

## МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСИММЕТРИЧНОЙ НАГРУЗКИ РАЗРЕЗНЫХ БАРАБАНОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Изложены результаты моделирования несимметричной нагрузки барабана шахтной подъемной машины ЦР – 6х3,4/0,6.

Наведено результати моделювання несиметричного навантаження барабана шахтної підйомної машини ЦР – 6х3,4/0,6.

The results of modeling asymmetrical loading of mine winder ЦР – 6х3,4/0,6 are considered.

**Актуальность работы.** Уменьшение металлоемкости и повышения прочности и долговечности барабанов шахтных подъемных машин (ШПМ) – актуальная техническая задача. Заклиненная и переставная части барабана и вал изгибаются как балка, что приводит к снижению долговечности и возникновению усталостных трещин. Обоснование параметров необходимой изгибной жесткости барабана с валом невозможно без корректного определения несимметричной нагрузки.

**Состояние вопроса.** На данный момент не существует обоснования расчетных нагрузок в основных расчетных случаях, поэтому при расчете барабанов ШПМ необходим учет тормозной нагрузки, сосредоточенных сил наматываемого и разматываемого каната и силы тяжести. В связи с этим, моделирование несимметричной нагрузки барабанов ШПМ является актуальной научной задачей.

**Цель работы** – обосновать компьютерную модель несимметричной нагрузки на барабан ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 путем анализа работы барабана и нагрузок, действующих на него; создания и исследования компьютерных моделей тормозной нагрузки барабана, взаимодействия наматываемого и сматываемого канатов с барабаном, учета собственного веса намотанного каната.

Барабан подъемной машины производства ЗАО «НКМЗ» (рис.1) – одинарный, разрезной, цилиндрический, сварной конструкции. Каждая часть барабана, переставная 11 и заклиненная 12, по наружной поверхности имеет винтовую нарезку под канат 14. Нижний сматываемый порожняковый канат 2, закрепленный на заклиненной части барабана, может навиваться только до разреза, т.е. до переставной части барабана. Верхний наматываемый грузовой канат 1, закрепленный на переставной части барабана, переходит через разрез.

Обечайка 8, выполненная в виде вальцованного из толстолистного металла цилиндра, относится к осесимметричным цилиндрическим конструкциям. Витки трения и канат для испытаний укладывается между малой 6 и большой ребордами 7, приваренных к обечайке.

Машины с разрезным барабаном оснащаются двумя тормозами с тормозными колодками 3, тормозные поля 4 расположены с наружных сторон заклиненной и переставной частей барабана и являются их продолжением. Эти участки оболочек опираются на лобовины 16, симметрично ослабленные

круговыми отверстиями, усиленные набором ребер 17, косынок 13, которые приварены к лобовинам и к внутренней поверхности обечайки соответственно. Лобовины в верхней части привариваются непрерывными сварными швами к участку оболочек, в нижней, при помощи болтов, крепятся к опорным ступицам 5 вала 9. Вал опирается на сферические роликовые подшипники 10.

Для увеличения жесткости при транспортировке и монтаже барабана лобовины соединяются между собой швеллерами 18.

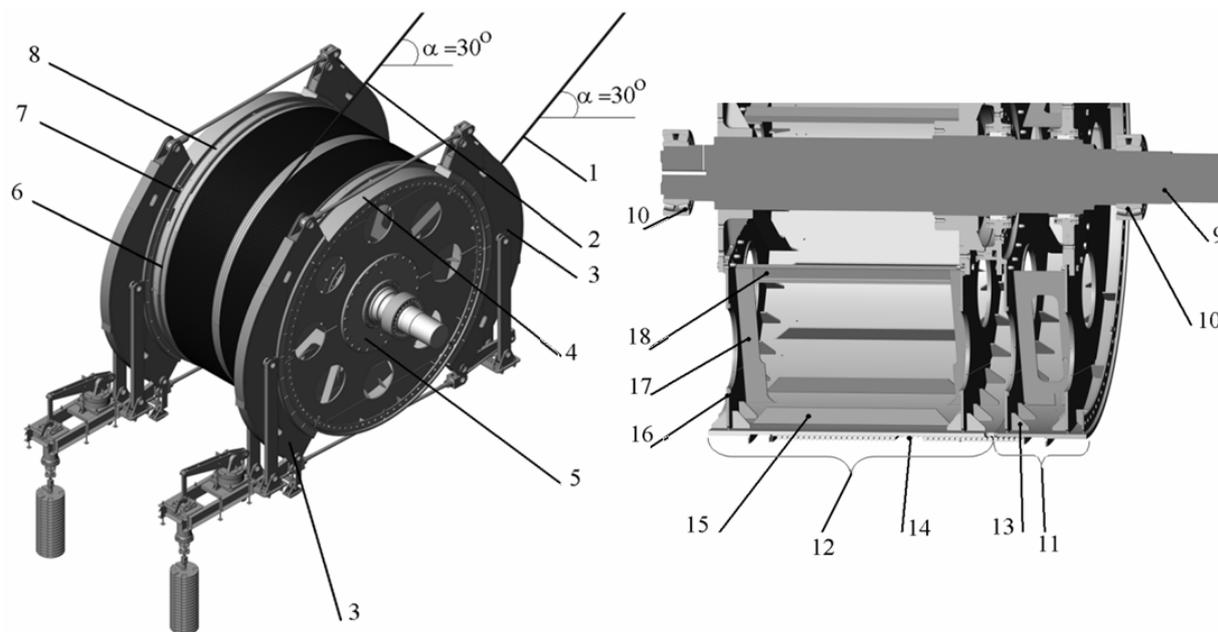


Рис.1. Твёрдотельная модель барабана ШПМ

Под действием усилий от веса наматываемого каната и веса подъемного сосуда с грузом или без него во время вращения барабана происходит деформирование обечайки. В каждый момент времени при работе верхняя часть обечайки испытывает сжимающие нагрузки и прогибается. В то же время противоположная часть обечайки растянута. Таким образом, обечайка с лобовинами и валом изгибаются как балка. Под действием знакопеременных нагрузок обечайка совершает колебания, что приводит к усталостным трещинам в местах соединений обечайки с лобовинами.

ЗАО «НКМЗ» предлагает дополнительно оснастить барабан продольными ребрами (стрингерами) 15 для повышения продольной жесткости. Стрингеры установлены на внутренней поверхности обечайки с равномерным круговым шагом, параллельно оси вращения вала барабана, при этом, они не соприкасаются с лобовинами, а на каждом конце стрингера выполнен плавный криволинейный переход его высоты к внутренней поверхности обечайки.

Тормоз машины с поступательно перемещающимися колодками и грузовым пневматическим тормозным приводом выполняет функции рабочего и предохранительного торможения; рабочее – пневматическое, предохранительное – пневмогрузовое. При работе подъемной машины усилия от двух тормозных приводов действуют на тормоза совместно, а в момент выключения механизма перестановки – отдельно.

Нагрузки от тормозных колодок на тормозные поля обечайки: тормозной момент и горизонтальная прижимная сила.

Исходные данные:  $S_T = 270$  кН – разность статических натяжений канатов;  $k_1 = 2$  – количество тормозных колодок на одном тормозе;  $f = 0,3$  – коэффициент трения;  $R_T = 2990$  мм – радиус тормозного поля;  $b_T = 400$  мм – ширина тормозного поля;  $\beta_1 = 38^\circ$ ,  $\beta_2 = 142^\circ$  – углы от вертикали до начала и конца тормозной балки соответственно при угле обхвата  $\alpha = 104^\circ$ ;  $\beta$  – текущий угол, который изменяется от  $\beta_1$  до  $\beta_2$ ;  $p = 607,95$  кПа – максимально возможное давление воздуха в рабочем пневмоцилиндре;  $z = 3,889$  – передаточное отношение тормоза при рабочем торможении;  $\eta = 0,9$  – КПД тормоза;  $d_T = 500$  мм – диаметр рабочего цилиндра.

Рассчитаем нагрузки на обечайку при предохранительном торможении. Из правил безопасности тормозной момент на барабане

$$M_m = 3 \cdot S_m \cdot R_m.$$

Распределенное радиальное давление на тормозной обод

$$p_n = p_{0_n} \cdot \sin\beta,$$

где  $p_{0_n}$  – максимальное горизонтальное давление на тормозной обод при предохранительном торможении.

Распределенная по дуге сила трения

$$\tau_n(\beta) = p_{0_n} \cdot \sin\beta \cdot f \cdot b_m.$$

Распределенный по дуге момент

$$m_n(\beta) = p_{0_n} \cdot \sin\beta \cdot f \cdot R_m \cdot b_m.$$

Момент на одной колодке

$$M_n = \int_{\beta_1}^{\beta_2} p_{0_n} \cdot \sin\beta \cdot f \cdot R_m^2 \cdot b_m \, d\beta = \frac{3 \cdot S_m \cdot R_m}{2 \cdot k_1},$$

Отсюда максимальное давление на обод от одной тормозной колодки

$$p_{0_n} = \frac{3 \cdot S_m}{(\cos\beta_1 - \cos\beta_2) \cdot f \cdot R_m \cdot b_m \cdot 2 \cdot k_1}.$$

Горизонтальная сила на обод при предохранительном торможении

$$N_n = \int_{\beta_1}^{\beta_2} p_{0_n} \cdot R_m \cdot b_m \, d\beta = p_{0_{ас}} \cdot b_m \cdot R_m \cdot \alpha.$$

При предохранительном торможении максимальная горизонтальная сила, действующая на обод от одной тормозной колодки, составила 777,4 кН, тормозной момент на одной колодке равен 605,5 кН·м.

Рассчитаем нагрузки на обечайку при рабочем торможении.

Горизонтальная сила на обод при рабочем торможении от рабочего пневмоцилиндра

$$N_p = \frac{\pi \cdot d_m^2 \cdot p \cdot \eta \cdot z}{4 \cdot k_1},$$

с другой стороны она равна

$$N_p = p_{0p} \cdot b_m \cdot R_m \cdot \alpha.$$

Максимальное давление на тормозной обод при рабочем торможении

$$p_{0p} = \frac{\pi \cdot d_m^2 \cdot p \cdot \eta \cdot z}{4 \cdot k_1 \cdot b_m \cdot R_m \cdot \alpha}$$

Распределенное радиальное давление на тормозной обод

$$p_p = p_{0p} \cdot \sin\beta.$$

Распределенная по дуге сила трения

$$\tau_p(\beta) = p_{0p} \cdot \sin\beta \cdot f \cdot b_m.$$

Распределенный по дуге момент

$$m_p(\beta) = p_{0p} \cdot \sin\beta \cdot f \cdot R_m \cdot b_m.$$

Момент на одной колодке

$$M_p = \int_{\beta_1}^{\beta_2} p_{0p} \cdot \sin\beta \cdot f \cdot R_m^2 \cdot b_m \, d\beta = p_{0p} \cdot (\cos\beta_1 - \cos\beta_2) \cdot f \cdot R_m^2 \cdot b_m.$$

При рабочем торможении максимальная горизонтальная сила, действующая на обод от одной тормозной колодки, составила 208,9 кН, тормозной момент на одной колодке равен 162,7 кН·м.

Для исследования в Simulation в твердотельной модели разделены под углами 104° линиями разреза поля для задания нагрузок (момента и горизонтальной силы).

Для исследования взаимодействия наматываемого и сматываемого канатов с барабаном рассмотрим гладкий длинный барабан с двумя лобовинами, жестко закрепленными в зоне соединения со ступицами. Наружный радиус барабана равен радиусу обечайки со срезанными гребешками. Исследуем две модели, ограничиваясь из соображений симметрии половиной барабана.

Контактная модель взаимодействия (рис.2) содержит предположения:

- канат в виде криволинейного стержня, состоящего из круговой и прямолинейной части с прямоугольным поперечным сечением, площадь которого равна площади поперечного сечения реального каната (для моделирования малой изгибной жесткости соотношение ширины к высоте каната выбрано 20:1, модуль упругости стержня равен  $1 \cdot 10^{11}$  Па);
- на торец прямолинейной части каната действует сила 400 кН;
- контактные условия (на дуге с углом 45°, отстоящего на 180° от точки набегания условие "связанные" и на дуге с углом 180° условие "нет проникновения").

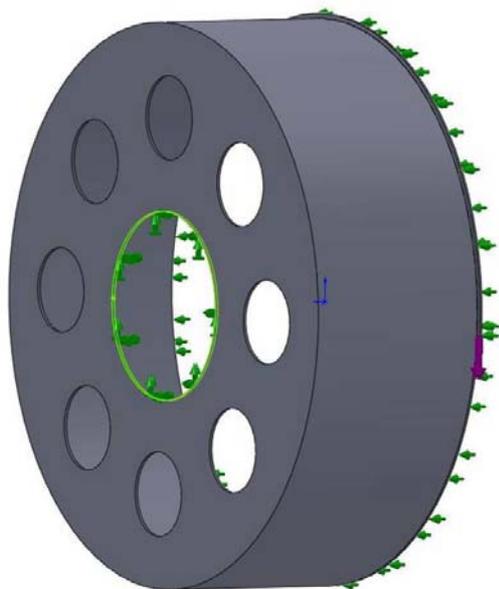


Рис.2. Твёрдотельная модель и расчетная схема контактной модели взаимодействия

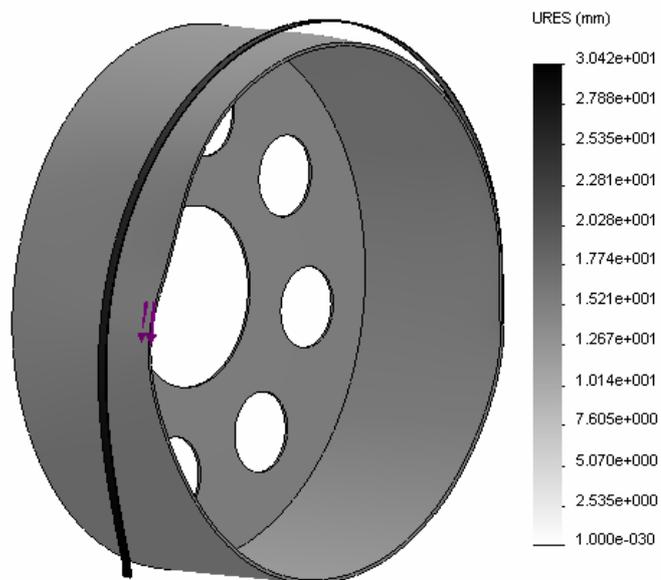


Рис.3. Перемещения обечайки и каната

Из рис.3 видно, что канат отходит от обечайки. Для проверки достоверности этого явления определены контактные давления (рис.4). Из рисунка следует, что на всех участках канат прилегает к обечайке и между ними возникают ненулевые контактные давления.

График радиального перемещения кромки обечайки при контактной модели взаимодействия в безразмерных координатах приведен на рис.5.

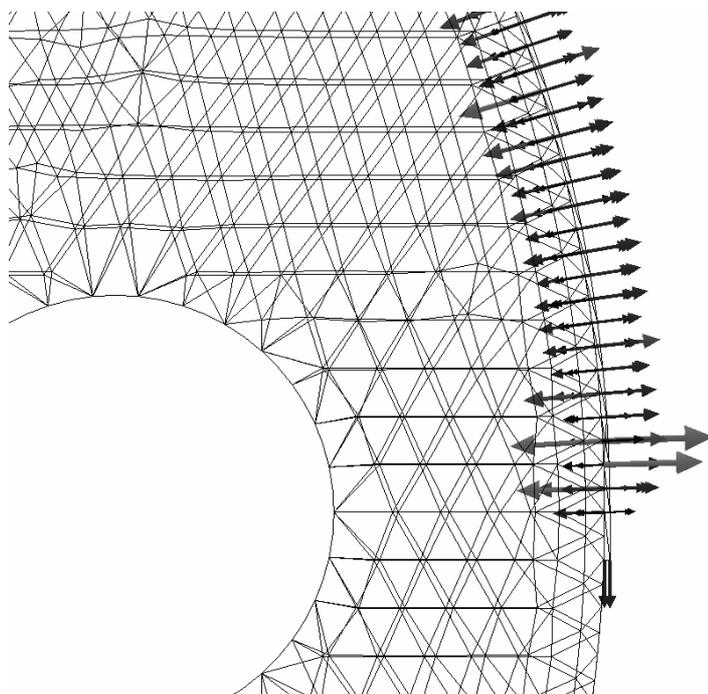


Рис.4. Векторное представление контактных напряжений

Имя исследования: Линейная задача  
Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение4

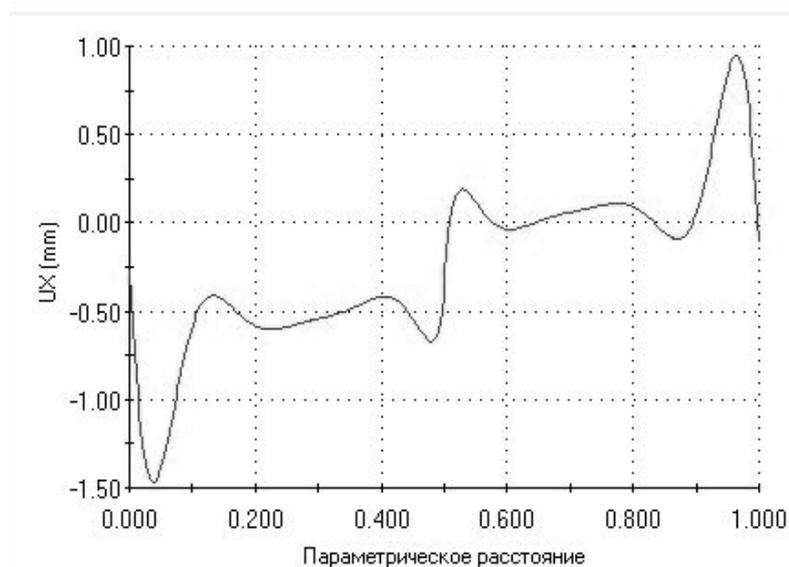


Рис.5. Радиальное перемещение кромки обечайки при контактной модели взаимодействия

Расчет вышеприведенной контактной задачи занимает 5 часов (SolidWorks 2010 SP4.0, Intel(R) Core(TM) i7 CPU 920 @ 2.67GHz, 11.9 GB of RAM). Для исследования возможности уменьшения времени расчета применена модель силового взаимодействия (рис.6), которая предполагает, что на участок обечайки, образованный дугой  $60^\circ$  и шириной равной ширине каната, задана распределенная вертикальная сила 400 кН.

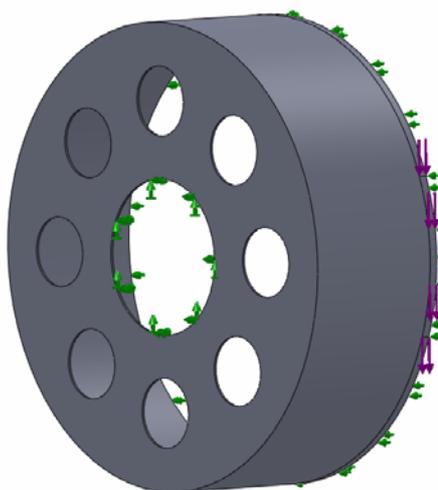


Рис.6. Твердотельная модель и расчетная схема модели силового взаимодействия каната с барабаном

Исследовано влияние угла для образования дуги для силовой модели, рассматривались модели с углами дуги  $40^\circ$   $60^\circ$  (рис.7) и  $80^\circ$ . Выяснилось, что чем меньше размер области приложения силы, тем выше амплитуда впадины и

выпуклости. При области с углом  $40^\circ$  по сравнению с контактной моделью амплитуды выпуклости завышена и занижена для впадины, а при угле  $80^\circ$  занижены амплитуды и выпуклости, и впадины.

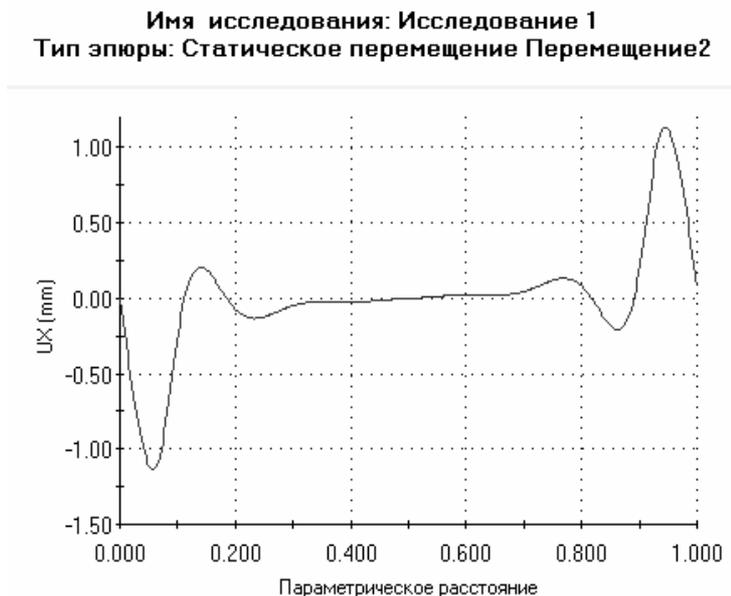


Рис.7. Радиальное перемещение кромки обечайки при модели силового взаимодействия с дугой  $60^\circ$

В результате исследования влияния размеров области приложения нагрузки на форму обечайки установлено, что оптимальным является угол в  $60^\circ$ , завышение амплитуды выпуклости составляет 22%, занижение амплитуды впадины – 24%.

Из сравнения формы деформированного барабана по контактной модели (рис.5) и упрощенной модели (рис.7) следует, что в контактной модели в зоне перехода от связанных поверхностей к таковым без проникновения образуется концентратор напряжений типа "вершина трещины", что приводит к образованию выпуклости и впадины в окрестности угла  $180^\circ$ . Подобный эффект в окрестности угла  $0^\circ$  производит концентратор напряжений типа "вершина трещины" (в зоне набегания каната на барабан) в контактной и сила в упрощенной моделях.

Определены эквивалентные напряжения (рис.11,12) и установлено, что использование модели силового взаимодействия наматываемого и сматываемого канатов с барабаном по сравнению с контактной занижает значение эквивалентных напряжений на 11%.

В расчете необходимо учесть вес намотанного каната, так как стрингеры предназначены для уменьшения прогиба обечайки барабана. Предложено моделировать канат твердым телом с жесткостью, равной жесткости резины, было принято создать сборку из двух деталей: барабан и модель "каната" под нарезкой (внутри барабана) (рис.13). Тело сложной формы (выполнены вырезы, повторяющие контур стрингеров, с зазором в 1 мм в теле каната, находящегося между лобовинами, а также второе тело каната, находящееся между лобовиной и переставной частью барабана), т.к. не должно быть интерференции двух деталей.

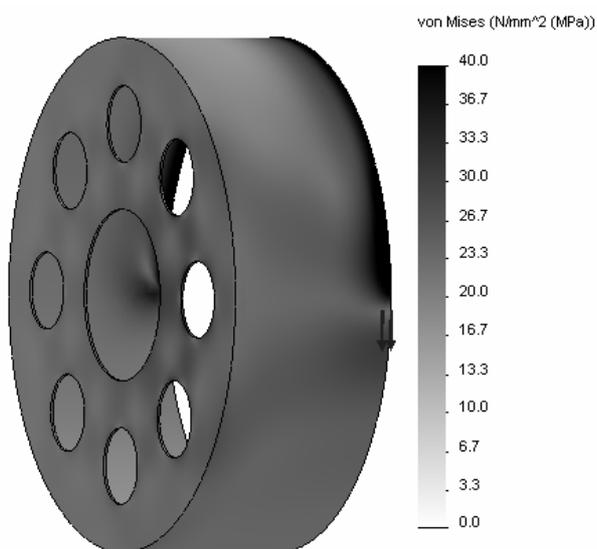


Рис.11. Эквивалентные напряжения обечайки при контактной модели взаимодействия

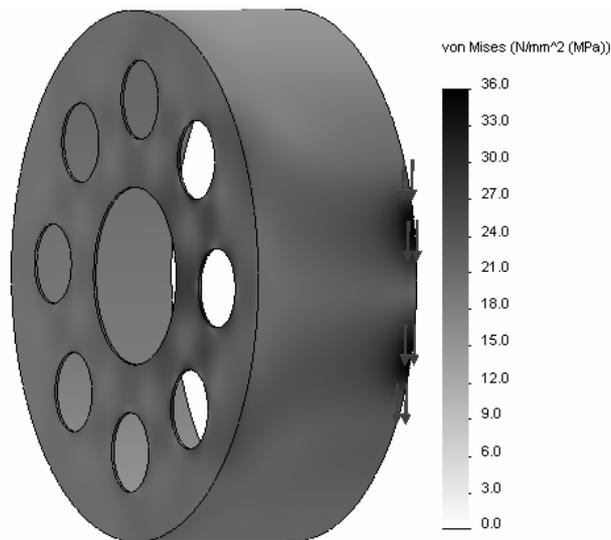


Рис.12. Эквивалентные напряжения обечайки при модели силового взаимодействия с дугой 60°

Плотность тела каната равна весу отвесной и намотанной частей каната деленной на объем этого тела.

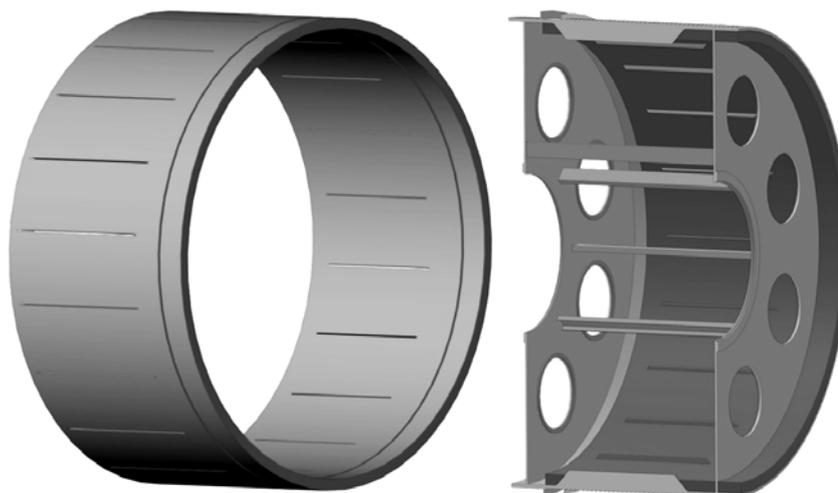


Рис.13. Твердое тело, моделирующее канат

Рассмотрены три основных случая нагружения (начало, середина и конец подъема грузеного скипа).

Модель несимметричного нагружения (рис.14) включает в себя:

- твердотельную модель сборки заклиненной и переставной частей барабана, твердого тела, моделирующего намотанный канат, вала и твердых тел, моделирующих подшипники;
- модель тормозной нагрузки барабана (распределенные момент 1 и горизонтальную силу 2, приложенные к ободу от тормозной колодки, при предохранительном и рабочем торможении);
- модель силового взаимодействия наматываемого 3 и сматываемого 4 канатов с барабаном;
- собственный вес 5.

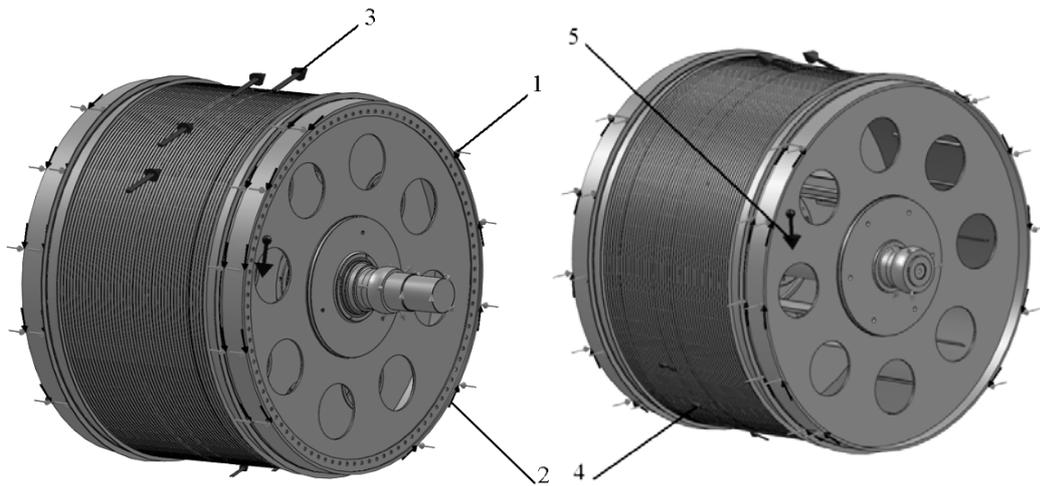


Рис.14. Нагрузки на барабан

### Выводы

1. Компьютерная модель тормозной нагрузки барабана должна содержать распределенные момент и горизонтальную силу, приложенные к ободу от тормозной колодки при предохранительном и рабочем торможении.

2. Использование модели силового взаимодействия наматываемого и сматываемого канатов с барабаном по сравнению с контактной снижает значение эквивалентных напряжений на 11%.

3. Неучет собственного веса намотанного каната дает погрешность 13%.

### Список литературы

1. Давыдов Б.Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин. – М.: Углетехиздат, 1949. – 299 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Франчуком В.П.  
Надійшла до редакції 01.11.10*

УДК 622.271

© Б.Ю. Собко, О.В. Зберовський, В.В. Марченко

## РОЗРОБКА СИСТЕМИ ДИСТАНЦІЙНОГО КОНТРОЛЮ ПРОДУКТИВНОСТІ РОТОРНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Робота присвячена питанням розробки технічних та технологічних рішень створення системи дистанційного контролю продуктивності роторних екскаваторів. Наведені структура основних блоків, алгоритм роботи та експериментальні дані впровадження системи дистанційного контролю продуктивності роторних екскаваторів.

Робота посвящена вопросам разработки технических и технологических решений создания системы дистанционного контроля производительности роторных экскаваторов. Приведенные структура основных блоков, алгоритм работы и экспериментальные данные внедрения системы дистанционного контроля производительности роторных экскаваторов.

Work is devoted the questions of development of technical and technological decisions of creation of the controlled from distance checking of the productivity of rotor power-shovels system. Resulted structure of basic blocks, algorithm of work and these experimental introductions of the controlled from distance checking of the productivity of rotor power-shovels system.