© С.М. Федоров, 2005

УДК 622.7

С.М. Федоров

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕХАНИКИ ШАРОВ В ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЕ

Семинар № 15

В настоящее время возросла потребность в увеличении производства мелкодисперсных материалов в химической, строительной, лакокрасочной и других отраслях промышленности. Для получения этих материалов на обогатительных фабриках используются различные мельницы, среди которых следует выделить вибрационные мельницы, обеспечивающие при достаточной производительности высокую дисперсность материала, достигаемую в результате воздействия измельчающих тел, в качестве которых чаще всего используются стальные шары.

В последние десятилетия широкое распространение получили конструкции вибрационных мельниц с горизонтальным расположением помольных камер и инерционным вибровозбудителем (рис. 1), работающие в зарезонансном режиме.

Для изучения механики движения шаров в помольной камере горизонтальной трубной вибрационной мельницы в лаборатории кафедры горной механики и транспорта Московского государственного горного университета был смонтирован вибрационный стенд, схема которого представлена на рис. 2. Стенд позволял изменять частоту вращения и статический момент дебаланса в широких пределах. Одна из торцевых сторон помольной камеры была изготовлена из плексигласа, что дало возможность наблюдать за механикой процессов, проходящих внутри камеры. Диаметры шаров и помольной камеры составляли соответственно 10 мм и 150 мм. Амплитуда колебаний помольных камер варьировалась в пределах 1–4 мм. Колеблющаяся часть стенда совершала движения по траектории, близкой к круговой. Для изменения частоты колебаний использовался частотный преобразователь марки FRS-520S ECR фирмы “Mitsubishi”. Движение шаров внутри помольных камер фиксировались с помощью видеокамеры фирмы “Sony”. Затем видеоизображение оцифровывалось на жесткий диск ПК с целью дальнейшей обработки результатов. В процессе экспериментов помольные камеры последовательно заполнялись на 70, 80 и 90 % их объема стальными шарами. Для каждого случая заполнения изменялась частота вращения дебаланса от 100 до 2500 мин$^{-1}$ и его статический момент (таблица).

На рис. 3 приведены примеры видеокадров движения шаров в помольной камере без загрузки (а) и с загрузкой (б) измельчаемого материала. В качестве последнего использовали хрупкие материалы, например поваренную соль.

Шары без материала совершали циркуляционное движение с одинаковой угловой скоростью $\omega_ц$, в данном случае по часовой стрелке, в сторону противоположную вращению дебаланса с образованием угла α. Кроме того, все шары враща-

Статический момент дебаланса, кг×м	0,0108	0,0162	0,027	0,0378
Амплитуда колебаний стенда, мм	1,8	2,2	2,5	3,5

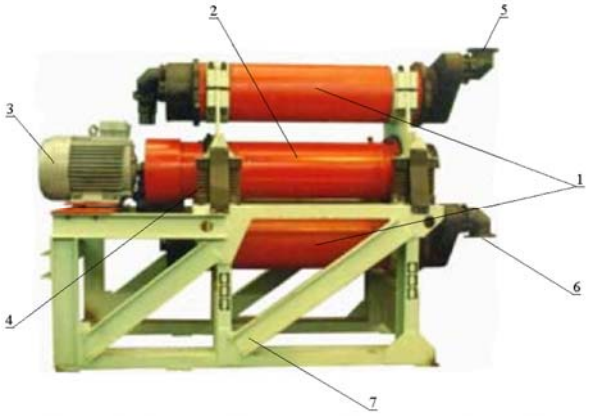
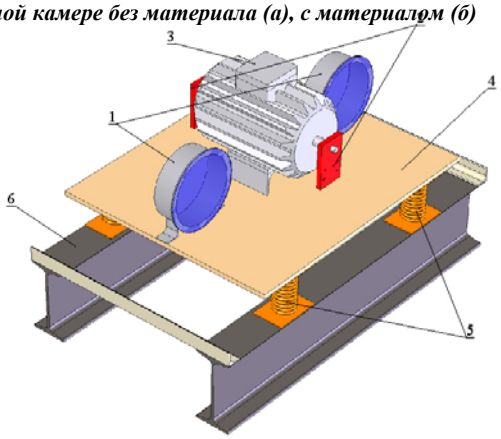


Рис. 1. Общий вид вибрационной мельницы с горизонтальным расположением помольных камер: *1* – помольные камеры; *2* – вибровозбудитель; *3* – электродвигатель; *4* – пружины; *5* и *6* – верхний и нижний патрубки; *7* – рама

Рис. 2. Схема вибрационного стенда: *1* – помольные камеры; *2* – дебалансы; *3* – электродвигатель; *4* – плита; *5* – пружины; *6* – рама

Рис. 3. Видеокадры движения шаров в помольной камере без материала (а), с материалом (б)



лись вокруг своего центра.

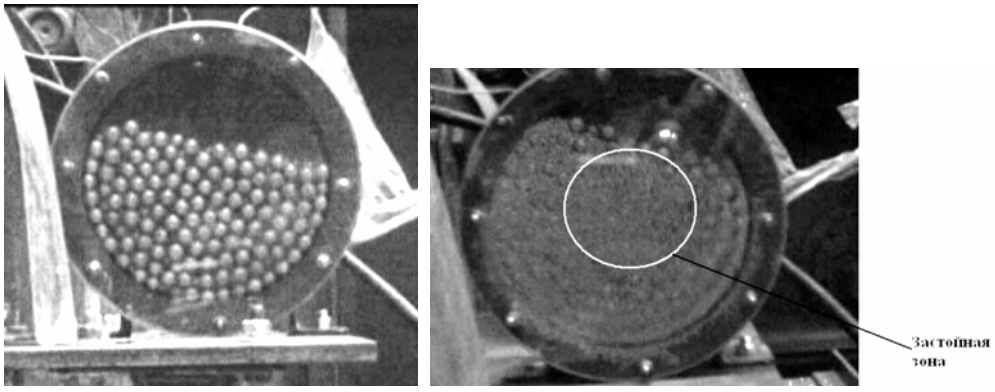
При циркуляции шаров с загрузкой материала в центре помольной камеры образовывалась застойная зона, в которой измельчающее воздействие шаров на материал минимальное.

В результате анализа видеофильма на рис. 4. выделено 5 зон различающихся характером движения шаров и загрузки.

В зоне *1*, в которой шары расположены возле внутренней стенки помольной камеры, шары совершали циркуля-ционное движение с угловой скоростью $\omega_ц$ и вращались вокруг своего центра со скоростью $\omega_ш$. В этой зоне происходило наиболее интенсивное истирание материала, который разрушается при взаимодействии “мелющее тело – материал – внутренняя стенка помольной камеры”. Скорость циркуляции $\omega_ц$ определялась частотой и амплитудой колебаний и находилась в диапазоне 3–17 $мин^{-1}$.

Из зоны *1* шары попадают в зону *3* и затем в зону *4*. В зоне *3* происходит ударно - истирающее разрушение материала, а в зоне *4* – ударное. Чем выше угол наклона загрузки α, тем с большей скоростью и ударным импульсом шары скатываются, соударяясь с шарами находящимися слоем ниже, и попадают в зону *4*. За счет увеличения угла наклона загрузки α возрастает ударный импульс в зоне *4*, так как шары с большей силой соударяются с внутренней стенкой помольной камеры. На величину угла влияют частота вращения и статический момент дебаланса. С ростом частоты и амплитуды колебаний угол плавно увеличивается и достигает максимального значения, при котором дальнейшее увеличение значений амплитуды и частоты колебаний не влияют на изменение угла α.

Менее интенсивное разрушение материала наблюдалось в зоне *2* ударно – истирающими воздействиями шаров, которые вращались хаотично относительно своих центров и циркулировали с угловой скоростью $\omega_ц$.



а б

Значения для скорости циркуляции шаров вокруг своего центра в зонах *1*, *2*, и *3* различны и лежат в пределах $\omega_ш$= = 120 – 180 об/мин.

В застойной зоне *5* разрушающее воздействие шаров на материал практически отсутствует, так как ударный импульс шаров, передаваемый от нижней внутренней стенки помольной камеры, достигает минимальных значений. Материал находится в данной зоне без воздействия на него разрушающего воздействия со стороны мелющих шаров очень длительное время, из–за чего ухудшаются качество измельчаемого материала, пропускная способность мельниц, производительность, и, как следствие, увеличиваются удельные энергозатраты на измельчение одной тонны готового продукта.

Образование застойной зоны в центре загрузки является недостатком конструкций мельниц с горизонтальным расположением помольных камер.

Таким образом, процесс измельчения материала в помольной камере происходит за счет:

- истирания о внутреннюю стенку при циркуляции загрузки относительно неподвижной камеры;
- истирания материала между шарами, вращающимися вокруг своего центра;
- ударного воздействия шаров на материал.

Наиболее интенсивно материал измельчается в зонах 1, 3, 4.

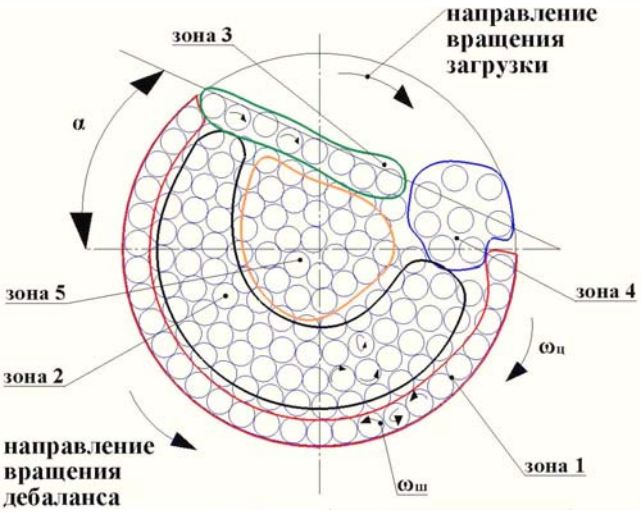


Рис. 4. Разбиение загрузки на динамические зоны

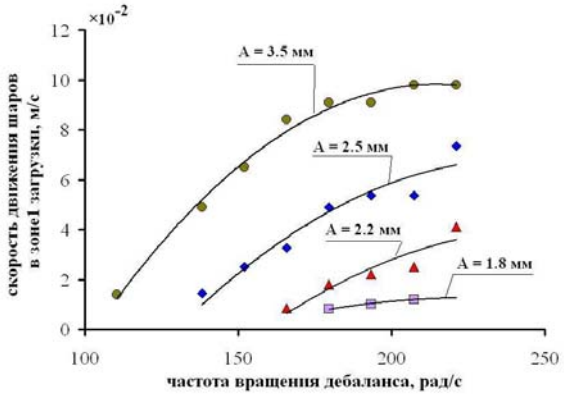


Рис. 5. Зависимости линейной скорости движения шаров в зоне 1 от частоты вращения дебаланса

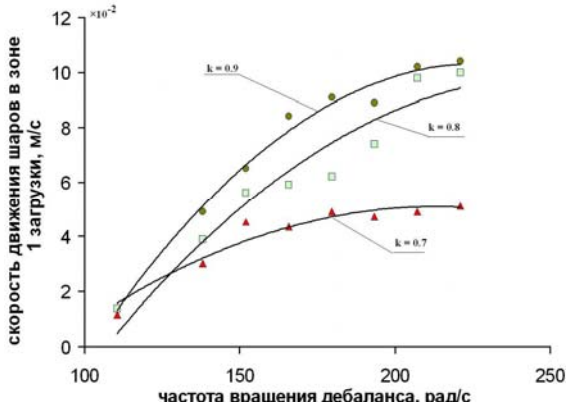


Рис. 6. Зависимости линейной скорости движения шаров в зоне 1 от частоты вращения дебаланса

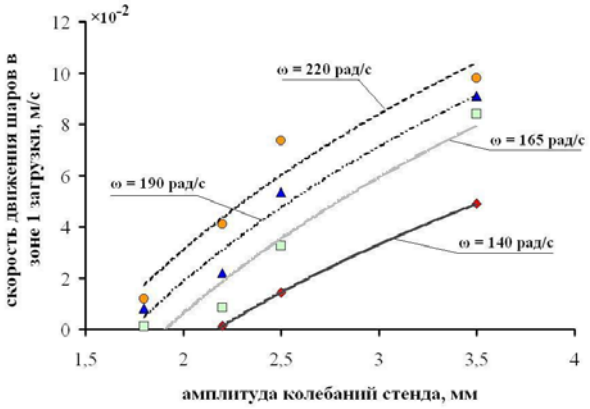


Рис. 7. Зависимости линейной скорости движения шаров в зоне 1 от амплитуды колебаний помольных камер

По результатам видеосъемки определялись линейные скорости циркуляции шаров в помольной камере.

На рис. 5. показаны зависимости изменения движения шаров находящихся в зоне 1 загрузки от частоты вращения дебаланса при коэффициенте заполнения помольной камеры k = 0,9, где $k = V_к / V_ш$, $V_к$ – объем камер, $V_ш$ – объем шаров.

Из графика на рис. 5 видно, что на скорость циркуляции загрузки влияют амплитуда колебаний и частота вращения вибровозбудителя. Причем, чем больше статический момент дебаланса, и следовательно, выше амплитуда колебаний помольной камеры, тем при меньшей частоте его вращения начинается циркуляция шаров. Таким образом, для обеспечения циркуляции шаров при маленьких амплитудах колебаний помольной камеры необходимо повышение частоты вращения вибровозбудителя. Линейная скорость движения шаров в зоне 1 с ростом частоты вращения дебаланса стабилизируется.

На скорость циркуляции шаров влияет степень заполнения ими помольных камер. На рис. 6 приведены зависимости из-

менения скорости движения шаров от частоты вибровозбудителя при различных коэффициентах k заполнения помольных камер стальными шарами. Амплитуда колебаний составляла 3,5 мм.

Из графиков видно, что при заполнении помольной камеры на 90% ее объема скорость циркуляции шаров и загрузки максимальная, а при заполнении на 70 % – минимальная. Полученный результат можно объяснить тем, что при большем заполнении увеличивается взаимодействие с внутренней стенкой помольной камеры.

Графики изображенные на рис. 7 показывают изменение линейной скорости движения шаров в зоне *1* от амплитуды колебаний стенда при различных частотах вращения дебаланса. Из графиков видно, что линейная скорость движения шаров увеличивается с ростом амплитуды и частоты колебаний.

- в горизонтальной вибрационной мельнице с траекториями движения помольных камер, близкими к круговым, в загрузке по характеру движения в камере можно выделить пять основных зон. Наиболее активные 1, 3 и 4 и застойная 5 зоны.
- измельчение материала в помольных камерах проходит от его истирания шарами (зона 1, 2), ударов и истирания (зона 3) и ударного разрушения (зона 4). Процесс истирания материала обеспечивается вращениями шаров загрузки вокруг своих центров тяжести.
- для получения небольших амплитуд колебаний камеры $A \leq 2{,}5$ мм, что необходимо при особо тонком помоле повышать частоту вращения вибровозбудителя свыше 2000 мин$^{-1}$.
- анализируя механизм движения шаров, можно заключить, что в горизонтальной трубной мельнице помол материала происходит, в основном, за счет его истирания.

Выводы:

Коротко об авторах

Федоров С.М. – аспирант, Московский государственный горный университет.

Р У К О П И С И ,

ДЕПОНИРОВАННЫЕ В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ МОСКОВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

1. Тавхитов Р.Р. Экономическое состояние нефтяной отрасли Республики Башкортостан (№ 413/08-05 — 25.05.05) 2 с.
2. Тавхитов Р.Р. Базовая методология оценки минерально-сырьевой безопасности (№ 414/08-05 – – 25.05.05) 6 с.

© Д.С. Кулагин, 2005

УДК 622.64

Д.С. Кулагин

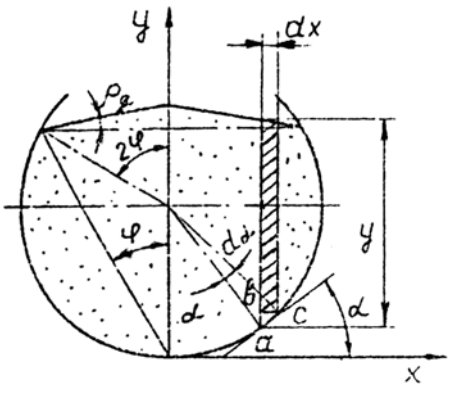
ВЛИЯНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ЛИНЕЙНОЙ ЧАСТИ ЛЕНТОЧНОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА

Семинар № 15

В настоящее время разработка и создание транспортных систем на базе ленточного трубчатого конвейера (ЛТК) является перспективной задачей. Несмотря на большое число конструкций и эксплуатируемых образцов, практически отсутствуют данные по основным техническим характеристикам трубчатых конвейеров, разрабатываемых различными зарубежными фирмами. Таким образом, возникает ряд задач для исследований, одной из которых является исследование поведения конвейерной ленты на ставе конвейера, в частности, решение задачи по обеспечению герметичности замкнутого объема в конвейерной ленте.

При расчете напряженно-деформированного состояния ленты ленточного трубчатого конвейера одним из возможных критериев, при котором конвейер считался неработоспособным являлось нарушение герметичности соединенной внахлестку ленты ЛТК из-за раскрытия стыка бортов ленты.Данное нарушение исключает одно из важнейших достоинств ленточного трубчатого конвейера - герметичной экологически безопасной транспортной системы со всеми вытекающими из этого последствиями.Решение такого рода задачи аналитическими методами, используемых ранее, крайне сложное, так как расчетная модель является нелинейной и содержит много переменных параметров. В данном случае автором использована ЭВМ и метод конечных элементов (МКЭ).

Численные методы расчета напряженно-деформированного состояния на основе программных комплексов для ЭВМ находят все большее распространение. Весьма большими возможностями облада-



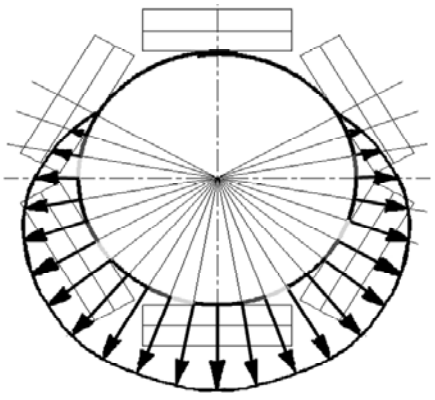


Рис. 1. Определение нагрузок на ленту от груза и эпюра поперечных давлений на ленту от груза

P(α

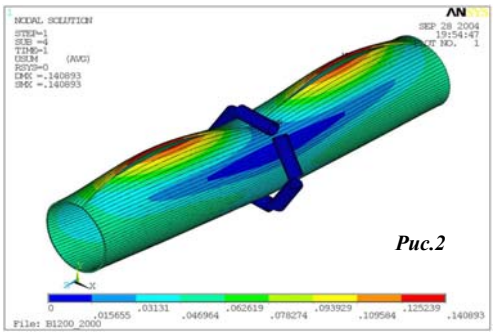


Рис.2

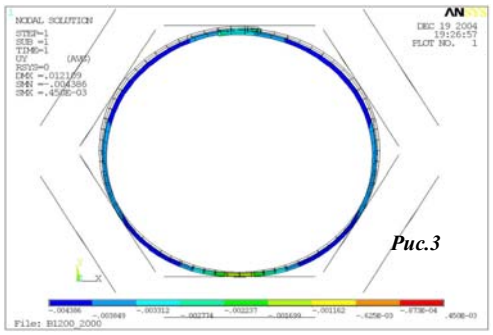


Рис.3

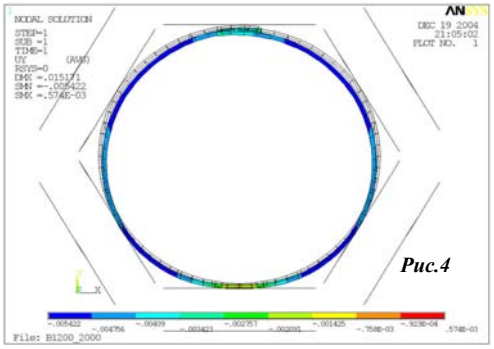


Рис.4

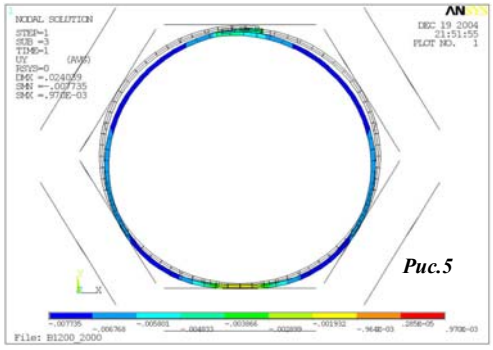


Рис.5

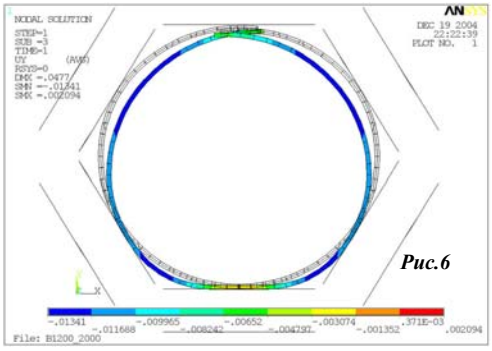


Рис.6

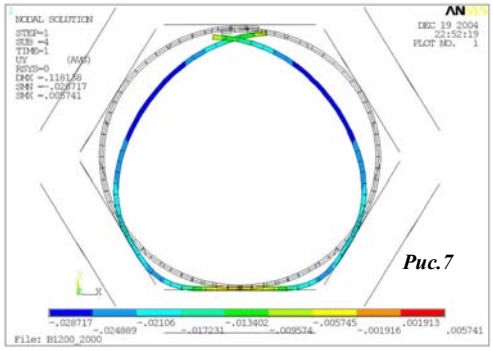


Рис.7

ет программный комплекс ANSYS (продукт фирмы ANSYS Inc.), позволяющий решать краевые задачи в таких областях, как гидромеханика, колебания, теплопроводность, прочность, специфические конструкции в виде трубных систем и т. п. Программу используют для оптимизации проектных разработок на ранних стадиях, что снижает стоимость продукции; программа позволяет расчетчику работать «с листа», используя первоначальные эскизные прорисовки и на их основе создавать модели для анализа.

В расчетной модели лента трубчатого ленточного конвейера принята как ортотропная цилиндрическая оболочка. Для задания нагрузок, действующих на ленту, для определения заполнения поперечного сечения, использовались результаты диссертационной работы Гущина В.Н. В расчетах использовались полученные в работе зависимости по определению активных

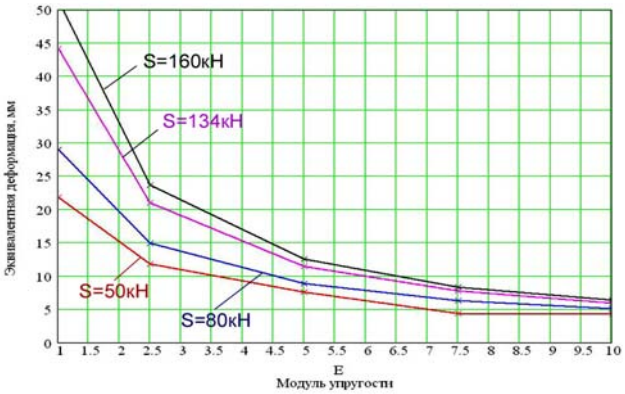


Рис. 8. Зависимость деформации ленты на роликоопоре ленточного трубчатого конвейера в зависимости от модулей упругости ленты при различных рабочих натяжениях

$P_{акт}(\alpha)$ и пассивных $P_{пас}(\alpha)$ нагрузок на ленту от груза.

$$P_{act(\alpha)} := R\gamma \frac{g}{\Delta\alpha} \int_{\alpha}^{\alpha+\Delta\alpha} (\cos 2\phi + \cos\alpha \times \left[(\cos\alpha)^2 + m \frac{(\sin\alpha)^2}{1} \right] d\alpha$$

$$P_{pas(\alpha)} := R\gamma \frac{g}{\Delta\alpha} \int_{\alpha}^{\alpha+\Delta\alpha} (\cos 2\phi + \cos\alpha) \times \left[(\cos\alpha)^2 + 1 \frac{(\sin\alpha)^2}{m} \right] d\alpha$$

В данной статье приведены результаты моделирования, проведенные для ленточного трубчатого конвейера длиной 2000 м с ленты шириной 1200 мм, угол заполнения φ = 30° (рис. 1), плотность груза 2000 кг/м^3. Перед тем как определить физико-механические свойства ленты, которые необходимо заложить в расчетную модель, производится предварительный тяговый расчет конвейера. Затем выбирался конкретный тип ленту, продольный модуль упругости (по основе) которой на графиках результатов моделирования принят за 10. Поперечный модуль упругости (по утку) ленты в процессе моделирования принимался равным 10 % от продольного, расстояние между роликоопорами принималось 1 м. Моделирование заключался в том, что при различных рабочих натяжениях модули упругости ленты уменьшались поэтапно в десять раз. На рис. 2 показана форма ленты, полученная при одном из вариантов расчета на котором видно, что произошло раскрытие соединения бортов ленты, т.е. возникло нарушение герметичности. На рисунках с третьего по седьмой показана форма поперечного сечения ленты ленточного трубчатого конвейера, полученная в одном из расчетов при значениях модуля упругости 10E, 7.5E, 5E, 2.5E и 1E при постоянном натяжении S = 80 кН.

На рис. 6 и 7 приведены результаты расчетов формы поперечного сечения ленты ЛТК, использование которой в данном типе конвейеров считается нецелесообразным. На рис. 8 приведен график, характеризующий зависимость деформации формы поперечного сечения ленты ЛТК на роликоопоре центральной части конвейера при различных натяжений натяжениях ленты, взятых из диапазона натяжений, полученных при тяговом расчете.

Коротко об авторах

Кулагин Д.С. – аспирант, кафедра «Горная механика и транспорт», Московский государственный горный университет.

© А.В. Дьяченко, 2005

УДК 622.64

А.В. Дьяченко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СЫПУЧЕГО ГРУЗА ПРИ ПОВЫШЕННОЙ СТЕПЕНИ ОБЖАТИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТОЙ

Как показано нами в работе [1], характер напряженно-деформированного состояния сыпучего груза при обжатии лентой трубчатого конвейера существенно отличается от напряженно-деформированного состоянияруза на ленте обычной или даже повышенной желобчатости. Рассматриваемое напряженно-деформированное состояния формируется на участке сворачивания ленты с грузом в трубу. Поэтому для проверки достоверности выводов, полученных при теоретическом исследовании напряженно-деформиро-ванного состояния груза на участке сворачивания, а также разработки феноменологической модели этого процесса, нами выполнено экспериментальное исследование, при котором трубчатый конвейер с участками сворачивания и разворачивания ленты имитировался двумя жесткими коническими опорами скольжения (рис. 1).

Применение двух встречно расположенных друг к другу конусов - обжимающего *2* и расширительного *4* позволило создать в конце процесса сворачивания в трубу краевые условия на контуре поперечного сечения ленты 1 близкие к жесткой заделке. Внутри расширительного конуса *4* расположена перегородка *3*, движущаяся синхронно с лентой для создания подпора, предотвращающего выдавливания груза из зоны сжатия вперед по ходу движения ленты.

В качестве сыпучего груза использован кристаллическая смесь хлоридов кальция, калия и магния, применяемый в качестве противогололедного реагента, с крупностью частиц в пределах 1–5 мм. Груз помещался на ленту послойным насыпанием. Всего было сделано пять слоев, поверхность каждого из них припудривалась водорастворимым красителем, что в дальнейшем позволило получить семейство из пяти цветных линий, показывающих характер движения материала в процессе деформирования. Высота уровня груза в каждом сечении устанавливалась, исходя из постоянной погонной загрузки ленты, определяемой наименьшей площадью сечения конусов.

В процессе эксперимента лента с грузом протаскивалась вперед на 300 мм, так как при преобразовании желобчатого сечения ленты в трубчатое происходит активное течение материала (значительные пластические деформации), и при большей длине протаскивания первоначально горизонтальные цветные линии изменяют свою форму настолько, что сложно представить промежуточные этапы этих изменений и интерпретировать полученную картину. Протаскивание ленты с грузом осуществлялось вручную, так как при этом обеспечивается необходимая плавность процесса деформирования и предот-

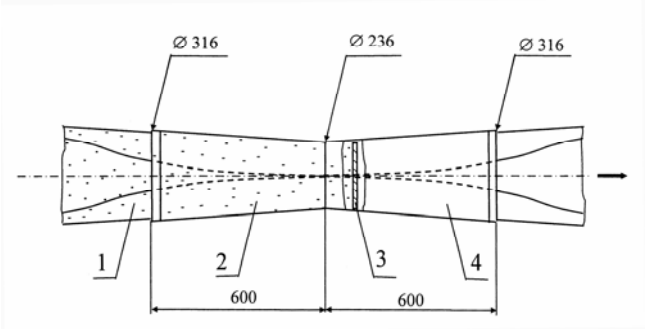


Рис. 1. Схема проведения эксперимента

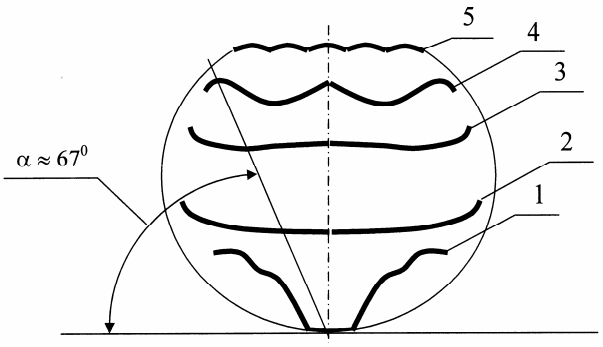


Рис. 2. Пример деформированного состояния поперечного сечения груза

вращается скручивание ленты, а также образования на ней гофр.

Исследуемые сечения освобождались послойным откапыванием. Груз, находящийся перед исследуемым сечением, удалялся скребком, освобожденное сечение увлажнялось, краситель растворялся, проникая в прилегающие слои груза, в результате чего образовывались цветные прослойки.

Применение для преобразования желобчатого сечения ленты с грузом в трубчатое гладкой непрерывной конической поверхности позволяет производить плавное непрерывное сжатие груза без резкого ступенчатого изменения его напряженно-деформирован-ного состояния, что придает эксперименту дополнительную чистоту. Незначительный объем красящего вещества и мелый, по сравнению с размерами экспериментальной установки, размер частиц груза также способствуют получению более четкой картины с плавными линиями, без изломов, разрывов и локализованных сдвигов.

На рис. 2 приведен пример деформированного состояния поперечного сечения груза, соответствующий высокой степени обжатия (почти круговой контур).

Экспериментальные исследования показали, что свободная поверхность груза на ленте (линия 5), первоначально ровная и горизонтальная, остается в процессе деформирования практически такой же, лишь становится слегка волнистой. В нижней части сечения (линия 1) происходит наиболее интенсивное деформирование груза. Вблизи оси симметрии груз выдавливается вниз, здесь окрашенный слой буквально «размазывается» по поверхности ленты. По мере удаления от оси симметрии происходит все большее выдавливание груза на периферию вдоль поверхности ленты.

В средней части сечения (линии 2 и 3) на периферии также происходит выдавливание груза вдоль поверхности ленты (поднимающаяся лента увлекает прилегающие к ней слои груза за собой). Вблизи оси симметрии в средней части происходит боковое сжатие груза при практически однородном поле напряжений. При этом окрашенные слои остаются почти горизонтальными и имеют слегка волнообразную форму.

В верхней части сечения (линия 4) вблизи оси симметрии наблюдается интенсивное вытеснение груза вверх. Здесь, вблизи свободной поверхности груза, более ясно виден процесс бокового сжатия и вертикального вытеснения груза полем напряжений, близким к однородному, как и в средней части сечения. На периферии, вблизи поверхности ленты направление течения груза резко изменяется – он выдавливается вниз вдоль поверхности ленты, навстречу движущимся вверх точкам сворачиваемой ленты.

Заметим, что форма окрашенных линий не отражает, вообще говоря, ни сетки линий скольжения, ни сетки линий главных напряжений, а лишь позволяет приближенно судить о направлениях движения точек сыпучей среды.

Полученная экспериментально картина деформирования груза подтвер-

ждает выводы, полученные при теоретическом исследовании, в частности, о том, что в нижней части сечения движущиеся вверх точки сворачиваемой ленты увлекают за собой частицы груза, а в верхней части сечения частицы груза движутся вниз вдоль поверхности ленты. Причем теоретически характер движения частиц груза изменяется при значении угла заполнения сечения желоба ленты α, характеризуемом соотношением $\mathrm{tg}\,\alpha = 2\alpha$ ($\alpha \approx 67^0$). Это с достаточно высокой точностью подтверждается данными эксперимента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Дмитриев В.Г., Дьяченко А.В.* Методы анализа объемного напряженного состояния сыпучего груза в закрытом желобе трубчатого ленточного конвейера. – ГИАБ, №12, 2004, с. 241 – 243.

Коротко об авторах

Дьяченко А.В. – аспирант, кафедра «Горная механика и транспорт», Московский государственный горный университет.

НОВИНКИ

ИЗДАТЕЛЬСТВА МОСКОВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

Кутузов Б.Н., Нишпал Г.А. Технология и безопасность изготовления и применения взрывчатых веществ на горных предприятиях: Учебное пособие. — 2-е изд., стер. — 246 с.

ISBN 5-7418-0057-2 (в пер.)

Приведены классификация и характеристики промышленных ВВ, изготавливаемых на горных предприятиях. Дана характеристика компонентов, изложены технологии приготовления и применения сухих гранулированных и водосодержащих взрывчатых веществ. Описано оборудование для приготовления и применения этих ВВ. Приведены сведения о ВВ, полученных из утилизированных боеприпасов, для использования их в качестве компонентов промышленных ВВ. Показана техническая, экономическая и экологическая эффективность приготовления промышленных ВВ на горных предприятиях. Рассмотрены основные вопросы безопасности приготовления и применения ВВ, условия возникновения и развития аварийных ситуаций, а также методы их предупреждения и локализации.

Для студентов горных вузов и факультетов, обучающихся по специальностям «Открытые горные работы», «Физические процессы горного производства», «Взрывное дело» направления подготовки дипломированных специалистов «Горное дело».

УДК 622.235.2+622.235.4

© В.В. Зотов, 2005

УДК 622.64

В.В. Зотов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК С ЛЕНТОЧНЫМ

Первые исследования подъемных установок с ленточными тяговыми органами проводились с целью снижения габаритов и материалоемкости подъемных машин. Проводились работы по применению вместо головных канатов металлических лент [1]. Однако такой серьезный недостаток металлических лент, как мгновенное разрушение ленты при появлении в ней дефекта, приостановил разработки подъемного оборудования с металлическими лентами.

Значительно повысить сроки службы тяговых органов может позволить замена головных канатов подъемных установок резинотросовыми лентами. Преимущества ленты заключаются в защите несущей тросовой основы резиновыми обкладками от внешних воздействий, обусловленных агрессивной шахтной средой, снижении периодических нагрузок в тросах при огибании лентами приводных и отклоняющих шкивов при снижении их диаметра, а, следовательно, динамических нагрузок на привод. Практически исключается раскручивание и скручивание тросов в лентах в отличие от канатов.

Недостаток ленточных тяговых органов по сравнению с канатными – увеличение погонной массы в связи с наличием резиновых обкладок лент и увеличение максимальных статических и динамических нагрузок на них.

В начале 90-х годов украинскими учеными проводились исследования возможности применения резинотросовых канатов в качестве подъемных [2]. Был предложен ряд схем бобинных подъемников для глубин более 1000 м со специально разработанными резинотросовыми канатами.

Современное развитие бобинные подъемные установки со специально разработанными резинотросовыми канатами типа SAG получают за рубежом [3] для проходки стволов. К недостаткам этих установок можно отнести сложность управления и дополнительные поперечные сжимающие нагрузки на канаты при многослойной навивке на бобину.

Перечисленные недостатки могут быть устранены при замене резинотросовой лентой нескольких канатов многоканатных подъемных установок со шкивами трения.

Эксплуатационные расчеты и выбор подъемных машин со шкивами трения (рис. 1) осуществляются по трем параметрам – диаметру барабана (шкива) D, максимальному натяжению тягового органа S_{max} и максимальной разнице натяжений груженой и порожней ветвей тягового органа F_{max} при максимальной высоте подъема сосудов H [4].

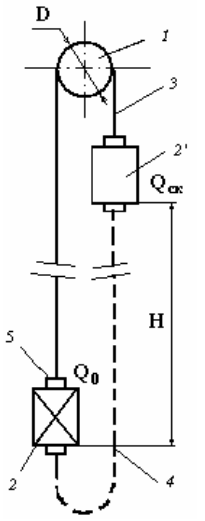


Рис. 1. Схема подъемной установки: *1* – приводной барабан; *2, 2'* – груженый и порожний подъемные сосуды соответственно; *3* – головные тяговые органы; *4* – уравновешивающие канаты; *5* – подвесное устройство скипа

а) б)

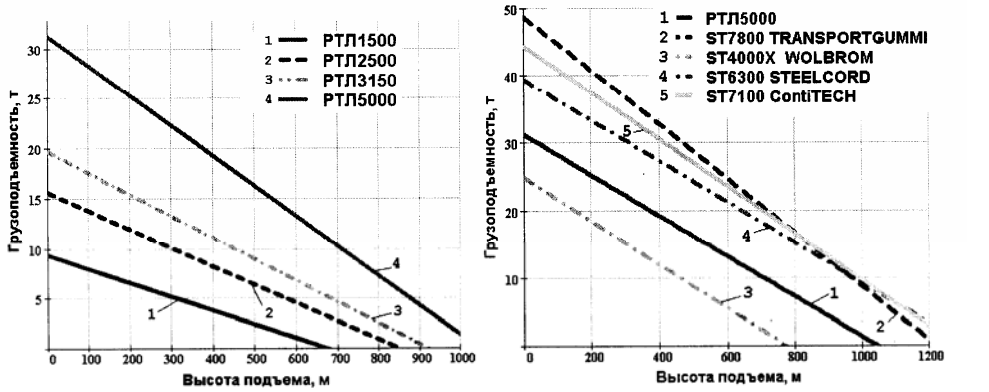


Рис. 2. Зависимости диаметров приводных барабанов от диаметров тросов лент

Для ограничения изгибных напряжений в канатах расчетный диаметр барабана (шкива) подъемной машины принимается равным:

$$D = k_д \cdot d \,, \qquad (1)$$

где d – диаметр каната, мм; $k_д$ – коэффициент соотношения между диаметрами канатоведущего шкива и каната. Правилами безопасности рекомендуется принимать: для многоканатных подъемных машин с отклоняющим шкивом $k_д \geq 95$, для одноканатных со шкивом трения – $k_д \geq 120$.

На рис. 2 показаны графики минимальных диаметров канатоведущих органов при $k_д = 95$ (линия 1) и $k_д = 120$ (линия 2) при использовании резинотросовых лент с различными диаметрами их армирующих тросов.

Для сравнения на том же рисунке приведены диаметры барабанов, рекомендуемые производителями конвейерных лент, в зависимости от диаметров d_m тросов лент. Из графиков видно, что практически все диаметры барабанов рекомендуются больше минимально допустимых. В таблице приведены диапазоны значений коэффициента $k_д$, исходя из рекомендаций фирм по выбору диаметров барабанов для лент.

Ленты	$k_д$
КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА	105-155
ContiTech	130-175
FLEXSTEEL	150-175

Максимальное натяжение тягового органа S_{max} в верхней точке груженой ветви подъемной установки

$$S_{\max} = (p \cdot H + Q_{ск} + Q_{гр})g \,, \qquad (2)$$

где p – погонная масса ленты, кг/м; g – ускорение свободного падения, м/с^2; $Q_{ск}$, $Q_{гр}$ – массы скипа и груза соответственно, кг. Для подъемных установок со шкивами трения со стандартными скипами примерно $Q_{гр} \approx Q_{ск} \approx 0,5 \cdot Q_0$; Q_0 – масса концевого груза, кг.

В то же время при выборе резинотросовой ленты:

$$S_{\max} = \frac{B \cdot \sigma_p}{m} \,, \qquad (3)$$

где B – ширина ленты, м; σ_p – разрывная прочность ленты, Н/мм; n – коэффициент запаса прочности на разрыв; в наиболее тяжелых условиях эксплуатации лент принимается равным n = 8-10.

Решая выражения (2) и (3) совместно получим

$$Q_{гр} = 0,5 \cdot \left(\frac{1000 \cdot B \cdot \sigma_p}{m} - p \cdot H \cdot g \right). \qquad (4)$$

На рис. 3, а показаны зависимости грузоподъемности от высоты подъема подъемных установок с резинотросовыми лентами РТЛ (КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА) шириной 1000 мм. На рис. 3, б приведено сравнение

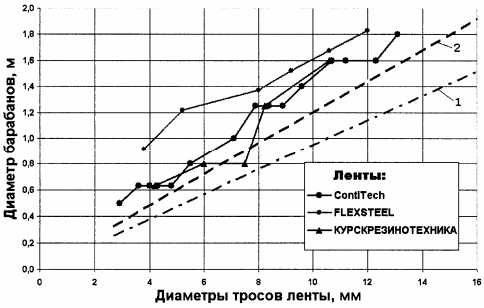


Рис. 3. Зависимости грузоподъемности от высоты подъема при использовании резинотросовых лент

грузоподъемности подъемных установок при замене канатов резинотросовыми лентами, выпускаемыми для ленточных конвейеров, РТЛ5000 и наиболее мощными лентами зарубежного производства – TRANSPORTGUMMI, STOMIL WOLBROM, ContiTech и STEELCORD.

По сравнению с канатными тяговыми органами ленточные из изготавливаемых конвейерных резинотросовых лент будут иметь до 30 % более высокую погонную массу [5]. Это приводит к уменьшению грузоподъемности подъемных установок с ленточным тяговым органом. При одинаковых разрывных усилиях канатов и лент сохранение прежней максимальной грузоподъемности возможно путем применения лент с более высоким разрывным усилием или уменьшением высоты подъема.

Следует также отметить, что в расчетах использовалась завышенная погонная масса конвейерных лент, имеющих повышенную толщину резиновых обкладок в связи с их износом перемещаемым грузом. При работе подъемных установок такой износ вообще исключен и, кроме того, ленты будут работать в более благоприятных условиях (отсутствие продольных изгибов лент при образовании желобчатости и поперечных изгибов на роликах).

С учетом прочностных характеристик в случае использования ленточных тяговых органов шириной В = 1000 мм на подъемных установках при высоте подъема 400 м грузоподъемность находится в диапазоне 12-32 т. Для 200 м диапазон грузоподъемности составляет 18-40 т в зависимости от типа лент.

При применении в качестве тягового органа резинотросовой ленты важным вопросом является работоспособность обкладок ленты. Удельное давление тросов ленты на обкладку определяется по известной формуле:

$$\tau = \frac{2 \cdot S_{\max}}{n_m \cdot d_m \cdot D}, \qquad (5)$$

где n_m – число тросов в тросовой основе ленты.

Приближенно число тросов (без учета бортов ленты) можно найти из выражения:

$$n_m = \frac{B - t}{t + d_m}, \qquad (6)$$

здесь t – шаг тросов в ленте. С учетом выражений (1), (2) и (6) формула (5) приобретает вид

$$\tau = \frac{2(t + d_m) \cdot (p \cdot H + Q_{ск} + Q_{гр}) g}{(B - t) \cdot k_д \cdot d_m^2}. \qquad (7)$$

Зависимости удельного давления от высоты подъема и грузоподъемности подъемной установки приведены на рис. 4. Нижняя и верхняя границы зон давления соответствуют значениям ширины лент – 1000 и 1200 мм. Зависимости определялись для подъема на высоту до 1000 м груза массой $Q_{гр}$ = 10-50 т при помощи установки с резинотросовой лентой РТЛ5000.

Для резинотросовых лент допустимое значение $\tau_{доп}$ принимается не выше 3000 кПа [5]. Из графика видно, что за пределы допустимого удельного давления попадает подъем груза массой 50 тонн начиная с 400 м лентой меньше 1,2 м. В этом случае удельное давление тросов на обкладку можно уменьшить

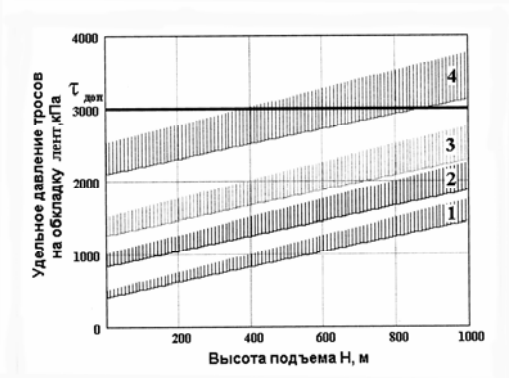


Рис. 4. Изменение удельного давления тросов на обкладку лент от высоты подъема при В=1000-1200 мм и грузоподъемности: *1* - 10 т; *2* – 20 т; *3* – 30 т; *4* – 50 т

при помощи увеличения диаметра барабана (коэффициент k_∂). Изменения других параметров приведут к ухудшению характеристик подъема. Например, увеличение ширины ленты повысит массу перемещаемой ленты и уменьшит удельный вес полезного груза.

Работа резинотросовой ленты в области допустимых давлений тросов на обкладку позволяет предположить, что при использовании конвейерных резинотросовых лент на шахтном подъеме выдавливание тросов из ленты будет наблюдаться не больше, чем на конвейерном транспорте.

Анализ полученных данных показывает, что подъемные установки с изготавливаемыми конвейерными резинотросовыми лентами шириной до 1 м могут быть применены при высоте подъема Н≤600 м и грузоподъемности до 25 т. Влияние на грузоподъемность увеличивается с ростом высоты подъема, поэтому подъемные установки с ленточным тяговым органом исходя из статического разрывного усилия лент возможно применять при глубине подъема до 500-600 м.

Давление тросов лент на их обкладки на барабанах практически не лимитируют высоту подъема и грузоподъемность подъемных установок. Более точные верхняя и нижняя границы высот подъема должны устанавливаться с учетом ряда факторов: динамических нагрузок в ленточном тяговом органе и его приводе, удобства эксплуатации и т.п.

В качестве тягового ленточного органа подъемных установок целесообразно применять резинотросовые ленты с уменьшенной толщиной резиновых обкладок. Изготовление таких лент не представляет трудностей, и фирмы, например GOODYEAR, предлагают изготавливать ленты с заданной заказчиком толщиной обкладок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. № 631428 (СССР) Многоканатная подъемная установка./ С.Н.Дьяченко, В.А. Пивин, Д.А. Дударев и др.- Опубл. в Б.И. 1978 г. №41.

2. О создании подъемных установок большой грузоподъемности с несущими резинотросовыми лентами/В.И. Онищенко, Л.В. Колосов, К.С. Заболотный и др.//Горный журнал - 1980 г. №5, с. 36-39.

3. *Carbogno A.* Bobbin drum hoists with flat steel rubber-coated ropes/LOADO2001. Logistics & Transport/ Zbornik – ADS Graphic, Koshice 2001, p. 218-221.

4. *Гришко А.П., Шелоганов В.И.* Стационарные машины и установки: Учебное пособие для вузов. – М.: Издательство МГГУ, 2004 г. – 328 с.

5. *Колосов Л.В.* Рациональные параметры высокопрочных резинотросовых канатов//Изв. Вузов. Горный журнал. – 1989 г. №2, с. 105-109.

Коротко об авторах

Зотов В.В. – ассистент, кафедра «Горная механика и транспорт», Московский государственный горный университет.