

УДК 622.673.1

*Рутковский М.А.  
(ГВУЗ "НГУ", г. Днепропетровск, Украина)*

## **ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ БАРАБАНОВ СО СПИРАЛЬНОЙ КАНАВКОЙ**

*На основі зіставлення результатів кінцево-елементного й математичного моделювання обґрунтована можливість заміни моделі барабана зі спіральною канавкою на осесимметричну модель з набором кільцевих канавок.*

***Ключові слова:** підйомна машина, обичайка, спіральна канавка, оболонка.*

*На основе сопоставления результатов конечно-элементного и математического моделирования обоснована возможность замены модели барабана со спиральной канавкой на осесимметричную модель с набором кольцевых канавок.*

***Ключевые слова:** подъемная машина, обечайка, спиральная канавка, оболочка.*

### **Проблема и ее связь с научными и практическими заданиями.**

Шахтные подъемные машины, выпускаемые отечественными предприятиями, уступают зарубежным аналогам по качеству, надежности и стоимости. Для повышения их конкурентоспособности необходимо помимо совершенствования технологии изготовления обеспечить снижение металлоемкости и повышение прочности канатоведущих органов. Поэтому исследование напряженно-деформированного состояния барабанов подъемных машин является актуальной научной задачей.

### **Анализ исследований и публикаций.**

Барабан шахтной подъемной машины имеет сложную пространственную конструкцию, кроме того, на его обечайке нарезается спиральная канавка для наматывания тягового каната. Комплекс методических рекомендаций по выбору рациональных параметров барабанов шахтных подъемных машин и расчету их напряженно-деформированного состояния, предложенный отечественными проектными организациями и исследователями, пока не обеспечивает необходимой достоверности результатов. Недостаточно обосновано допущение о возможности замены при расчетах модели барабана со спираль-

ной канавкой, на осесимметричную модель с набором кольцевых канавок [1,2].

В настоящее время для расчета напряженного состояния сложных геометрических объектов применяются программные средства, реализующие метод конечных элементов. Однако численные методы позволяют найти только частное решение задачи с конкретными значениями параметров и исходных данных. Аналитическое же решение дает возможность качественно изучить особенности модели, исследовать влияние начальных условий на характер решения, провести оптимизацию параметров. Поэтому важно получить аналитическое решение напряженно-деформированного состояния барабана, что позволит избежать рутинной работы по моделированию многочисленных вариантов конструкций барабана с различным приложением нагрузок и закреплений, решению множества задач методом конечно-элементного анализа и аппроксимации полученных данных расчета.

**Постановка задачи.** Целью настоящей статьи является обоснование возможности применения осесимметричной модели цилиндрического барабана с набором кольцевых канавок для расчета барабанов с нарезанной спиральной канавкой и получение аналитического решения напряженно-деформированного состояния барабана шахтной подъемной машины.

**Изложение материала и его результаты.**

В работе [3] на основе метода усреднения автором получено уравнение равновесия конструктивно-ортотропной профилированной оболочки:

$$D_a \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_a}{R^2} w = q, \quad (1)$$

где  $D_a$  и  $B_a$  - изгибная и кольцевая жесткости

$$D_a = k \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left( \int_0^\tau \left( \frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1}; \quad (2)$$

$$B_a = \frac{E}{\tau} \int_0^\tau \left( \frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx, \quad (3)$$

где  $k$  - коэффициент редуцирования:

$$k = 1,34723 - 0,50156 \cdot \varepsilon - 0,29519 \cdot \zeta + 0,61212 \cdot \varepsilon^2 + 0,01659 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + \\ + 0,07385 \cdot \zeta^2 - 0,19478 \cdot \varepsilon^3 - 0,02106 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,00692 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,00626 \cdot \zeta^3. \quad (4)$$

Изменяемость оболочки, как балки на упругом основании [3]:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{B_a}{4R^2 D_a}}. \quad (5)$$

Тогда уравнение равновесия профилированной оболочки (1) примет вид:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{q}{D_a}. \quad (6)$$

Решения этого уравнения в общем виде:

$$w(x) = e^{\beta x} (C_1 \sin(\beta x) + C_2 \cos(\beta x)) + \\ + e^{-\beta x} (C_3 \sin(\beta x) + C_4 \cos(\beta x)) + f(x); \quad (7)$$

$$\varphi(x) = \beta \left[ (C_1 e^{\beta x} - C_4 e^{-\beta x}) (\cos(\beta x) + \sin(\beta x)) + \right. \\ \left. + (C_2 e^{\beta x} + C_3 e^{-\beta x}) (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)) \right]; \quad (8)$$

$$M(x) = 2D\beta^2 \left[ (C_3 e^{-\beta x} - C_1 e^{\beta x}) \cos(\beta x) + (C_2 e^{\beta x} - C_4 e^{-\beta x}) \sin(\beta x) \right]; \quad (9)$$

$$Q(x) = 2D\beta^3 \left[ (C_2 e^{\beta x} - C_3 e^{-\beta x}) (\cos(\beta x) + \sin(\beta x)) - \right. \\ \left. - (C_1 e^{\beta x} - C_4 e^{-\beta x}) (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)) \right]; \quad (10)$$

где  $f(x) = \frac{qR^2}{Eh}$  – частное решение уравнения (1);

$C_1, C_2, C_3, C_4$  – постоянные интегрирования, которые определяются из граничных условий на концах оболочки.

Для оболочки с крайними лобовинами приняты следующие граничные условия:

$$w_{,l}(0) = 0; \varphi_{,l}(0) = 0; M_n(l) = 0; Q_n(l) = 0.$$

Подставив граничные условия в выражения (6-10) получим систему уравнений:

$$\begin{cases} C_2 + C_4 = \frac{qR^2}{Eh}; \\ 2D\beta^2(C_3 - C_1) = 0; \\ e^{\beta l}(C_1 \sin(\beta l) + C_2 \cos(\beta l)) + e^{-\beta l}(C_3 \sin(\beta l) + C_4 \cos(\beta l)) = \frac{qR^2}{Eh}; \\ 2D\beta^2[(C_3 e^{-\beta l} - C_1 e^{\beta l}) \cos(\beta l) + (C_2 e^{\beta l} - C_4 e^{-\beta l}) \sin(\beta l)] = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Для определения функции прогиба оболочки  $w(x)$  найденные из системы уравнений (11) постоянные интегрирования  $C_1, C_2, C_3$  и  $C_4$  подставляются в выражение (7).

Напряжения по Мизесу в общем виде:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}. \quad (12)$$

В случае осесимметричного изгиба цилиндрической пластинки это выражение примет вид:

$$\sigma(x) = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x(x) - \sigma_\varphi(x))^2 + \sigma_\varphi^2(x) + \sigma_x^2(x)}, \quad (13)$$

где  $\sigma_x(x)$  – нормальные напряжения вдоль оси  $x$ :

$$\sigma_x(x) = -\frac{E}{1-\mu^2} \frac{d^2 w}{dx^2} D_a \left( \frac{f_z(x)}{2} - \frac{h}{4} - f_z(x) \right);$$

$\sigma_\varphi(x)$  – нормальные напряжения в окружном направлении:

$$\sigma_\varphi(x) = -\frac{w}{R} - D_a \mu \frac{E}{1-\mu^2} \frac{d^2 w}{dx^2} \left( \frac{f_z(x)}{2} - \frac{h}{4} - f_z(x) \right);$$

$h$  – толщина оболочки обечайки;

$f_z(x)$  – функция профиля канавки;

$R$  – радиус обечайки.

Таким образом, получены аналитические зависимости деформаций (7) и напряжений (13), распределенные по длине обечайки барабана  $x$ .

Для оценки точности полученных выражений и обоснования применения их для анализа напряженно-деформированного состояния барабана с нарезанной спиральной канавкой было проведено моделирование конструкции барабана в пакете SolidWorks Simulation.

Задача решалась при следующих исходных данных: диаметр барабанов – 6000 мм, ширина барабана – 2790 мм, диаметр центрального отверстия – 2010 мм, толщина обечайки – 55 мм, толщина лобовин – 30 мм, диаметр канавки – 62 мм, количество кольцевых канавок – 45, количество монтажных отверстий в лобовине – 8.

В качестве граничных условий применялись: 1) запрет перемещений центральных отверстий лобовин; 2) равномерное распределение давления на канавки (2 МПа). При конечно-элементном анализе использовалась стандартная сетка, состоящая из тетраэдных конечных элементов с глобальным размером 15 мм и допуском 0,75 мм.

На рисунке 1 представлен результат решения задачи по определению напряженного состояния в двойном цилиндрическом барабане с нарезанной спиральной канавкой, проведенный в пакете SolidWorks Simulation.

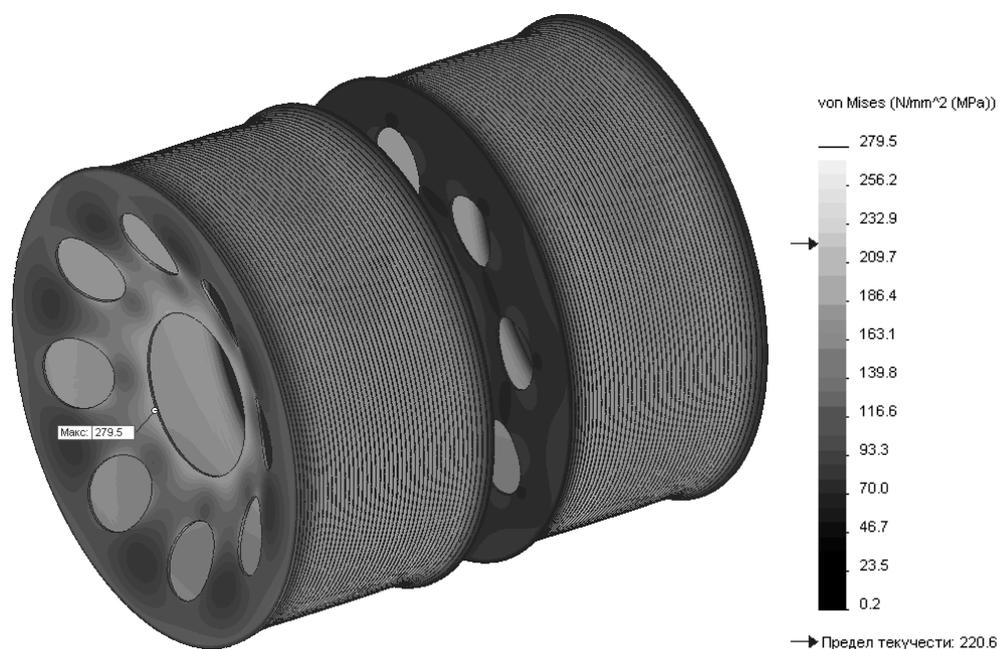


Рисунок 1 – Интенсивность напряжений в двойном цилиндрическом барабане с нарезанной спиральной канавкой

На рисунках 2 и 3 приведены графики распределения интенсивности напряжений и радиального прогиба по ширине барабана, рассчитанные аналитически по приведенной выше методике для осесимметричной модели цилиндрического барабана с набором кольцевых канавок, а также полученные численно для модели барабана с нарезанной спиральной канавкой, выполненные с применением метода конечных элементов в пакете SolidWorks Simulation.

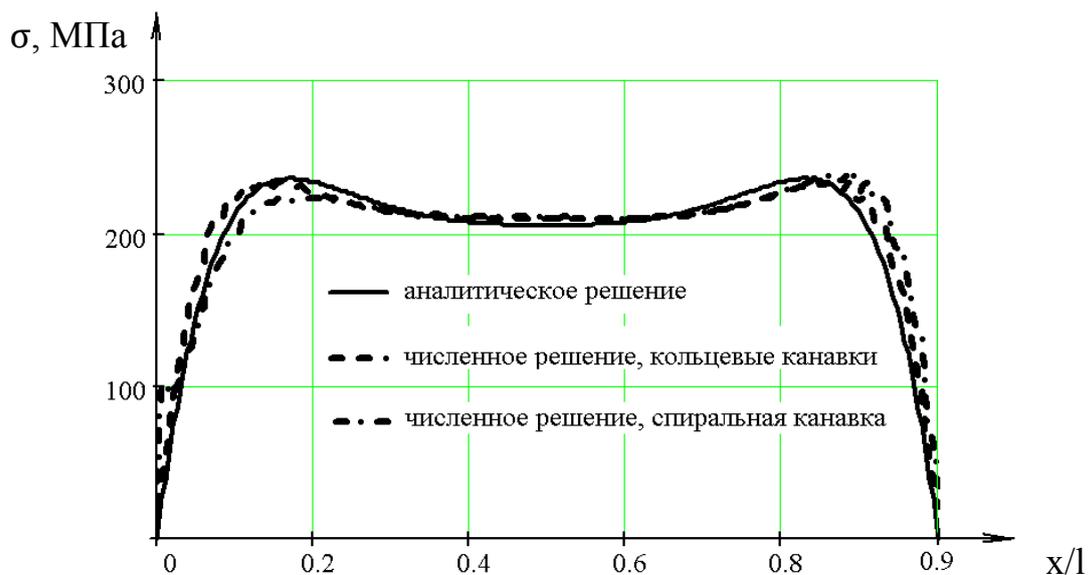


Рисунок 2 - Интенсивность напряжений в обечайке барабана

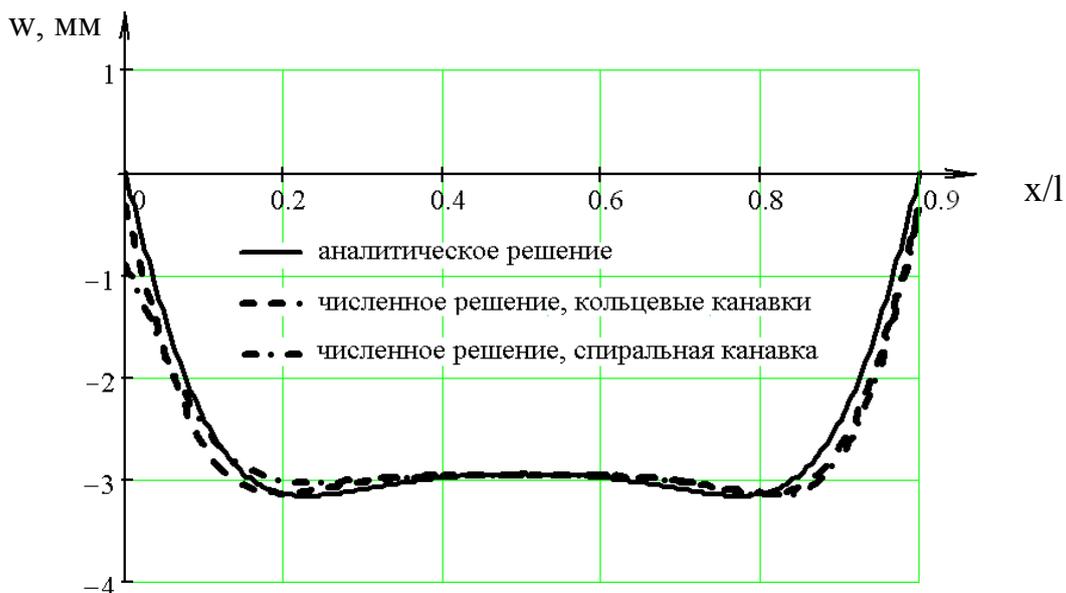


Рисунок 3 - Радиальный прогиб обечайки барабана

Как видно из представленных графиков, упрощенная модель барабана с кольцевыми канавками дает решение, хорошо согласующееся с результатами расчетов, полученными для барабана со спиральной канавкой. Расхождение результатов не превышает 4-6%, что подтверждает возможность при расчетах напряженно-деформированного состояния барабана заменить модель барабана со спиральной канавкой на осесимметричную модель с набором кольцевых канавок.

## **Вывод**

Аналитическая модель барабана с осесимметричными кольцевыми канавками дает решение, хорошо согласующееся с результатами анализа МКЭ барабана со спиральной канавкой, что подтверждает применимость упрощенной осесимметричной модели для расчетов барабанов такого типа.

## **Библиографический список**

1. *Заболотный К.С. Научное обоснование технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов шахтных подъемных машин с цилиндрическими барабанами: автореф. дис. на соискание науч. степени д-ра техн. наук: спец. 05.15.16. "Горные машины" / К.С. Заболотный. – Днепропетровск, 1997. – 44с.*

2. *Заболотный, К.С. Обоснование компьютерной модели барабана и расчетных нагрузок шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, Е.Н. Соснина // Геотехническая механика: Межведомственный сб. науч. трудов / Ин-т геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Днепропетровск, 2011. – Вып. 92. – С. 275–278.*

3. *Рутковский М.А. Определение изгибной и кольцевой жесткостей профилированной обечайки барабана шахтной подъемной машины / М.А. Рутковский // Сборник научных трудов Донбасского государственного-технического университета/ ДонГТУ – Алчевск, 2012 – Вып.36 – С. 116–125.*

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. Корнеевым С.В.*