Научная задача – установить зависимость между параметрами противовеса манипуляторов и крутящим моментом на валу механизма поворота.

Техническая проблема – недостаточная производительность укладки кольца.

В данном исследовании моделируется работа манипуляторов (рис. 1) и проводится исследование по определению оптимальной массы противовеса по критерию уменьшения крутящего момента на валу привода поворота. Цель работы – определить расчетные нагрузки и разработать рекомендации по выбору параметров вала механизма поворота. Идея работы – использование современных методов моделирования при определении напряженно деформированного состояния элементов механизма поворота рычага тоннельного укладчика УТК-2.

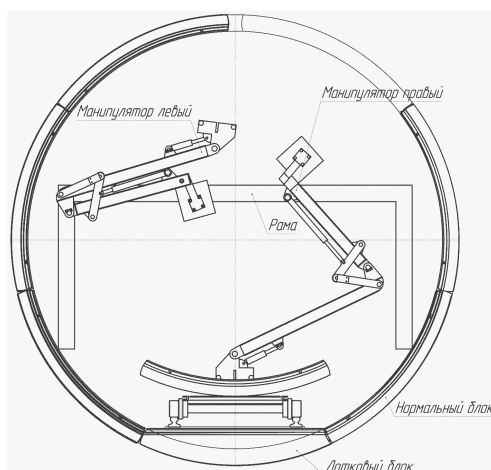


Рисунок 1 – Разработка схемы двухрычажного исполнительного органа укладчика.

Для определения оптимальных параметров противовеса необходимо провести анализ движения манипуляторов посредством моделирования этого движения.

Для этого был проведен вычислительный эксперимент по определению зависимости между параметрами противовеса манипуляторов и крутящим моментом на валу механизма поворота. Результатом исследования является полученный график (рис.2), из которого видно, что противовес уравнивает крутящие моменты на валу привода механизма поворота манипулятора, как в критические моменты взаимодействия манипулятора с блоками, так и на холостом ходу манипулятора.

Для анализа движения работы манипуляторов был написан сценарий на 94 кадра под шестипараметрическую модель, с выбором оптимального вида аппроксимации. В данном случае подходит кусочно-линейная, так как она точно аппроксимирует траекторию движения.

С помощью программного обеспечения Solidworks Motion из написанного сценария были получены данные для исследования зависимости величин момента, создаваемого манипулятором с блоком и момента, создаваемого противовесом.

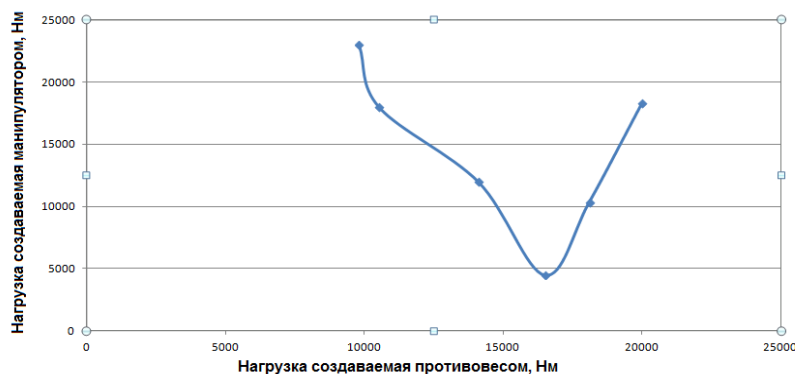


Рисунок 2 – Зависимость нагрузок создаваемых манипулятором от нагрузок создаваемых противовесом.

Выводы:

1. Особенностью моделирования является то, что проектирование в Solidworks Motion позволяет, используя компьютерные модели, определить диаграммы зависимости во времени крутящих моментов на валах привода поворота этих манипуляторов.
2. Из возможных видов аппроксимаций, реализуемых в Solidworks Motion, была выбрана линейная.
3. Средствами Solidworks Motion определено, что оптимальная масса противовеса при укладке блоков – 5 т.

**Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А., аспирант,
Давиденко Е.И., студентка гр. ГМ-08-1м**

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МАНИПУЛЯТОРА НА МОЩНОСТЬ ПОВОРОТНОГО ПРИВОДА УКЛАДЧИКА УТК-2

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тьюбинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – обосновать параметры манипулятора тоннельного укладчика УТК-2. Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 1 т.). Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. Кроме того конструкция манипулятора выполнена без учета влияния параметров этого узла на установленную мощность поворотного привода. Это приводит к завышенным параметрам привода, что увеличивает стоимость агрегата в целом.

В данном исследовании моделируется процесс работы манипулятора укладчика, который предназначен для установки железобетонных блоков или тьюбингов (рис.1). Крутящий момент, действующий на привод, который возникает при последовательной укладке блоков или тьюбингов, зависит от расположения манипулятора по своду кольца тоннельной обделки. От его значений зависит размеры и конструкция механизма привода поворота. Определение расчетных нагрузок это сложная научная задача, связанная с необходимостью учета взаимодействия манипулятора с железобетонными блоками или тьюбингами.

Цель – уменьшить установленную мощность поворотного привода тоннельного укладчика УТК-2.

Идея проекта – уменьшить мощность поворотного привода, используя подвижный противовес, массу которого определить на основе методов вычислительного эксперимента с использованием программы SolidWorks.

Для достижения поставленной цели, на основе конструкторской документации, создана компьютерная модель тоннельного укладчика УТК-2 (рис.1,а). На рисунке 1,б показана конструкция рычага, которая состоит из 1 – захват манипулятора; 2 – шток манипулятора; 3 – корпус манипулятора; 4 – приводной вал манипулятора; 5 – противовес манипулятора.

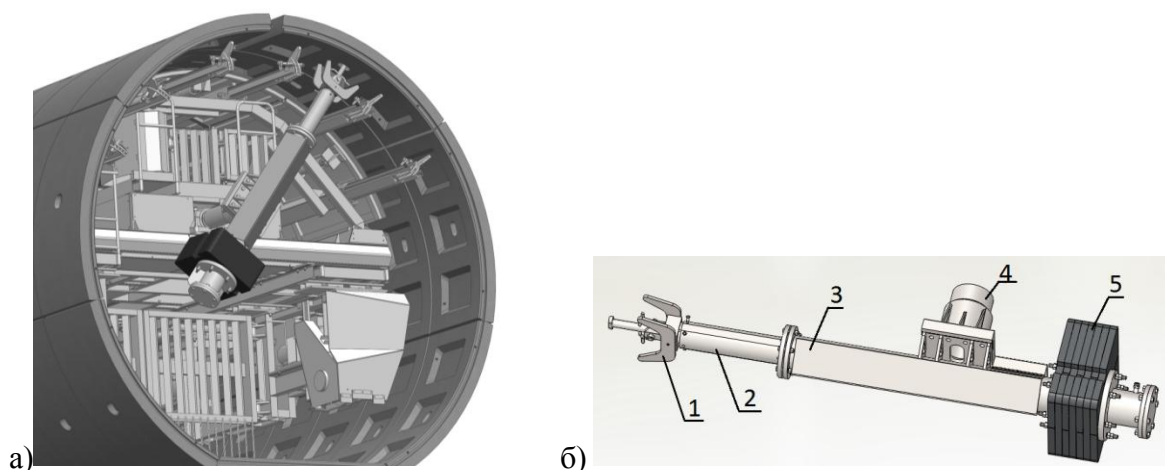


Рисунок 1 – Концепт проект тьюбингоукладчика

На разработанной компьютерной модели был проведен вычислительный эксперимент по определению параметров противовеса, где определено значение момента на валу привода наклона установки штанги в зависимости от массы противовеса. Показано что изменение массы противовеса незначительно влияет на установленную мощность привода. Поэтому предложено изменить конструкцию манипулятора. Привод противовеса снабжен дополнительным гидроцилиндром, позволяющим менять положение противовеса в зависимости от угла наклона манипулятора и выдвижения штока рычага.

Для новой конструкции было проведена серия вычислительных экспериментов, которые позволили получить зависимость крутящего момента от массы противовеса и положения рычага. При этом положение противовеса менялось таким образом, чтобы в каждый момент времени система была уравновешенна. На рисунке 2 показаны результаты исследований для тубингов (для железобитонных блоков получена аналогичная зависимость). Далее установлена аналитическая зависимость между входными и выходными величинами, представленная в виде уравнения $M(n, m) = -k \cdot n \cdot m + b$, где M – момент на валу манипулятора; n – ход противовеса; m – масса противовеса. Для получения значений неизвестных коэффициентов уравнение решалось методом наименьших квадратов.

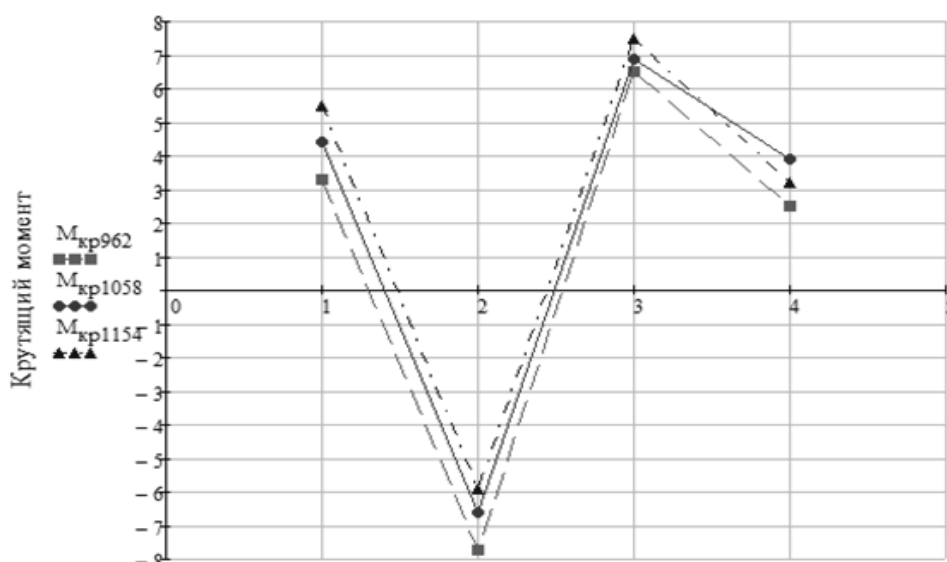


Рисунок 1 – Зависимость крутящего момента от массы и положения противовеса

Выводы:

1. Анализ результатов вычислительного эксперимента с использованием программы SolidWorks и метода наименьших квадратов показал, что математическую модель зависимости момента на валу привода манипулятора от массы и хода противовеса можно представить с точностью до 2 % в виде линейных уравнений вида $M(n, m) = -k \cdot n \cdot m + b$.

2. Минимальное значение эквивалентного момента привода манипулятора, соответствует максимальному статическому уравновешиванию конструкции и определяется из решения задачи на поиск экстремума функции эквивалентного момента привода по массе противовеса $\partial M_{\text{эки}} / \partial m = 0$. Для условий данного проекта масса балансира составляет 1058 кг при тубинговой обделке и 1539 кг для обделки в виде железобетонных блоков, эквивалентный момент уменьшается на 180 %.

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А. аспирант,

Пятница И.А., студент гр. ГМ-08-1м

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО–ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА РЫЧАГА ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА УТК-2.

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – определение напряженно деформированного состояния элементов механизма поворота рычага тоннельного укладчика УТК-2. Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 700 кг.)

Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. В данном исследовании моделируется напряженно-деформированное состояние вала механизма поворота рычага укладчика (рис. 1), который предназначен для осуществления технологического процесса монтажа кольца обделки. Реакции, возникающие в опорах вала, зависят от места приложения нагрузки, которые, определяются положением рабочего органа по своду тоннельного кольца.

Цель работы – определить расчетные нагрузки и разработать рекомендации по выбору параметров вала механизма поворота. Идея работы – использование современных методов моделирования при определении напряженно деформированного состояния элементов механизма поворота рычага тоннельного укладчика УТК-2.

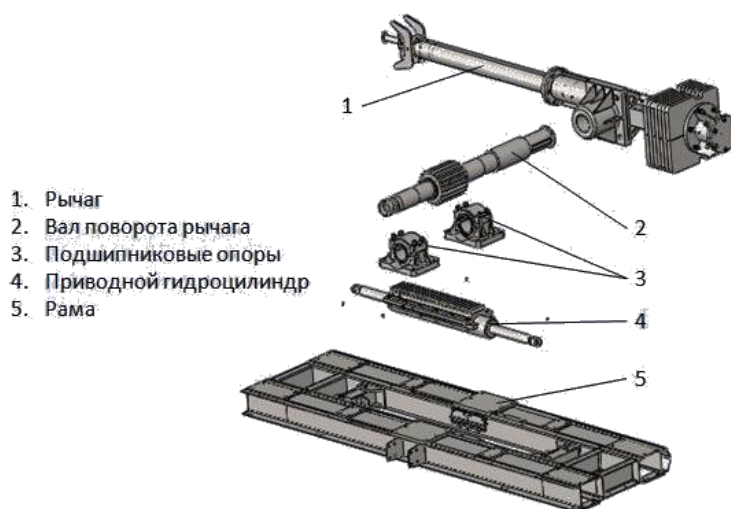


Рисунок 1 - Концепт-проект механизма поворота рычага укладчика

Для расчетов элементов механизма поворота рычага необходимо определить оптимальное положение опор вала. Для этого был проведен вычислительный эксперимент по определению зависимости результирующих максимальных напряжений возникающих в сечениях вала от расположения подшипниковых опор. Результатом исследования является полученный график (рис.2), из которого видно, что при смещении опоры «А» на 140 мм от базового положения к консольной части вала наступает равенство напряжений в его опасных сечениях, при этом, значение их диаметров будет минимальным.

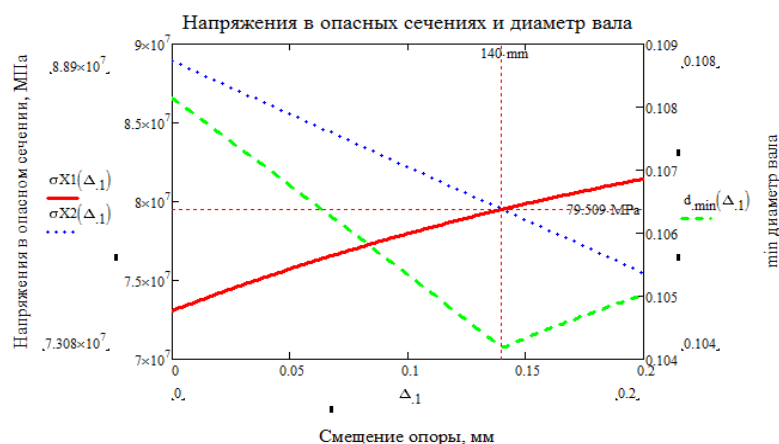


Рисунок 2 – Зависимость результирующих напряжений в сечениях вала от расположения подшипниковых опор.

На следующем этапе было оценено напряженно-деформированное состояние элементов механизма поворота рычага, при входных параметрах базовой и оптимизированной его конструкции, методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation. Результаты исследования сведены в таблицу, где показано, что при базовом коэффициенте запаса прочности 4,4 можно уменьшить диаметр вала до 170 мм, а масса конструкции уменьшается на 48 кг.

Так как значение коэффициента запаса прочности элементов конструкции рекомендуется принимать 1,6. (Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. вузов.-6-е изд., перераб.-М.: Высш. шк., 1985.-520 с.,ил), следовательно, коэффициент запаса прочности завышен приблизительно в 2 раза.

Параметры оптимизации	Базовая конструкция	Вид оптимизации		
		Оптимизированная конструкция рычага	Изменённое положение опор	Уменьшенные нагрузки и изменённое положение опор
Диаметр вала дном, мм при базовом коэффициенте запаса $kz_{\sigma}=4,4$	180	177,5	174,9	170,9
Масса вала, кг	437,2	423,6	410,3	398,3

Выводы:

4. Определена зависимость напряжений в опасных сечениях вала от смещения подшипниковой опоры.
2. Определены оптимальные параметры расположение опоры «А» путем смещения её к консольной части вала на 140 мм.
3. Выявлен завышенный коэффициент запаса прочности вала (в 2 раза больше требуемого).
4. В результате оптимизации диаметр вала уменьшится до 170 мм, масса конструкции снизится на 48 кг.

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А. аспирант,

Хоменко Е.А., студент гр. ГМ-08-1м

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

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ ПРИВОДА ПОВОРОТА МАНИПУЛЯТОРОВ ДВУРУКОГО УКЛАДЧИКА.

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – Установить зависимость между усилием, необходимым для оптимальной работы привода механизма поворота и кинематическими параметрами компоновки механизма. Техническая проблема – в процессе монтажа обделки тоннельным укладчиком, существует необходимость повышения производительности укладки кольца. Механизм поворота манипулятора является самым нагруженным узлом машины и нуждается в подборе его оптимальных параметров. В данной работе моделируется привод поворота манипуляторов (рис. 1), с помощью которой (твердотельной модели) определяются зависимости усилия необходимого для оптимальной работы гидроцилиндра от хода его штока и от величины входящего крутящего момента. Цель работы – Исследовать влияние нагрузок от элементов привода поворота на его параметры. Идея работы – Провести вычислительный эксперимент на разработанной модели привода механизма поворота с использованием программы SolidWorks.

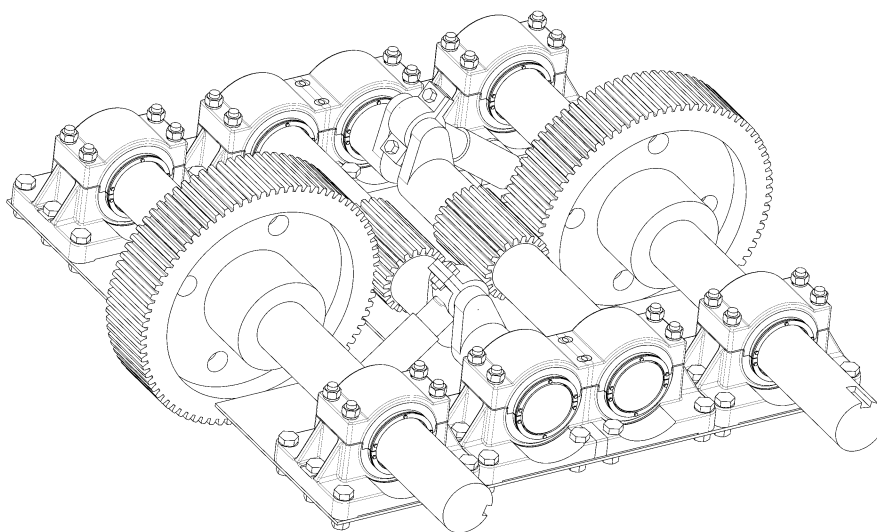


Рисунок 1 - Концепт-проект привода поворота манипуляторов для двурукого укладчика

Для определения оптимальных параметров работы гидроцилиндра механизма поворота были проведены эксперименты, в результате которых были определены зависимости усилия необходимого для оптимальной работы гидроцилиндра от хода его штока и от величины входящего крутящего момента. Результатом исследования является полученный график (рис.2), из которого видно, что прослеживается экспоненциальный рост усилия на гидроцилиндре в зависимости от хода штока.

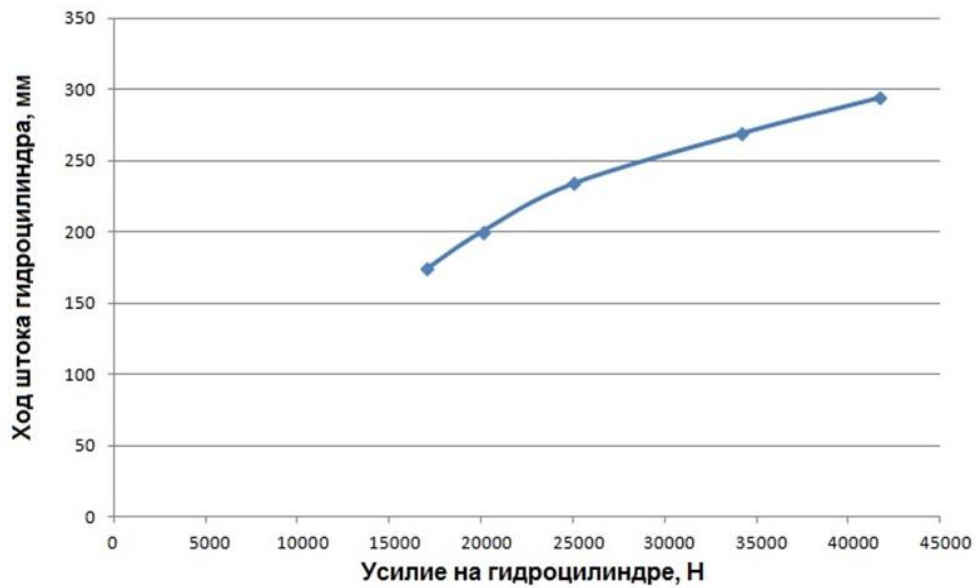


Рисунок 2 – График зависимости усилий на гидроцилиндре от хода штока

Выводы:

Для получения результатов эксперимента, описанного в данном докладе, с помощью программы Solidworks, была разработана концепция привода поворота манипуляторов двуручного укладчика. Рассчитаны ее кинематические параметры, полученные зависимости.

Ильин С.Р., к.т.н., доцент, Басов С.А., студент гр. ГРммС-11-3

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

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ФУТЕРОВКИ И КАНАТА ШКИВА ТРЕНИЯ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

В подъемных установках для больших глубин в качестве канатоведущих органов используются многоканатные шкивы трения.

Принцип работы многоканатных подъемных машин, так же, как и одноканатных со шкивами трения, основан на использовании сил трения, развивающихся между канатами и футеровкой ведущих шкивов. Разница заключается в том, что в одноканатных установках подъемные сосуды крепят к одному канату, перекинутому через шкив трения подъемной машины, а в многоканатных — к нескольким канатам, перекинутым через общий многожелобчатый шкив.

Тяговое усилие в таких шкивах 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 снижается. Кроме того, давление на футеровку, превышающее допустимое, может привести к уменьшению 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 качестве объекта исследования была выбрана подъемная установка со следующими параметрами: $Q_{гр1} = 500000$ Н; $Q_{гр2} = 1000000$ Н; $Q_{пор1} = 270000$ Н; $Q_{пор2} = 540000$ Н; $D_{шк} = 8$ м; $D_{кан} = 43$ мм; угол охвата шкива 180 градусов; материал футеровки – резина; модуль упругости - 10000 Н/м².

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 футеровки 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 футеровки по образующей линии контакта каната с футеровкой.

В ходе исследования были построены графики напряжений в зависимости от величины нагрузки (рис. 1). Из графиков видно, что в определенных местах на канате и футеровке возникают резкие всплески напряжений до 2000 МПа.

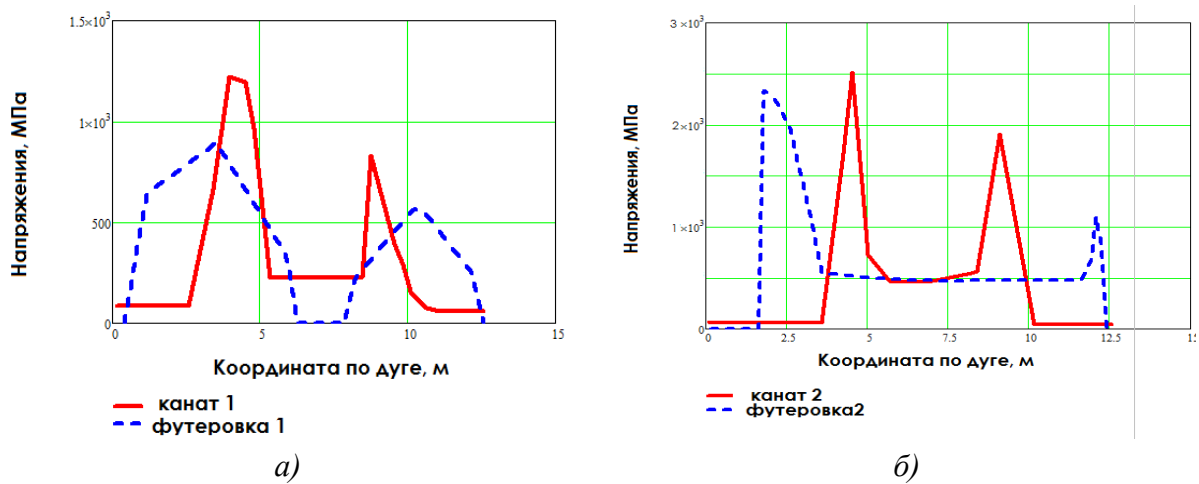


Рис. 1. Распределение напряжений в канате и футеровке по дуге охвата:
 а) при нагрузках $Q_{гр1} = 500000 \text{ Н}$; $Q_{пор1} = 270000 \text{ Н}$;
 б) при нагрузках $Q_{гр2} = 1000000 \text{ Н}$; $Q_{пор2} = 540000 \text{ Н}$

При совмещении результатов двух исследований были получены общие графики, приведенные на рис. 2. Показано, что при увеличении нагрузки пики напряжений в канате футеровке смещаются от верхней точки шкива к точкам набегания каната на шкив (рис. 2, а). Из общего графика футеровки видно, что напряжение значительно возрастает – но при этом уменьшается площадь участка его действия (рис. 2, б).

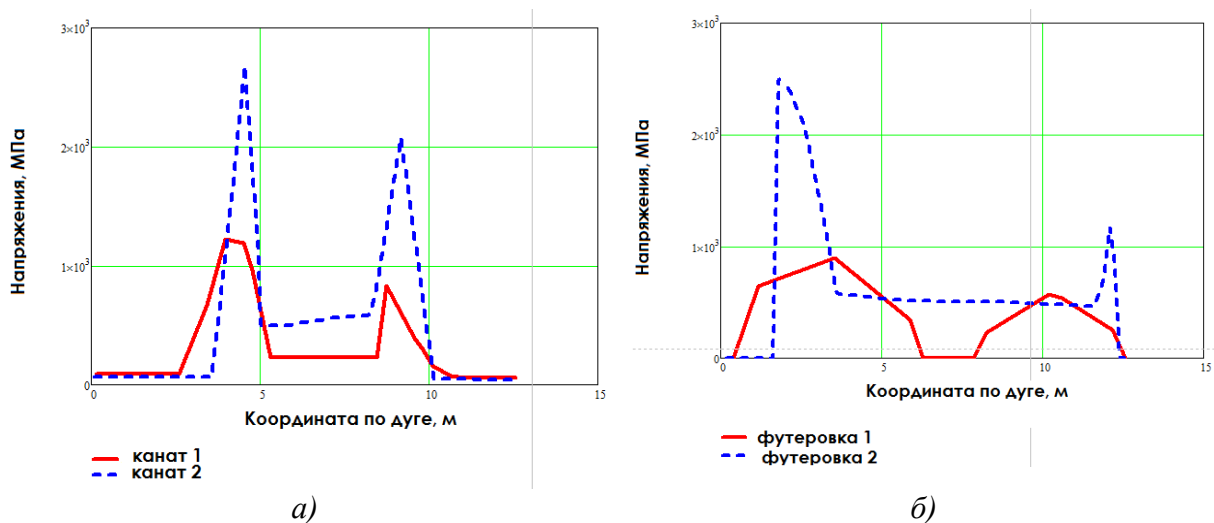


Рис. 2. Распределение напряжений по дуге охвата: а) в канате; б) в футеровке

В данном исследовании учитывалось только статическое приложение нагрузки. Следующей задачей является исследование распределения напряжений и перемещений по длине каната на его длине и по дуге охвата, и поле напряжений внутри желоба в материале футеровки при вращении шкива на малых скоростях и при нормальной скорости вращения барабана с использованием САПР SolidWorks – SolidMotion.

Ильина И.С., к.т.н., доцент, Гах А.С., студент гр. ГМЕ-08-1с

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

На горнодобывающих предприятиях Украины эксплуатируется оборудование, установленное несколько десятилетий назад. Шахтные подъемные установки являются важным звеном в транспортной цепочке работы шахты, и от их надежности зависит безопасность и бесперебойность работы всего горнодобывающего комплекса. Таким образом, задача обеспечения эффективной и безопасной работы подъемных установок является важной практической задачей.

Наиболее динамически опасным режимом работы подъемников является торможение, как рабочее, так и предохранительное. За безопасность этого режима работы подъемной установки отвечает тормозная система шахтного подъема.

Одним из способов повышения безопасности и эффективности работы подъемной установки в режиме торможения является замена тормозной системы устаревшей конструкции на современные аналоги.

В работе предлагается возможность такой замены на примере подъемной установки шахты им. Гаевого (ГП "Артёмуголь"). На данный момент там используется устаревшая тормозная система с грузопневматическим приводом. Эта система имеет ряд преимуществ перед исполнительными органами с радиальным угловым перемещением. Она развивает в 1,5 – 1,7 раз больший тормозной момент и имеет примерно в 2 раза больше срок службы, что объясняется увеличенным углом захвата и более равномерным распределением давления по дуге охвата. Но, как и каждая система, она имеет ряд недостатков. К ним можно отнести крупные габариты машины, сложность конструкции и большое число шарниров, затрудняющих монтаж и наладку тормозной системы, также машина имеет значительный вес. Предлагается произвести модернизацию тормозной системы с заменой на более новую дисковую с осевым приложением усилий и поступательным перемещением колодок при торможении.

Предлагаемая тормозная система обладает рядом преимуществ по сравнению с другими аналогами. Пружинно-гидравлические многомодульные дисковые тормоза высокого давления имеют большие регулировочные возможности, стабильные характеристики и обеспечивают работу тормозов в автоматическом и ручном режиме, а также обеспечивают автоматическое регулирование предохранительного торможения с заданным замедлением. Все клапаны тормозной системы используются как для рабочего, так и для предохранительного торможения, благодаря этому клапаны можно проверять во время каждого цикла затормаживания - растормаживания шахтной подъемной машины. Любая неполадка в работе клапанов будет незамедлительно обнаружена, что делает систему более безопасной по сравнению с другими.

Дисковые тормоза по сравнению с тормозами радиального типа обладают высоким быстродействием (время холостого хода составляет 0,1 – 0,2 с) и регулировочными возможностями. Наряду с перечисленными достоинствами следует отметить и недостаток подобной тормозной системы – высокая стоимость, из-за чего она не получила достаточного распространения на шахтах Украины.

Дисковые тормоза и их отдельные элементы разных фирм и даже одной и той же фирмы конструктивно значительно отличаются друг от друга. Их расчет и конструктивное исполнение для каждой подъемной установки выбираются индивидуально с учетом ее особенностей. Поэтому монтаж, ревизию и наладку дисковых тормозов

необходимо производить в строгом соответствии с Руководством по эксплуатации данного тормоза, поставляемого фирмой вместе с изделием.

Дисковые тормоза включают в себя 2 или 4 тормозных постаментов с одним или несколькими тормозными блоками на каждом, одну или две маслостанции для управления тормозами, систему трубопроводов для подачи масла к тормозным блокам, плату управления тормозами ВСС-1 и микропроцессорную систему «Человек – Машина», которая осуществляет непрерывный контроль работы и визуализацию состояния аппаратуры тормозной системы.

Существуют два принципиально разных способа управления дисковыми тормозами:

- аналоговый, когда все модули работают синхронно, а давление рабочей жидкости в системе и тормозное усилие при торможении изменяются плавно путем централизованного слива масла из всех модулей. Этот способ реализуется с помощью электрогидравлического регулятора высокого давления и системы электрогидроклапанов.

- дискретный, когда управление каждым модулем осуществляется индивидуально с помощью соответствующих каждому модулю гидрораспределительных устройств, обычно двухпозиционных.

Возможна комбинация этих способов, когда, например, рабочее торможение осуществляется по первому способу, а предохранительное – по второму. По такому принципу построена система управления шахтными подъемными машинами с дисковыми тормозами завода "Донецкормаша". Системы управления дисковыми тормозами шахтных подъемных машин зарубежного производства строятся преимущественно по первому способу.

Таким образом, внедрение новой тормозной системы значительно повысит безопасность работы подъемной установки, и, следовательно, эффективность работы всего горнодобывающего комплекса.

Список литературы

1. Картавый Н.Г. Стационарные машины: учебник для вузов / Н.Г. Картавый. – М.: Недра, 1981. – 321 с.
2. Бежок В.Р. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъёмных установок / В.Р. Бежок. – Донецк, 2009. – 672 с.

Ильина С.С., к.т.н., ассистент, Шепелевич С.С., студент гр. ГМЕ-08-1с

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

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ РЕГИСТРАТОРОВ ПАРАМЕТРОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Наиболее важным звеном разработки месторождений подземным способом являются шахтные подъемные установки, осуществляющие подъем горной массы, перемещение грузов и людей. Анализ аварийных ситуаций, произошедших во время эксплуатации этих установок, показывает, что применяемые в подъемных машинах пишущие скоростемеры не всегда позволяют определить причину возникновения аварии и предпринять меры для исключения их повторения. Для решения этих задач необходимо обеспечить непрерывный контроль и регистрацию основных параметров работы подъемных установок.

На сегодняшний день для регистрации параметров подъемной установки на шахтах Украины используются скоростемеры и указатели глубины. Указатели глубины шахтных подъемных машин предназначены для указания местоположения подъемных сосудов в стволе, подачи сигналов в период замедления и защиты подъемных сосудов от переподъема.

На подъемных машинах, выпускавшихся до 1963 г., применяли скоростемеры ртутно-поплавкового типа, предназначенные для показаний и записи скорости движения подъемных сосудов и подачи звукового сигнала при превышении максимальной скорости. В современных подъемных машинах на пульте управления установлен электрический скоростемер – самопишущий таховольтметр, с помощью которого на бумаге записывается тахограмма движения подъемных сосудов.

Указатели глубины делятся на механические, имеющие непосредственную связь с коренным валом подъемной машины, и электрические (сельсинные), не имеющие механической связи с коренным валом машины [1].

Однако, скоростемеры и указатели глубины, используемые на шахтах сегодня, не обеспечивают должной безопасности в работе подъемных установок и качественной регистрации всех необходимых параметров для последующей безаварийной эксплуатации.

Для решения этой проблемы предлагается внедрить на действующих шахтных установках Украины регистраторы их параметров типа РПУ 03.Х. Они способны совмещать в себе функции скоростемеров и указателей глубины, имея с этим дополнительные возможности.

Приборы такого типа устанавливаются на подъемных установках предприятий горнорудной отрасли России, Казахстана и Беларуси с 1998 г. Более 190 регистраторов параметров РПУ 03.Х на 26 предприятиях показали высокие результаты в обеспечении безопасной работы подъемных машин, что позволяет рекомендовать их внедрение и на шахтах Украины.

РПУ-03.Х регистрируют все циклы и режимы работы подъемной установки, указывают причины возникновения аварийных ситуаций. С помощью данных приборов возможно контролировать выполнение работ по техническому обслуживанию и ремонту, положение, скорость и направление движения подъемных сосудов, состояние тормозной системы подъемной машины. Дополнительная обработка информации с этих устройств дает объективную оценку технического состояния элементов ШПУ.

Измерительная часть РПУ-03.Х выполнена на базе многоканального программируемого промышленного контроллера с комплектом измерительных модулей аналого-цифрового ввода и гальванической развязки. Количество и тип комплекта измерительных модулей аналого-цифрового ввода и гальванической развязки определяются пе-

речнем параметров для контролируемой подъемной установки.

Наиболее функциональным устройством среди регистраторов параметров работы является РПУ-03.5. Этот прибор построен на основе открытых промышленных стандартов с возможностью передачи регистрируемых данных и статистической информации в сеть предприятия. Рабочая станция РПУ-03.5, представляет собой мощный компьютер в промышленном исполнении.

С помощью регистратора параметров подъемной установки возможно получение информации о работе подъемного двигателя, а именно о текущих значениях силы тока в контролируемых цепях электропривода подъемной машины, скорости движения подъемных сосудов, точных координатах положения подъемных сосудов, направление их движения; параметрах работы тормозной системы – токе регулятора давления, давлении рабочего тормоза, давлении в полостях цилиндров предохранительного торможения и давлении на выходе регулятора давления. Также фиксируется время последнего заполнения и опорожнения верхнего и нижнего бункеров; включения и выключения питателя, что позволяет вести журнал простоев с указанием причины остановки подъема, расшифровываются причины сработавшего предохранительного тормоза и сообщается о зарядке машины.

Важной функцией регистраторов РПУ-03.5 является мнемосхема подъемной установки с выводом текущих значений температур в контролируемых точках. Температуры измеряются на обмотках двигателя, в подшипниках, в водяной охлаждающей системе. Контроль температур позволяет реализовать функции защиты подъемного двигателя и подшипников от перегрева и связанной с ним поломки.

Математическая обработка измеряемых параметров непрерывно осуществляется программным обеспечением в режиме реального времени. Параметры, напрямую не измеряемые регистратором РПУ-03.5, определяются расчетным путем. Например, такие как, крутящий момент, развиваемый подъемным двигателем, масса полезного груза, статическое усилие на валу от разности натяжений подъемных канатов, ускорение системы.

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации ШПУ с регистратором типа РПУ-03.X показывают, что параметры, полученные расчетным путем, соответствуют фактическим [2].

Таким образом, при эксплуатации подъемной установки в рабочих режимах по первично регистрируемому данным РПУ-03.X определяются крутящий момент, ускорение подъемных сосудов и масса поднимаемого груза. Перечисленные параметры используются для нахождения нагрузок в элементах подъемной установки в реальном времени и уточнения оценки остаточного ресурса ее элементов по известному спектру нагружений.

Использование предложенной модели регистратора позволяет обеспечить непрерывный автоматизированный контроль нагрузок и остаточного ресурса элементов подъемной установки, что, в свою очередь, способствует повышению эффективности и безопасности эксплуатации как отдельных ее узлов, так и шахтного подъема в целом. Использование полученных данных о нагрузках и отработанном ресурсе может быть использована также при проведении экспертизы промышленной безопасности для оценки остаточного ресурса ШПУ с истекшим сроком службы и при осуществлении наладочных работ.

Список литературы

1. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки / Л.Ф.Завозин – М: «Недра», 1975. – 368 с.
2. Трифанов Г.Д. Расшифровка и анализ записей регистраторов параметров шахтных подъемных установок: учебное пособие / Г.Д. Трифанов // ГОУ ВПО «Пермский государственный технический университет». – Пермь, 2009. – 154 с.

Киба В.Я. старший преподаватель, Санжара В.В. студент гр. ИМммС-12-1
(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

СТАТИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ УПРУГИХ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрим нагруженную зубчатую передачу, состоящую из двух зацепляющихся между собой колес с точными и упругими зубьями. В такой зубчатой передаче весь передаваемый статический удельный крутящий момент для сохранения постоянства угловых перемещений при вращении должен последовательно восприниматься каждой парой зацепляющихся зубьев [1].

По основным геометрическим свойствам эвольвентного зацепления величина суммарной упругой деформации зацепляющихся зубьев, вызываемая действующим на ведущем колесе статистическим удельным крутящим моментом M_{c1} , эквивалентна угловому перемещению φ_{c1} первого из зацепляющихся колес, в то время как другое из зацепляющихся колес остается неподвижным.

Тогда из условий, что в зацеплении находится одна пара зубьев и что зацепление осуществляется вблизи начальной окружности (у полюса зацепления) найдем статистический удельный крутящий момент, отнесенный к первому колесу:

$$M_{c1} = \frac{\varphi_{c1} \cdot R_1^2}{\Delta} \quad (1)$$

Представим себе изготовленную из упругих материалов, статистически нагруженную зубчатую передачу, состоящую из двух зацепляющихся колес и обладающую неточностями в нормальном шаге зацепления, характеризуемыми погрешностью α_{01} . В этом случае для соблюдения условий уравнения (1), сохранения постоянства угловых перемещений при вращении и обеспечения непрерывности зубьев, обладающих различными размерами нормального шага зацепления, потребуется соответствующая суммарная упругая деформация, вызванная передаваемым удельным крутящим моментом M_{n1} , будет эквивалентна величине углового перемещения

$$\varphi_{01} = \varphi_{c1} - \alpha_{01} \quad .$$

Тогда при условии, что место контакта зубьев будет находится вблизи начальной окружности (у полюса зацепления) и что зацепление осуществляется только одной парой зубьев получим угловое перемещение, вызванное суммарной упругой деформацией зацепляющейся пары зубьев при действии передаваемого удельного крутящего момента M_{n1} , отнесенное к ведущему колесу,

$$\varphi_{01} = M_{n1} \cdot \frac{\Delta}{R_1^2} \quad (2)$$

где $M_{n1} = P_n \cdot R_1$ - передаваемый удельный (на единицу расчетной длины зуба) крутящий момент, отнесенный к первому колесу,

$P_n = \frac{\delta}{\Delta}$ - передаваемое удельное (на единицу расчетной длины зуба) усилие, действующее на начальной окружности.

Суммарная упругая деформация одной пары зацепляющихся зубьев от действия передаваемого удельного окружного усилия P_n будет

$$\delta \approx \varphi_{01} \cdot R_l. \quad (3)$$

Из уравнения (1) найдем:

$$\varphi_{c1} = M_{c1} \cdot \frac{\Delta}{R_1^2},$$

откуда

$$\frac{\Delta}{R_1^2} = \frac{\varphi_{01}}{M_{n1}}; \quad M_{c1} = M_{n1} \left(1 + \frac{\alpha_{01}}{\varphi_{01}}\right). \quad (4)$$

Кириченко Е.А., д.т.н, проф., Евтеев В.В., научный сотрудник

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ПРИ СНАРЯДНОЙ СТРУКТУРЕ ТЕЧЕНИЯ В ГЛУБОКОВОДНОМ ЭРЛИФТЕ

На основании разработанного численно-аналитического метода и соответствующего программного обеспечения выполнены исследования транспортирования твердых частиц при снарядной структуре течения применительно к глубоководным гидроподъемам. Рассмотрены варианты гидроподъема различных монодисперсных составов твердых частиц. Для приближения полученных результатов к промышленным установкам производительность по сухому минеральному сырью принята 77,8 кг / с (1000000 т / год), а изменение плотности твердых частиц выбрано в наиболее характерном для полезных ископаемых подводных месторождений диапазоне 1400...2500 кг / м³. Размеры частиц варьировались в диапазоне 0,001...0,15 м. Глубина разработки месторождения соответствовала 4000...6000 м. Плотность частиц в каждом рассматриваемом монодисперсном составе твердого материала считалась постоянной. Подводящий и подъемный трубопроводы в данных расчетах приняты с неизменной площадью поперечного сечения и диаметром 0,46 м.

В результате изучения динамики формы расширяющегося газового пузыря в градиентном потоке с учетом влияния стенок трубы, установлено, что длина первого газового снаряда в момент образования снарядной структуры течения (ССТ) из пузырьковой, может быть принятой равной диаметру трубы. Это позволило разработать замкнутую расчетную схему, предусматривающую предварительное определение длины первой жидкостной пробки и связки (газовый пузырь + жидкостная пробка) по высоте подъемной трубы. Величина истинного газосодержания в начале ССТ с одной стороны определялись на основании полуэмпирической модели двухфазного газожидкостного потока [1], а с другой стороны моделировались отношением длины газового снаряда к длине связки.

Ниже даны наиболее характерные результаты транспортирования твердых частиц с физико-механическими свойствами конкреций Аравийского месторождения Индийского океана.

За время движения по участку подъемной трубы, соответствующему снарядной структуре течения, твердые частицы в зависимости от крупности двигались непрерывно, скачкообразно и циклически. Под циклом подразумевается сумма восходящей и нисходящей (включая останов частицы) фаз движения в пределах одной или нескольких связок.

Частицы диаметром $d_T = 0,001$ м имели положительную фазовую скорость по всей протяженности ССТ и поднимались непрерывно вверх практически со скоростью транспортирующей (несущей) среды.

Частицы диаметром 0,004 м имели положительную фазовую скорость по длине снарядного потока и транспортировались вверх скачкообразно, ускоряясь в жидкостных пробках и замедляясь в газовых снарядах.

Частицы крупностью 0,03 м имели положительную фазовую скорость и транспортировались вверх скачкообразно, ускоряясь в жидкостных пробках и практически останавливаясь в газовых снарядах вблизи области с наименьшей транспортирующей способностью снарядного потока.

Частицы диаметром 0,05 м имели положительную фазовую скорость и двигались циклически (число циклов 85) с ускорением подъема в жидкостных пробках и равно-

мерным нисходящим движением малых амплитуд в газовых снарядах вблизи области с минимальной транспортирующей способностью снарядного потока, расположенной на расстоянии 760 м от смесителя.

Частицы диаметром 0,1 м имели положительную фазовую скорость и двигались циклически (число циклов 128) с равномерным подъемом в жидкостных пробках и ускоренным нисходящим движением малых амплитуд в газовых снарядах во время прохождения области с минимальной транспортирующей способностью снарядного потока, удаленной от смесителя на 540 м.

Частицы диаметром 0,12 м имели нулевую фазовую скорость, двигаясь с замедлением подъема в жидкостных пробках и ускоренным нисходящим движением средней амплитуды в газовых снарядах, и не поднимались выше 490 м от смесителя (уровень критического сечения для данных частиц).

Частицы диаметром 0,15 м совершали циклическое движение, характеризующееся замедленным подъемом в жидкостных пробках и ускоренным нисходящим движением в газовых снарядах, а также не поднимались выше критического сечения, находящегося на расстоянии 445 м от смесителя.

Из анализа полученных результатов установлено, что твердые частицы по типу движения при ССТ с практической точки зрения целесообразно объединить в три группы: мелкие частицы диаметром до 0,004...0,005 м, которые поднимаются непрерывно в жидкостных пробках и газовых снарядах; средние частицы диаметром до 0,02...0,03 м, движущиеся скачкообразно с замедлением подъема или остановкой в газовых снарядах; крупные частицы диаметром до 0,1...0,12 м, которые совершают циклическое движение с нисходящей фазой в газовых снарядах. Поэтому частицы третьей группы перед подачей в подводный трубопровод эрлифта должны обязательно подвергаться дроблению.

На базе полученных результатов разработаны и запатентованы новые технологические и технические решения, обеспечивающие устойчивое транспортирование твердых полезных ископаемых в глубоководном эрлифтном гидроподъеме [1, 2].

Список литературы

1. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Евгений Алексеевич Кириченко. – Д.: Национальный горный университет, 2009. – 344 с.
2. Динамика глубоководных гидроподъемов в морском горном деле: [монография] / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, В.В. Евтеев. – Д.: Национальный горный университет, 2010. – 259 с.

Кириченко Е.А., д.т.н, проф., Кириченко В.Е., к.т.н., доцент

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

СОВРЕМЕННАЯ ТЕНДЕНЦИЯ РАЗВИТИЯ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ ПРИ ГЛУБОКОВОДНОЙ РАЗРАБОТКЕ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

Сегодня в мире наблюдается существенный интерес к минеральному потенциалу Мирового океана. Современный этап связан с экспериментальной добычей полиметаллических конкреций, поэтому на первый план выходят задачи по созданию высокоэффективных способов и средств освоения глубоководных рудных месторождений. Функционирование уникальных горно-морских предприятий в основном связано с многоплановой работой машиностроителей, технологов и специалистов по системам управления[1].

В настоящее время определенные успехи можно отметить лишь в области создания технических средств (гидравлические системы подъема, агрегаты сбора и др.), а при разработке автоматизированных систем управления (АСУ) немногочисленные исследования сосредоточены только на формировании требований к разрабатываемой системе управления, предъявляемые со стороны технологов и машиностроителей.

По убеждению авторов, имеющих значительный научно-технический опыт в традиционном горном деле, технология, техника и система управления должны соответствовать уровню определенного этапа освоения глубоководных месторождений и рассматриваться только в рамках системного подхода, при котором параметры каждого из указанных направлений накладывают жесткие взаимные ограничения. Суть данной концепции указывает на необходимость координации (с учетом сформулированных требований и ограничений) на международном уровне усилий разработчиков разных стран и национальных агентств, специализирующихся в отдельном направлении, что позволит повысить эффективность выполняемых исследований за счет минимизации пустых затрат интеллектуального труда и времени [2].

Разработана функционально-оптимизационная схема АСУТП горно-морского предприятия, комплексно отражающая процессы добычи и гидроподъема полезных ископаемых в технологической цепочке. Данная схема базируется на использовании функциональных моделей элементов технологического оборудования в ускоренном времени, позволяет повысить эффективность процессов добычи и транспортирования твердых полезных ископаемых путем оптимизации, регулирования и стабилизации параметров, а также согласования рабочих режимов элементов комплекса [2].

В рамках данной концепции наиболее детально рассмотрены аспекты организации гидроподъема и разработана стратегия управления ими. Предложена методика выбора рациональных конструктивных, расходных и энергетических параметров глубоководных гидроподъемов в сопряженной постановке, путем комплексного моделирования механических и гидродинамических процессов в транспортном трубопроводе, нагруженном внутренним и внешним потоками жидкости. Определены диапазоны глубин и производительностей целесообразного использования насосного и эрлифтного вариантов гидроподъема.

Практическая реализация основных конструкторских идей нашла отображение в более чем 100 изобретениях, подтвержденных патентами Украины и других стран. В частности, разработаны гибридные установки принципиально нового типа, которые сочетают достоинства насосного и эрлифтного вариантов, отличаются повышенными технико-экономическими показателями, эффективно используют аккумулированную океаном энергию, низкотемпературный потенциал глубинных вод, предусматривают

возможность предварительного обогащения частиц в процессе транспортирования, а также снижения техногенного влияния промышленных разработок на подводную флору и фауну с целью минимизации экологического ущерба.

Список литературы

1. Modern Conception of the Hydrotransport Systems Progress in the Sea Mining. G.G. Pivnyak, E.A. Kyrychenko, V.P. Franchuk, A.I. Yegurnov, V.E. Kyrychenko // 22nd WORLD MINING CONGRESS & EXPO 11-16 September. –Istanbul 2011 –Vol. №3. –pp. 145-152. –ISBN: 978-605-01-0146-1.
2. Моделирование динамических процессов в глубоководных пневмогидротранспортных системах. Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков // –Д.: Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», 2012. – 268 с. ISBN 978-966-350-350-9.

**Кириченко Е.А., д.т.н., профессор, Кириченко В.Е., к.т.н., доцент,
Хворостяной Н.Н., студент гр. ГМЕ-08-1с**

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

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ, ПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ ДВУХФАЗНУЮ СМЕСЬ

В результате многолетнего ведения горных работ возникает необходимость перехода на глубокие горизонты. В связи с чем усложняются организация водоотлива. Это в том числе вызвано и высокими давлениями в нагнетательных трубопроводах насосных установок в виду отсутствия надежной высоконапорной запорно-регулирующей арматуры.

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.

Известен способ регулирования режимов работы водоотливной установки впуском воздуха во всас насоса, приводящий к потере напора, производительности и мощности насосного агрегата. В отличие от известного способа 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 Рис.1.

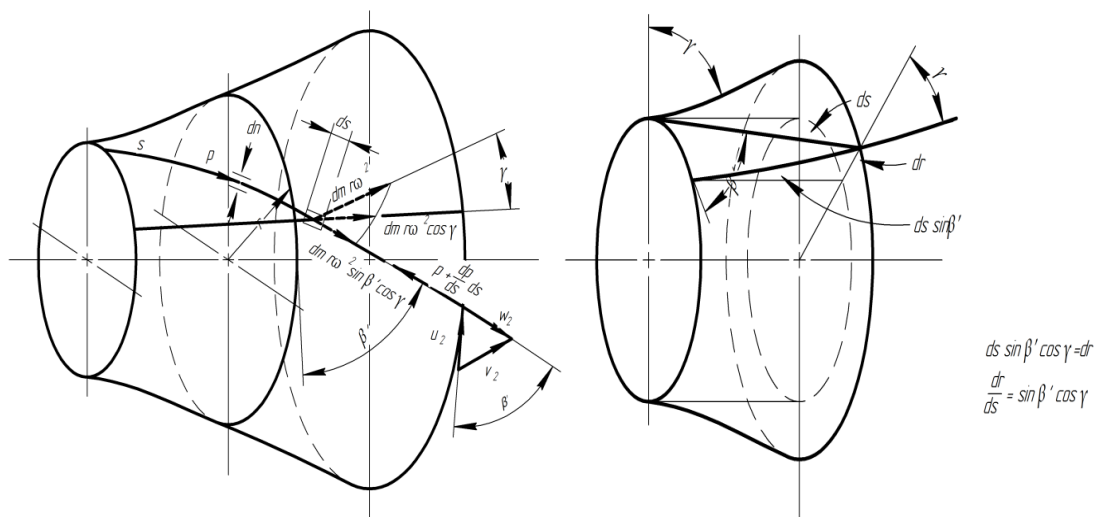


Рисунок 1 – Метод контрольного объема для вращающихся сил и диаграммы сил.

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 ΔH_{SP} – приращение напора для однофазного потока; ΔH_{TP} – приращение напора для двухфазного потока, а ΔH_w , ΔH_{α} , ΔH_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 ΔH_w вносит больший вклад чем ΔH_{α} которая в свою очередь превосходит величину ΔH_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.

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.

Выявлен механизм снижения напора центробежного насоса, первые ступени которого перекачивают шахтную воду, а последующие работают на водовоздушной смеси.

Дана наглядная физическая трактовка исследуемых процессов и установлены новые закономерности изменения основных расходных параметров.

Список литературы

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 багатокомпонентної 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.

Кириченко Е.А., д.т.н, проф., Романюков А.В., соискатель, с.н.с.

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

ДИНАМИКА ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ В ГЛУБОКОВОДНОМ НАСОСНОМ ГИДРОПОДЪЕМЕ

На сегодняшний день в Украине ощущается дефицит некоторых стратегических цветных металлов, добываемых из материковых месторождений традиционным способом. В связи с этим, дальнейшее наращивание минерально-сырьевой базы Украины тесно связано с освоением рудных месторождений Мирового океана.

Одним из наиболее перспективных способов транспортирования твердых полезных ископаемых с морского дна является глубоководный насосный гидроподъем (ГНГ) [1].

Работа посвящена актуальной проблеме освоения минерального потенциала Мирового океана, решение которой напрямую связано с разработкой эффективных способов регулирования и управления глубоководными насосными установками.

При этом подъем минерального сырья на базовое плавсредство связан с решением ряда задач расчета динамики двухфазных (вода и твердые частицы) потоков, что обусловлено множеством переходных и нестационарных процессов, которые сопровождают работу насосной установки. Вообще говоря, в связи с большой протяженностью гидравлических трактов и особенностями эксплуатации, глубоководные насосные гидроподъемы (ГНГ) практически постоянно работают в нестационарных или квазинестационарных режимах.

Существующие на сегодня методики расчета насосных установок, транспортирующих гидросмеси (пульпы), в основном базируются на представлении о смеси, как об однородной жидкости [2]. Авторы этих методик, как правило, сконцентрированы на проблемах гидроудара в трубопроводных системах отводя твердым частицам в потоке пассивную роль, сводящуюся только к повышению плотности смеси [3]. Такой подход позволяет использовать для расчетов упрощенный математический аппарат [4], базирующийся на гомогенной модели, что существенно снижает точность получаемых результатов, т.к. вода и твердые частицы обладают различными инерционными свойствами. Очевидно, такие методики с приемлемой для инженерных расчетов точностью позволяют рассчитывать параметры наземного гидротранспорта, который можно проектировать с «запасом» по прочности. Однако, при расчете таких уникальных машиностроительных объектов, как ГНГ, такой подход едва ли является приемлемым, т.к. не учитывает специфику эксплуатации горно-морского оборудования в сложных условиях больших глубин.

Таким образом, одним из сдерживающих факторов развития глубоководных гидроподъемов является отсутствие результатов исследований нестационарных режимов и динамических процессов в элементах глубоководных гидроподъемов, а также математического описания переходных процессов, и, в конечном итоге, отсутствие достаточно точной и физически обоснованной методики расчета параметров ГНГ и ее программной реализации.

Исходя из вышеперечисленных особенностей, методика расчета ГНГ должна удовлетворять таким основным требованиям:

- высокая точность в связи с отсутствием «запасов» в прочностных параметрах ГНГ;

- комплексность и оперативность, что подразумевает возможность исследования всего спектра нестационарных и переходных процессов в рамках единого математического аппарата, базирующегося на дифференциальных уравнениях одного типа;

Ранее строгий корректный расчет динамических процессов в гидротранспортных системах, перекачивающих гетерогенные смеси, не представлялся возможным, главным образом, из-за отсутствия адекватной, физически обоснованной математической модели, наиболее полно учитывающей специфику глубоководного гидротранспорта и весь спектр динамических эффектов.

Однако, после того как в работе [5] такая модель движения двухкомпонентной среды была получена и выведены характеристические соотношения для этой модели, впервые открылась возможность разработки комплексной методики расчета динамики гетерогенных потоков в проточных частях ГНГ, которая бы удовлетворяла сформулированным выше требованиям.

Такая методика автоматически обеспечивает возможность расчета параметров всего спектра динамических процессов в глубоководных насосных гидроподъемах от медленных концентрационных волн, сопровождающих процессы, связанные с пуском системы, до быстрых нестационарных процессов при различных вариантах аварийного останова и т.д.

В настоящей работе впервые разработана комплексная методика расчета динамики двухфазных потоков, позволяющая оперативно и с высокой степенью точности исследовать весь спектр нестационарных и переходных процессов в глубоководных насосных установках в рамках единого математического аппарата.

На базе разработанной методики составлен программный комплекс HydroWorks 2p, позволяющий решать различные задачи, связанные с двухфазными течениями и определять параметры нестационарных и переходных режимов в глубоководных насосных добычных установках. Разработанный комплекс пригоден для расчета всего спектра переходных режимов от запуска системы на воде до процессов, связанных с регулированием и остановом при работе установки на пульпе.

С использованием данного программного комплекса исследованы переходные процессы в глубоководной насосной установке и получены основные зависимости параметров системы от времени в различных сечениях трубопровода. Установлено, что колебания давлений и вызванные ими динамические напряжения могут достигать критических значений и существенным образом влиять на работоспособность установки вплоть до нарушения ее целостности.

Список литературы

1. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / Фокс Д.А. – М.: Энергоиздат, 1981. – 248 с.
2. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред / Нигматулин Р.И. – М.: Наука, 1987, ч. 1. – 464 с.
3. Картвелишвили Н.А. Динамика напорных трубопроводов / Картвелишвили Н.А. – М.: Энергия, 1979. – 224 с.
4. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения / Уоллис Г. – М.: Мир, 1972. – 440 с.
5. Разработка многофункциональной динамической модели многофазной среды применительно к эрлифтному гидроподъему / О.Г. Гоман, Е.А. Кириченко, В.Е. Кириченко и др. // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2008. – №8. – С. 89 – 93.

Кирнос В.Д., к.т.н., доцент, Родинский А.В., студент гр. ГРг-10-9

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

КОСВЕННЫЙ ПОДХОД К ИЗМЕРЕНИЮ РАСХОДА ДВУХФАЗНЫХ СМЕСЕЙ

На горнорудных предприятиях при обогащении руд, например железных, для перекачки пульпы (двухфазных смесей) в технологических линиях нашли широкое применение грунтовые насосы. Учитывая, что грунтовые насосы перекачивают пульпу, являющуюся абразивной средой, происходит постоянное изнашивание проточных частей насосов. Следствием этого является нарастающая потеря их производительности, а соответственно изменение технических характеристик гидротранспортных систем. С целью поддержания качества обогащения руд надо оперативно производить регулирование технологических линий обогатительных фабрик. Следовательно возникает необходимость в периодическом измерении производительности грунтовых насосов. Это достигается измерением расхода гидросмесей. Известен способ измерения расхода жидкости с помощью сужающихся устройств и дифманометра [1]. Однако данный способ не может быть реализован из-за специфических условий работы грунтовых насосов, так как сужающие устройства достаточно быстро выходят из строя вследствие абразивного износа. Наиболее близким техническим решением мог бы быть способ измерения расхода емкости [2]. Но при существующих подачах грунтовых насосов (150 ... 1600 м³/час) необходимо иметь мерные емкости значительных объемов. Обеспечить наличие таких емкостей практически невозможно. А использовать для этих целей существующие зумпфы резервных насосов из-за их малой емкости также не представляется возможным.

Нами предложен способ измерения расхода двухфазных смесей косвенным способом. Суть данного вопроса можно пояснить на примере работы гидротранспортной системы, подающей слив рудоразмольной мельницы в технологическую линию. Гидротранспортная система состоит из рабочего зумпфа 3 с грунтовым насосом 1, нагнетательного трубопровода 5, пульподелителя 6, дополнительного трубопровода 7, резервного зумпфа 4, дополнительного насоса 2 с нагнетательным трубопроводом 8, измерительной трубы 9 и анемометра 10. Здесь измерительная труба 9 крепится вертикально в зумпфе 4 (рис. 1).

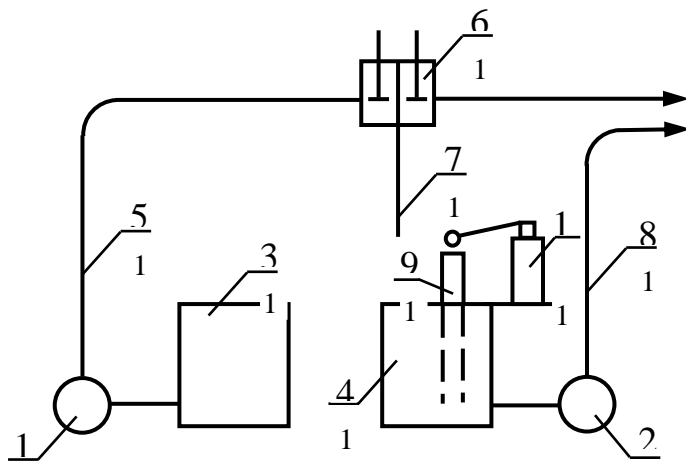


Рисунок 1 – Технологическая схема измерения расхода пульпы

В рабочем режиме слив мельницы поступает в зумпф 3, откуда насосом 1 подается в технологическую линию по трубопроводу 5 через пульподелитель 6. В режиме измерения производительности рабочего насоса 1 пульподелитель 6 отключает трубопровод 5 от технологической линии и переключает его на трубопровод 7. Пульпа поступает в резервный зумпф 4, одновременно заполняя его и измерительную трубу 9 по принципу собирающихся сосудов. По мере заполнения пульпой зумпфа 4 из трубы 9 вытесняется находящийся там воздух. При этом скорость движения воздуха по трубе 9 соответствует скорости движения пульпы при заполнении трубы. Скорость вытесняемого воздуха измеряется с помощью анемометра 10, установленного на выходе из трубы 9. Производительность рабочего насоса 1 определяется по скорости движения вытесняемого воздуха:

$$Q = F \cdot V$$

где V - скорость движения воздуха, F - площадь поперечного сечения резервного зумпфа.

После окончания замера трубопровод 9 пульподелителем 6 снова подключается к технологической линии и гидротранспортная система вводится в рабочий режим. Насос 2 откачивает пульпу из измерительного зумпфа 4 и через трубопровод 8 подает ее в технологическую линию. В качестве дополнительного насоса 2 можно использовать резервный.

Таким образом, предлагаемый способ измерения позволяет в процессе работы насосной установки определять расход перекачиваемой смеси и соответственно оперативно корректировать параметры технологических процессов. Продолжительность замера не превышает 20 ... 30 секунд, поэтому такое кратковременное отключение нагнетательного трубопровода 5 от технологической линии не оказывает явного отрицательного влияния на ход технологического процесса.

Точность измерения расхода смесей данным способом была оценена на лабораторной экспериментальной установке. Сравнительный анализ результатов измерения предлагаемым способом и с помощью мерного бака показал, что различие между ними не превышает 5%.

Экономическая эффективность данного способа может быть определена повышением массовой доли железа в концентрате за счет поддержания рациональных параметров технологического процесса при их оперативном контроле.

Перечень ссылок

1. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод / [В.Ш. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря]. – М.: Недра, 1970. – 302 с.
2. Константинов Ю.М. Гидравлика /Ю.М. Константинов. – К.: Вища школа, 1981 – 360 с.

Колосов Д.Л., к.т.н.; Котлярова Е.В., студентка гр. АУ-08м
(ГВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

В работе исследовалось напряженно-деформированное состояние (НДС) металлоконструкции подъемно-транспортной установки для ПСП «ш. Самарская» ПАО «ДТЭК Павлоградуголь» в рамках проекта на проведение ремонтно-профилактических работ в центральном углеспускном гезенке гор. 300 м, которым предусматривается организация его профилактических осмотров и ремонтов. С целью подтверждения безопасной эксплуатации металлоконструкции при действующих нагрузках и установления рациональных конструктивных параметров, было выполнено исследование ее НДС при статическом нагружении с последующим анализом результатов.

Несущая опора подъемно-транспортной установки представляет собою сборную металлическую конструкцию пирамидальной формы, состоящую из ряда несущих элементов, расположенных в пространстве и имеющих совместные связи. Пространственная конструкция опоры насчитывает 4 основных горизонтальных несущих элемента и 6 наклонных. В качестве несущих элементов использован стандартный прокатный профиль – двутавровая балка № 22 по ГОСТ 8239-89 «Двутавры стальные горячекатаные». Соединение элементов конструкции между собой осуществляется при помощи болтовых соединений, во всех схемах используется болт М10, шаг резьбы – крупный. Соединение плоскостей среза двутавровых профилей и соединительных пластин – сварочное. Толщина накладных пластин во всех схемах соединений принята равной $\delta = 10$ мм.

Разработка математической модели нагружения металлоконструкции и ее дальнейшее исследование осуществлялось с использованием методов компьютерного конечно-элементного моделирования в среде универсального пакета COSMOSWorks [1], интегрированного в САД-систему SolidWorks. Принимались следующие значения параметров силового нагружения металлоконструкции и прочностных характеристик материала: материал двутавровой балки – сталь Ст3 по ГОСТ 535-88 плотностью $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ с пределом прочности при растяжении $\sigma_b = 420$ МПа, пределом текучести $\sigma_T = 220$ МПа, модулем упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; вертикальная статическая нагрузка на канат $1 \cdot 10^4$ Н; угол наклона горизонтальной ветви каната $\alpha = 8^\circ$; вес монтажного блока с учетом всех элементов $P = 2650$ Н; болты М10х1,5 по ГОСТ 7798-70, материал – сталь Ст3, класс прочности 3.6, $\sigma_b = 300$ МПа, $\sigma_T = 200$ МПа.

Математическая модель силового статического нагружения металлоконструкции разрабатывалась для двух случаев закрепления горизонтальных балок основания. Случай №1 – неподвижное закрепление поперечных горизонтальных балок (как это предусмотрено проектом). Случай №2 – неподвижное закрепление поперечной горизонтальной балки одной части конструкции и опора скольжения другой (что соответствует случаю вырыва анкеров одной из частей конструкции из бетонного основания или их среза). При создании модели были заданы следующие граничные условия закрепления:

- для случая №1 при закреплении горизонтальных балок использовались граничные условия, запрещающие перемещение точек балок в трёх координатных направлениях. Внешняя нагрузка на конструкцию задавалась в соответствии со схемой набегания каната от приводной лебедки с учетом угла наклона горизонтальной ветви каната;

- для случая №2 перемещение опорных поверхностей одной части конструкции было ограничено по трем координатным направлениям, перемещение второй части конструкции (в поперечном сечении) моделировалось как для опоры скольжения. Силовое нагружение металлоконструкции осуществлялось также, как и в первом случае.

Разбивка модели на элементы осуществлялась таким образом, чтобы общие точки соединяемых балок имели совместные узлы, что обеспечивало условие совместности деформаций несущих элементов металлоконструкции. Конечно-элементная модель статического нагружения опорной металлической конструкции с действующими на нее силами и ограничениями и результаты моделирования, представлены на рис. 1 (красными стрелками показаны действующие силы, зелеными – наложенные ограничения).

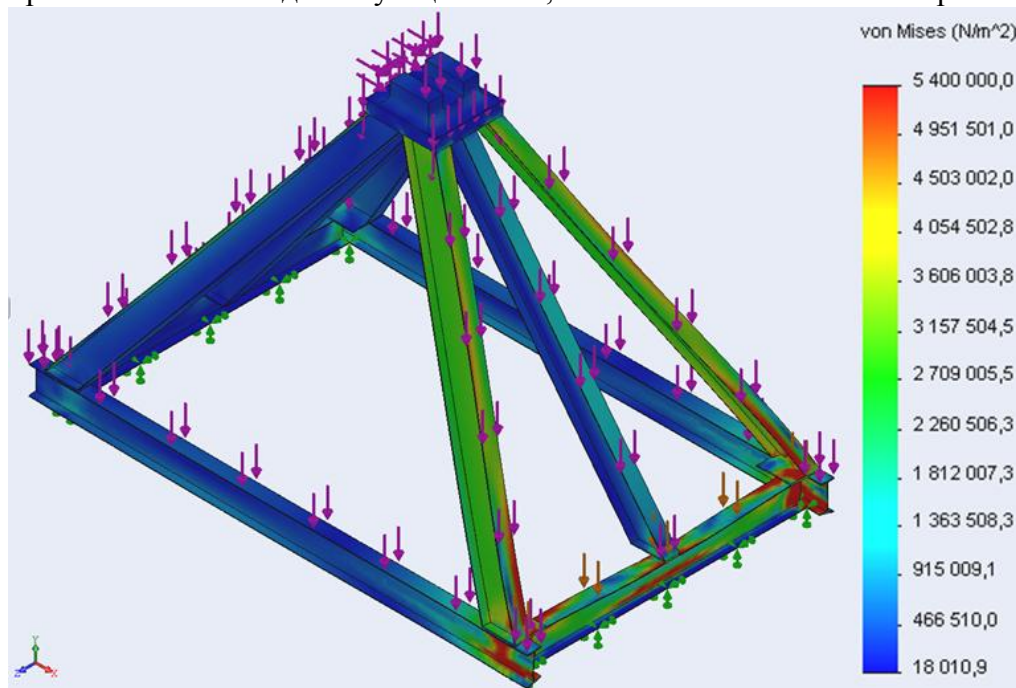


Рисунок 1 – График эквивалентных напряжений по Мизесу (шкала деформаций 300)

Для конструкции из шести укосин получено, что наибольшие напряжения возникают в наклонных элементах опорной конструкции, расположенных по углам (в угловых укосинах). В результате точечного зондирования установлено, что максимальные напряжения в наиболее опасных сечениях, не превышают значений $\sigma_{\max} = 15$ МПа при величине допускаемых напряжений, принимаемых в расчетах металлоконструкций $[\sigma] = 160$ МПа [2, 3]. Таким образом, при осуществлении заданного статического нагружения металлоконструкции из шести укосин, обеспечивается минимальный коэффициент запаса прочности $n = 10,6$. Значения максимальных перемещений точек опасных сечений не превышают 0,15 мм. Напряжения в наклонных укосинах, расположенных между двумя угловыми, малы и не превышают 3,5 МПа. Эти элементы несут второстепенную силовую нагрузку и не являются высоконагруженными.

После удаления из конструкции средних укосин, характер нагружения четырех наклонных элементов несущей конструкции, расположенных по углам, не претерпел существенных изменений при обеих схемах закрепления горизонтальных балок. Максимальные напряжения в наиболее опасных сечениях не превышают значений $\sigma_{\max} = 18$ МПа. Таким образом, при осуществлении заданного статического нагружения металлоконструкции, состоящей из четырех (угловых) укосин, обеспечивается минимальный коэффициент запаса прочности $n = 8,8$.

Перечень ссылок

1. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOS Works. Инженерный анализ методом конечных элементов – М.: ДМК Пресс, 2004. – 448 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.
3. СНиП II-23-81*. Стальные конструкции. М.: ФГУП ЦПП. – 2005. – 90 с.

Кудринский С.А., студент гр. 3-М-52, **Шишко С.В.**, ассистент
(Государственное ВУЗ «УГХТУ», г. Днепропетровск, Украина),
Трубицин М.Н., к.т.н., доцент
(Государственное ВУЗ «НГУ», г. Днепропетровск, Украина)

ВИРТУАЛЬНАЯ ЗАМЕНА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ТММ-35 (ДВУХПЛОСКОСТНАЯ БАЛАНСИРОВКА)

Двухплоскостная балансировка является наиболее распространенным технологическим действием по динамическому уравниванию вращающихся деталей (роторов). Лабораторная работа по дисциплине «Теория машин и механизмов» на установке ТММ-35 подразумевает, что студенту заранее известно расположение заданных дебалансов (плоскости 1-2-3) и необходимо найти значения и расположение (фазы) корректирующих дебалансов (плоскости А-В), рис.1. Внесение дебалансов производится калиброванными грузиками (40,50, 60 и 70г) в щелях ($R=4\dots 9\text{см}$). Все диски фиксировано

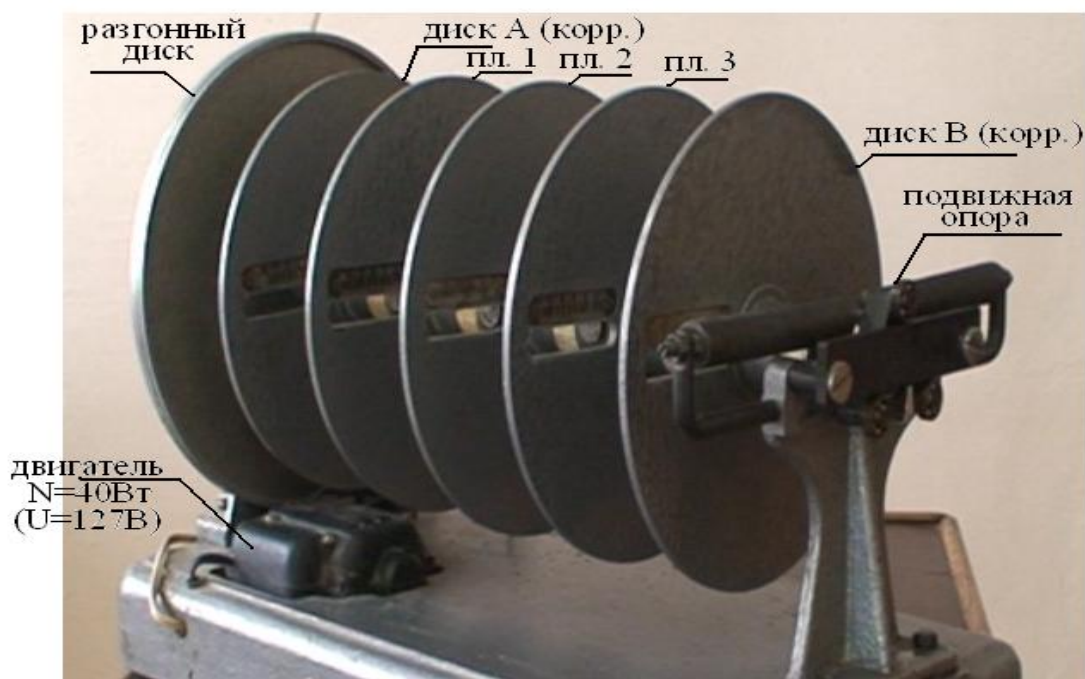


Рис.1. Лабораторная установка ТММ-35

поворачиваются на нужный угол. Установки ТММ-35 выработали свой ресурс (срок эксплуатации их составляет 40-45 лет), поэтому здесь предлагается виртуальная лабораторная работа, позволяющая при помощи пакета MathCad заменить изношенную машину ТММ-35. Выполнение виртуальной работы разбивается на три последовательных три этапа: 1) расчетный – расчет корректирующих дебалансов (пл. А-В), рис.2.; 2) графический – решение векторных уравнений (построение планов моментов дебалансов относительно опоры А и дебалансов относительно опоры В), рис.3.; 3) практический – сравнение результатов этапов 1 и 2, определение радиусов и масс корректирующих грузов из оставшегося в наличии ограниченного числа грузов, рис.4. Где, как на номограмме, показаны гиперболы вида $(mR)^{-1}$, которые пересекают области прямоугольники установки 1, 2 или 3 грузиков. Точки пересечения с координатной сеткой дают возможные варианты подбора грузиков на соответствующих радиусах. На

рис. 4. показан вариант установки двух грузов в одной плоскости коррекции при малом дебалансе

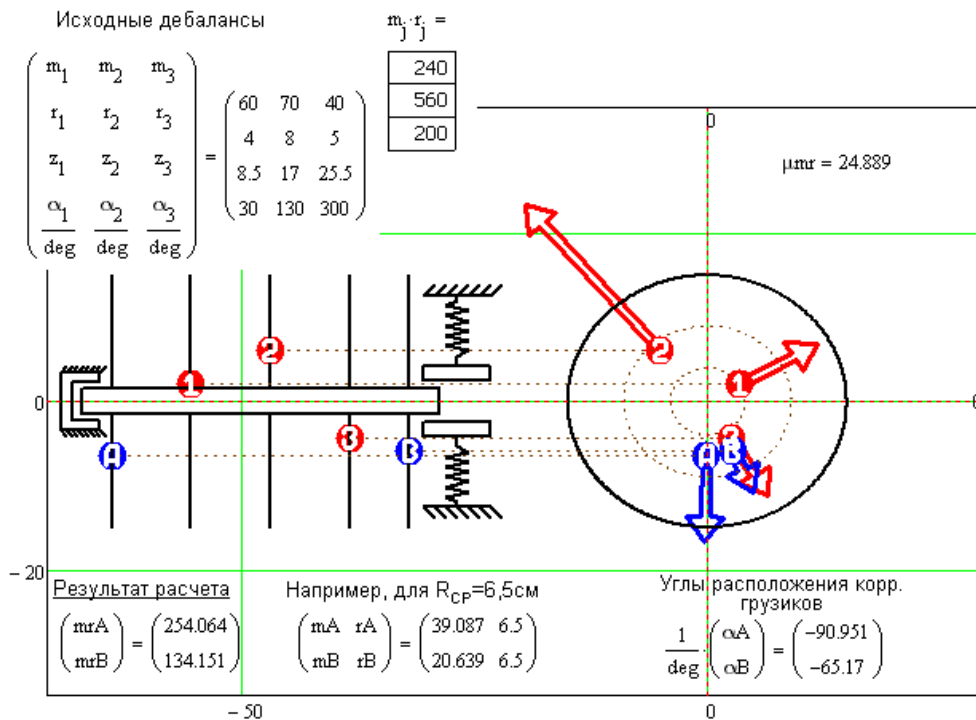


Рис. 2. Результаты аналитического расчета корректирующих дебалансов.

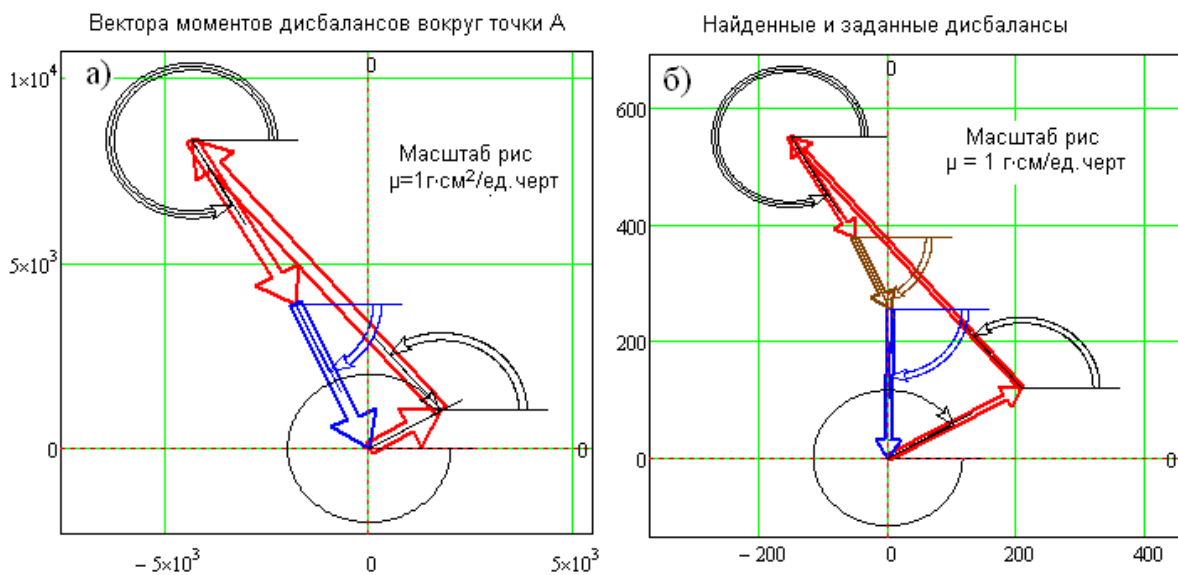


Рис. 3. Графическое решение векторных уравнений (для заданных дебалансов количество линий дуг углов соответствует углам $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$).

$$m r B = 134,151 = 60 \cdot 6,583 - 40 \cdot 6,521 < m_{\min} \cdot r_{\min} = 40 \cdot 4 = 160 \text{ г}\cdot\text{см}.$$

Аналогично, по равенству статических моментов рассчитываются дебалансы, превышающие максимальный для одного грузика

$$m_{\max} \cdot r_{\max} = 70 \cdot 9 = 630 \text{ г}\cdot\text{см}.$$

Представляемая MathCad-программа выполняет функции обучающей, проверяющей и расчетной. Возможные расчетные варианты лабораторных работ при $(z_1 \ z_2 \ z_3) = (8,5 \ 17 \ 25,5) \text{ см}$ и $L = 32 \text{ см}$ приведены в таблице 1.

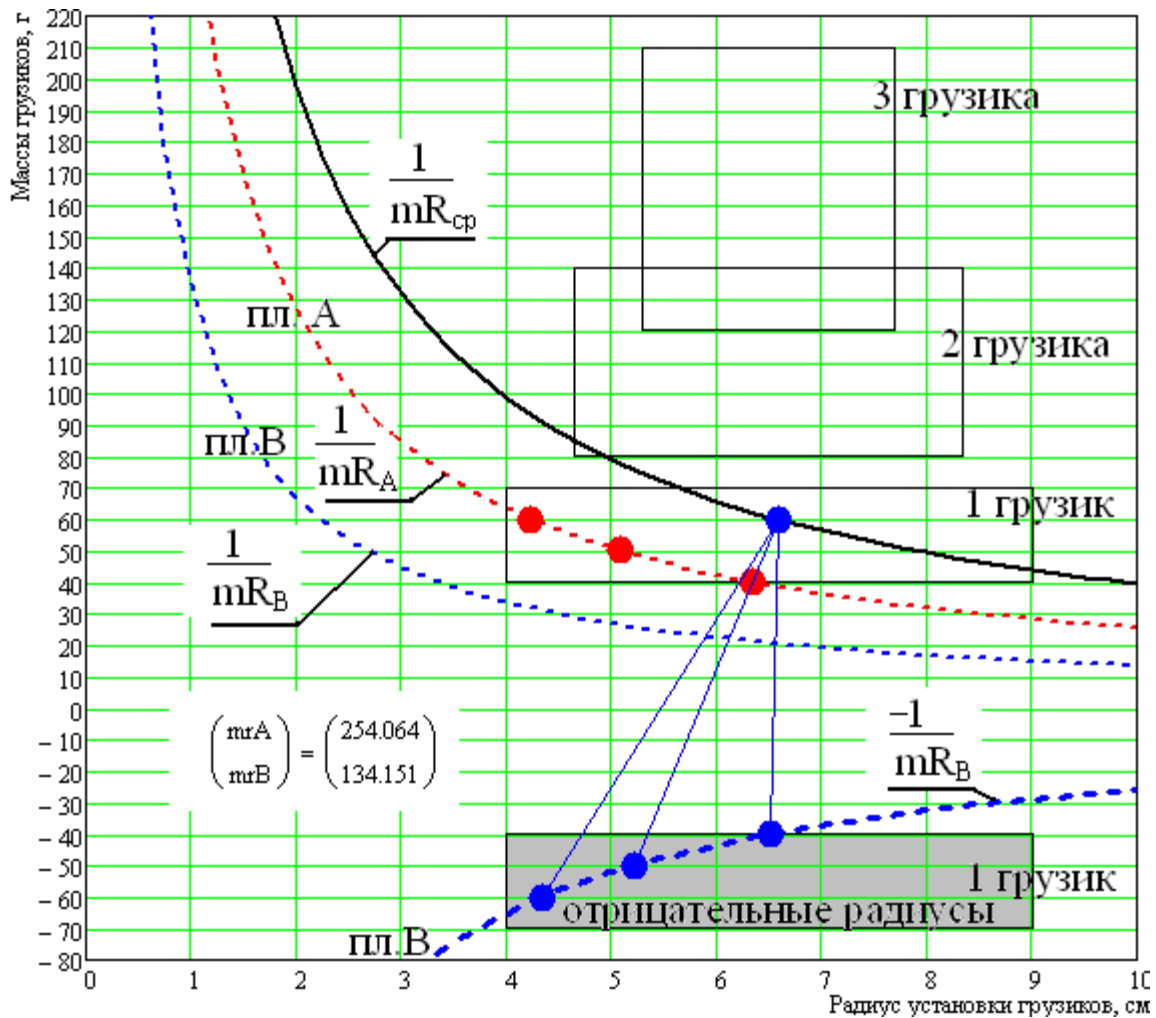


Рис.4. Подбор уравнивающих грузов.

Таблица 1.

Варианты проведения лабораторной работы на установке ТММ-35

Параметры	Задаваемые									Получаемые								
	m ₁	m ₂	m ₃	r ₁	r ₂	r ₃	α ₁	α ₂	α ₃	(mrgL) _x	(mrgL) _y	mrg _в	α _в	(шаг) _x	(шаг) _y	шаг _α	α _А	
Размерность	г			см			градусы			г·см ²		г·см	градусы	г·см		градусы		
№ варианта	1	40	40	70	6	7	4	250	160	80	3931	-6743	243,897	-59,759	173,739	64,72	185,402	20,431
	2 (2A)	40	60	70	6	7	8	300	160	90	5689	-14960	500,031	-69,72	96,877	-28,448	100,968	-16,365
	3	50	70	50	7	5	6	210	170	45	3027	-4955	181,448	-58,583	341,076	36,937	345,796	9,477
	4	60	40	50	5	8	7	80	180	280	3447	6278	223,824	61,228	99,398	-146,952	177,441	-55,926
	5	60	50	50	6	7	4	200	120	50	2572	-8013	262,995	-72,203	304,349	-82,781	315,406	-15,216
	6	50	60	50	5	6	5	230	130	60	1475	-9685	306,159	-81,342	196,013	-41,402	200,338	-11,927
	7(2A)	40	50	40	4	5	6	120	200	290	2581	6027	204,873	66,82	152,197	-15,867	153,022	-5,952
	8(2B)	60	70	40	4	8	5	30	120	300	443,308	-4848	152,127	-84,775	-41,699	-280,274	283,359	-98,462
	9	50	70	40	5	9	4	40	150	330	4114	-4681	194,744	-48,689	86,961	-249,418	264,163	-70,779
	10	70	70	50	4	5	9	20	80	140	5521	-14050	471,729	-68,548	-151,692	-290,653	327,856	-117,56
	11	60	40	60	8	4	7	210	180	340	-3811	5703	214,345	123,751	300,106	205,429	363,682	34,392
	12	40	50	60	5	8	9	10	200	310	-4135	12580	413,791	108,199	-38,957	122,65	128,688	107,621

Выводы

1. Разработана MathCad-программа, позволяющая полностью провести все этапы виртуальной лабораторной работы по 2-х плоскостной балансировке ротора с известным начальным дебалансом.
2. Возможности MathCad позволяют выполнить все необходимые в данном случае графические построения, аналитические и логические выкладки..

Марьенко В.Н., аспирант

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

ВИБРАЦИЯ В ОПОРНЫХ УЗЛАХ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Основным средством, обеспечивающим нормальные атмосферные условия в горных выработках, являются вентиляционные установки главного проветривания, обслуживающие всю шахту или её часть (крыло, блок, панель), а также установки, которые обеспечивают проветривание шахт в период строительства после сбойки стволов.

Несмотря на контроль состояния вентиляторной техники, а также осуществление технического обслуживания и ремонтов вентиляторов, при их эксплуатации по различным причинам, связанным с неисправностями, возникающими из-за *внешних и внутренних факторов*, могут возникать отказы.

Анализ физических причин и механизма отказов является одной из предпосылок создания высоконадежных вентиляторов главного проветривания шахт и повышения безопасности эксплуатации и контроля состояния уже существующих. Для вентиляторов характерны следующие причины отказов, связанных с вибрацией:

- накопление повреждений в элементах конструкции;
- превышение воздействующей нагрузки несущей способности элемента;
- флуктуация параметров системы, вызванная механическими колебаниями;
- параметрический резонанс и другие параметрические явления;
- высокий уровень виброшумов, вызывающий сбой и др.

Как показывает опыт эксплуатации вентиляторной техники, изучение статистического материала, а также их анализ, активные детали этих машин выходят из строя, главным образом, в результате аварийных поломок, а базовые обычно по своей долговечности превосходят вентилятор в целом [1].

Поскольку основную функцию в работе вентиляторов главного проветривания выполняют роторы, они склонны к механической вибрации и являются главным её источником. Большинство неисправностей характеризуются прямой передачей энергии вращения ротора в вибрационную энергию, которая в дальнейшем передается раме, корпусам подшипников, фундаменту.

Вторая наиболее часто встречаемая неисправность роторных машин – расцентровка сопрягаемых роторов. Расцентровка вызывает радиальную силу, которая прижимает ротор к одной стороне. Под действием радиальной силы ротор начинает смещаться со своей первоначальной позиции, при этом достигается максимальный эксцентриситет в подшипниках и уплотнениях. Это может привести к изгибу и вращению по дуге, что в свою очередь приведет к разрушению подшипников и подшипниковых опор в целом.

Обычно срок службы шахтных вентиляторов главного проветривания определяется сроком эксплуатации подшипникового узла (хотя расчетная долговечность подшипникового узла превышает 10-15 лет, он является одним из наименее надежных элементов), от надежности которого во многом зависит безаварийная работа всего вентилятора. На долю подшипниковых узлов приходится свыше 50% всех аварийных ситуаций, причем большинство из них относится к подшипниковым опорам, имеющимся на валах роторов [2].

Вибрация и разрушения подшипников, а в целом, и самих подшипниковых опор в большинстве своем происходит из-за возникновения *местного дисбаланса*. Это происходит из-за вовлеченных во вращательное движение неплотно смонтированных под-

шипников. Так как они могут начать вращаться, что приведет к так называемому процессу «волочения» за вращаемым валом.

Данным причинам возникновения такого рода вибрации уделяют достаточно большое внимание, разрабатывают новые методики диагностирования и усовершенствуют оборудование. Например, для устранения возможности расцентровки вала агрегата с валом электродвигателя проводят неоднократную юстировку обеих валов. Так как проводимая на заводе-изготовителе юстировка по соосности, на месте установки вентилятора может быть нарушена, например, из-за неровностей пола.

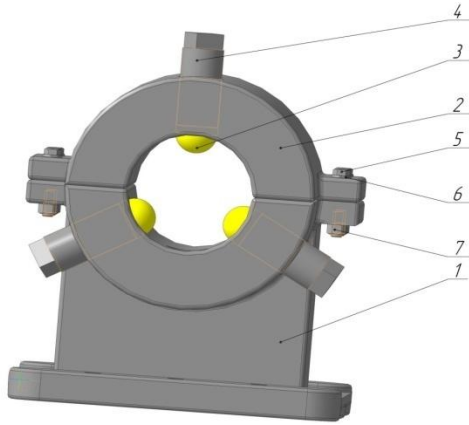


Рисунок 1 – Подшипниковая опора

Для осуществления более точной регулировки и уменьшения вероятности выхода из строя подшипниковой опоры предлагается внедрение регулируемой подшипниковой опоры [3]. Подшипниковая опора (рис.1) включает в себя корпус 1, на котором смонтировано крышку 2, внутри которых расположено вал агрегата, где в месте контакта со сферами 3 выполнено канавку трапецевидальной формы. По периметру под равными углами расположены технические отверстия с резьбой. Каждое из которых оснащено упорным винтом 4 с контактной конической поверхностью в торце, в месте между упорным винтом 4 и валом агрегата расположены самоустанавливающиеся

сферические опоры (шарики) 3, которые имеют возможность радиально перемещать вал при помощи осевой подачи винтов 4. Это в свою очередь позволяет выполнять регулировку соосности опор валов практически любой длины, за счет того, что корпус 1 выполнен разъемным. Канавка в месте соприкосновения шариков 3 с валом, дает возможность противодействовать осевому перемещению ротора в обоих направлениях.

Выводы. Выполненный анализ причин возникновения вибрации в процессе работы шахтных вентиляторов главного проветривания показал, что основными источниками вибрации являются дисбаланс и нарушение соосности сопрягаемых валов.

Для повышения срока службы роторных машин и минимизации вероятности возникновения вибрации автором предлагается применение регулируемой подшипниковой опоры, что позволит выполнять центровку сопрягаемых роторов, а также регулировку соосного расположения опорных элементов вала ротора как перед вводом его в эксплуатацию, так и в процессе работы. Также практически устранил возможность возникновения местного дисбаланса в опорных элементах, вызванным в следствии «волочения» внутренней обоймы подшипника за вращаемым валом.

Список литературы

1. Демочко С.И., Кузнецов А.В., Паршинцев В.П. Неисправности шахтных вентиляторных установок главного проветривания: Справочное пособие. – М.: Недра, 1990. – 188с.
2. Грядущая В.В. Оценка эксплуатационной надежности шахтных вентиляторов главного проветривания: Автореферат канд. техн. наук / Государственное высшее учебное заведение «Донецкий национальный технический университет». – Донецк, 2010. – 34с.
3. Патент № 64617 Украина, МПК E21C 50/00. Підшипникова опора / К.А. Зіборов, Г.К. Ванжа, В.М. Мар'єнко (Україна); Опубл. 10.11.2011, бюл №21// Промислова власність – 2003 . – 2 с.

Мацюк И.Н. к.т.н., доцент, Шляхов Э.М. доцент, Зима Н.В. студентка гр. ТМ Ам-08-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет» г. Днепропетровск, Украина)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТРУКТУРЫ МЕХАНИЗМА КАЧАЮЩЕГОСЯ КОНВЕЙЕРА НА ЕГО КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Широкое применение в различных областях современной техники нашли механизмы 2-го класса. Механизмы более высоких классов встречаются крайне редко. Повышение технологического уровня современных машин требует применения принципиально новых механизмов со сложными законами движения рабочих органов. Этим требованиям отвечают механизмы классов выше, чем второй.

Известно [1], что зависимость угловой (линейной) координаты выходного звена от обобщенной координаты механизма называется функцией положения, которая зависит от структуры, схемы механизма и размеров его звеньев. Оценку кинематических возможностей механизма можно производить по виду его функции положения. Интерес представляет вопрос влияния структуры механизма на эту функцию.

Целью данной работы является исследование функций положения механизмов 2-го и 3-го классов.

Функция положения может быть получена графическим и аналитическим методами. Среди аналитических наиболее распространен метод замкнутого векторного контура В.А. Зиновьева [2]. На базе этого метода могут быть получены формулы, связывающие входной и выходной параметры. В данной работе предпочтение отдано исследованию методами векторной алгебры [3]. Такую возможность предоставляет популярный программный продукт MathCAD. Векторный подход, является наиболее логичным, поскольку все кинематические параметры есть векторные величины, которые легко представляемы и, следовательно, не лишены наглядности.

В качестве объекта исследования принят качающийся конвейер, который может быть реализован как механизмом 2-го, так и 3-го классов. В качестве базового для исследования был принят механизм 2-го класса. На его основе рассматривались различные варианты механизмов 3-го класса. Размеры основного четырехзвенника остаются неизменными.

Рассмотрено решение задачи определения функции положения, на примере плоского рычажного механизма 2-го класса. Векторное представление звеньев по методу Зиновьева В.А. показано на рисунке 1. Функция положения, в данном случае, определяется как зависимость выходного параметра φ_5 от изменения входного φ_1 . Пусть заданы размеры звеньев $l_1 = l_{OA}$, $l_2 = l_{AB}$, $l_3 = l_{BD}$, $l_4 = l_{CB}$, $l_5 = l_{ED}$. Также известны координаты точек O , C , E .

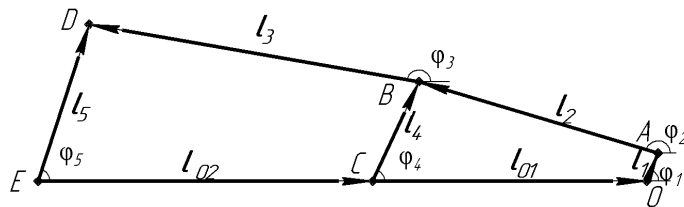


Рис. 1. Схема плоско-рычажного механизма 3-го класса

В данном механизме имеются два независимых замкнутых векторных контура, для которых векторные уравнения замкнутости имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \bar{l}_1 + \bar{l}_2 - \bar{l}_4 + \bar{l}_{01} &= 0 \\ \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 - \bar{l}_5 + \bar{l}_{02} &= 0 \end{aligned}$$

Представим звенья в виде векторов с использованием программного продукта MathCAD. Функция положения может быть определена в результате геометрического анализа механизма. Для этого в программном продукте MathCAD необходимо записать систему двух, вышеприведенных, векторных уравнений. С помощью решающего блока Given-Find, находим углы характеризующие положение каждого из звеньев механизма, при заданном φ_1 . В качестве начального, принято положение механизма, соответствующее крайнему левому положению коромысла ED. При этом кривошип OA и шатун AB располагаются на одной прямой. Такое положение механизма называют «мертвым».

Применяя в качестве начального «мертвое» положение можно получить данные для построения зависимости выходного параметра φ_5 от входного φ_1 . Угловую координату входного звена изменяли через каждые 45° . Таким образом, получено восемь пар значений φ_1 и φ_5 , по которым строится функция положения. Функциональную зависимость параметра φ_5 от изменения φ_1 можно визуализировать в программе MathCAD с помощью сплайн-аппроксимации. Подобные действия были проделаны с каждым из исследуемых механизмов. Полученные в результате исследования пять функций положений представлены на рисунке 2.

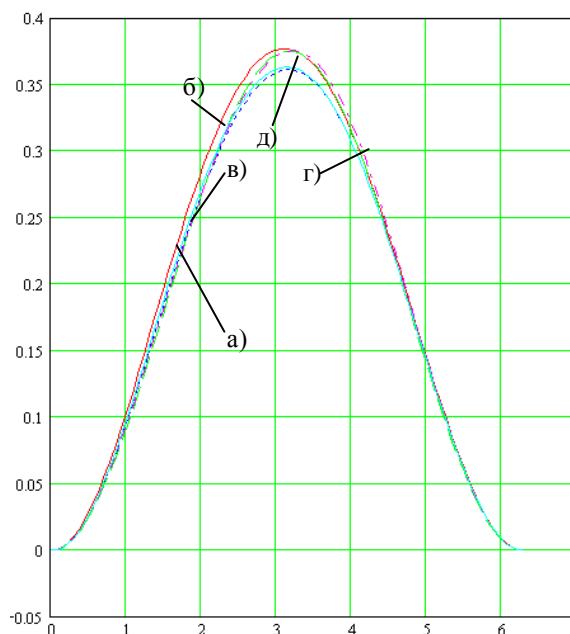


Рис. 2. Функции положения механизмов

Так как функции положения для исследуемых механизмов практически не отличаются, можно сделать вывод, что и кинематические параметры (скорость и ускорение) звеньев будут подобными.

Вывод. В случае качающегося конвейера усложнение структуры механизма не приводит к ощутимым изменениям кинематических параметров механизма.

Список литературы:

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 204 с.
3. Зиборов К.А., Мацюк И.Н., Шляхов Э.М. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы MathCad. // Теория механизмов и машин. – Санкт-Петербург. – 2008. – № 1. – С. 64-70.

Михайлова К. Д., Дужак В.А. ст-ты гр. ИМмм-10-1, Дербабя В.А. аспирант,
 Пацера С.Т. к. т. н., доцент
 (Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г.Днепропетровск, Украина)

ОСОБЕННОСТИ АЛГОРИТМА ИМИТАЦИОННОГО СТОХАСТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Известно [1,2], что имитационные модели воспроизводят поведение и изучаемой системы на основе анализа наиболее существенных взаимосвязей входящих в нее параметров.

Прежде всего, при моделировании будем выделять блоки, отражающие отдельно формообразующие процессы (технологические блоки) и блоки измерительные (метрологические). Тогда структуру рассматриваемой технологической системы можно представить, как состоящую из последовательных блоков «черных ящиков» (рис.1).

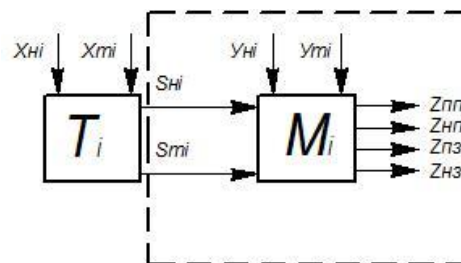


Рис.1– Структура модели технологической системы. (пунктирными линиями выделены составляющие параметры, используемые в разработанном алгоритме)

В соответствии со структурой на рис.1 технологическая система состоит из технологического T_i и метрологического M_i блоков. Технологический блок отражает в модели технологические составляющие: станок, приспособление, режущий инструмент, заготовку детали. В свою очередь, метрологический блок в модели соответствует измерительному инструменту и методике измерения параметров. Для технологического блока показаны входные параметры, обозначенные X_{ni} , X_{mi} , где индекс n соответствует параметру, влияющему на настроенность технологической системы, а индекс m соответствует параметру, влияющему на точность технологической системы. Выходные параметры технологического блока обозначены как S_{ni} , S_{mi} , индексы которых n и m делят эти параметры на две группы: параметры настроенности и точности технологического блока. Параметры S_{ni} , S_{mi} являются входными параметрами в метрологический блок и отражают свойства изделия. Входными параметрами для метрологического блока являются также параметры Y_{ni} , Y_{mi} , индексы которых n и m также делят эти параметры на две группы: параметры метрологической настроенности (соответствует уровню систематической погрешности измерения), и метрологической точности (соответствует уровню случайных погрешностей измерения).

Выходными факторами в предложенной модели технологической системы приняты показатели дефектности – процент деталей [3]: $Z_{пп}$ – правильно принятых; $Z_{нп}$ – неправильно принятых; $Z_{пз}$ – правильно забракованных; $Z_{нз}$ – неправильно забракованных.

На рис.2 показан разработанный алгоритм имитационного стохастического моделирования применительно к технологической системе формообразования толщины

эвольвентного зуба и погрешности ее измерения. Принятые обозначения расшифрованы непосредственно в блоках алгоритма.

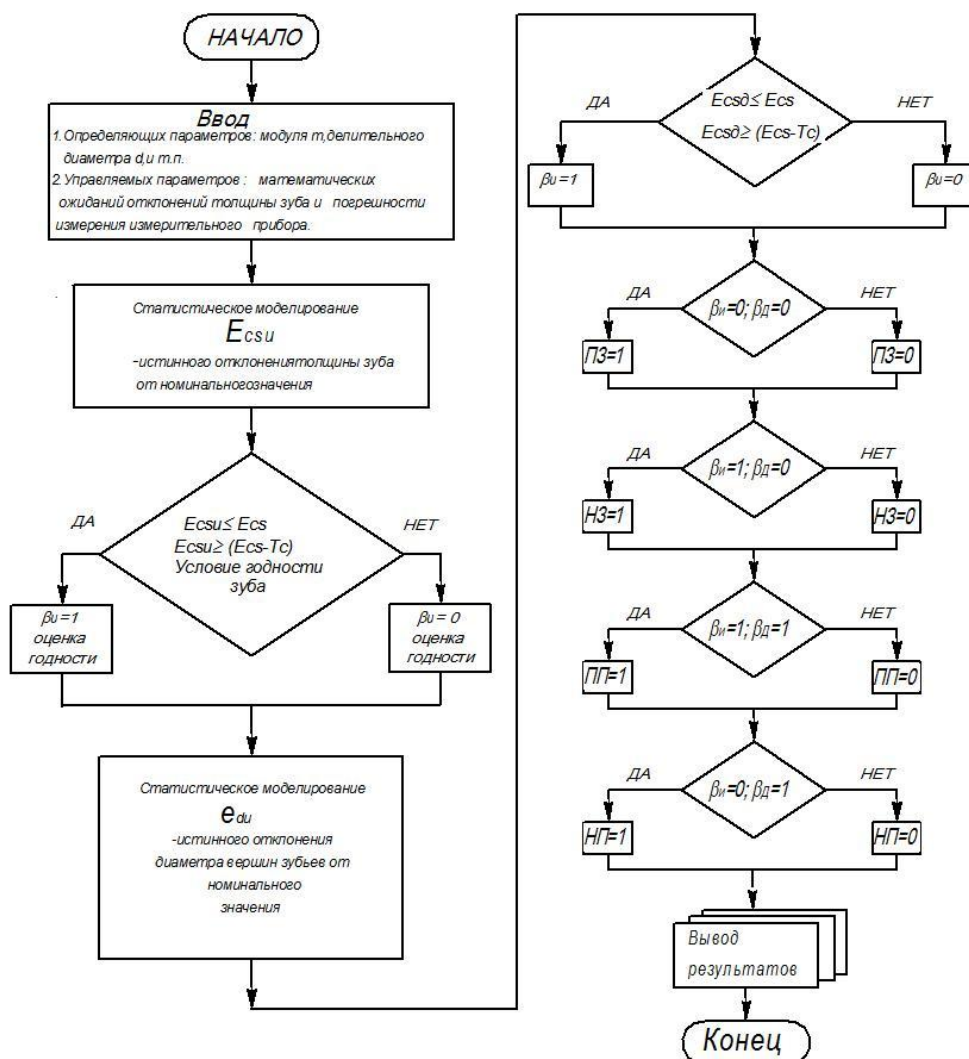


Рис.2– Алгоритм имитационного стохастического моделирования

Алгоритм моделирования реализован в программе Microsoft EXCEL[4]. Результаты положительные и подтверждают его полезность.

Перечень ссылок

1. Моисеев, Н. Н. Математические задачи системного анализа / Н. Н. Моисеев - М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы. 1981.- 487 с.
2. Леонов С.Л. Обеспечение геометрических параметров качества деталей на основе прогнозирования законов распределения методами имитационного стохастического моделирования. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н. Алтайский ГТУ имени И.И. Ползунова. Барнаул – 2009. С.471
3. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Балакшин Б.С. и др. М., «Машиностроение», 1972. –615с.
4. Влияние расширенной неопределенности на риски изготовителя и заказчика при измерении толщины зуба/ В.А. Дербаба, В.И. Корсун, С.Т. Пацера// Системи обробки інформації. – Харків. – 2011 – Вип.1 (91).

Оксень Ю.И., к.т.н., доцент, Гук А.А., аспирант

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИСПАРИТЕЛЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ЕГО 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 массо-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 м³/ч, хладагент – фреон R22.

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

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 межтрубного пространства число труб в пучке определяется в соответствии с [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 от 1 до 5.

При исследовании влияния числа трубок в пучке принималось: наружный диаметр трубок $d_n = 0,012$ м, число ходов шахтной воды $n_{хх} = 3$. Скорость шахтной воды ограничивалась $w_{хх} < 3$ м/с. Результаты моделирования приведены в табл. 1.

Исследование влияния наружного диаметра трубок выполнено при количестве трубок $n_{тр} = 386$ шт. и числе ходов шахтной воды по испарителю $n_{хх} = 3$. Результаты моделирования приведены 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

$n_{\text{тр, шг.}}$	$D_{\text{вн, м}}$	$w_x, \text{ м/с}$	$q, \text{ Вт/м}^2$	$k, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$	$L, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$m_{\text{пучка, кг}}$	$k_{\text{ээ}}$
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

$d_{\text{н, м}}$	$w_x, \text{ м/с}$	$\alpha_x, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$	$\alpha_a, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$	$L, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$m_{\text{пучка, кг}}$	$k_{\text{ээ}}$
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

$n_{\text{хх, шг.}}$	$w_x, \text{ м/с}$	$q, \text{ Вт/м}^2$	$k, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$	$L, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$m_{\text{пучка, кг}}$	$k_{\text{ээ}}$
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 величины плотности теплового потока q и коэффициента теплопередачи аппарата k возрастают, а коэффициент энергетической эффективности $k_{\text{ээ}}$ (отношение тепловой мощности к мощности, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления аппарата) уменьшается. Изменение количества ходов шахтной воды по испарителю сопровождается увеличением длины трубок L и, соответственно, площади теплообмена F и массы трубного пучка $m_{\text{пучка}}$. При этом увеличивается коэффициент энергетической эффективности. С увеличением диаметра трубок коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности трубок α_x уменьшается, а с наружной α_a увеличивается.

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

Список литературы

Данилова, Г.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н.Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

**Панченко Е.В., к.т.н., доцент, Сирченко А.А., аспирант,
Зиборов Е. И., студент гр. ГМ-08-1м**

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

РАЗРАБОТКА РАСЧЁТНОЙ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА УТК-2

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – определение влияния параметров рельсового пути на конструкцию ходовой части тоннельного укладчика УТК-2.

Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 1 т.).

Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. В данном исследовании моделируется влияния параметров рельсового пути на конструкцию ходовой части тоннельного укладчика УТК-2 (рис.1). Реакции, действующие на ходовые колёса, зависят от расположения рычага и направляющих балок по своду тоннельного кольца, которые возникают при последовательной укладке блоков, а так же положений козырьков и площадок ярусов. От их значений зависят размеры приводов и их расположения на ходовой части. Определение расчетных нагрузок это сложная научная задача, связанная с необходимостью учета взаимодействия рычага и балок с железобетонными блоками и поверхностью выработки.

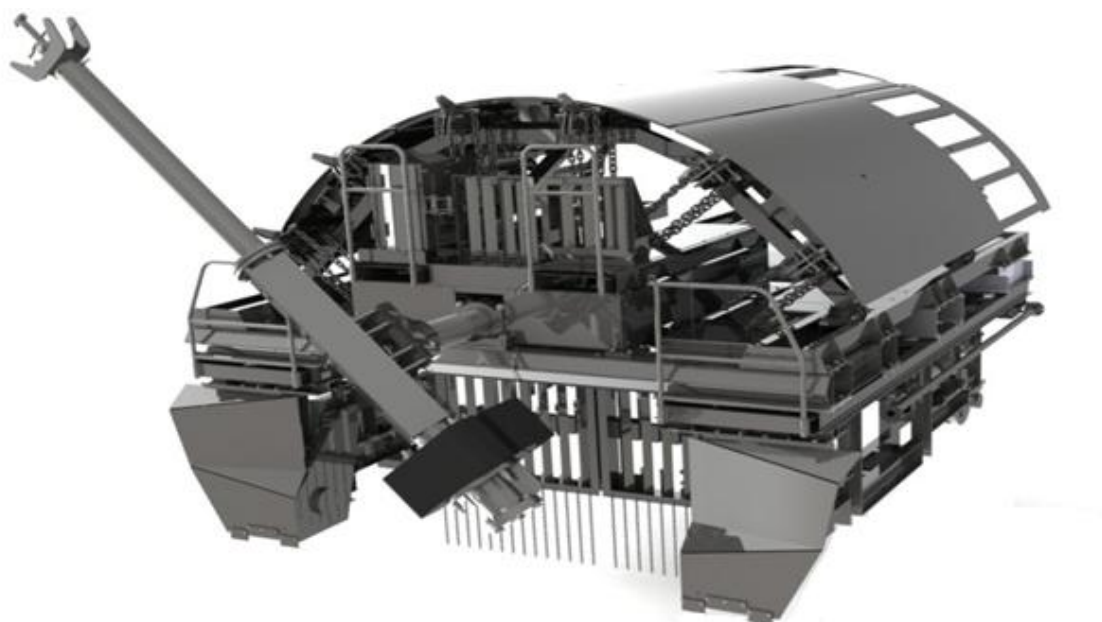


Рисунок 1 – Результаты компьютерного проектирования

Цель работы – определить оптимальное положение привода.

Идея работы – состоит в уравнивании контактных сил колес холостой колесной пары, путем изменения положения привода и расстояния между колёсами тоннельного укладчика УТК-2, при этом контактные силы определяются на основе методов вычислительного эксперимента с использованием программы SolidWorks.

Для достижения поставленной цели, на основе конструкторской документации, создана, восходящим способом моделирования, компьютерная модель ходовой части УТК-2 (рис.1). В существующей конструкции приводными являются все четыре колеса.

Выполнен вычислительный эксперимент по определению параметров привода, где определены контактные силы колес, при учёте неровностей рельсового пути.

В результате исследований выявлено, что базовая конструкция не способна работать на рельсах с местными сопротивлениями. Кроме того, показано, что в перемещении участвуют только три приводных колёса.

В результате получены зависимости изменения сил контакта колёс от расположения колесных пар от положения привода, а также определена погрешность вычислений контактных сил колёс холостой и приводной колёсных пар, которая не превысила 3 %. Выявлено, что оптимальное расстояние колёсных пар вдоль укладчика составляет 4490 мм, а привод рекомендуется расположить только на передних двух колёсах, так как контактная сила на этой паре колёс больше.

Выводы

1. Разработанная компьютерная модель тоннельного тубингоукладчика УТК-2 отличается тем, что в ней определены оптимальные положения приводов.

2. Зависимости усилий, возникающих при контакте колес с рельсами ходовой части, от расположения колёсных пар, определяются по результатам вычислительного эксперимента и аппроксимируются линейными интерполяционными функциями с точностью до 3 %. Оптимальное расположение колёсных пар, определяется, из решения системы интерполяционных функций.

3. Для условий рассматриваемой задачи оптимальное расстояние колёсных пар вдоль укладчика составляет 4490 мм.

4. Привод рекомендуется расположить только на передних двух колёсах.

**Панченко Е.В., к.т.н., доцент, Сирченко А.А., аспирант,
Крылов Е.Н., студент гр. ГМ-08-1м**

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

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ АРКИ ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА УТК-2

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – определение напряженно деформированного состояния арки тоннельного укладчика УТК-2. Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 1 т.).

Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. В данном исследовании моделируется напряженно – деформированное состояние арки укладчика, которые предназначены для фиксации железобетонных блоков (рис.1). Реакции, действующие на балки, которые возникают при последовательной укладке блоков, зависят от их расположения по своду тоннельного кольца. От их значений зависят размеры и конструкция механизмов перемещения арки. Определение расчетных нагрузок это сложная научная задача, связанная с необходимостью учета взаимодействия арки с балками в процессе фиксации железобетонных блоков и козырьков.

Цель работы – разработать компьютерную модель арки тоннельного укладчика УТК-2 для определения расчетных нагрузок.

Идея работы – использование современных методов моделирования для решения задачи определения расчетных нагрузок арки тоннельного укладчика УТК-2.

Арка тубингоукладчика УТК-62 состоит из: 3 козырьков, которые необходимы для защиты людей, от вывалов из кровли падающих кусков породы в забое метро, из 3 направляющих, которые необходимы для поддержания элементов тоннельной обделки, а также 2 двух ползунов, которые необходимы для перемещения всей арки, 8 опорных роликов, расположенных внутри ползунов.

Компьютерная модель создавалась при помощи восходящего способа проектирования. Состоит из 510 компонентов и разработано при помощи современных средств компьютерного моделирования комплекса SolidWorks.

Расчетные нагрузки определяются из следующих соображений: нагрузки, воспринимаемые от балок, фиксирующие железобетонные блоки, а также собственный вес металлоконструкций, которые в процессе работы меняются. Положение центра масс меняется на 1278,04 в зависимости от положения балок и козырьков.



Рисунок 1 – Конструкция арки тубингоукладчика УТК-2

Для анализа напряженно-деформированного состояния для конечно-элементной модели были определены граничные условия: на нижних подгранях опорных роликов (пятно контакта ролика с ползуном) – запрет перемещений в направлении перпендикулярно граням; между осью ролика и ползуном, в местах крепления направляющей к арке условие «штифт» допускающее условие поворота ползуна вызванное изгибом металлоконструкции от заданной конструкции; на свободный край опорной балки, где происходит фиксация блока, задана сила $F = 4080 \text{ Н}$; задано действие силы собственного веса.

Конечно-элементная модель строится с использованием пространственно-твердотельного конечного элемента имеющего 18 степеней свободы. В качестве материала принималась простая углеродистая сталь.

Для ограничения размера задачи при заданной точности вычисления определён конечно-элементной сетки. В ходе эксперимента шаг сетки последовательно уменьшался до тех пор, пока разница максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу в двух последовательных расчетах не превысила 1 %. Это произошло при шаге сетки 2 мм.

С учетом указанных результатов может быть проведен вычислительный эксперимент по определению расчетных нагрузок в элементах арки.

Вывод :

1. Компьютерная модель арки тоннельного укладчика УТК-2 подготовленная на базе программного комплекса SolidWorks включает 510 компонентов.

2. Для анализа напряженно-деформированного состояния арки следует задавать следующие граничные условия:

- на нижних подгранях опорных роликов – запрет перемещений в направлении перпендикулярно граням;
- между осью ролика и ползуном –условие «штифт»;
- в местах крепления направляющей к арке –условие «штифт» ;
- на свободный край опорной балки сила $F = 4080 \text{ Н}$;
- действие силы собственного веса.

3. Максимально допустимый шаг конечно-элементной сетки составляет 2 мм.

4. Разработанная компьютерная модель может использоваться для определения расчетных нагрузок в элементах арки.

**Панченко Е.В., к.т.н., доцент, Сирченко А.А., аспирант,
Пархоменко М.А. студент гр. ГМ-08-1м**

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО–ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЯРУСА ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА УТК-2

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – определение напряженно деформированного состояния яруса тоннельного укладчика УТК-2. Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 700 кг.)

Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. В данном исследовании моделируется напряженно – деформированное состояние яруса укладчика (рисунок 1), который предназначен для удобства монтажа кольца обделки. Реакции, возникающие в опорах площадок яруса зависят от места приложения нагрузки вызванные от положения рабочего на этой площадке. Значение рабочей нагрузки принимается равным 300 кг (масса двух рабочих и вспомогательного оборудования).

Цель работы – определить расчетные нагрузки и разработать рекомендации на выбор параметров площадки яруса. Идея работы – использование современных методов моделирования для решения задачи определения напряженно деформированного состояния яруса тоннельного укладчика УТК-2.

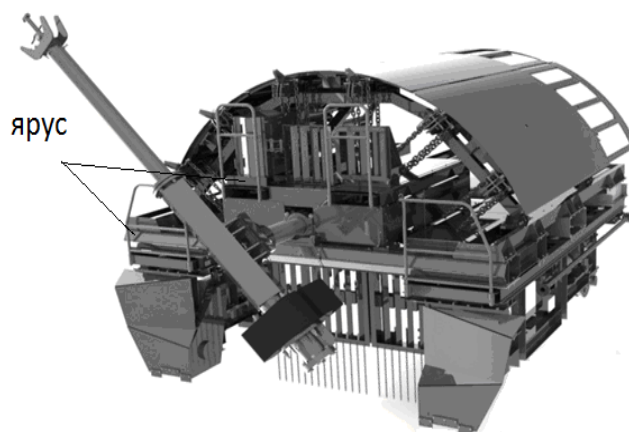


Рисунок 1. Концепт-проект однорычажного укладчика

Для достижения цели поставлены следующие задачи: 1. Разработка концепт-проекта однорычажного укладчика. 2. Исходя из анализа условий работы, определить запас прочности конструкции направляющих балок укладчика. 3. Определить возникающие контактные усилия в опорах козырька.

Расчет на прочность конструкции яруса производится методом конечных элементов программе SolidWorks Simulation.

Выполним анализ исходной конструкции яруса, на рисунке 2 представлена её схема. Помимо продольных и поперечных профилей конструкция снабжена диагональными ребрами (швеллерами). Так как конструкция симметричная, то на рисунке показана только половина. Исследование производится с учетом приблизительной нагрузки в 300 кг возникающих от работы 2 человек работающих на площадке. Рассмотрим самый опасный случай, когда нагрузка приложена на край яруса (рисунок 3). В результате по-

лучено, что напряжения возникаемые в месте крепления ролика не превышают более 60 МПа при допускаемых 140 МПа, а так же перемещения края яруса составляют 23 мм при допустимых по правилам безопасности 10 мм. При этом масса исходящей конструкции составляет 274 кг, следовательно, целесообразно изменить металлоконструкцию для увеличения ее жесткости за счет упрощения конструктивной схемы (рисунок 4).



Рисунок 2. Исходная конструкция площадки

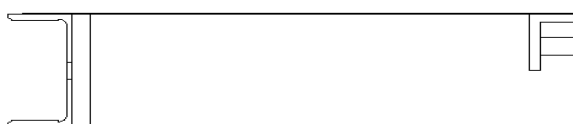


Рисунок 4. Предложенная конструкция площадки

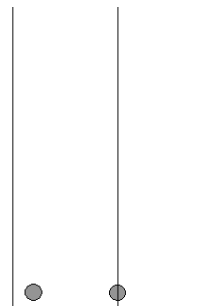


Рисунок 3. Схема приложения нагрузки

Необходимо на основании серии численных экспериментов определить зависимость напряженно-деформированного состояния яруса от его конструктивных параметров и обосновать их рациональный выбор. Для этого создана параметрическая модель яруса, в которой предусмотрено изменение параметров (продольный швеллер, настил, поперечный торцевой швеллер, диагональные уголки) и установлены опорные пластины в местах концентрации напряжений. В ходе исследования менялись размеры профилей, и оценивалось напряженно-деформированное состояние конструкции, а именно максимальные перемещения, коэффициент запаса прочности по Mises, а так же контролировалась металлоемкость конструкции. Результатом является зависимость жесткости конструкции от геометрических параметров площадки.

Модернизированная металлоконструкция яруса представляет собой систему продольно – поперечных балок в зоне установки упорного ролика конструкция подкреплена опорными платиками.

Выводы.

1. При моделировании напряженно–деформированного состояния яруса достаточно рассматривать только площадку без направляющей рамы. Необходимо использовать граничные условия: на нижнюю часть цилиндрических роликов запрет перемещений в направлении перпендикулярное грани; между осью ролика и направляющей балкой яруса – условие «штифт» (позволяет поворот вокруг оси вызванный изгибом балки). Рабочую нагрузку следует прикладывать как сосредоточенную силу по 150 кг расположенную на конце площадки посередине и на краю, как самый опасный случай.

2. Анализ напряженно – деформированного состояния конструкции показывает что напряжения возникающие в конструкции составляют 60 МПа (при допускаемом значении 165 МПа), а перемещения – 24 мм при допускаемом ≤ 10 мм. Следовательно, данная конструкция не является работоспособной.

3. Путем добавления поперечных балок максимальные перемещения в площадке, нельзя снизить более чем на 3% по сравнению с первичной конструкцией.

4. Предложенная металлоконструкция площадки яруса представляет собой систему неразъемного соединения продольно-поперечных балок, в зоне установки упорного ролика конструкция подкреплена опорными платиками. После сварки, металлоконструкция обеспечивает снижение максимального перемещения до допустимого (при этом масса конструкции по сравнению с первоначальной уменьшится в пределах семи процентов).

Панченко Е.В., к.т.н., доцент, Сирченко А.А., аспирант,
Рыбачева И.А., студентка гр. ГМ-08-1м

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ БАЛОК ОДНОРЫЧАЖНОГО ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА УТК-2

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – определение напряженно деформированного состояния направляющих балок тоннельного укладчика УТК-2. Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 1 т.).

Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. В данном исследовании моделируется напряженно – деформированное состояние направляющих балок укладчика, которые предназначены для фиксации железобетонных блоков (рис.1). Реакции, действующие на балки, которые возникают при последовательной укладке блоков, зависят от их расположения по своду тоннельного кольца. От их значений зависят размеры и конструкция механизмов фиксации железобетонных блоков. Определение расчетных нагрузок это сложная научная задача, связанная с необходимостью учета взаимодействия балок с железобетонными блоками и поверхностью выработки (по технологии ведения работ между блоками и выработкой устанавливаются деревянные брусья).

Цель работы – определить расчетные нагрузки и разработать рекомендации по выбору параметров направляющих балок.

Идея работы – использование современных методов моделирования для решения задачи определения напряженно-деформированного состояния направляющих балок тоннельного укладчика УТК-2.

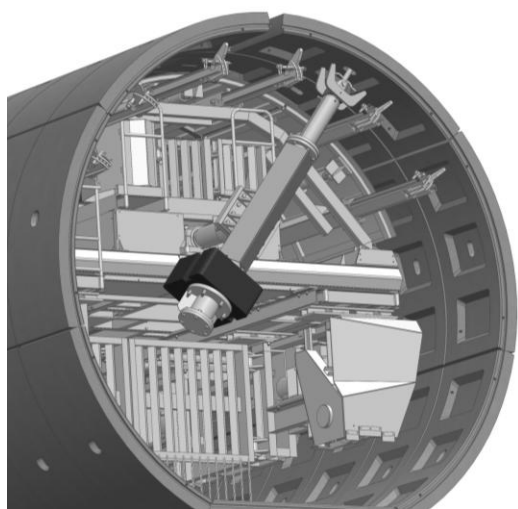


Рисунок 1 – Концепт проект тубинго-укладчика

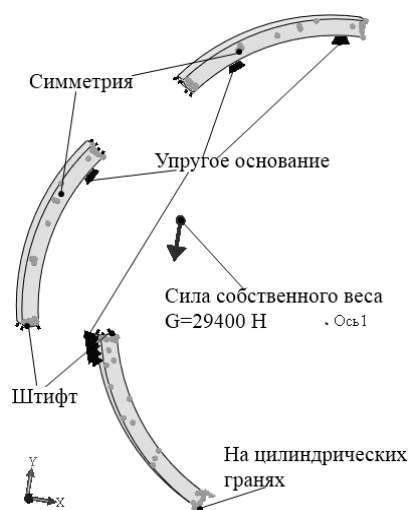


Рисунок 2 – Граничные условия тоннельного кольца

Для расчета направляющих балок однорычажного укладчика необходимо определить максимальное усилие, которое возникает в процессе укладки тоннельной обделки.

Для этого была создана упрощенная расчетная модель сборки тоннельного кольца (рис.2), состоящая из 3-х блоков (половина кольца, так как процесс укладки железобетонных блоков происходит симметрично). На рис. 2 также показаны принятые граничные условия. Для исследования было учтено действие силы тяжести. Влияние деревянных брусьев имитируется условием «упругое основание» с рассчитанной жесткостью. Результатом этого исследования являются найденные радиальные усилия, действующие на опорные балки от железобетонных блоков, а также результирующие перемещения блоков, учитывая жесткость опорных балок. Зависимость радиальных контактных усилий от расположения опор показана на рис. 3.

Используем полученные результаты для определения расчетных нагрузок в опорах опорной балки, возникающих от фиксации железобетонных блоков. Для этого была создана компьютерная модель направляющей балки для которой были заданы граничные условия: в местах крепления направляющей к арке и в месте соединения гидроцилиндра с опорной (внутренней) балкой условие симметрии; на свободный край опорной балки, где происходит действие блока, задана сила $F = 4080 \text{ Н}$; учтено действие силы собственного веса.

Вследствие конечно-элементного анализа получены усилия, возникающие в местах контакта роликов с опорной балкой для самого нагруженного случая (рис. 4). Анализ напряженно-деформированного состояния показал, что коэффициент запаса прочности по Мизесу равен 3.

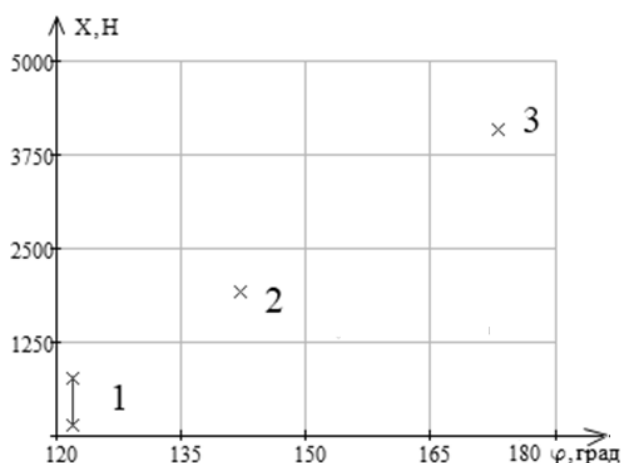


Рисунок 3 – Зависимость радиальных контактных усилий от расположения опор

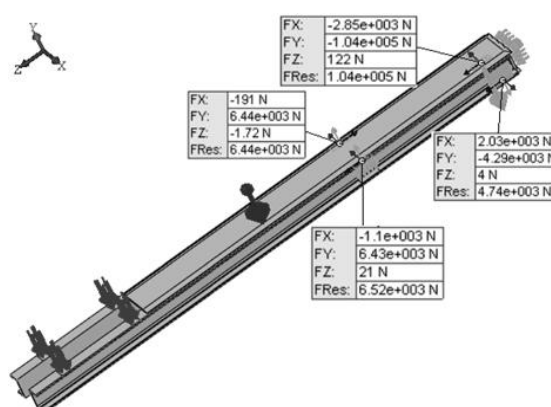


Рисунок 4 – Усилия, возникающие в местах контакта роликов с опорной балкой

Выводы:

1. При моделировании напряженно-деформированного состояния направляющих балок для учета контактных усилий взаимодействия направляющих балок с тоннельной обделкой необходимо использовать граничное условие «упругое основание», обладающее жесткостью 87700 (Н/м)/м^2 .

2. Первая и вторая направляющие балки воспринимают нагрузки равные $4,08 \cdot 10^3 \text{ Н}$ и $1,93 \cdot 10^3 \text{ Н}$, а третья – 758 Н , что позволяет разработать для нее облегченную конструкцию.

3. Из анализа работы направляющей балки следует, что запас прочности по Мизесу равен 3.

4. Вследствие того, что направляющие балки воспринимают отличающуюся между собой нагрузку параметры конструкции, могут быть выбраны из пропорции $W1:W2:W3=4:2:1$. Здесь W – момент сопротивления балки прямоугольного сечения.

Радюк М.В., ассистент

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

ТЕПЛОНАСОСНАЯ ТЕХНОЛОГИИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ШАХТНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

В применяемых в настоящее время типовых системах охлаждения турбокомпрессоров все тепло, воспринимаемое охлаждающей водой, отводится в окружающую среду. Поскольку количество отводимого тепла сравнимо с количеством потребляемой турбокомпрессорами электроэнергии, а температура охлаждающей воды на выходе из воздухоохладителей достигает 30-35 °С, привлекательным является создание такой системы охлаждения, при которой отводимое от сжимаемого воздуха тепло, использовалась бы полезно [1].

Перспективным представляется применение теплонасосной технологии, позволяющей повышать потенциал тепла, отводимого от сжимаемого воздуха, и использовать его для нагрева воды системы горячего водоснабжения горного предприятия. Важным достоинством теплонасосной технологии является экологическая чистота, безопасность и экономичность, что повышает перспективы применения тепловых насосов на шахтах.

Целью настоящей работы являлось установить влияние температуры охлаждающей воды на показатели экономической эффективности работы системы турбокомпрессор – тепловой насос.

Расчеты производились при следующих условиях: температура охлаждающей воды на входе и на выходе с воздухоохладителей соответственно 25-35 °С; расход охлаждающей воды 33 кг/с; конечная температура охлаждающей воды отдаваемой в систему горячего водоснабжения 45°С.

При расчете были приняты следующие показатели трехзонного временного тарифа оплаты за электроэнергию: при работе в льготный (ночной) период (продолжительностью 7 часов) – 0,25697 грн/кВт·ч, в полупиковый период (10 часов) – 0,74888 грн/кВт·ч, в пиковый период (7 часов) – 1,23346 грн/кВт·ч. Стоимость тепла была принята равной 400 грн/Гкал.

Результаты исследований показывают, что зависимость удельных затрат на производство сжатого воздуха от температуры охлаждающей воды имеет минимум при температуре воды 32-34°С.

Список литературы

1. Системы охлаждения компрессорных установок / Я.А. Берман, О.Н. Маньковский, Ю.Н. Марр, А.П. Рафалович. – Л. : Машиностроение, 1984. – 228 с.

Самуся В.И., д.т.н., профессор, Садков Д.Ю., студент гр. ГМЕ-08-1с

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

ЧАСТОТНЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД МОБИЛЬНОЙ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Сроки эксплуатации большинства действующих шахтных стволов Украины на данный момент превышают 60 лет. В силу износа жесткой армировки и ствольного оборудования, на шахтном подъеме периодически происходят аварийные ситуации с неисправностями стационарных машин, которые приводят к усложнению обеспечения безопасной и своевременной эвакуации персонала с подземных горизонтов шахт, из клетей при их зависании в стволе, особенно при продолжительном исчезновении электроэнергии на подземном предприятии. Из-за этого возникает необходимость проведения аварийно-спасательных работ по ликвидации последствий подобных аварий. Для этих целей на шахтах используются мобильные аварийно - спасательные подъемные установки.

В качестве электропривода мобильной аварийно - спасательной подъемной установки могут быть применены асинхронные электрические двигатели с фазным или короткозамкнутым ротором. Основными требованиями к приводу таких установок являются их надежность, регулируемость, а также габариты и вес.

Наиболее часто в настоящее время для мобильных аварийно - спасательных установок применяется асинхронный двигатель с фазным ротором. Однако основным недостатком их является необходимость применения специальных контакторных станций и батарей металлических резисторов. Последние для приводов порядка 200 кВт требуют значительных площадей для их размещения в конструкции установки. Кроме того, применение контакторных узлов делает такой привод малонадежным, а применение батарей резисторов - энергоемким и неэкономичным.

В качестве альтернативы асинхронному приводу с фазным ротором может быть использован асинхронный привод с короткозамкнутым ротором и частотным управлением его скоростью.

Принципиальная возможность регулирования угловой скорости асинхронного двигателя изменением частоты питающего напряжения вытекает из формулы

$$\omega = \frac{2 \cdot f_1 \cdot (1 - S)}{p}, \quad (1)$$

где f_1 – частота питающего напряжения, S – скольжение двигателя, p – число пар полюсов асинхронной машины.

При регулировании частоты также возникает необходимость регулирования питающего двигателя напряжения U_1 , что следует из выражения

$$U_1 = k \cdot \varphi \cdot f_1, \quad (2)$$

где φ – значение магнитного потока в машине, k – коэффициент пропорциональности.

Из выражения (1) видно, что при уменьшении частоты f_1 и неизменном напряжении U_1 , поток φ возрастает. Это может привести к насыщению стали машины и резкому увеличению тока с превышением допустимой температуры двигателя. При увели-

чении частоты f_1 при тех же условиях нежелательным последствием станет уменьшение потока φ со снижением допустимого момента двигателя.

Поэтому для рационального использования асинхронного двигателя при регулировании его угловой скорости изменением частоты необходимо одновременно регулировать питающее напряжение в функции частоты в разомкнутых и в функции частоты и нагрузки в замкнутых системах регулирования электропривода.

Сегодня на рынке Украины и стран СНГ для управления скоростью асинхронных двигателей появилось большое количество технических средств. Среди них наибольший интерес с точки зрения сочетания параметров «надежность» и «простота использования» представляют транзисторные частотные преобразователи. Это преобразователи таких зарубежных производителей, как Siemens, Schneider Electric, Hitachi, Amron, TrioI, а также преобразователи украинских производителей типа РЭН2, ЕКТ4, ПЧ и другие. По своим техническим характеристикам и основным функциям эти модели являются аналогами, за исключением их стоимости, сервиса при внедрении и эксплуатации, а также реализуемых ими дополнительных функций.

Указанные выше частотные преобразователи сочетают в себе большое количество программируемых и выполняемых автоматически функций. Для мобильной аварийно - спасательной подъёмной установки могут быть применены следующий из них: обеспечение заданной диаграммы скорости с количеством ступеней регулирования не менее шестнадцати; частотные пуск и остановку двигателя с оптимальным по времени разгоном и торможением; рекуперативное торможение двигателя; реверс двигателя; автоматическая идентификация параметров двигателя; самонастройка минимального тока двигателя с обеспечением требуемого момента; полное управление моментом во всём диапазоне частот; бессенсорное векторное управление двигателем (при разомкнутой системе управления); ПИД-регулирование скорости двигателя (при замкнутой системе с датчиком скорости в цепи обратной связи); дистанционное оперативное управление преобразователем и двигателем; самодиагностика и диагностика состояния двигателя; электрические защиты преобразователя и управляемого двигателя.

Основным преимуществом указанных преобразователей по сравнению с техническими средствами реостатного управления асинхронных двигателей с фазным ротором являются существенно меньшие габариты и вес. Например, преобразователь РЭН2-200 мощностью 200 кВт с полной комплектацией технических средств размещается в шкафу с габаритными размерами 2275x500x670 мм и имеет массу не более 350 кг. Преобразователь же, в свою очередь, имеет массу 150 кг.

Частотный асинхронный привод значительно превышает по надёжности реостатный привод асинхронных двигателей с фазным ротором и имеет высокий к.п.д. порядка 98 – 99%. Кроме того, асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором значительно дешевле, экономичнее и надёжнее двигателя с фазным ротором той же мощности [1].

При исчезновении напряжения в системе энергоснабжения шахты, важным элементом является наличие в аварийно-спасательной подъёмной установке автономного электроснабжения. Для решения этого вопроса возможно использование серийных дизельных генераторов и соответствующего электрооборудования, смонтированных на отдельном автомобильном прицепе.

Целесообразность применения электропривода с частотным регулированием подтверждается опытом эксплуатации аварийно – спасательной передвижной подъёмной установки АСППУ-6,3, которая находится на вооружении оперативного отряда Государственной горноспасательной службы Украины.

Список литературы

1. Бежок В.Р. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец и др. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.

Сивун С. А., инженер-технолог

(ПАО «Днепротяжмаш», г. Днепропетровск, Украина)

Пацера С.Т., к. т. н., доцент

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

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ И КОНТРОЛЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ПОМОЩИ CAD/CAM СИСТЕМ

Погрешности изготовления элементов червячной пары оказывают значительное влияние на кинематику передачи и её характеристики: КПД, передаваемую мощность, ресурс работы и т.д. Поэтому требуется повышенная точность контроля геометрии отдельных деталей червячной пары на этапе изготовления. Наиболее сложной деталью червячной пары является червяк [1].

На стадии изготовления червяков особенно важно знать и быстро оценивать характер и особенности их рабочих и опорных поверхностей. Недостаточное обеспечение контрольно-измерительным оборудованием является одним из слабых мест в производстве механизмов с червяками.

На сегодняшний день существует значительное количество многоосевых станков с ЧПУ, которые позволяют достаточно быстро, точно и максимально эффективно изготовить червяк. Но все же наиболее важным является этап технологической подготовки производства: выбор маршрута изготовления детали, подготовки конструкторской и технологической документации, подбор режущего и мерительного инструмента, разработка программ для станков с ЧПУ, выбор режимов резания. И от того, насколько точно и быстро выполнен начальный этап, зависит правильность геометрического формообразования детали.

Современные CAD/CAM программы позволяют быстро и эффективно исследовать и разработать технологическую и конструкторскую документацию для высокоточной обработки червяка. CAD/CAM системы позволяют спроектировать и проанализировать геометрию детали, точность формообразования поверхностей (рис. 1-2).

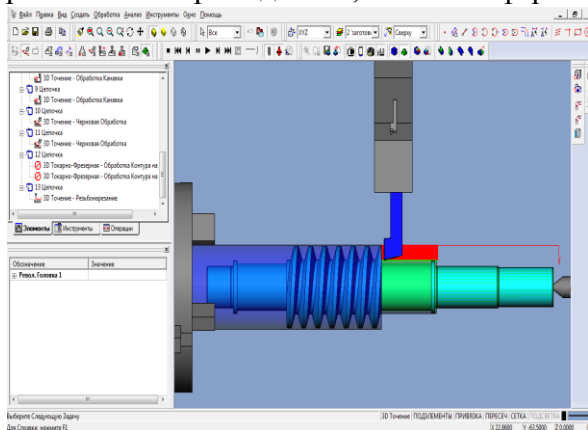


Рис.1 – Моделирование механической обработки червяка в САМ-системе ESPRIT

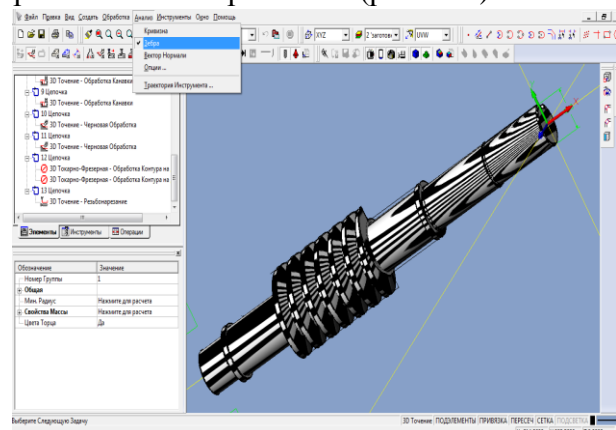


Рис.2 – Анализ «Зebra» червяка в САМ-системе ESPRIT

На этапе отработки технологии, когда необходимо детальное знание искажений геометрии червяка, вносимых технологической системой, весьма эффективно использование для этих целей 3-х координатной измерительной машины (КИМ) [2-4].

Работа КИМ основана на поочередном измерении координат определенного числа точек на поверхностях измеряемой детали и последующих расчетах отклонений размеров, формы и расположения этих поверхностей.

При осуществлении измерений с использованием КИМ необходимо рассчитывать точки встречи измерительного зонда с поверхностью и определение нормалей к измеряемой поверхности, по которым требуется подводить измерительный зонд к точке встречи.

CAM система PowerINSPECT ЧПУ позволяет выполнять быстрые измерения деталей и инструментов путем сравнения изготовленных объектов с их математическими моделями. PowerINSPECT ЧПУ также включает полный пакет контроля геометрических элементов, которые могут использоваться для измерения деталей с математической моделью или без нее (рис. 3-4). Необходима разработка алгоритма измерения в автономном режиме, а затем программная реализация его в PowerINSPECT ЧПУ перед запуском на станке.

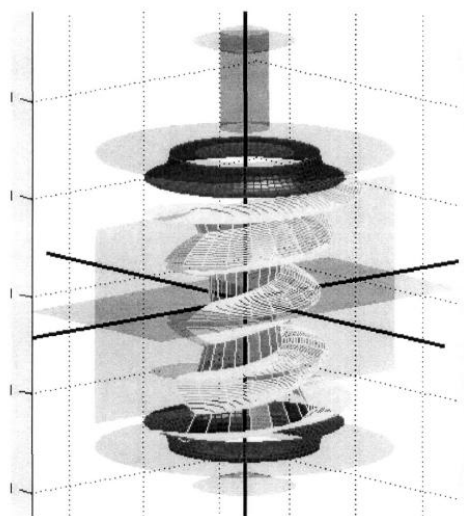


Рис. 3 – Метрологические системы координат и измеряемые поверхности

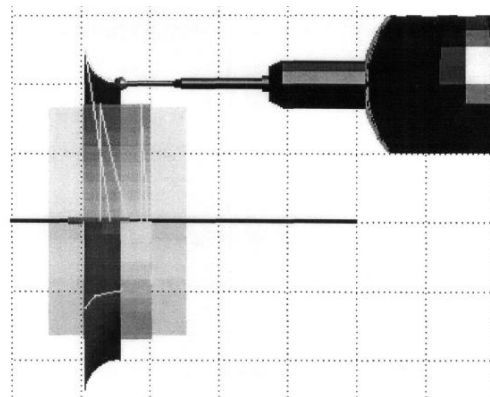


Рис. 4 – Измерение торовой поверхности дорожки качения и формирование рабочей системы координат

Точность механической обработки на станках с ЧПУ в сочетании с применением CAD/CAM может достигать 0,001 мм.

Перечень ссылок

1. Гаврилов А.Н. Геометрическое и компьютерное моделирование формообразования и контроля рабочих поверхностей глобоидных червяков. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук.– СГТУ-Саратов, 2005. – 101с.
2. Н-2000-3022-08-А Технические характеристики RENISHAW «Контактные измерительные машины для станков с ЧПУ» изд. 2012 г.
3. Гапшис А.А., Каспарайтис А.Ю., Раманаускас В.А. Развитие современных координатных измерительных машин. М.: НИИмаш, 1983, 82 с.
4. Ловыгин А.А., Васильев А.В., Кривцов С.Ю., Современный станок с ЧПУ и CAD/CAM система – М.: «Эльф ИПР», 2006, 286 с., илл.

Холоменюк М.В., к.т.н., доцент., Гаврилов А.С., студент гр. ГМЕ-08-1с
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

МОДЕРНИЗАЦИЯ ШАХТНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

В горной промышленности одной из главных проблем является обводненность горных выработок. Это приводит к тому, что горные работы становятся возможными только при условии своевременной откачки воды. Водоотлив - неотъемлемая часть технологии добычи полезных ископаемых, поэтому правильность его организации напрямую связано с общей работой шахты.

В зависимости от требований к шахтной водоотливной установке, они делятся на следующие виды: главные – откачивают общешахтный водоприток на поверхность; участковый – перекачивает воду в пределах шахты из ниже расположенного горизонта на верхний; вспомогательный – откачивает воду из зумпфа стволов; призабойный – откачивает воду из призабойного пространства при проведении горных выработок.

На шахте «Прогрес» ОБ «Торезантрацит» установлена погоризонтная система откачки воды. В условиях этой шахты погоризонтная система откачки воды представляет собой три горизонта, на каждом горизонте находится насосная станция. Вся вода стекает на нижний горизонт в главный водосборник, после чего перекачивается на выше расположенный, и так до поверхности. Всего на горизонте находятся 5 насосных агрегатов, типа ЦНС 300-480. Наблюдением за откачкой воды, а также обслуживанием насосных установок, занимается отдельный участок.

Более рациональным решением в условиях данной шахты является применение прямой системы откачки воды. Эта система исключает промежуточные горизонты, и вода из нижнего горизонта перекачивается прямо на поверхность в шахтные отстойники.

Для такой системы требуются насосы с подходящими техническими характеристиками. Таковыми являются насосные агрегаты Бердянского завода изготовителя – насосы типа ЦНСШ 320-1170. Также потребуются модернизировать напорный трубопровод, установить по всей линии ряд обратных клапанов на расстоянии 400 м для избегания давления столба жидкости на нижнем горизонте.

Предложенная схема более эффективна по своей экономичности, так как жидкость не переливается из одного водосборника в следующий, расположенный выше на горизонт. Также в работе участвует меньшее количество насосов, что является показателем экономичности.

Одним из главных недостатков такой системы откачки воды из больших глубин является сложность в обслуживании напорного трубопровода, а также высокие требования к технике безопасности.

Список литературы:

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки. Учебник для студентов ВУЗов. – М: Недра, 1987. – 270с.
2. Правила безопасности в угольных шахтах. – К.: Государственный комитет Украины по охране труда, 2009. – 453 с.