



ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2016

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ СТУДЕНТОВ,
АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ

ЭЛЕКТРОННЫЙ СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ
МЕЖДУНАРОДНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ СТУДЕНТОВ,
АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ
«ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2016»,
ПОСВЯЩЁННОЙ ГОДУ ОБРАЗОВАНИЯ
В СОДРУЖЕСТВЕ НЕЗАВИСИМЫХ ГОСУДАРСТВ

КРАСНОЯРСК, СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

15-25 АПРЕЛЯ 2016 Г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет»

Сборник материалов
Международной конференции студентов,
аспирантов и молодых учёных
«Перспектив Свободный-2016»,
посвящённой Году образования
в Содружестве Независимых Государств

Красноярск, Сибирский федеральный университет, 15-25 апреля
2016 г.

Красноярск, 2016



ПЕРСПЕКТИВ СВОБОДНЫЙ-2016

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЁНЫХ

Красноярск, Сибирский федеральный университет, 15-25 апреля 2016 г.

«Механика в подготовке горных инженеров»



ВЫБОР ДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ВИБРОПИТАТЕЛЯ ЗАРЕЗОНАНСНОГО ТИПА

Туревич С.О., Барановский Е.Н.
научный руководитель доц., канд.тех.наук Дьяконова В.Я.
Сибирский федеральный университет

Устройства для подачи крупнокусковых грузов на высокопроизводительные ленточные конвейеры, предназначенные для использования на горнорудных предприятиях в комплексах циклично-поточной технологии, должны обеспечивать: высокую производительность подачи груза; незначительную высоту падения кусков груза на ленту; разгон груза до скорости движения ленты конвейера; возможность регулирования грузопотока; исключение наслаивания на грузонесущем элементе фракций груза, склонных к налипанию.

Для загрузки ленточных конвейеров скальными грузами обычной крупности могут быть использованы бункера, ускорительные спускные желоба, а также питатели: цепные, валковые, качающиеся и вибрационные.

Высокая оценка, полученная вибропитателями в сравнении с другими загрузочными устройствами [1], [2] обусловлена широкими технологическими возможностями вибропитателей как машин, реализующих оптимальные вибрационные режимы движения. Однако скорость вибротранспортирования, обеспечиваемая питателями составляет $0,2-0,7 \frac{M}{c}$, что несколько ниже скорости движения лент и это затрудняет согласование производительностей питателя и конвейера. Продольная подача груза, наиболее благоприятная в смысле снижения абразивного износа ленты конвейера, оказывается возможной при ограниченных скоростях движения лент (для ленты шириной 1600 мм не более $1,6 \frac{M}{c}$).

При более высоких скоростях движения ленты номинальная производительность конвейера может быть обеспечена последовательной загрузкой несколькими питателями или поперечной подачей груза с помощью питателя, имеющего увеличенную ширину лотка.

Вибропитатель не относится к линейным колебательным системам. Нелинейность обусловлена импульсным характером взаимодействия частиц груза с желобом, а также особенностями работы инерционного дебалансного вибратора и ограниченностью возбуждения.

Как показала практика, при решении многих инженерных задач точность, обеспечиваемая упрощенной расчетной моделью вибропитателя в виде линейной колебательной системы, оказывается вполне достаточной.

Как показывает опыт, во многих случаях движение желоба вибротранспортной машины, возбуждаемой дебалансным вибратором, совершается по гармоническому закону, т.к. двигалась бы линейная система под действием гармонической силы.

Поэтому движение вибропитателя можно описать дифференциальным уравнением:

$$m \cdot \ddot{q} + b \cdot \dot{q} + c \cdot q = P_t \cdot \cos \omega t, \quad (1)$$

где коэффициенты m, b, c, P_t и угловая скорость имеют постоянное значение. При этом $m = m_{жс} + m_0 + \lambda * m_z$ ($m_{жс}$ – масса желоба, m_0 – масса дебалансных валов, m_z – масса транспортируемого груза, λ – коэффициент присоединения)

Перемещение q желоба (вибропитателя) можно выразить частным решением уравнения (1):

$$q = q_a \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi), \quad (2)$$

где q_a – амплитуда перемещения; ω – круговая(циклическая) частота колебаний; t – время; φ – угол сдвига фазы колебаний относительно возбуждающей силы.

Покажем, что формула (1) единственным образом представляет стационарные гармонические колебания вибропитателя.

Предположим, что движение машины описывается двумя одинаковыми дифференциальными уравнениями с разными (для данной степени загрузки) постоянными коэффициентами m , b , и c (при условии $\omega = const, P = const, q_a = const$):

$$m_1 \cdot \ddot{q} + b_1 \cdot \dot{q} + c_1 \cdot q = P_t \cdot \cos\omega t; \quad (3)$$

$$m_2 \cdot \ddot{q} + b_2 \cdot \dot{q} + c_2 \cdot q = P_t \cdot \cos\omega t. \quad (4)$$

Уравнения (3) и (4) после дифференцирования выражения (2) и соответствующих подстановок приводим к виду:

$$-m_i \cdot q_a \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t - \varphi) - b_i \cdot q_a \cdot \omega \cdot \sin(\omega t - \varphi) + c_i \cdot q_a \cdot \cos(\omega t - \varphi) = P_t \cdot \cos(\omega t - \varphi) \cdot \cos \varphi - P_t \cdot \sin(\omega t - \varphi) \cdot \sin \varphi. \quad (5)$$

Условия тождественности левой и правой частей уравнений (3) и (4) запишем в форме (5):

$$-m_1 \cdot q_a \cdot \omega^2 + c_1 \cdot q_a = P_t \cdot \cos \varphi; \quad (6)$$

$$-m_2 \cdot q_a \cdot \omega^2 + c_2 \cdot q_a = P_t \cdot \cos \varphi; \quad (7)$$

$$-b_1 \cdot q_a \cdot \omega = -P_t \cdot \sin \varphi; \quad (8)$$

$$-b_2 \cdot q_a \cdot \omega = -P_t \cdot \sin \varphi. \quad (9)$$

Из уравнений (8) и (9) непосредственно следует: $b_1 = b_2$. Уравнения (6) и (7) перепишем в разностной форме:

$$(m_2 - m_1) \cdot q_a \cdot \omega^2 + (c_1 - c_2) \cdot q_a = 0.$$

По условию $q_a \neq 0$; после преобразований получаем:

$$(m_2 - m_1) \cdot \omega^2 = c_2 - c_1. \quad (10)$$

Принимая во внимание, что $\omega \neq 0$, а частота вынужденных колебаний в общем случае задана произвольно по отношению к параметрам m и c , и тем не менее равенство (10) выполняется по данным опыта, приходим к выводу, что уравнение (10) справедливо при условии $m_2 - m_1 = 0$, $c_2 - c_1 = 0$, $m_2 = m_1$, $c_2 = c_1$, что показывает единство представления движения вибропитателя в форме (1). Принятое нами выше условие стационарности колебаний предполагает, что изменения степени загрузки происходят достаточно медленно.

Обоснуем возможность описания движения резонансного вибропитателя с дебалансным приводом, представляющего собой систему с двумя степенями свободы, одним линейным дифференциальным уравнением.

Для упрощения задачи ограничимся рассмотрением системы в виде одномассного желоба на упругих опорах с вязким сопротивлением; к желобу присоединен вибропривод с двумя синхронно противофазно вращающимися

дебалансными валами, при условии реализации поступательного движения желоба (рис. 2, а):

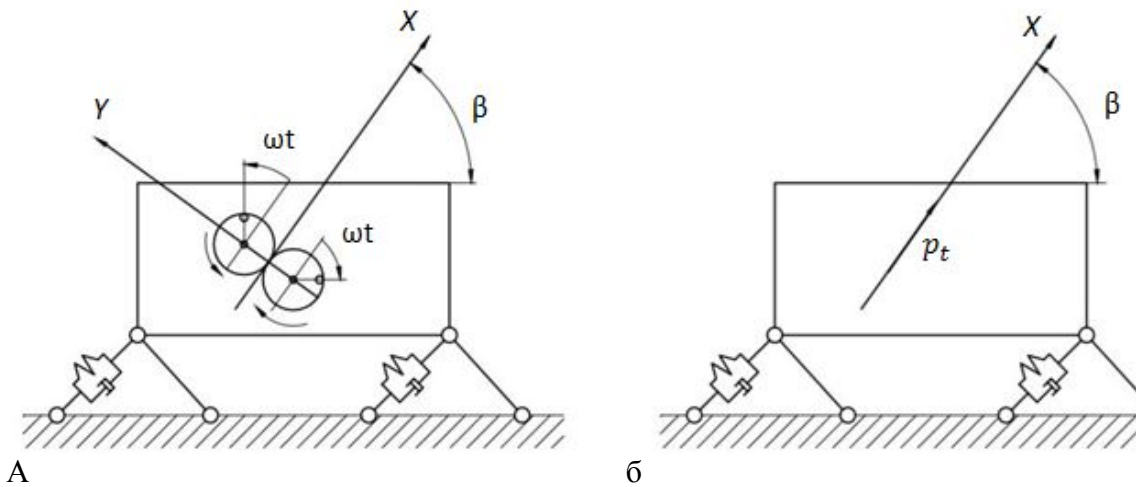


Рис.1 - Расчетные схемы вибрационных питателей резонансного типа: а) с дебалансным виброприводом; б) с заданным законом возмущающей силы

Уравнения движения составим в форме уравнений Лагранжа второго рода по двум обобщенным координатам $q_1 = x$ и $q_2 = \omega t$; ($\omega = const$) [9]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (11)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция Релея; Q_i – внешняя обобщенная сила, действующая по координате q_i .

Для системы, представленной на рис.1,а, имеем:

$$T = \frac{1}{2} (m - m_0) \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_0 (\dot{q}_1 + r_0 \cdot \dot{q}_2 \cdot \sin q_2)^2 + I_g \cdot \dot{q}_2^2, \quad (12)$$

где I_g – момент инерции дебалансного вала относительно оси, параллельной оси вращения и проходящей через центр тяжести: $I_g = I_0 - m_0 \cdot r_0^2$

I_0 – момент инерции дебалансного вала относительно оси вращения может быть определен опытным путем, например, методом маятника [2]:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot q_1^2 + m_0 \cdot g \cdot r_0 \cdot \cos q_2 \cdot \sin \beta \quad (13)$$

где g – ускорение земного притяжения; β – угол вибраций (по отношению к горизонтальной плоскости)

$$\Phi = \frac{1}{2} \cdot b \cdot \dot{q}_1^2. \quad (14)$$

Обобщенные внешние силы: $Q_1=0$; $Q_2=M$, где M – момент на выходном валу двигателя вибропривода.

После нахождения частных и полных дифференциалов по уравнениям (12),(13) и (14) и соответствующих подстановок по форме уравнения (11), и преобразований получаем:

$$m \cdot \ddot{q}_1 + b \cdot \dot{q}_1 + c \cdot q_1 = -m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t, \quad (15)$$

$$\frac{r_0 \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin(2\omega t) + (\ddot{q}_1 - g \cdot \sin \beta) \cdot \sin(\omega t) = \frac{M}{m_0 r_0} \quad (16)$$

Уравнение (15) выражает условие равновесия сил, а уравнение (16) – условие равновесия моментов в любой момент времени. Знак минус в правой части уравнения (15) характеризует инерционный характер фиктивной возмущающей силы.

Уравнение (15) в линейном варианте полностью определяет движение желоба вибропитателя, при этом правую часть уравнения можно принять в качестве фиктивной обобщенной силы, действующей по координате q . Это позволит в дальнейшем пользоваться более простой расчетной схемой вибропитателя, где действие вибратора заменено гармонической возмущающей силой (рис. 2, б).

Источником движения колебательной системы является момент двигателя, приложенный к ротору, который при установившемся движении обеспечивает практически постоянную угловую скорость.

Формула (16) показывает, что момент сопротивления на валу двигателя вибропривода содержит гармоники удвоенной частоты.

При установившемся движении вибропитателя резонансный режим дает спокойную работу. Однако, при переходе резонанса возмущающая сила вибратора $m r \omega^2$ уменьшается, так как она пропорциональна квадрату угловой скорости, тем не менее она достигает значительных величин.

Исследование динамики работы вибропитателя показало, что:

1. Для загрузки высокопроизводительных ленточных конвейеров крупнокусковым скальным грузом наиболее пригодны вибрационные питатели. Высокая производительность транспортирования может быть обеспечена последовательной загрузкой или поперечной подачей груза.

2. Опыт применения вибропитателей при транспортировании скальных грузов показывает, что колебания желоба питателя под нагрузкой при гармоническом возбуждении во многих случаях сохраняют гармонический характер.

3. Показано, что колеблющаяся система вибропитателя, реализующая гармонические колебания при гармоническом возбуждении, может быть описана единственным образом линейным дифференциальным уравнением, содержащим в правой части гармоническую возмущающую силу с амплитудным значением, равным центробежной силе дебалансов.

Список литературы

1. Гончаревич, И.Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры / В.Д. Земсков, В.И. Корешков. М:Горная книга, 1975.
2. Дьяконова В.Я., Речкунова С.С. Прикладная механика часть I. Лабораторный практикум [Электронный ресурс] / Красноярск, Сиб. Фед. Ун., 2013.
3. Юдин А.В., Гончаревич И.Ф. Результаты промышленных испытаний вибрационного питателя-грохота СВГ-1. Угольное и горнорудное машиностроение, вып. 2-68-4. М., 1968.
4. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. «Машиностроение», М., 1972.



ИСПЫТАНИЯ МИНЕРАЛОВ И ГОРНЫХ ПОРОД НА ВЫЯВЛЕНИЕ ИХ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

Бураченко А.В.

научный руководитель Рябов О.Н.

Сибирский федеральный университет

Горные породы и слагающие их минералы обладают различными физико – механическими свойствами, изучением которых занимаются такие науки как геология (минералогия, кристаллохимия), а также механика грунтов, с привлечением различных методов изучения, так как данные методы аналогичны с теми, которые применяются в машиностроении.

Цель работы: рассмотреть вопросы механики минералов и горных пород, связанные с изучением их свойств и подчеркнуть междисциплинарность методик при изучении различных материалов.

Задачи: рассмотреть механические свойства минералов и горных пород.

Механические свойства - это характеристики, определяющие способность горных пород и минералов противостоять деформированию и разрушению в сочетании с упруго или пластически деформироваться под воздействием внешних сил.

Механические свойства

а) минералов (излом, спайность, твердость, отдельность, излом, хрупкость, ковкость);

б) горных пород (плотность, упругость, твердость, трещиноватость, прочность, вязкость, хрупкость, пластичность, пористость, абразивность, ползучесть, разрыхляемость, влагоёмкость, водопроницаемость);

Для того чтобы выявить качественные и количественные характеристики в процессе деформирования, проводятся испытания.

Примеры испытаний минералов и горных пород.

1. Испытание на растяжение [1]

Исследование пород на одноосное растяжение может производиться прямым растяжением цилиндрических образцов со специально обработанными торцами (заливка торцов сплавом Вуда). Однако, большое распространение получили косвенные методы определения прочности горных пород на растяжение. Одним из методов такого испытания является метод раздавливания цилиндрических образцов равномерно распределенной нагрузкой, прикладываемой к диаметрально расположенным образующим

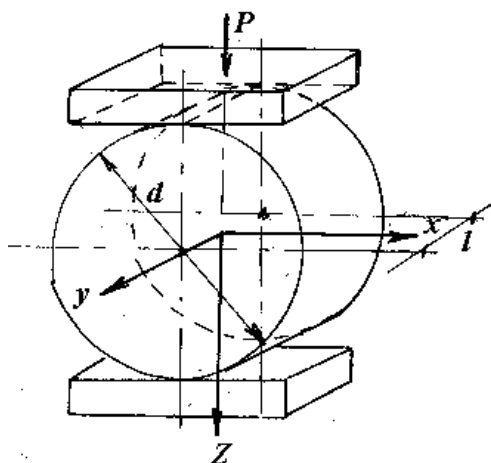


Рис.1 - Схема испытания

Предел прочности на растяжение можно определить по формуле Герца:

$\sigma_p = 2 P L / \pi d$ где P_L - нагрузка на единицу длины образца. При таком нагружении мы имеем дело со сложным напряженным состоянием образца горной породы. Одна из причин заключается в том, что плиты за счет трения влияют на поведение деформируемого тела.

С учетом этого предел прочности на растяжение можно определить по формуле, предложенной Ягодкиным Г. И. $\sigma_p = (2 P L / \pi d) * (1 + \mu)(1 + 2\mu)$

Коэффициент Пуассона для хрупких пород измеряется в пределах 0,1 - 0,25. Учитывая это, предел прочности горных пород на растяжение можно определить по упрощенной формуле $\sigma_p = P L / d$ [1]

2. Испытание на сжатие [1]

Методика: испытанию подвергаются образцы горной породы цилиндрической формы с диаметром 40 - 45 мм, с отношением длины образца L к диаметру d равным $L / d = 1 \pm 0,05$.

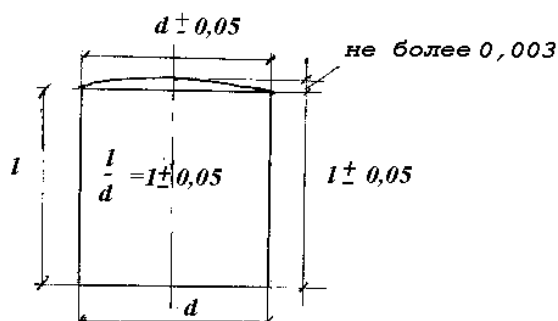


Рис.2 - Форма и размерность образца

Стенд для испытаний должен представлять пресс с полированными плитами. Одна из плит должна быть на полированной опоре. Образец должен формироваться до разрушения со скоростью приложения нагрузки в пределах от 5 до 10 кг/(см²·с). Прочность образца на сжатие определяется по максимальной нагрузке по формуле $\sigma = P_{max} / F$ (где F - начальная площадь поперечного сечения образца).

При деформировании образца сжатием можно определить модуль деформации на сжатие $E_{сж}$. Для этого в процессе исследования необходимо производить дискретно или непрерывно запись нагрузки (P) и изменение длины образца L .

Модуль деформации на сжатие определяется из отношения: $E_{сж} = \Delta P * \Delta L / \Delta P F$

где ΔL - изменение длины образца, соответствующее изменению нагрузки на величину ΔP ; [1]

3. Испытание на сдвиг.[1]

Изучение механических свойств горных пород при сдвиге можно осуществить в процессе испытания образцов на срез и кручение. Наиболее распространенным методом испытания пород на сдвиг является метод определения прочности на срез со сжатием.

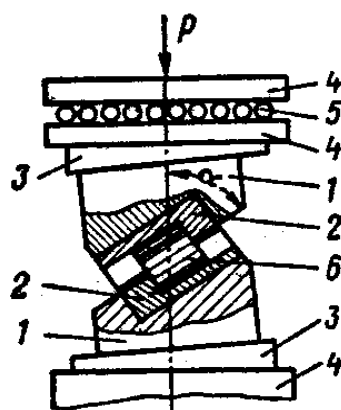


Рис.3 – Схема экспериментальной установки (1 – матрицы; 2 – клинья; 3 – плиты; 4 – ролики; 5 - образец породы)

Условия испытания следующие: образец для испытания должен быть диаметром $d = 42$ мм и высотой $h = 42$ мм. Параллельность, выпуклость торцов, а также их перпендикулярность к образующей цилиндра должна быть не больше 0,05 мм. Матрицы выполняются с наклоном среза $30, 45$ и 60° , а клинья - 5° . Это позволяет испытывать образцы в пределах от 25 до 65° через каждые 5° в зависимости от компоновки деталей установки. Получив величину нагрузки P , при которой образец разрушается по плоскости среза, определяют нормальное напряжение по этой плоскости по формуле:

$\sigma = (P/F) * \sin \alpha$ (где P - максимальная нагрузка; F - площадь среза; $\sin \alpha$ - угол наклона плоскости среза к линии действия силы P).

Сопротивление срезу при данном нормальном напряжении определяется по формуле: $\tau = (P/F) * \cos \alpha$

Испытания на срез ведутся как минимум при двух значениях угла $\cos \alpha = 30$ и 50° . Затем путем экстраполяции получают значение при $\sigma = 0$. Эта величина τ_c и принимается как показатель механических свойств исследуемого образца. [1]

4. Испытание на изгиб [1]

Методика: испытанию подвергаются цилиндрические и прямоугольные образцы, чтобы исключить влияние поперечных усилий, длина L образцов по отношению к высоте сечения h должна быть больше 8

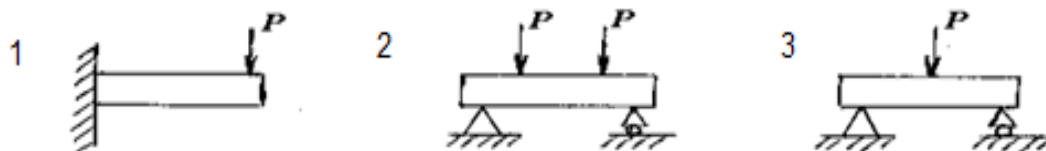


Рис. 4 - (1. изгиб консоли 2. четырехточечная схема 3. трехточечная схема)

Прочность на изгиб можно определить по формуле $\sigma_u = M/W$

где M - максимальный изгибающий момент при испытании до разрушения;

W - момент сопротивления сечения образца.

В естественных условиях деформирование горных пород осложняется многими факторами, которые практически трудно учесть. Поэтому при механических испытаниях всегда стремятся к тому, чтобы эти факторы оказывали минимальное влияние на результаты исследования горных пород. Приведенные методики испытаний

позволяют проследить междисциплинарность в изучении данных свойств. А также дают наглядное представление происходящих процессов во время формирования того или иного свойства горной породы или минерала.

Список литературы

1. «Механика грунтов» Минобрнауки России Самарский государственный технический университет. Самара 2013. С. 34-38.[электронный ресурс]. Режим доступа: <https://bngs.samgtu.ru/sites/bngs.samgtu.ru/files/lmg.doc>



КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Власик Н.В.

научный руководитель доц., канд. тех. наук Дьяконова В.Я.

Сибирский федеральный университет

Современный уровень науки и техники требует активного использования возможностей вычислительной техники. Поэтому важным этапом подготовки будущих инженеров является приобретение навыков использования вычислительных машин при проведении лабораторных работ по ТММ [1]. Применение вычислительных машин освобождает студентов от выполнения трудоемких расчетов.

Более успешной и удобной вычислительной программой стал Autodesk Inventor. Плюсы программы в том, что вся аналитическая работа, построение графиков проводится программой, что сокращает ресурсы исследования. Рычажные механизмы могут содержать неограниченное число звеньев. Рассмотрим этапы кинематического исследования на примеры кривошипно-шатунного механизма (Рис.1).

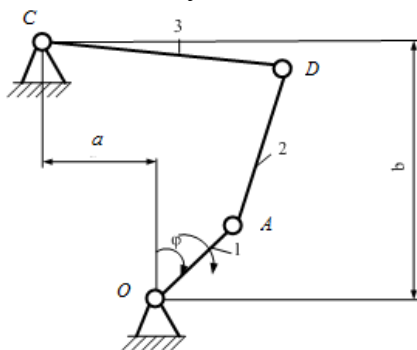


Рис.1 - Кривошипно-шатунный механизм: 1 - кривошип; 2 - шатун; 3 - коромысло. $a=0,4\text{м}$, $b=0,7\text{м}$, $l_{OA}=0,18\text{м}$, $l_{AD}=0,7\text{м}$, $l_{DC}=0,5\text{м}$, $n_1=180\text{об/мин}$, $\varphi=60\text{град}$

Исследование начинается с переноса структурной схемы на рабочее пространство Autodesk Inventor в режиме «Эскиз». Все значения длин переводятся в миллиметры, так как программа работает только с этой размерностью. При выводе структурной схемы на бумажный формат пользователь сможет задать масштаб в конце выполнения работы.

Создание библиотеки деталей (каталог, где хранятся детали, звенья механизмов Рис.2). Программа работает только в трехмерном пространстве. Детали создаются посредством «выдавливания» эскиза звена, придавая объем. Это значит, что предварительно необходимо задать ширину и высоту звена.

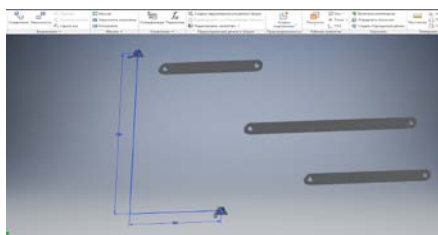


Рис.2 - Проектирование деталей Кривошипно-шатунный механизм

Сборка деталей — это этап, на котором выбирается характер соединений («Зависимость») деталей. Программа предлагает следующие «зависимости»: совмещение, касательность, вставка, симметричность, угол. Данных зависимостей достаточно для выполнения сборки (Рис.3). После выполнения сборки пользователь имеет готовый план механизма при заданных обобщенных координатах (Рис.4)

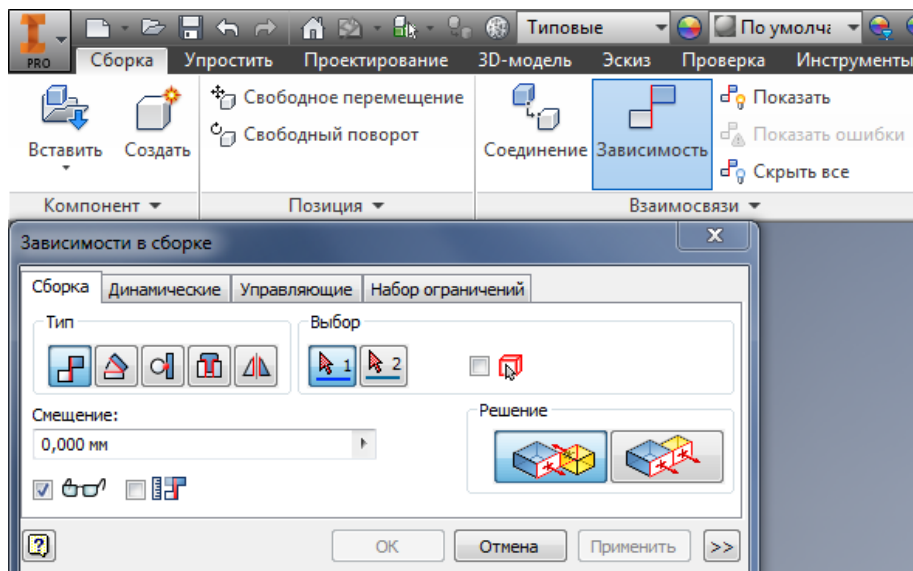


Рис.3 - Панель выбора «зависимости» в сборке



Рис.4 - Построенный план механизма при заданной обобщенной координате φ

Для построения кинематических диаграмм механизма необходимо задать угловую скорость кривошипа или период. Движение задается положением объекта, по угловой скорости; так же можно задать период ($T=0,5c$) или задать ускорение кривошипа (Рис.5). Кинематическое исследование проводим для шарнира «D» (Рис.1).

Кинематические диаграммы строим используя команду «Трассировка» - обозначение точки «D» механизма для которой выполняем исследование.

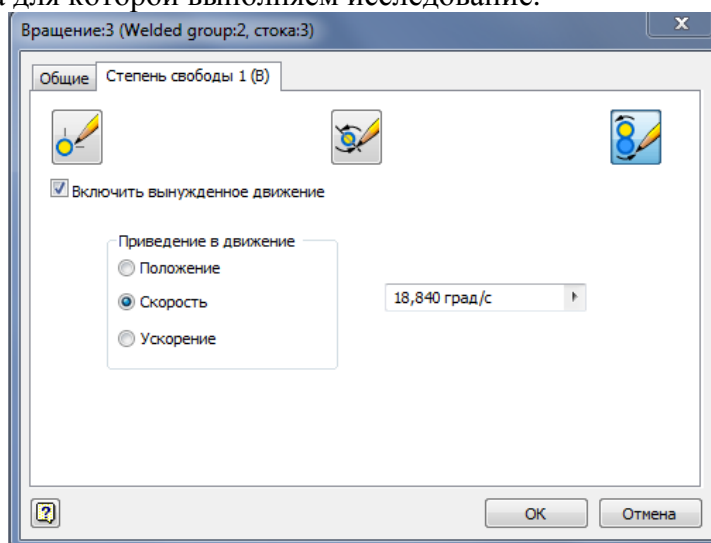


Рис.5 - Панель приведения кривошипа в движение

Программа самостоятельно продолжает строить диаграммы: скоростей, ускорений (Рис.6).

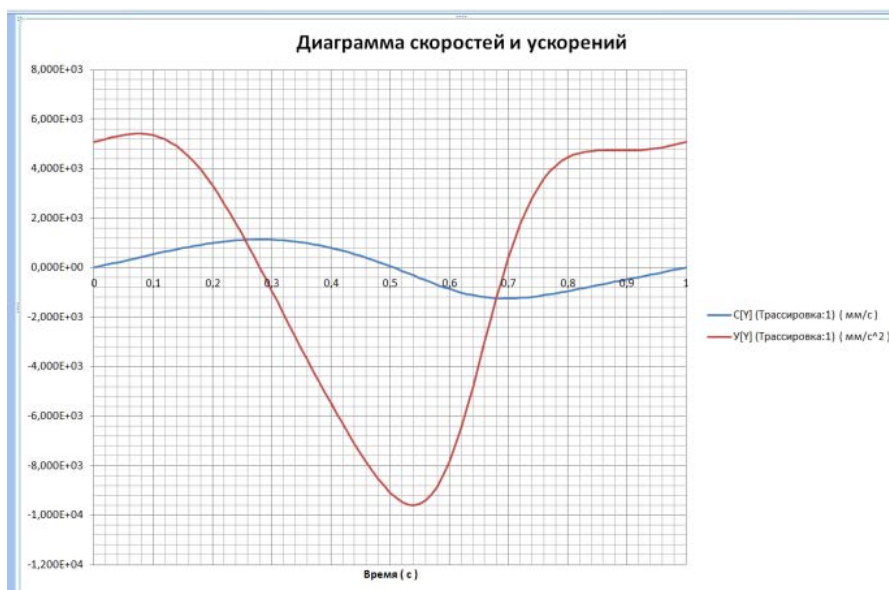


Рис.6 - Диаграмма скоростей и ускорений

Данный способ кинематического исследования является наиболее эффективным, чем выполнение исследования на бумаге. Благодаря программе, пользователь сократил время на выполнение работы, так же увеличил точность построения механизма и диаграмм скоростей, ускорений.

Список литературы

1. В.Я. Дьяконова, С.С. Речкунова, О.А. Корзун Прикладная механика часть 1— методическое пособие для лабораторных работ - Красноярск: Сиб. Федер. ун-т, 2013— 33 с

НАГРУЗКИ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ КОЛЕБАНИЯ ФУНДАМЕНТА

Желтых Д.А., Губкин С.В.

научный руководитель канд. техн. наук, доц. Дьяконова В.Я.

Сибирский федеральный университет

Горно-обогатительные предприятия оснащены машинами с большими динамическими нагрузками (грохоты, камнедробилки и т.д.). При работе технологического оборудования возникают повышенные колебания несущих конструкций и рабочих мест. Эффективными способами уменьшения динамических нагрузок на фундаменты является активная виброизоляция. Для принятия мер, уменьшающих динамические нагрузки, передающиеся на фундамент, необходимо знать какие силы и моменты вызывают колебание фундаментов (станин).

Пусть входное звено O_1A_1 механизма произвольной структуры (рис. 1, а) нагружено движущим моментом $\overline{M}_{дв}$, а выходное звено O_iA_i – силой \overline{P}_c полезного сопротивления. В общем случае механизм имеет n подвижных звеньев, из которых k звеньев образуют со станиной кинематические пары:

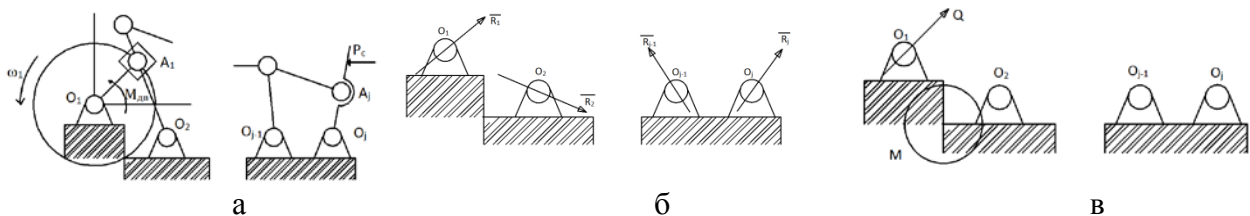


Рис.1 - Силы и моменты, действующие на станину механизма

Если звенья механизма отсоединить от станины, а их действие на станину заменить силами реакций, то получим систему сил $R_j (j=1, 2, \dots, k)$ как показано на рис.1, б. Силы $R_j (j=1, 2, \dots, k)$ можно привести к точке O_1 .

В результате получим силу, действующую на подшипник входного звена:

$$\overline{Q} = \overline{P}_c + \sum_{i=1}^n \overline{G}_i - \left(\sum_{i=1}^n m_i \right) \overline{a}_s, \quad (1)$$

а момент, воспринимаемый станиной (рис. 1, в):

$$M = M_{дв} + M_0(\overline{P}_c) + \sum_{i=1}^n M_0(\overline{G}_i) - \sum_{i=1}^n J_{S_i \overline{\varepsilon}_i} - \sum_{i=1}^n m_i \overline{a}_{S_i} q_{S_i O_i} = 0 \quad (2)$$

В выражениях (1) и (2) $M_0(\overline{P}_c)$ и $-\sum_{i=1}^n M_0(\overline{G}_i)$ обозначают моменты

относительно центра O_1 силы \overline{P}_c и сил тяжести $\overline{G}_i (i=1, 2, \dots, n)$ подвижных звеньев механизма; $\overline{\varepsilon}_i$ и J_{S_i} – вектор углового ускорения и момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через точку S_i перпендикулярно плоскости O_1xy ; $m_i \overline{a}_{S_i}$

- масса i -го звена и вектор ускорения её центра; $\sum_{i=1}^n m_i$ подвижных масс; $q_{s_i o_i}$ - плечо неуравновешенной силы $- m_i \bar{a}_{s_i}$ относительно центра O_1 .

Формулы (1) и (2) определяют главный вектор и главный момент неуравновешенных сил, действующих на станину плоского механизма произвольной структуры.

Таким образом, в самом общем случае неуравновешенная сила, действующая на станину плоского механизма, равна геометрической сумме внешних сил, приложенных к звеньям механизма, и произведению со знаком минус общей массы подвижных звеньев механизма на ускорение a_s центра этой массы.

Сила (1) и момент (2) являются в общем случае переменными по величине и направлению и поэтому вызывают вынужденные колебания станины. Такой механизм является неуравновешенным.

Полное уравнивание механизма представляет сложную теоретическую и инженерную задачу. На практике при упрощенном решении этой задачи не учитывают

воздействие на станину $\bar{P}_c + \sum_{i=1}^n \bar{G}_i$ и движущего момента $\bar{M}_{дв}$, а также внешних сил принимают частоту вращения ω_1 входного звена постоянной. В этом случае вектор силы, являющийся одним из слагаемых формулы (1):

$$\bar{P} = -\left(\sum_{i=1}^n m_i\right)\bar{a}_s = \sum_{i=1}^n m_i \bar{a}_{s_i}, \quad (3)$$

и момент, входящий в выражение (2):

$$M = -\sum_{i=1}^n J_{s_i} \varepsilon_i - \sum_{i=1}^n m_i \bar{a}_{s_i} q_{s_i o_i}, \quad (4)$$

P и M являются, соответственно, главным вектором и главным моментом неуравновешенных сил механизма.

Механизм, для которого модуль силы (3) равен нулю, называют статически уравновешенным механизмом, U такого механизма центр массы всех его подвижных звеньев остается неподвижным при работе механизма. Если на станину не действует момент (4), то механизм будет иметь моментную уравновешенность. Когда эти условия выполняются одновременно, то механизм будет уравновешен динамически.

Отметим, что точное динамическое и даже статическое уравнивание механизмов [1] весьма затруднительно выполнить простыми конструктивными средствами. Поэтому на практике механизм обычно уравнивают приближенно путем уравнивания, например, только первых гармоник главного вектора (3) и главного момента (4) неуравновешенных сил, а также другими способами.

Список литературы

1. Дьяконова В. Я., Какурина С. К., Шипко Е.М. Теория механизмов и машин: учеб. пособие, ГУЦМиЗ – Красноярск, 2004. С208

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТОВ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ЛИСТОВОЙ ПРОКАТКЕ

Захаренко С.В., Стригин А.С.
научный руководитель ст.преподаватель Речкунова С.С.,
ст. преподаватель Рябов О.Н.
Сибирский федеральный университет

При моделировании технологического оборудования прокатки в рамках общеинженерной дисциплины (курсовой проект по деталям машин) возникла потребность автоматизировать расчёты энергосиловых параметров установок проката. Предварительно была восстановлена лабораторная модель прокатного стана (изображена на рисунке 1) и выполнена упрощённая (с целью анимации) 3D модель прокатного стана (изображена на рисунке 2).



Рис.1 – Модель сортового прокатного стана

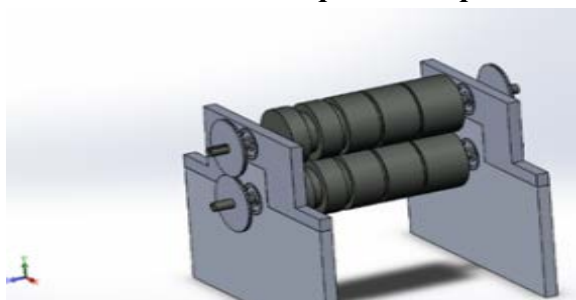


Рис.2 – 3D модель сортового прокатного стана

На стадии эскизного (предварительного) моделирования были проведены расчёты деталей установки по необходимым критериям работоспособности.

Данная установка повторяет принцип работы реальной.

На следующем этапе были проведены расчёты энергосиловых параметров, результаты которого необходимы как исходные данные для разработки параметрической модели прокатного стана. За основу была взята методика, приведённая в источнике [1]. Результаты расчётов в Excel представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Расчет энергосиловых параметров при листовой прокатке

Начальные условия				
Материал	Л68			
Радиус валков R , мм	187,5			
Ширина заготовки b , мм	630			
Коэффициент Пуассона для валков μ_1	0,8			
Коэффициент Пуассона для заготовки μ_2	0,3			
Коэффициент трения μ	0,08			
E_1 –модуль упругости валков, МПа	115000			
E_2 –модуль упругости заготовки, МПа	220000			
Расчетные параметры	Проходы			
	1	2	3	4
Коэффициент вытяжки λ	1,35	1,25	1,23	1,2
Высота заготовки до прокатки h_0 , мм	5	3,7	2,96	2,41
Высота заготовки после прокатки h_1 , мм	3,7	2,96	2,41	2
Абсолютное обжатие Δh , мм	1,3	0,74	0,55	0,41
Суммарное обжатие $\varepsilon\Sigma$, %	25,93	40,74	51,82	60
Предел текучести σ_T , МПа	400	520	535	575
Длина зоны деформации без учета упругого сплющивания L_d , мм	15,59	11,79	10,19	8,76
Коэффициент для расчета давления при прокатке без упругого сплющивания x	0,29	0,28	0,3	0,32
Давление при прокатке без учета упругого сплющивания p , МПа	461,59	598,89	622,88	674,44
Коэффициент для расчета длины деформации t	$1,85 \cdot 10^{-5}$	$1,85 \cdot 10^{-5}$	$1,85 \cdot 10^{-5}$	$1,85 \cdot 10^{-5}$
Длина зоны деформации с учетом упругого сплющивания L_d , мм	17,27	14,05	12,85	11,41
Коэффициент для расчета давления при прокатке с учетом упругого сплющивания x'	0,32	0,34	0,37	0,41
Давление при прокатке с учетом упругого сплющивания p , МПа	469,13	616,16	646,66	709,61
Площадь контакта металла с валками F , мм ²	10883,07	8849,02	7926,32	7185,2
Сила прокатки P , МН	5,11	5,45	5,13	5,1
Геометрический фактор формы деформации при прокатке z	0,96	1,12	1,32	1,53
Коэффициент плеча приложения равнодействующей ψ	0,55	0,52	0,48	0,54
Момент прокатки M , МН·мм	87,56	64,26	49,11	39,29

По результатам работы видим, что цель работы достигнута (представлена электронная физическая модель, восстановлена физическая модель прокатного стана и освоена методика расчёта энергосиловых параметров при прокатке).

Список литературы

1. Гилевич Ф.С., Сидельников С.Б., Галиев Р.И. Теория и технология прокатки: учеб. пособие / ГУЦМиЗ. 2-е изд., расшир. и перераб. – Красноярск, 2005 – 148 с.



ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕЗИНОВОЙ ФУТЕРОВКИ, ИЗГОТОВЛЕННОЙ НА 3D-ПРИНТЕРЕ

Антонов В.А., Рожин М.М., Кирбижеков В.В.

научный руководитель Фоменко А.И.

Сибирский федеральный университет

Несмотря на то, что существует большой ассортимент футеровочных плит, продолжают поиски наиболее оптимальных вариантов с точки зрения первоначальной стоимости, удобства обслуживания и монтажа, срока эксплуатации. Совершенствование техники и технологий заставляют отказываться от первоначально установленных вариантов и заменять их на более технологичные, как по профилю, так и по материалу.

Целью нашей работы является исследование возможности применения для шаровых мельниц футеровочных плит, изготовленных на 3D-принтере.

Футеровки предназначены для предохранения внутренних поверхностей барабана мельницы от износа дробящей средой и измельчаемым материалом. Кроме этого, футеровки играют существенную роль в механизме движения дробящей среды, что определяет характер измельчения материала. Именно поэтому при выборе футеровки руководствуются желательной формой движения дробящей среды и максимальным сопротивлением износу. [1]

Для того, чтобы понять, какая нужна футеровка для мельницы, необходимо определить усилия, действующие на футеровку барабана мельницы. Были определены усилия на футеровку барабана шаровой мельницы 2700x2100мм при скорости вращения барабана $n_p=21$ об/мин, коэффициент заполнения $\varphi=0,4$, насыпная сила тяжести шаровой загрузки $(\gamma+\mu\delta)=47000$ н/м³, средняя высота футеровки по радиусу барабана 50 мм. Методика расчета представлена в [2].

Для построения контура шаровой загрузки, связанной с барабаном мельницы, были определены следующие параметры:
критическая скорость вращения барабана

$$n_k = \frac{30}{\sqrt{R_0}} = \frac{30}{\sqrt{1,26}} = 26,7 \text{ об/мин,}$$

где R_0 – внутренний радиус барабана мельницы за вычетом средней толщины футеровки в м;

относительная скорость вращения барабана мельницы

$$\psi = \frac{n_p}{n_k} = \frac{21}{26,4} = 0,79$$

Определены силы, действующие на футеровку (рис.1). Рассмотрено положение шара в точке А (у поверхности футеровки), на который действуют сила тяжести G и центробежная сила $F_{ц}$. Сила тяжести G разложена на две составляющие: силу, направленную по касательной F_k и силу, направленную по радиусу к центру F_n под углом α к горизонтالي. Нормальной силе F_n будет противодействовать центробежная сила $F_{ц}$, при условии $F_{ц}=F_n$

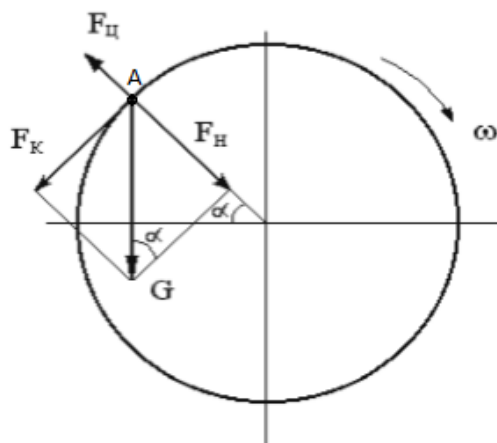


Рис.1 – Расчетная схема

Величина центробежной силы рассчитана по формуле:

$$F_{ц} = \frac{2GV^2}{gG} = \frac{mV^2}{R} = \frac{2 \cdot 98,1 \cdot 3,77^2}{9,81 \cdot 2,7} = 105,28 \text{ Н}$$

где m – масса шара, кг;

D – диаметр барабана, м;

R – расстояние от центра шара до центра барабана, м;

V – линейная (окружная) скорость барабана, м/сек;

Линейная скорость, выраженная через угловую:

$$V = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 2,7 \cdot 26,7}{60} = 3,77 \text{ м/с}$$

где D – диаметр мельницы

n – угловая скорость

Величина нормальной силы F_n определяется из треугольника сил:

$$F_n = G \sin \alpha = 98,1 \cdot 1 = 98,1 \text{ Н}$$

Угловая скорость барабана, при которой шары не будут отрываться от футеровки, характеризуется тем, что центробежная сила будет больше составляющей силы тяжести $F_n = G \sin \alpha$ и достигает максимума в крайнем верхнем положении, когда $\alpha = 90^\circ$ и $\sin \alpha = 1$. Для расчетов принимаются значения угла отрыва $0 < \alpha < 90^\circ$. Усилия, действующие на 1см длины барабана от шаровой загрузки:

$$F = \frac{6,5n^2}{10^8} v(\gamma + \mu\delta)(\sigma_{11}^3 - \sigma_1^3) = \frac{6,5 \cdot 26,7^2}{10^8} \cdot 1 \cdot 47000 \cdot 729 = 1587,67 \text{ Н}$$

где v, σ – углы определенные на чертеже.

В мировой и отечественной практике для данных усилий используют футеровочные плиты из чугуна и марганцовистой стали. Мы предлагаем использовать футеровочные плиты из резины.

Резина, как конструкционный материал для износостойких покрытий и футеровок, прочно заняла ведущие позиции в защите горнообогатительного оборудования от абразивного и агрессивного воздействия внешней среды. В этом убеждает длительная мировая практика эксплуатации резиновых футеровок, применяющихся для защиты от износа и ударных нагрузок горнообогатительного оборудования: мельниц, кузовов автосамосвалов, течек, бункеров и др.

В мире резиновые футеровки широко применяются в мельницах второй и третьей стадий измельчения, а также на мельницах доизмельчения. Наиболее широко резиновая футеровка применяется в шаровых и рудогалечных мельницах. Полное

использование всех уникальных особенностей резины как футеровочного материала, позволяет получить существенные преимущества перед металлом, а именно:

- меньший износ - больший срок службы;
- возможность использования при мокром измельчении - отсутствие коррозии;
- снижение расхода мелющих тел;
- меньший вес – снижение нагрузки на опорные подшипники;
- простота установки и демонтажа – сокращение простоев;
- низкий вес резиновой футеровки облегчает ее транспортировку и монтаж;
- не требует частого осмотра и ремонта, подтяжки болтов.

Использование резиновых футеровочных плит позволяет значительно снизить шум и вибрацию . Опыт показывает, что при работе барабанных мельниц с резиновыми футеровочными плитами уровень шума снижается на 20-30 %.

Замена стальных футеровочных плит на резиновые позволяет в 2-2,5 раза увеличить межремонтные периоды мельниц и в целом сокращает общее время простоев, что в значительной степени влияет на экономическую эффективность.[4]

Для производства такой футеровки применяют 3D-принтеры, способные работать с любым типом материала. На 3D-принтере можно не только печатать продукт по шаблонам, но и создавать собственные [3]. В практике обогащения профиль футеровки играет важную роль в показателях эффективности измельчения. Формы футеровок показаны на рисунке 2. Размеры футеровок 500х1000мм.

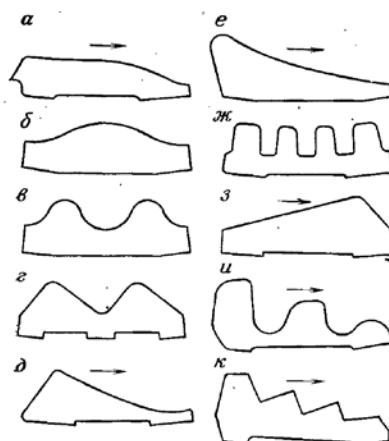


Рис.2 – Профили футеровочных плит цилиндрической части барабана стержневых и шаровых мельниц: а – каскадный; б – волновой; в – двухволновой; г – двухугловой; д – Д.К. Крюкова; е – клиновой; ж – ребристый; з – горбатый и – унифицированный норильский; к – каскадно-ступенчатый

Список литературы

- 1) Крюков Д.К. Футеровки шаровых мельниц. –М.:Машиностроение, 1965. – 184с.
- 2) Андреев, Е. Е. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению : учебник для студ. вузов, обуч. по спец. - 'Обогащение полез. ископаемых' и 'Горное дело' / Е. Е. Андреев, О. Н. Тихонов . – СПб. : С.-Петербург. горный ин-т, 2007 . – 439с. : ил. + Библиогр.: с. 408-411.
- 3) Компания «Jetcom» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.jetcom-3d.ru/company/>
- 4) Резиновая футеровка [Электронный ресурс].Режим доступа: <http://www.drobservis.ru>

СОЗДАНИЕ НОВЫХ ВИДОВ ГОРНОПРОХОДЧЕСКИХ МАШИН

Мазай И.А., Гончаров И.П.

научный руководитель канд. техн. наук, доц. Калиновская Т.Г.

Институт горного дела, геологии и геотехнологий

Ученые фантасты с давних времен задумывались над проблемой движения внутри толщи пород. В литературе существуют описания подземной лодки – аппарата, управляемого находящемся внутри экипажем и способным самостоятельно передвигаться под землей. В течение XX века проекты подземных лодок разной степени реалистичности разрабатывались во многих странах. Еще в 1904 году русский изобретатель Петр Рассказов опубликовал материал о самоходной капсуле, которая может двигаться под землей.

В 30-х годах советский инженер и конструктор Александр Требелев подметил, что давление резания и требуемая мощность падают с увеличением скорости обработки материала. В 1945 году он создал первый подземный самоходный аппарат (рис. 1, а). На испытаниях подземная лодка прошла около 40 м.

В тоже время, немецкий инженер Хорнер фон Верн работал над проектом подземной лодки Фашистской Германии (рис. 1, б). Лодка фон Верна должна была нести 5 человек, боезаряд в 300 кг и передвигаться под землей со скоростью 7 км/ч. Однако, проект не был завершен.

В 1964 году по заданию Хрущева произведена первая советская атомная подземная лодка под названием «Боевой крот» (рис. 1, в). Она могла нести экипаж из 5 человек, 15 человек десанта и тонну взрывчатки. Ядерный реактор позволял развивать скорость до 7 км/ч. Результаты первых испытаний «Боевого крота» поразили всех. Аппарат, «как нож через масло» прошел 15 километров в уральских горах. Однако, на втором испытании машина взорвалась и после этого проект был свёрнут, а все материалы засекречены.

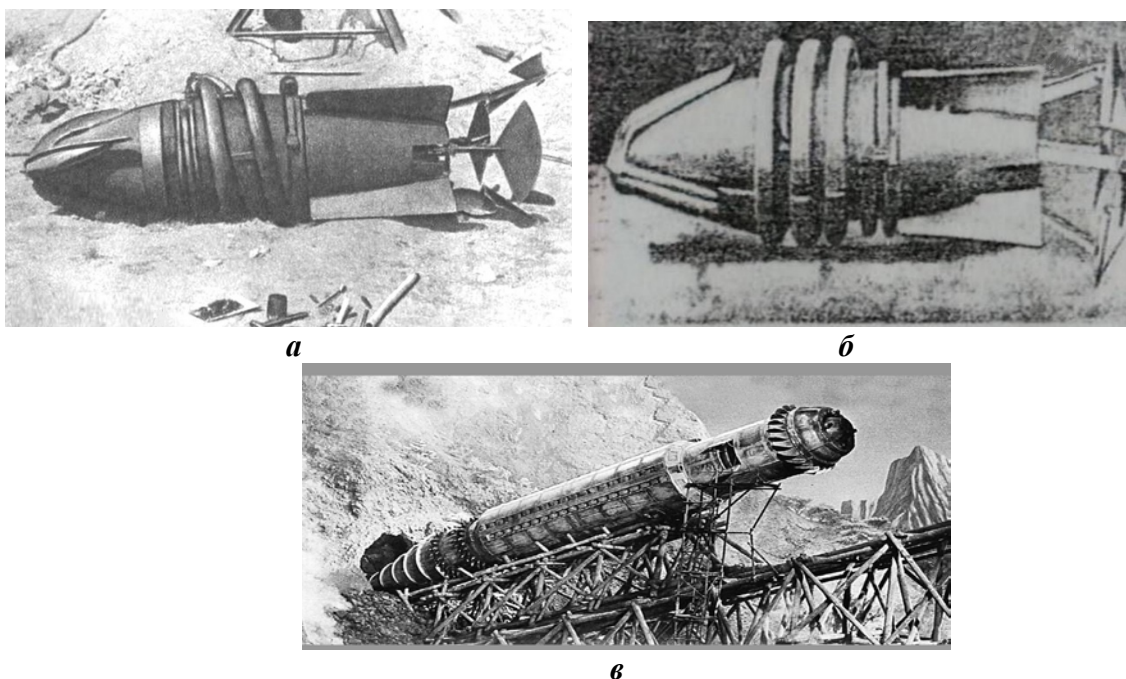


Рис.1 - Подземоходы: а - конструкция Требелева; б - конструкция фон Верна; в - «Боевой крот»

Как показала практика, основной проблемой в технической реализации проектов подземных лодок является очень высокая мощность (десятки МВт), которую нужно подвести к относительно небольшому подземному снаряду для скоростной шахтной проходки. Кроме того, не решались проблемы снабжения экипажа воздухом для дыхания, а двигателей лодки — топливом или электропитанием в дальних автономных походах. Так как шахта ничем не укреплялась, и грунт из шахты не удалялся, то за подземоходом грунт неизбежно обваливался в шахту, и подвести воздух и электропитание снаружи становилось невозможно.

С 2013 года сотрудникам Юргинского технологического института и Томского политехнического университета совместно с Кемеровским опытным ремонтно-механическим заводом реализуется проект по созданию «геохода» — нового вида щитового проходческого агрегата многоцелевого назначения, принцип работы которого основан на геовинчестерных технологиях [2].

Разрабатываемый подземный аппарат (рис. 2, а) реализует новый подход к проведению горных выработок и формированию подземного пространства. Он заключается в том, что проходка горных выработок рассматривается как процесс движения твердого тела (оборудования) в среде вмещающих пород (геосреде). При этом организуется многоцелевое использование приконтурного массива: в качестве опорного элемента, для создания движущей силы геохода, для формирования напорного усилия на исполнительном органе, для восприятия реактивных усилий при движении геохода, для выполнения основных технологических операций, включая и крепление выработки постоянной крепью [3].

Метод движения «ввинчиванием» в геосреду позволяет обеспечить совмещенное выполнение операций при проходке горных выработок и возведения подземных сооружений. Достоинствами разработки являются снижение более чем в 6 раз металлоемкости оборудования проходческой системы, повышенная безопасность ведения проходческих работ при полной защите призабойной зоны от вывалов породы; четырехкратное повышение темпов проходки и производительности труда влечет за собой снижение трудоемкости и стоимости ведения горнопроходческих работ. Кроме того, геоход обладает возможностью проведения выработок с любым расположением в пространстве. При этом, крепление выработки может осуществляться как традиционными крепями и обделками, так и новым видом крепей горных выработок и обделок подземных сооружений – геовстроенной (законтурной) крепью. Винтовые и продольные каналы, остающиеся за контуром выработки (рис. 2, б), придают высокую эффективность подземному сооружению (работе постоянной крепи) за счет возможности перераспределения локальных нагрузок и повышенной продольной устойчивости.

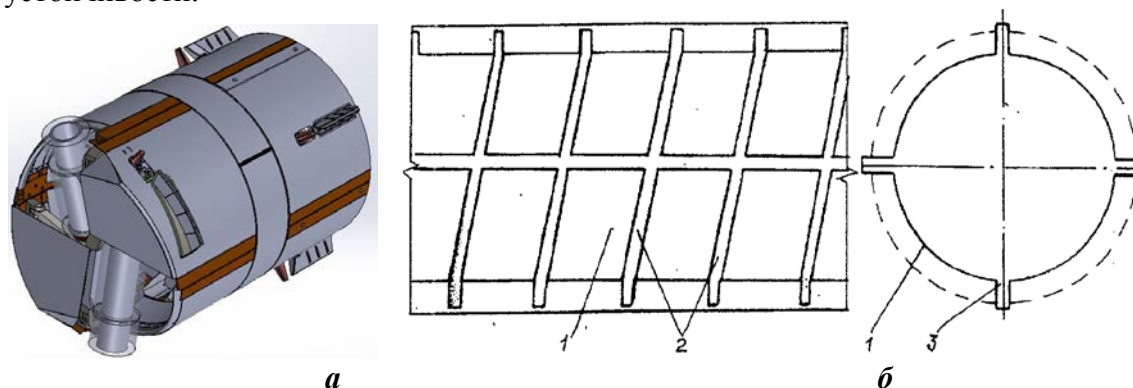


Рис.2 - Модель геохода (а) и общий вид горной выработки после его прохода (б): 1 - контур выработки; 2 - винтовые каналы; 3 - продольные каналы

Наличие винтовых каналов закладывает потенциальную возможность размещения в них несущих элементов крепи, увеличивая полезную площадь сечения проводимой выработки и снижая ее аэродинамическое сопротивление, возможность создания и применения новых облегченных видов крепей. При установке несущих элементов рамной крепи в винтовые каналы крепь получает вид замкнутой спирали, что в процессе ее работы способствует перераспределению нагрузки от более нагруженных витков спирали к менее нагруженным [4]. Это позволяет отказаться от металлоемких коробчатых профилей проката (спецпрофилей) и перейти на легкие конструкции плоской формы.

Собранный прототип геохода представлен на рисунке 3.



Рис.3 - Собранный прототип геохода

Для оценки преимуществ геохода был проведен сравнительный анализ параметров Геохода ЭЛАНГ-5Э и Проходческого щита ПЩМ-3,2, как наиболее близкого ему по способу проведения выработок, результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Результаты сравнительного анализа параметров

Параметр	Геоход ЭЛАНГ-5Э	Проходческий щит ПЩМ-3,2
Диаметр проводимой выработки в проходке, м	3,2	3,2
Площадь сечения в проходке, м ²	8,04	8,04
Скорость проходки, м/час	4 - 6	0,8
Угол наклона проводимой выработки, град	±25	±20
Масса, т	19	45
Длина, мм	4480	5050
Установленная мощность, кВт	411	305

Исходя из проведенного анализа, было выявлено, что геоход превосходит проходческие системы по таким параметрам, как скорость проходки, угол наклона выработки, масса и длина аппарата.

Также был проведен сравнительный анализ эксплуатационных возможностей. Для сравнения были выбраны: геоход, проходческий комбайн и проходческий щит.

Принцип работы проходческого комбайна избирательного действия состоит в разрушении призабойного пространства и перемещении руды по конвейеру. Основным

недостатком данного комбайна является цикличность его работы. Работа проходческого щита основывается на срезании руды и удержании горного массива от обрушения, однако, он не приспособлен для самостоятельного возведения крепи, а требует для этого дополнительного оборудования и людей.

В таблице 2 представлены результаты сравнительного анализа эксплуатационных возможностей горнопроходческой техники.

Таблица 2 - Результаты сравнительного анализа эксплуатационных возможностей

Эксплуатационные возможности	Проходческий комбайн	Проходческий щит	Геоход
Проведение выработок любого пространственного расположения	-	-	+
Безопасность проведения выработки для оператора	-	+	+
Возможность реверсивного хода	+	-	+
Возможность ревизии и замены основных узлов в условиях горной выработки	+	-	+
Возможность непрерывной подачи на забой	-	-	+
Высокая производительность при небольшой массе	-	-	+
Совмещенный режим выполнения операций по сооружению выработки	-	-	+
Высокая маневренность	+	-	+

Видно, что геоход превосходит свои технологические аналоги не только по техническим параметрам, но и по эксплуатационным возможностям.

Уникальные особенности разработанного подземного аппарата обуславливают широкий спектр областей применения геохода. Это и проходка горных выработок различного расположения в пространстве, и ведение аварийно-спасательных работ в завалах, и возведение полевых фортификационных сооружений, и возведение подземных сооружений различного назначения: городские коллекторы, магистральные тоннели метро, подземные склады, хранилища, подземные переходы, гаражи.

Список литературы

1. Проекты СССР. Подземная лодка. [электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.great-country.ru/articles/sss/sov_delali/00021.html
2. ГЕОХОД – новый вид щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения. [электронный ресурс]. Режим доступа: <http://kormz.ru/files/GEO/index.html>
3. Аксенов Б.Б. Геовинчестерная технология проведения горных выработок / В.В. Аксенов. - Кемерово: Институт угля и химии СО РАН, 2004. - 264 с.
4. Аксенов Б.Б. Научные основы геовинчестерных технологии проведения горных выработок и создания винтоповоротных агрегатов/ В.В. Аксенов.: дис...док. тех.наук. - Кемерово: ИУУ СО РАН, 2004.307 с.

ВЫБОР СКИПА И КАНАТОВ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ШАХТНОЙ ПОДЗЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Пашенцева А.Д.

научный руководитель ст. преподаватель Речкунова С.С.

Сибирский федеральный университет

Современная шахтная подземная установка предназначена для подъема полезного ископаемого и породы, спуска-подъема оборудования, материалов и людей.

Для определения эффективности работы установки необходимо установить оптимальную массу поднимаемого груза, ускорения, замедления и скорость подъема, выбрать и рассчитать мощность приводного двигателя и т.д.

В предложенной статье рассмотрены выбор и расчет некоторых элементов сложной конструкции шахтной подъемной установки для подъема угля с годовой проектной производительностью подъема $A = 600000$ т/год и глубиной вертикального ствола $H_{ст} = 375$ м. Определена часовая производительность с учетом продолжительности работы машины 15 ч/сут, которая составляет $Q_{ч} = 200$ т/ч.

Принимая высоту загрузки скипа у подземного бункера $h_{заг} = 20$ м и высоту приемного бункера $h_{пр} = 23$ м, определена высота подъема $H = 418$ м. Тогда наивыгоднейшая масса груза скипа, определяется по формуле:

$$Q = \frac{Q_{ч}(4\sqrt{H} + \theta\theta)}{3600} = \frac{200 \cdot (4\sqrt{418} + 10)}{3600} = 5,1 \text{ т,}$$

где: $\theta = 10$ с-пауза.

По таблице 1.3 [1] выбрали стандартный скип для одноканатного подъема: тип 1СН7-1: вместимость 7 м^3 ; грузоподъемность по углю $Q = 6$ т; масса скипа с подвесным устройством $m_{ск} = 6,4$ т; высота скипа в положении разгрузки $h_{ск} = 8,62$ м; путь разгрузки $h_p = 2,17$ м; размеры в плане $1,54 \times 1,85$ м; расстояние между центрами скипов $d_o = 2,1$ м.

Продолжительность цикла T' составила 108 с, с учетом паузы $\Theta = 9$ с продолжительность подъема: $T = 99$ с.

Был принят шестипериодный график скорости. Ориентировочное значение максимальной скорости подъема при этом определяем по формуле:

$$V_{\max(\text{оп})} = 0,25[(1,5T - 11,6) - \sqrt{(1,5T - 11,6)^2 - 8(1,5H - 5,66)}] = \\ = 0,25 \cdot [(1,5 \cdot 99 - 11,6) - \sqrt{(1,5 \cdot 99 - 11,6)^2 - 8 \cdot (1,5 \cdot 418 - 5,66)}] = 4,45 \text{ м/с.}$$

Были приняты канаты типа ЛК-РО с расчетным пределом прочности проволоки при растяжении $\sigma = 1666$ МПа, фиктивная плотность которых составляет $\gamma_o = 0,097$ МПа/м. Так как $H < 600$ м, канат рассчитываем по постоянному запасу прочности и согласно ПБ принимаем $Z = 6,5$ - коэффициент запаса прочности.

Наименьшую необходимую по условиям прочности массу 1 м каната находим по формуле:

$$m_{\kappa} = m_o / \left(\frac{\sigma}{Z\gamma_o} - H_o \right) = 12400 / \left(\frac{1666}{6,5 \cdot 0,097} - 421 \right) = 5,58 \text{ кг/м,}$$

где: масса концевого груза $m_0 = m_{ск} + Q$, и равна 12400 кг, длина отвеса каната (с учетом высоты переподъема $h_{пер} = 3$ м): $H_0 = H + h_{пер}$, составляет 421 м.

По ГОСТ 7668-80 выбираем канат: тип ЛК-РО; конструкция $6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ о.с. масса 1 м смазанного каната $m_k = 6,08$ кг/м; диаметр каната $d_k = 39,5$ мм; при $\sigma = 1666$ МПа разрывное усилие всех проволок на канате $Q_{разр} = 1025000$ Н.

Фактическое значение коэффициента запаса прочности составит

$$Z_{\phi} = \frac{Q_{разр}}{(m_0 + m_k H)g} = \frac{1025000}{(12400 + 6,08 \cdot 421) \cdot 9,81} = 7 > 6,5.$$

Коэффициент статической неуравновешенности подъема

$$\Delta = \frac{m_k H}{KQ} = \frac{6,08 \cdot 418}{415 \cdot 600} = 0,37.$$

Для уравнивания подъемных усилий, хвостовой канат всегда может дать положительный эффект (уменьшается мощность двигателя и расход энергии, увеличивается КПД подъемной установки), однако уравнивать систему с помощью хвостового каната не считаем целесообразным, т.к. $\Delta < 0,6$.

Принимаем цилиндрическую однобарабанную подъемную машину.

Тогда необходимый по нормам ПБ диаметр барабана: $D \geq 80d_k$ равен 3160 мм.

Выбираем подъемную машину со следующей технической характеристикой: тип ЦР-3,5 \times 3,2/0,8; диаметр барабана $D = 3,5$ м; ширина барабана $B = 3,2$ м; ширина разреза 0,8 м; расстояние между барабанами 0,05 м; максимальное статическое натяжение каната 200 кН; передаточные числа редуктора $i = 10,5; 11,5; 20; 30$; допустимая скорость подъема 10,0 м/с; маховой момент машины без редуктора и двигателя 3400 кН \cdot м²; масса машины с редуктором без электрооборудования 110 т.

Необходимую ширину навивочной поверхности барабана вычисляем по формуле:

$$B_0 = \left(\frac{H + 2h}{\pi D} + 2n_{тр} + 1 + e \right) (d + S) = \left(\frac{418 + 2 \cdot 35}{3,14 \cdot 3,5} + 2 \cdot 5 + 1 + 2 \right) \cdot (39,5 + 3) \\ = 2400 \text{ мм} < 3200 \text{ мм},$$

где: $h = 35$ м - резервная длина каната для испытаний; $n_{тр} = 5$ - число витков трения; $e = 2$ витка - расстояние между витками навивающейся и свивающейся ветвей; $S = 3$ мм - зазор между витками.

Барабан проверен на статические нагрузки, максимальное статическое натяжение в канате составило 152052Н < 200000Н.

Список литературы

1. Песвианидзе А.В. Расчет шахтных подземных установок: Учебное пособие. Москва: Недра, 1992. 250 с.
2. Песвианидзе А.В. Основы расчета канатов многоканатной подъемной машины со шкивом трения: Учебное пособи. Тбилиси: ГПИ им В.И. Ленина, 1982. 56 с.
3. Дворников В.И. О методике расчета и рациональных параметрах шахтных подъемных установок//Уголь Украины. 1983. № 9. 33-35 с.



ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВОЗДУХОВОДА ДЛЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

Тищенко М.М.

научный руководитель канд. техн. наук Дроздова Н. А.

Сибирский федеральный университет

Для снижения загазованности глубоких карьеров на кафедре «Горных машин и комплексов» разработана конструкция вентиляционного комплекса, включающего высокопроизводительный всасывающий и высоконапорный нагнетательный вентиляторы, присоединенные к двухканальному пневматическому воздуховоду (рис.1).

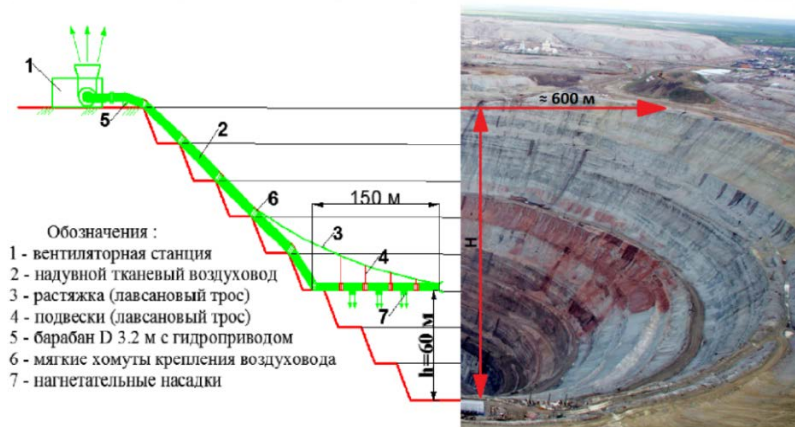
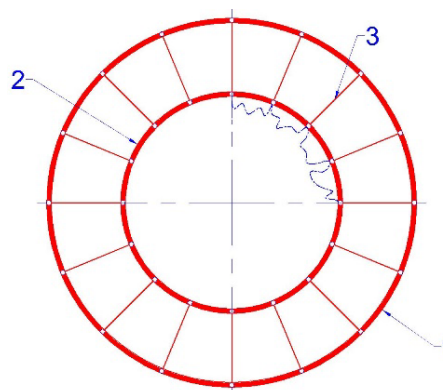


Рис.1 – Компоновка оборудования вентиляционного комплекса

Воздуховод состоит из двух цилиндрических оболочек, образующих два канала с круглым и кольцевым сечениями, скрепленный между собой стяжками (рис.2).



**Рис.2 – Потеря устойчивости внутренней оболочки воздуховода:
1 – внешняя оболочка; 2 – внутренняя оболочка; 3 – стяжка**

Материал оболочки лавсан толщиной $h = 0,8$ мм. Загрязненный воздух удаляется из придонной части карьера по осевому всасывающему каналу круглого сечения

диаметром $D_в = 3,2$ м. с одновременной подачей по кольцевому каналу замещающих объемов свежего воздуха при диаметре внешней оболочки $D_н = 5,2$ м.

При лабораторных испытаниях модели предлагаемого вентиляционного комплекса наблюдалась потеря устойчивости внутренней оболочки (рис.2).

Для анализа потери устойчивости внутренней оболочки воздуховода решалась задача совместной деформации наружной, внутренней оболочки воздуховода. Расчетная схема нагружения оболочек представлена на рис.3.

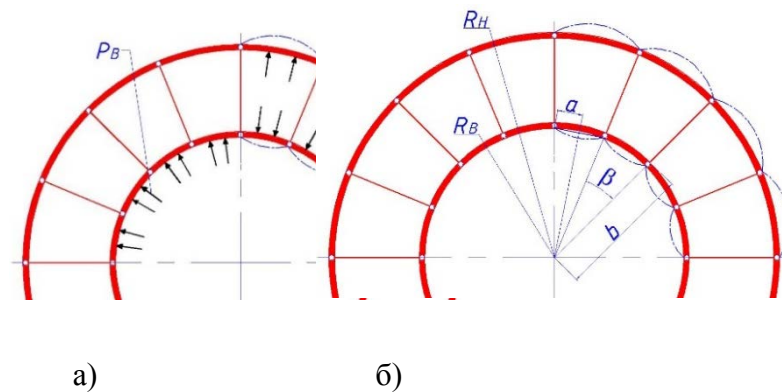


Рис.3 – Расчетная схема нагружения оболочек воздуховода: а) кольцевое сечение оболочки нагруженной давлением воздуховода p_H ; внутреннее кольцевое - p_B ; б) деформация наружной и внутренней оболочек от действующих давлений p_H и p_B (показано пунктиром)

Увеличение радиуса наружной оболочки от действия давления p_H составит [1]

$$\Delta R = \frac{p_H \cdot R_H^2}{E_{\text{л}} \cdot h} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right),$$

где $E_{\text{л}}$ – модуль упругости лавсана;

ν – коэффициент Пуассона лавсана;

h – толщина оболочки.

Считая стяжку жесткой, получаем смещение вверх точек крепления стяжек к нижней оболочке на величину ΔR и увеличение ее радиуса

$$R'_в = R_в + \Delta R.$$

Так как в предлагаемой конструкции воздуховода $p_H > p_B$, внутренняя оболочка потянется стяжками вверх и займет положение многоугольника (рис.3,б) с размерами

$$b = R'_в \cdot \cos \frac{360^\circ}{2n}; \quad a = R'_в \cdot \sin \frac{360^\circ}{2n}.$$

Периметр внутренней оболочки составит величину

$$L'_в = 2 \cdot n \cdot a,$$

где n – число стяжек.

Провисание внутренней оболочки внутрь за счет разности периметров многоугольника и диаметра самой оболочки составит

$$f = R_B - b.$$

Прогиб внутренней оболочки от давления $(p_H - p_B)$ равен

$$\delta = \frac{(p_H - p_B) \cdot R^2}{E_{\Sigma} \cdot h} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right).$$

В итоге внутренняя оболочка прогнется внутрь на величину

$$\Delta_{\Sigma} = f + \delta.$$

Деформация растяжения стяжки определится формулой

$$\delta = (p_H - p_B) \cdot \frac{2\pi R_B}{n} \cdot L (R_H - R_B) / \left(E_{\Sigma} \cdot \frac{d^2}{4} \right),$$

где d – диаметр стяжки;

L – шаг расположения стяжек по длине воздуховода.

Расчет суммарного прогиба Δ_{Σ} внутренней оболочки воздуховода при $E_{\Sigma} = 10^{10}$ Па; $p_H = 4400$ Па; $p_B = 2650$ Па; $L = 0,5$ м; $d = 6$ мм; $\nu = 0,3$ при различных значения числа стяжек показан на рис.4 ($n=8; n=10; n=16; n=20; n=24$). Как показали расчеты действительно жесткость стяжек велика и их деформацией, как и деформацией внутренней оболочки от действующего на нее давления $(p_H - p_B)$ можно пренебречь.

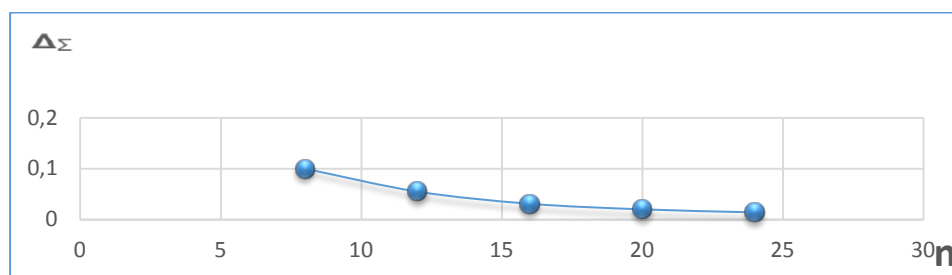


Рис.4 – Влияние числа стяжек на величину деформации внутренней оболочки воздуховода

Исследование потери устойчивости оболочки воздуховода вентиляционного комплекса для открытых горных работ показало:

- 1) действительно наблюдается потеря устойчивости внутренней оболочки воздуховода;
- 2) увеличение числа стяжек уменьшает величину деформации внутренней оболочки воздуховода;
- 3) целесообразно уменьшить длину стяжек тем самым приблизив периметр многоугольника к периметру окружности внутренней оболочки воздуховода.

Список литературы

- 1 Соппротивление материалов. Под общей ред. Акад. АНУССР Г.С. Писаренко – Киев: «Вища школа», 1979-696 с.
- 2 Виноградов С.Н., Таранцев К.В. Конструирование и расчет элементов тонкостенных сосудов: Учеб. пособие – Пенза: Из-во Пензенском госуниверситете, 2004 – 387с.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА

Яковлев И.Л., Самохин Н.А.

научный руководитель канд. тех. наук Калиновская Т.Г.

Сибирский федеральный университет

Геоход – это аппарат, движущийся в подземном пространстве с использованием геовинчестерной технологии. Геовинчестерная технология рассматривает проходку горных выработок как процесс движения твердого тела в твердой среде. Принцип работы геохода состоит в том, что он использует для продвижения геосреду [1].

В геоходе для обеспечения требуемого усилия на внешнем двигателе используется устройство для преобразования энергии от силовой установки и передачи его на внешний движитель – трансмиссия.

В настоящее время роль трансмиссии геоходов выполняют гидроцилиндры. Гидроцилиндры используются как для придания вращательного движения геохода, так и для поступательного движения. Применение гидроцилиндров в качестве трансмиссии наряду с преимуществами имеет существенные недостатки, такие как сложность синхронизации срабатывания всех гидроцилиндров, скручивание рукавов высокого давления в процессе вращения головной секции, возможность перекоса штока и поршня в цилиндре, что приводит к их заклиниванию либо поломкам. В настоящее время ведутся работы по усовершенствованию геоходов, в связи с этим возникает необходимость в разработке новой трансмиссии.

Для обеспечения большого крутящего момента в качестве трансмиссии необходимо использовать приводы и передачи с высокой нагрузочной способностью. Для обеспечения необходимого пространства для удаления отделенной породы необходимо рассматривать варианты конструктивного расположения трансмиссии как можно ближе к периферии оболочки геохода. Конструкцией трансмиссии должно обеспечиваться непрерывность подачи на забой и обеспечение маневренности [2].

Целью Данной работы является анализ различных видов механических передач для выявления возможности их применения в трансмиссии геохода.

Особое внимание стоит уделить волновым передачам с промежуточными телами качения, как наиболее оптимальным по силовым и конструктивным параметрам, и отвечающим вышеперечисленным требованиям к трансмиссии геохода. Основными преимуществами волновых передач по сравнению с зубчатыми являются: высокое передаточное число, высокие крутящие моменты на выходном звене, большие перегрузочные резервы и высокая жесткость кинематических звеньев, компактность, высокий КПД, малый момент инерции, высокий уровень динамичности, высокая надежность и продолжительный срок службы, а также возможность конструктивного расположения самой трансмиссии ближе к оболочке геохода [3].

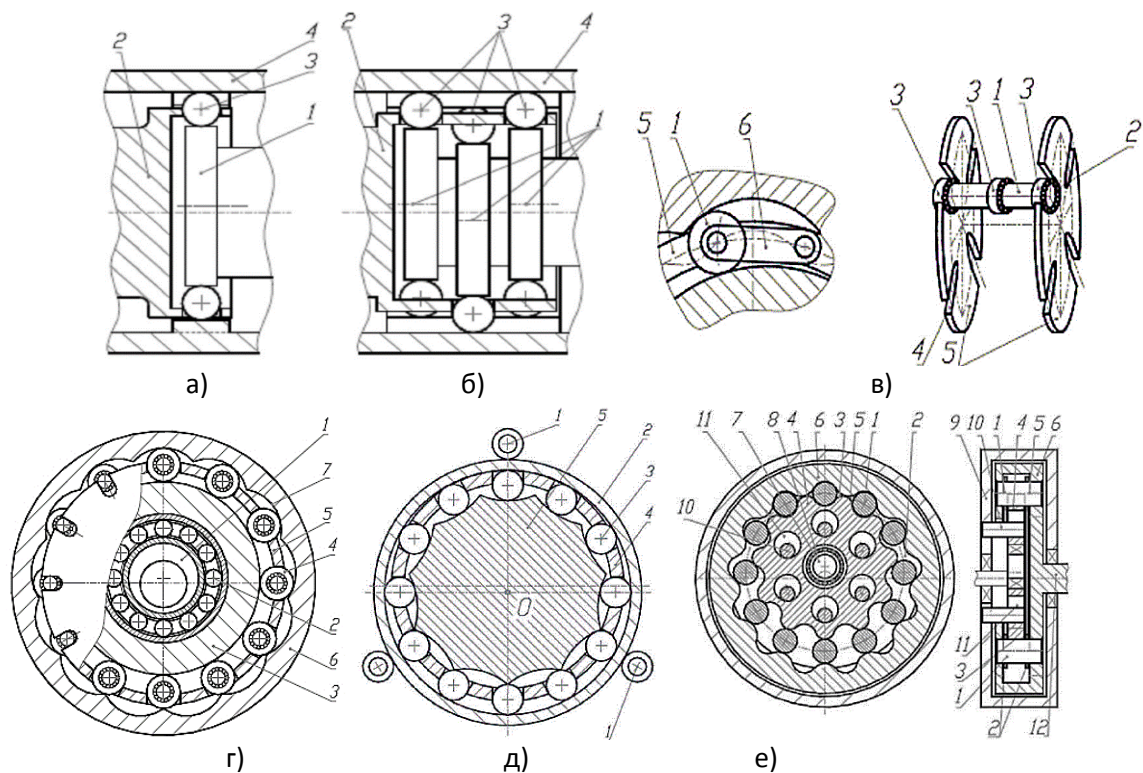


Рис.1 – Схемы волновых передач;
а – простая однорядная
б – простая многорядная
в – с измененной конструкцией сепаратора
г – с зубчатым колесом внутреннего зацепления
д – с зубчатым колесом внешнего зацепления
е – с зубчатой плавающей шайбой

Рассмотрим однорядную волновую передачу представленную на рисунке 1, а [4]. На схеме входным звеном служит эксцентриковый кулачок 1. Цилиндрическое водило 2, в продольных прорезях которого расположены тела качения 3, служит выходным звеном. Третьим звеном передачи является центральное неподвижное зубчатое колесо внутреннего зацепления 4, соединенное с корпусом передачи. Полный оборот эксцентрика 1 вызывает поворот водила 2 на один шаг зубчатого колеса 4. Передаточное число, определяется числом зубьев колеса 4, которое на единицу отличается от числа тел качения 3. Здесь уместно отметить, что в терминах предложенной в [4] классификации эксцентриковый кулачок 1 является волновым генератором, водило 2 – сепаратором. Передача, построенная по такой схеме, обладает всеми преимуществами традиционной волновой зубчатой передачи. Кроме того, она лишена её основного недостатка – потерь энергии на деформацию гибкого колеса и на трение между зубьями. Однако у неё имеется и существенный недостаток, особенно проявляющий себя в передачах с высоким моментом инерции с телами качения и эксцентриками больших размеров, а именно – неуравновешенность масс, и связанный с этим шум биения и повышенный износ. Для повышения передаваемого момента передачу выполняют многорядной, при этом для улучшения балансировки эксцентрики в рядах сдвигают по фазе (рис. 1, б), для увеличения передаточного отношения – двухступенчатой. Второй недостаток простых передач с промежуточными телами качения – это наличие трения скольжения между телами качения и поверхностями взаимодействующих с ними трех звеньев. Особенно важно уменьшить трение о стенки

сепаратора, т. к. он является наиболее слабым по прочности звеном. Известно несколько приемов такого уменьшения. Например, можно изменить конструкцию сепаратора или тел качения. В передаче, представленной на рисунке 1, в водило-сепаратор представляет собой два кольца 5, между которыми в шарнирах пластин 6 смонтированы роликовые тела качения 1. Так же существует конструкция, в которой на одном шарнире расположено два ролика. Один из них взаимодействует с эксцентриком волнового генератора, а другой – с периодической дорожкой качения, за счет чего уменьшается трение тел качения с каждым из трех взаимодействующих звеньев.

Дальнейшее развитие волновая передача получила в изобретении волнового генератора с плавающей шайбой. Трение тел качения об эксцентрик волнового генератора уменьшают, вынося дорожку качения на отдельное, свободно вращающееся на эксцентрике, звено. Схема передачи показана на рисунке 1, г. На эксцентрике 1 на подшипниках 2 установлено кольцо 3. Кольцо воздействует на тела качения 4, размещенные в прорезях сепаратора 5, и являющегося плавающей шайбой. Выходным элементом и неподвижным звеном являются либо водило-сепаратор 5, либо колесо 6 с зубчатым венцом 7 внутреннего зацепления. Такая схема, уменьшая трение тел качения о кулачковую поверхность волнового генератора, увеличивает дисбаланс масс.

Кинематическая схема передаточного механизма с промежуточными звеньями, изображенная на рисунке 1, д, отличается только взаимным расположением волнового генератора и зубчатого колеса. Волновой генератор представляет собой три эксцентриковых ролика 1, смещенных относительно оси передачи (точка О). На рисунке 1, д ролики 1 взаимодействуют с наружной поверхностью нажимного кольца 2, являющегося плавающей шайбой. Внутренняя поверхность нажимного кольца 2 взаимодействует с цепочкой тел качения 3, размещенных в прорезях неподвижного сепаратора 4. С другой стороны тела качения 3 взаимодействуют с зубчатым колесом 5 внешнего зацепления, являющегося выходным валом. Таким образом, схема передачи на рисунке 1, д является обращенной, волновой генератор расположен снаружи, а зубчатый профиль внутри.

Следующим шагом в направлении уменьшения трения и увеличения диапазона передаточных отношений являются передачи с двухзвенным передающим узлом (рис. 3, в). Многоволновой генератор представляет собой плавающую шайбу 4, на ободке которой выполнена периодическая поверхность 3. Планетарное движение шайбы 4 обеспечивают эксцентрик 7 и подшипник 8. Цепочка тел качения 1 взаимодействует с зубчатым венцом 3 плавающей шайбы 4 и с зубчатым венцом 5 центрального колеса 6. В результате этого взаимодействия плавающая шайба 4 кроме орбитального движения начинает вращаться вокруг собственной оси вращения. Основная особенность передачи состоит в том, что промежуточные тела качения взаимодействуют лишь с двумя звеньями, причем одно из них – плавающая шайба имеет возможность совершать два независимых движения: планетарное и вращение вокруг собственной оси. В отличие от простых преобразователей скорости в данной схеме отпадает необходимость в силовом сепараторе, т. к. плавающая шайба выполняет одновременно функцию двух звеньев: ее плоскопараллельное (планетарное) движение вызывается быстроходным валом, а во вращательном движении она связана с корпусом или выходным валом за счет передачи вращения между параллельными осями. Если сепаратор и присутствует в некоторых конструкциях, то он не несет, сколько-нибудь, существенных нагрузок. Функция сепаратора сводится к предотвращению их смещения друг относительно друга при совпадении вершин обеих периодических дорожек. Однако, в схемах с плавающей шайбой необходим дополнительный механизм, приводящий вращение плавающей шайбы к общей оси преобразователя. На рисунке 1, е это механизм параллельных кривошипов, который представляет собой закрепленные в корпусе 9 пальцы 10, по

которым обкатываются отверстия 11 в плавающей шайбе 4. Благодаря этому механизму шайба 4 не может вращаться, т.е. выполняет одновременно роль волнового генератора и опорного звена. Однако в передачах с плавающей шайбой имеется недостаток: значительно увеличен дисбаланс масс, по сравнению с передачами, в которых волновым генератором является зубчатое колесо наружного зацепления.

Обобщая вышеперечисленные передачи приходим к выводу, что передающие узлы, в которых тела качения взаимодействуют с дорожками только двух звеньев, имеют принципиальную возможность реализовать условие «чистого качения», т.е. движение тел качения относительно обеих кулачковых поверхностей без проскальзывания. Однако, класс радиальных цилиндрических передач имеет ряд недостатков: асимметричная по массе нагрузка на валу, износ или неточность изготовления деталей, технологическая сложность изготовления периодических дорожек качения на внутренних цилиндрических поверхностях. На сегодняшний день ведутся работы по устранению данных недостатков, для создания более долговечной и практичной к применению трансмиссии геохода.

После анализа возможности размещения и кинематической увязки редуктора внутри геохода была предложена схема применения волновой передачи с промежуточными телами качения в качестве трансмиссии геохода [4]. Основная идея заключается в использовании волновой передачи, представленной на рисунке 1, е, с двумя генераторами волн, которые имеют смещение в противоположные стороны (для снижения дисбаланса). На внутренней поверхности головной секции геохода размещают два зубчатых венца с числом зубьев венца на единицу больше числа шариков. А неподвижный сепаратор жестко соединен с концевой секцией геохода, которая неподвижна и удерживается от реактивного поворота стрингерами концевой секции. Преимущества данной схемы привода следующие: заменяется гидравлический привод на механическую передачу, хотя это и приводит к снижению крутящего момента, но для агрегатов небольшого диаметра нагрузочной способности волновой передачи будет вполне достаточно. Также к положительным сторонам можно отнести снижение металлоемкости агрегата и высокую надежность механической передачи.

Список литературы

1. Геовинчестерная технология и геоходы – наукоемкий и инновационный подход к освоению недр и формирования подземного пространства // В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков. «Уголь». – 2009. – №2. С. 26-29.
2. Разработка требований к трансмиссии геохода В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев. Инновационные технологии и экономика в машиностроении
3. Справочник конструктора-машиностроителя В.И. Анурьев. 2004 –№2.
4. В.В. Аксенов, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук, А.Б. Ефременков, 2010 Обзор волновых передач возможных к применению в трансмиссии геохода.

