

УДК 622.673.1

*к.т.н. Рутковский М. А.
(Государственное ВУЗ «НГУ», г. Днепрпетровск, Украина),
к.т.н. Рутковский А. Ю.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В БАРАБАНЕ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

В работе проведено теоретическое исследование влияния геометрических и жесткостных характеристик барабана шахтной подъемной машины на характер изменения его напряженно-деформированного состояния под действием канатной нагрузки с учетом влияния ослабления натяжения от навитых витков каната.

Ключевые слова: шахтная подъемная машина, барабан, расчетные нагрузки, напряжения.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В настоящее время существуют два основных подхода при проектировании канатных барабанов шахтных подъемных машин (ШПМ). Зарубежные фирмы-производители изготавливают барабаны с толстыми обечайками толщиной до 160 мм и без подкреплений. Отечественные заводы-производители изготавливают барабаны с тонкой обечайкой толщиной до 55 мм с различными видами подкреплений. За счет того, что толщина обечайки барабанов отечественных производителей значительно меньше, чем у западных аналогов, первые имеют конкурентное преимущество - их масса меньше западных аналогов в 2–2,5 раза. Но с другой стороны, большое количество подкреплений в барабане ШПМ ухудшает ее эксплуатационные характеристики. Поэтому корректная установка подкреплений в барабане ШПМ представляет собой актуальную техническую задачу, с которой постоянно сталкиваются проектировщики на этапе проектирования.

Сложность расчета барабанов ШПМ заключается в необходимости учета влияния геометрических и жесткостных характеристик конструкции на расчетные нагрузки и напряженно-деформированное состояние (НДС) барабана. Существующий на сегодняшний день метод расчета конструкций

барабанов ШПМ [1] при использовании метода конечных элементов (МКЭ) отличается большой трудоемкостью и необходимостью при незначительном изменении расчетной модели повторно проводить серию численных экспериментов.

Цель работы. Определение влияния геометрических и жесткостных характеристик подкрепленной конструкции барабана на характер изменения его напряженно-деформированного состояния под действием канатной нагрузки с учетом влияния ослабления натяжения от навитых витков каната.

Изложение материала и его результаты. Для решения поставленной задачи был разработан метод определения канатных нагрузок [2], заключающийся в том, что намотка каната моделируется процессом последовательного надевания - снятия на барабан предварительно растянутых гладких упругих колец с жесткостью, эквивалентной продольной жесткости каната, а цилиндрический барабан представляется в виде подкрепленной осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочки, параметры которой определяются на основе полуэмпирического подхода. Расчетный случай для определения напряженно-деформированного состояния барабана выбирается из вариантов нагружения, соответствующих различным положениям подъемных сосудов в стволе.

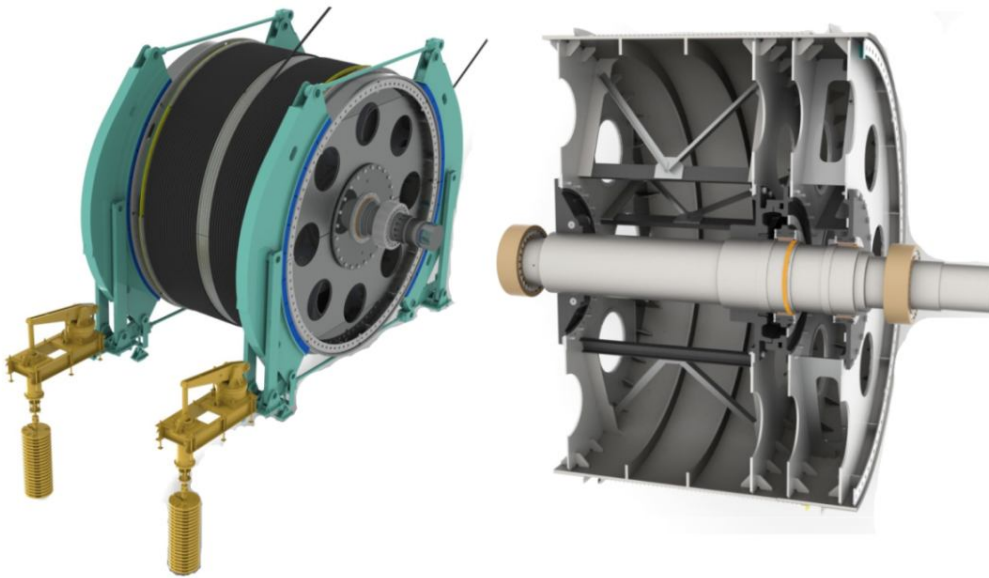
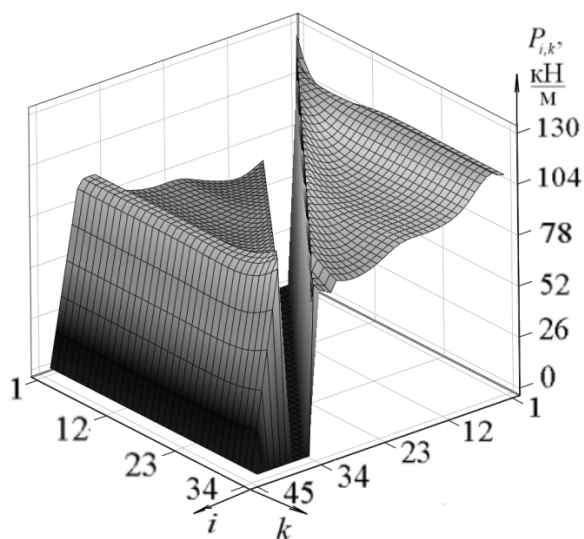


Рисунок 1 — Барабан ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6

В качестве примера применения метода определения канатных нагрузок рассмотрим процесс намотки каната на заклиненную часть ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 (рис. 1), как наиболее общий случай, в котором присутствует одновременная смотка и намотка канатов на барабан. Диаграмма распределения усилий взаимодействия между витками каната и барабаном приведена на рисунке 2.

Рисунок 2 — Зависимость усилия взаимодействия P от параметров i и k

При построении диаграммы использовалась математическая модель намотки каната, приведенная в работе [3]. Представлено распределение усилий взаимодействия P как функция двух переменных: k — номер канавки, на которую наматывается виток и j — номер канавки, в которой определяется давление.

Как видно из рисунка 2, канатная нагрузка в области с 4–6 витки (зона лобовины) максимальна. Это связано с повышенной радиальной жесткостью лобовины и величиной натяжения в верхнем сечении головного каната. Характер изменения радиального давления навиваемого k -го витка в промежуточных положениях скипа в стволе соответствует характеру напряжений, приведенных на рисунке 3. Определение радиального давления для всего диапазона изменения номера навиваемого k -го витка необходимо для установления наиболее опасного расчетного случая, при котором в обечайке барабана возникают максимальные напряжения. Например, при анализе влияния шпангоута на работу конструкции необходимо найти такой вариант нагружения, при котором нагрузки на шпангоут будут максимальны.

Найдем зависимость максимальных осредненных напряжений в конструктивно-ортотропной оболочке от номера i -го навиваемого витка. Выражения для прогиба и кривизны k -го участка составной конструктивно-ортотропной оболочки имеют вид:

$$w_k(x) = e^{\beta_k \cdot x} \cdot (C_{4k-3} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{4k-2} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)) + e^{-\beta_k \cdot x} (C_{4k-1} \cdot \sin(\beta_k \cdot x) + C_{4k} \cdot \cos(\beta_k \cdot x)),$$

$$\kappa_k(x) = -2 \cdot \beta_k^2 \cdot \left[\begin{aligned} &(C_{4k-1} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k} + C_{4k-3} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k}) \cdot \cos(\beta_k \cdot x_k) + \\ &+ (C_{4k-2} \cdot e^{\beta_k \cdot x_k} + C_{4k} \cdot e^{-\beta_k \cdot x_k}) \cdot \sin(\beta_k \cdot x_k) \end{aligned} \right],$$

где $\beta_k = \sqrt[4]{\frac{B_k}{4 \cdot R^2 \cdot D_k}}$ — коэффициент затухания перемещений; R — радиус срединной поверхности оболочки; x_k — длина k -го участка оболочки.

Исходя из того, что между двумя канавками профилированной обечайки размещены два участка составной конструктивно-ортотропной оболочки, существует связь между номером i -ой канавки и номером k -го участка, на левом конце которого расположена эта канавка, $k = 2i - 1$.

Значения осевых напряжений в верхних и нижних слоях конструктивно-ортотропной оболочки определим из выражений:

$$\sigma_{x\theta_i} = -\frac{E_{1k} \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{x\eta_i} = \frac{E_{2k} \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}$$

для соответствующих окружных напряжений:

$$\sigma_{\varphi\theta_i} = -\frac{E_{2k} w_i}{R} - \frac{E_{1k} \mu \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{\varphi\eta_i} = \frac{E_{2k} w_i}{R} + \frac{E_{1k} \mu \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}.$$

Интенсивность напряжений по критерию Мизеса:

- в верхних слоях конструктивно-ортотропной оболочки:

$$\sigma_{\theta_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x\theta_i} - \sigma_{\varphi\theta_i})^2 + \sigma_{\varphi\theta_i}^2 + \sigma_{x\theta_i}^2};$$

- в нижних слоях:

$$\sigma_{\eta_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x\eta_i} - \sigma_{\varphi\eta_i})^2 + \sigma_{\varphi\eta_i}^2 + \sigma_{x\eta_i}^2}.$$

На рисунке 3 приведены графики зависимостей напряжений в верхнем σ_{θ} и нижнем σ_{η} слоях конструктивно-ортотропной оболочки от номера навиваемого i -го витка и номера j -й канавки.

Как видно из приведенных графиков, максимальные напряжения в верхнем (рис. 3, а) и нижнем (рис. 3, б) слоях конструктивно-ортотропной оболочки максимальны в зоне лобовины.

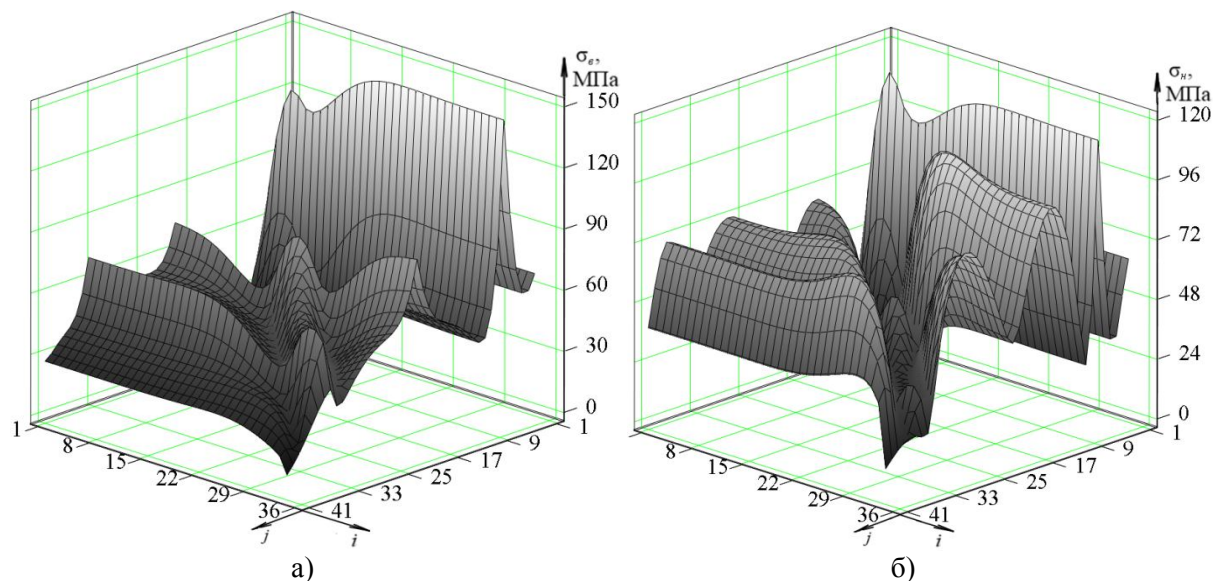


Рисунок 3 — Зависимость напряжений σ от номера навиваемого i -го витка и номера j -й канавки

Исходя из полученных результатов видно, что наиболее опасными расчетными случаями являются положения головного каната с 18-й по 34-ю канавки.

На рисунке 4 представлены напряжения в конечно-элементной модели заклиненной части барабана ЦР – 6х3,4/0,6 для наиболее опасного расчетного случая.

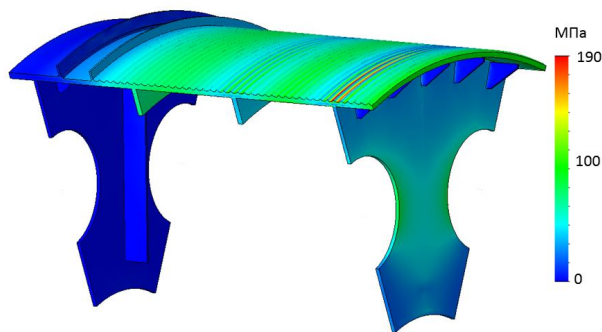


Рисунок 4 — Расчет напряженно-деформированного состояния барабана машины типа ЦР

Так как задача приведена к осесимметричной постановке, для сокращения количества конечных элементов и времени расчета исследовалась 1/8 часть барабана. В качестве граничных условий применены: жесткая заделка центральных отверстий лобовин в местах соединения со ступицами,

условие симметрии на боковых гранях барабана, исключающее любые перемещения в окружном направлении. В качестве внешних нагрузок применены радиально направленные силы на внутренних кромках канавок, равные по величине погонным силам P .

Из анализа напряжений в конечно-элементной модели барабана ЦР – 6х3,4/0,6 (рис. 5) видно, что максимальные напряжения распределены по доньшкам канавок вблизи правой лобовины и достигают максимального значения 190 МПа, которое значительно выше предельно допустимого.

Для проверки адекватности метода определения расчетных нагрузок сравним напряжения в верхнем (рис. 6, а) и нижнем (рис. 6, б) слоях конструктивно-ортотропной оболочки и твердотельной модели заклиненной части барабана, рассчитанной при помощи МКЭ средствами SolidWorks Simulation. Из сопоставления графиков напряжений профилированного барабана и конструктивно-ортотропной оболочки (рис. 6, а, б), нагруженных одними и теми же усилиями, следует, что характер кривых взаимно подобен, но напряжения в осредненной оболочке ниже, чем в конечно-элементной модели.

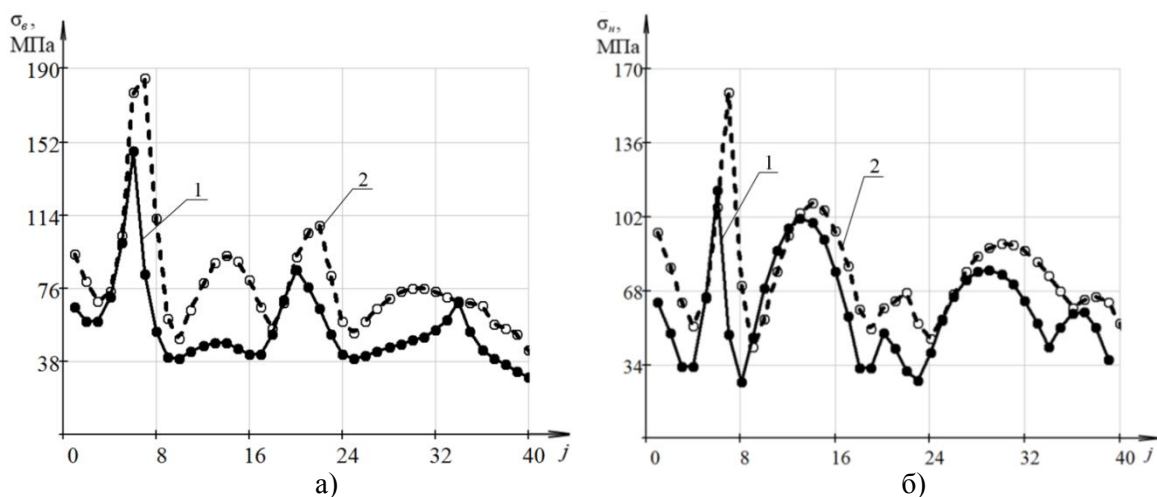


Рисунок 5 — Напряжения в верхнем (а) и нижнем (б) слоях оболочки, полученные с помощью: 1 — математической модели конструктивно-ортотропной оболочки; 2 — конечно-элементного анализа твердотельной модели барабана.

Это объясняется тем, что в профилированной обечайке в основании гребешка возникают касательные напряжения, которые не учитываются в конструктивно-ортотропной оболочке, а продольные усилия действуют только по доньшкам канавок. Суммарные продольные усилия в верхней части оболочки и в обечайке при нагружении одинаковым моментом должны быть равными. Но так как в профилированной обечайке это усилие действует только по доньшкам канавок, а в оболочке по всей дуге, соответственно в оболочке напряжения должны быть меньшими по величине, чем в профилированной обечайке. Таким образом, математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки позволяет получить осредненные напряжения, которые будут немного ниже реальных, но дают возможность качественно оценить характер распределения напряжений.

Математическая модель была реализована в виде вычислительного алгоритма с использованием математических моделей деформирования подкрепленного барабана и намотки каната. Кроме того, были разработаны алгоритмы построения матрицы податливости и определения расчетных нагрузок при намотке – размотке каната, а также алгоритм определения напряжений в барабане. Реализация всех этих алгоритмов на языке MathCAD и использование их при расчете и конструировании барабанов ШПМ позволяет с минимальными трудозатратами выбирать расчетный случай для проведения уточненного расчета методом конечных элементов.

Над параметрической моделью барабана ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 в среде SolidWorks Simulation был проведен вычислительный эксперимент, в ходе которого изменялась приведенная радиальная жесткость лобовины Z и измерялись приведенные к асимптотическим максимальные напряжения в обечайке барабана Γ . Из анализа зависимости (рис.6) следует, что в базовой конструкции ($Z = 0,2$) заклиненной части барабана ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6 напряжения выше предельно допустимых. Снижение

значения приведенной радиальной жесткости лобовины Z до значения 0,13 позволяет снизить максимальные напряжения на 20%, обеспечив достаточный запас прочности конструкции барабана.

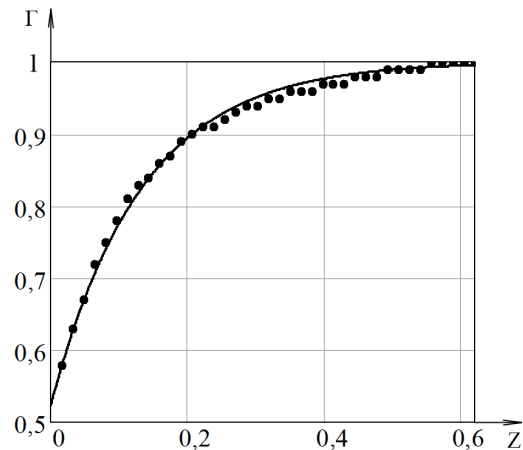


Рисунок 6 — Зависимость максимальных напряжений от радиальной жесткости лобовины

Выводы.

1. Графики напряжений в профилированном барабане, определенных методом конечных элементов и по предложенному авторами методу, качественно подобны, количественное отличие объясняется тем, что в профилированной обечайке в основании гребешка возникают касательные напряжения.

2. В предложенном методе математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки позволяет получить осредненные напряжения, которые дают возможность выбрать расчетный случай для последующего расчета НДС барабана при помощи МКЭ.

3. Разработанный метод определения расчетных нагрузок при намотке-размотке каната на цилиндрический барабан реализован в виде вычислительного алгоритма, позволяющего рассчитывать и проектировать рациональные конструкции цилиндрических барабанов ШПМ на основе анализа зависимостей между обобщенными параметрами барабанов и напряжениями в конструктивно-ортотропной оболочке.

Библиографический список

1. 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.
2. Заболотный К. С. Разработка полумпирического метода построения обобщенной параметрической модели барабана подъемной машины / К. С. Заболотный, А. Л. Жупиев, М. А. Рутковский // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. — Х. : ХНАДУ, 2012. — № 57. — С. 239–243.
3. Рутковский М. А. Математическая модель деформирования обечайки барабана под действием канатной нагрузки / М. А. Рутковский, К. С. Заболотный // Математичне моделювання. — 2012. — №2 (27). — С.71–73.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. ДонГТУ Корнеевым С. В.,
д.т.н., проф. НГУ Франчуком В. П.*

Статья поступила в редакцию 13.03.14.

к.т.н. Рутковский М. О. (Державний ВНЗ «НГУ», м. Дніпропетровськ, Україна)

к.т.н. Рутковский О. Ю. (ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У БАРАБАНИ ШАХТНОЇ ПІДНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

У роботі проведено теоретичне дослідження впливу геометричних і жорсткісних характеристик барабана шахтної піднімальної машини на характер зміни його напружено-деформованого стану під дією канатного навантаження з урахуванням впливу ослаблення натягу від навитих витків каната.

Ключові слова: шахтна піднімальна машина, барабан, розрахункові навантаження, напруги.

Rutkovsky M. O. Candidate of engineering sciences (State HIGH SCHOOL "NSU", Dnepropetrovsk, Ukraine)

Rutkovsky O. Yu. Candidate of engineering sciences (DonSTU, Alchevsk, Ukraine)

WORKLOAD ESTIMATION IN MINE WINDER HOISTING DRUM

The work is devoted to the theoretical research of geometric and rigidity characteristics of the supported design of a mine winder hoisting drum impact on the type of its stressed-deformed condition change under the influence of the rope load with the account of tension easing from the rope winding.

Key words: a mine winder, hoisting drum, design loads, workload.