

Вывод. Впервые предложена графическая интерпретация функционирования посадки с натягом на основе введения понятия «критерий качество посадки» в обобщенном виде. Показана принципиальная возможность определения оптимального допуска посадки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчков В.И. Метрология, стандартизация и сертификация [Учебное пособие] / В.И. Колчков – М.: Форум, 2011. – 99 с.
2. Допуски и посадки [Справочник. В 2-х ч.]: 6-е изд., перераб. и доп. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч. 1. – 543 с.

УДК 622.673.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАРАБАНА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

М.А. Рутковский, кандидат технических наук, ассистент кафедры горных машин и инжиниринга

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: gem99@mail.ru

Аннотация. В работе проведено теоретическое исследование влияния геометрических и жесткостных характеристик барабана шахтной подъемной машины на расчетные нагрузки и напряженно-деформированное состояние, с учетом ослабления натяжения навитых витков каната.

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

SIMULATION OF STRESS-STRAIN STATE DRUM MINE WINDERS

M.A. Rutkovsky, Candidate of technical Sciences, Assistant of Mining Machinery and Engineering Department

State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: gem99@mail.ru

Abstract. Conducted theoretical research of the influence of geometric and stiffness characteristics of the hoisting machine drum on design loads and stress-strain state, taking into account the release of tension rope.

Keywords: mine winder, drum, calculated load, stresses.

Введение. В современном рынке шахтных подъемных машин (ШПМ) существуют две тенденции проектирования канатных барабанов. 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 значительное конкурентное преимущество - их масса меньше приблизительно в 2-2,5 раза, чем у западных аналогов. 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 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 помощи 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 и изменения его напряженно-деформированного состояния под действием навитых витков.

Материал и результаты исследований. Для решения поставленной задачи был разработан метод определения канатных нагрузок [2], заключающийся в том, что процесс намотки каната моделируется последовательным надеванием - снятием 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.

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.

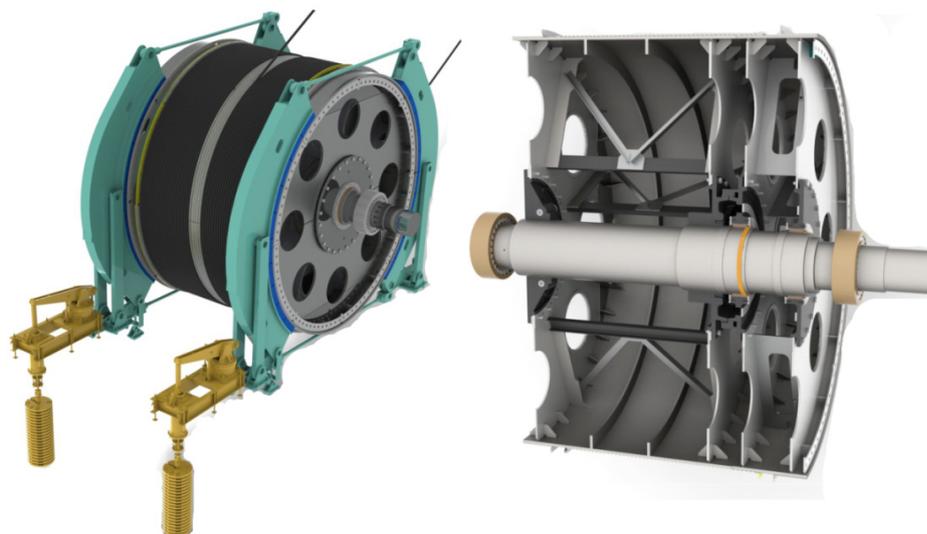


Рис. 1 Барабан ШПМ ЦР – 6х3,4/0,6

Диаграмма распределения усилий взаимодействия между витками каната и барабаном приведена на рисунке 2. 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.

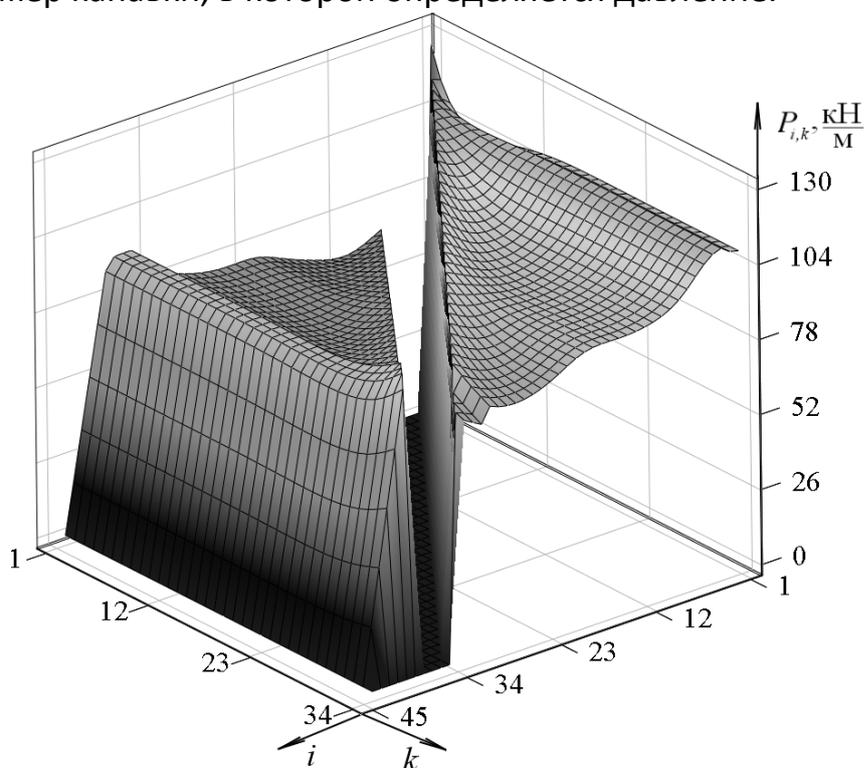


Рис. 2 Зависимость усилия взаимодействия P от параметров i и k

Как видно из рис. 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 от номера навиваемого k -го витка в промежуточных положениях скипа в стволе, соответствует характеру кривых 4 и 5 на рисунке 4. Определение радиального давления для всего диапазона изменения номера навиваемого k -го витка необходимо для определения 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:

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

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

где $\beta_k = \sqrt[4]{\frac{B_k}{4 \cdot R^2 \cdot D_k}}$ – коэффициент затуханий 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

$$\sigma_{x\theta_i} = -\frac{E_{1k} \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{x\eta_i} = \frac{E_{2k} \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad (3)$$

для соответствующих окружных напряжений:

$$\sigma_{\varphi\theta_i} = -\frac{E_{2k} w_i}{R} - \frac{E_{1k} \mu \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}; \quad \sigma_{\varphi\theta_i} = \frac{E_{2k} w_i}{R} + \frac{E_{1k} \mu \kappa_i h}{2(1-\mu^2)}. \quad (4)$$

Интенсивность напряжений по критерию Мизеса:

- в верхних слоях конструктивно-ортотропной оболочки:

$$\sigma_{\theta_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x\theta_i} - \sigma_{\varphi\theta_i})^2 + \sigma_{\varphi\theta_i}^2 + \sigma_{x\theta_i}^2}; \quad (5)$$

- в нижних слоях

$$\sigma_{\theta_i} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{x\theta_i} - \sigma_{\varphi\theta_i})^2 + \sigma_{\varphi\theta_i}^2 + \sigma_{x\theta_i}^2}, \quad (6)$$

Ниже (рис. 3) приведены результаты математической модели для определения напряжений в верхнем σ_{θ} и нижнем σ_{θ} слоях конструктивно-ортотропной оболочки от номера навиваемого i -го витка и номера j -й канавки.

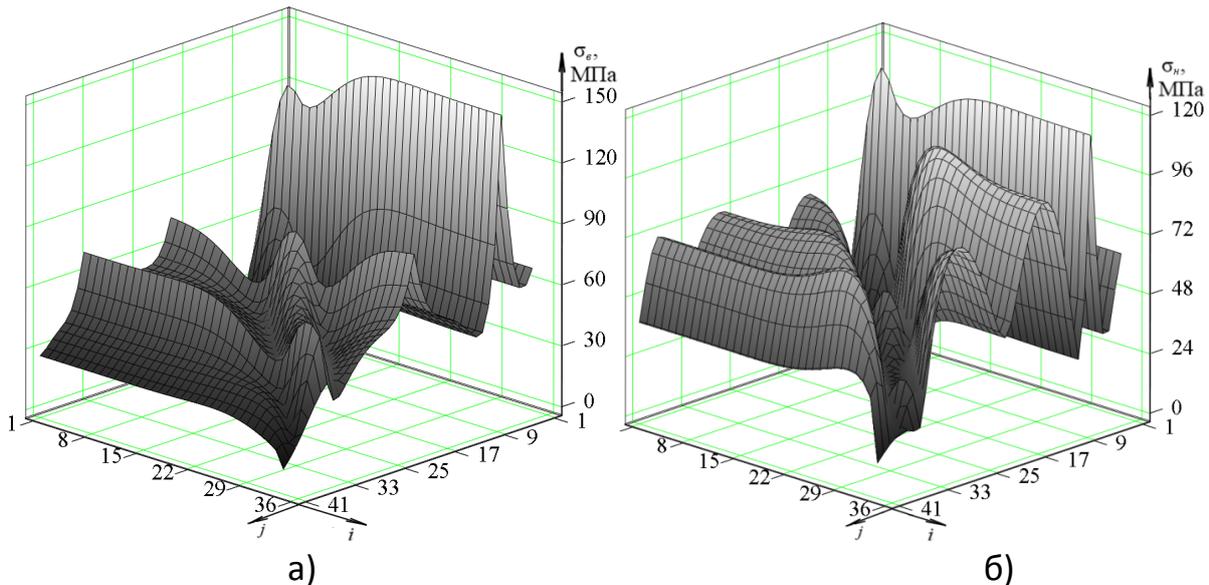


Рис. 3. Зависимость напряжений σ от номера навиваемого i -го витка и номера j -й канавки

Как видно из результатов на рисунке 3, максимальные напряжения в верхнем (рис. 3, а) и нижнем (рис. 3, б) слоях конструктивно-ортотропной оболочки максимальны в зоне лобовины. Исходя из графиков наиболее опасными расчетными случаями являются положения головного каната с 18-й по 34-ю канавки.

На рисунке 4 приведены графики погонных сил и вызванных ими напряжения и прогиба оболочки при намотке 18-го витка грузового каната.

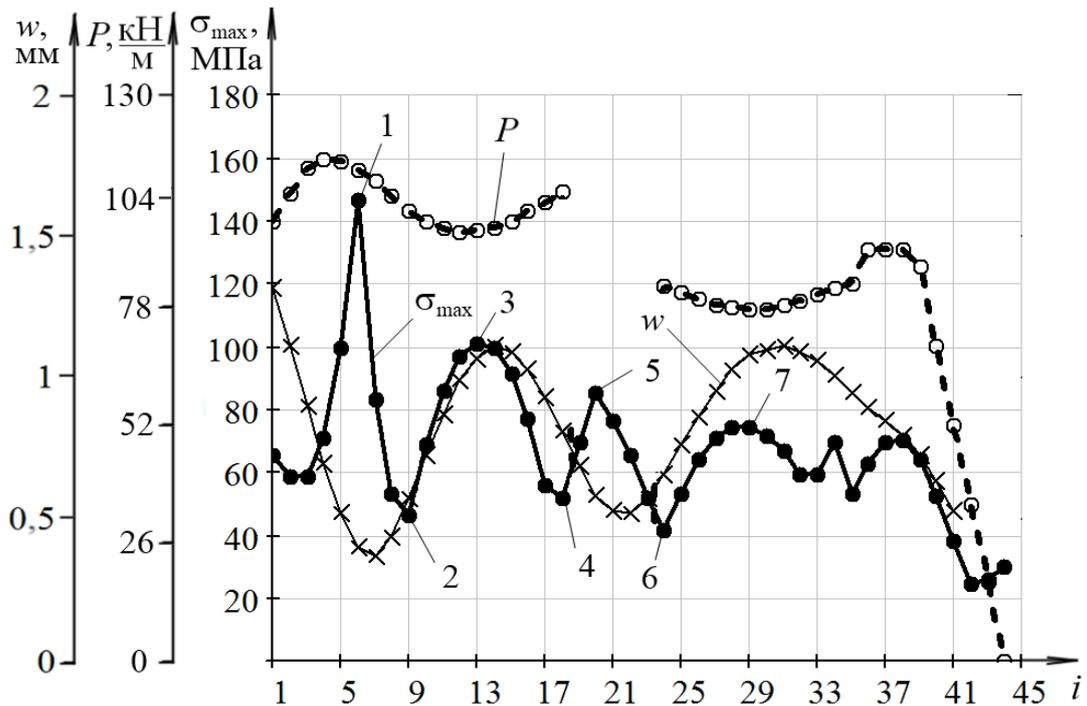


Рис. 4 Зависимость погонных сил (P), напряжений (σ_{max}) и прогибов (w) от номера канавки (i)

По графику видно, что давление в четвертой канавке выше, чем в шестой (в месте крепления лобовины). Это следует из монотонно убывающего натяжения грузового каната в зависимости от номера канавки. Точка 1 соответствует взаимодействию оболочки с лобовиной, расположенной между шестой и седьмой канавками. Излом кривой напряжений вызван действием перерезывающей силы со стороны лобовины, аналогичный характер носит взаимодействие со шпангоутом (точка 5), расположенным вблизи двадцатой канавки, причем в силу меньшей радиальной жесткости шпангоута эта перерезывающая сила меньше (излом кривой σ меньше). Точки 3 и 7 соответствуют максимальным прогибам оболочки между лобовиной и шпангоутом. В точках 2, 4 и 6 изгибные напряжения намного меньше кольцевых в связи с тем что в этих точках кривизна деформированной формы оболочки меняет знак.

На рисунке 5 представлены напряжения в конечно-элементной модели заклиненной части барабана ЦР – 6х3,4/0,6 для расчетного случая при восемнадцатом варианте нагружения. Т.к. 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 исключаяющее любые перемещения в окружном направлении. В

качестве внешних нагрузок применены радиально направленные силы на внутренних кромках канавок равные по величине погонным силам P .

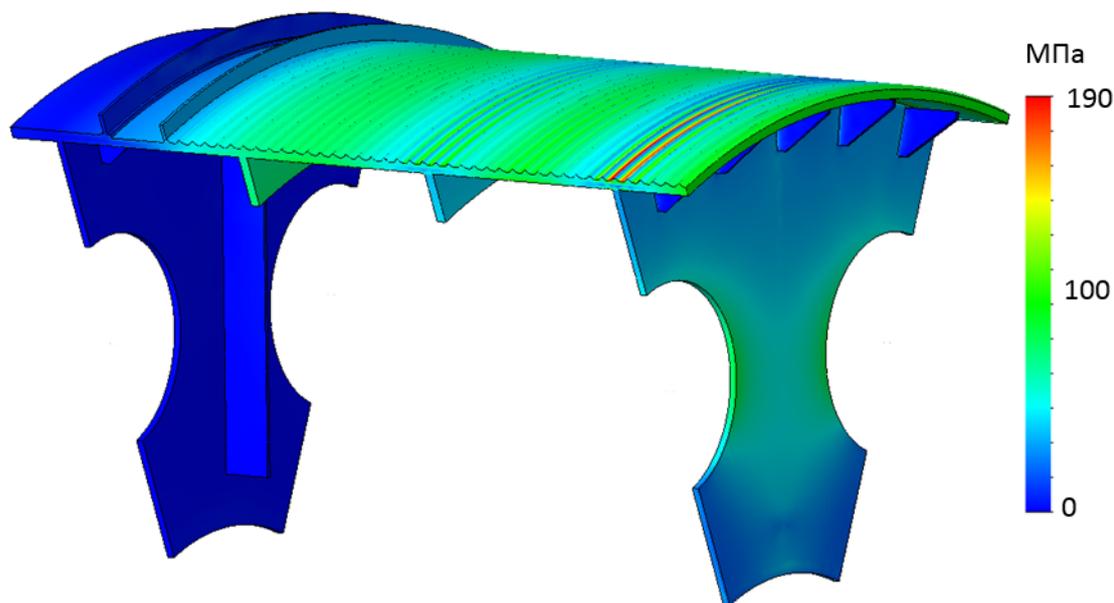


Рис. 5 Расчет напряженно-деформированного состояния барабана машины типа ЦР

Из анализа напряжений в КЭ модели барабана (рис. 5) видно, что максимальные напряжения распределены по доньшкам канавок над правой лобвиной 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 (рис. 6, а, б) профилированного барабана и конструктивно-ортотропной оболочки, нагруженных одними и теми же усилиями, следует, что характер кривых подобен, но напряжения в осредненной оболочке ниже, чем в КЭ модели. 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 канавки. Суммарное продольное усилие в верхней части оболочки и обечайки при нагружении одинаковым моментом должно быть равно. Но т.к. в профилированной обечайке это усилие действует только по доньшкам канавок, а в оболочке по всей дуге, соответственно в оболочке должны быть меньшие напряжения, чем в профилированной обечайке.

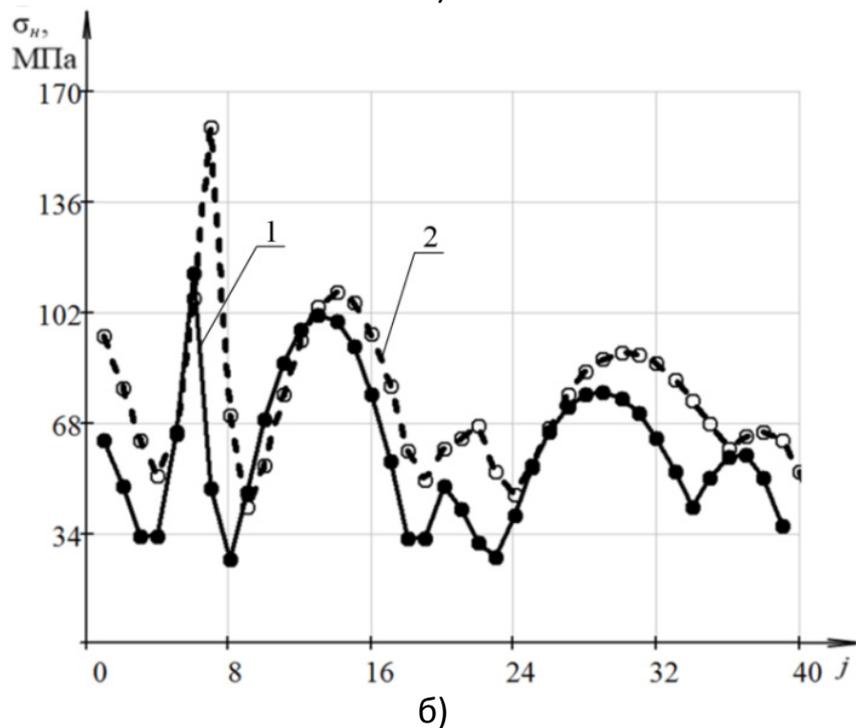
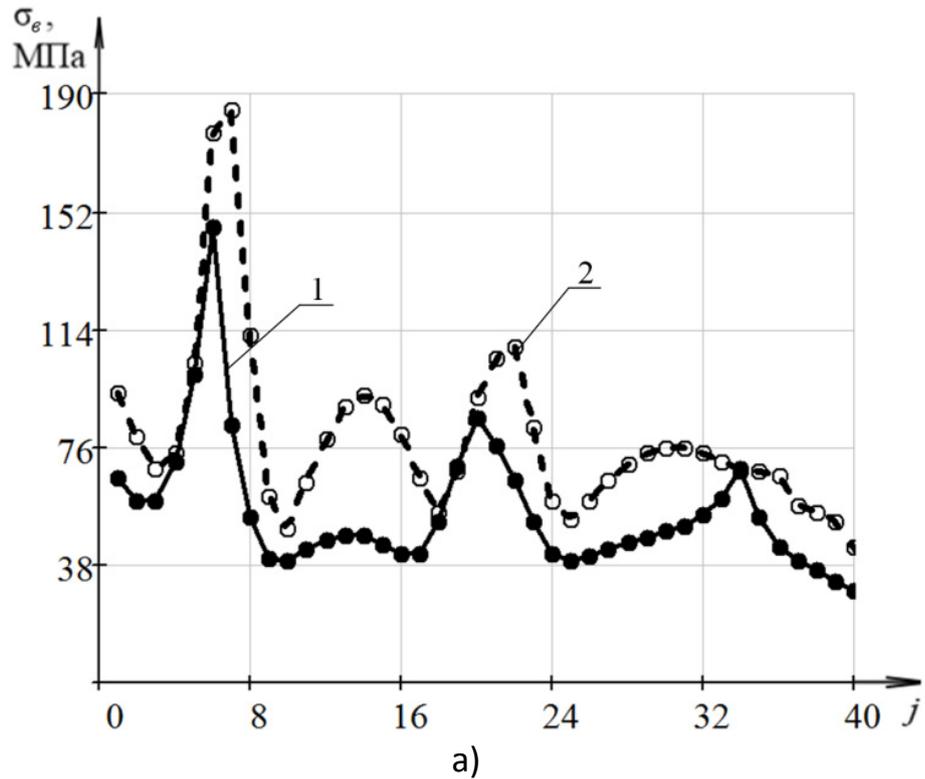


Рис. 6 Напряжения в верхнем (а) и нижнем (б) слоях оболочки, полученные с помощью: 1 – математической модели конструктивно-ортотропной оболочки; 2 – КЭ анализа твердотельной модели барабана

Таким образом, математическая модель конструктивно-ортотропной оболочки позволяет получить осредненные напряжения, которые пре-

имущественно будут ниже реальных, но дают возможность качественно оценить характер распределения напряжений.

Выводы.

1. Графики напряжений в профилированном барабане, определенных по методу конечных элементов и по предложенному автором, 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.

ЛИТЕРАТУРА

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

2. Рутковский М.А. Разработка метода определения канатных нагрузок на барабан шахтной подъемной машины [Электронный ресурс] / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Современные информационные технологии, средства автоматизации и электропривод: материалы всеукр. науч.-техн. конф., 10 – 14 дек. 2012 г.: тез. докл. – Краматорск : ДГМА, 2012. – Режим доступа к журн. : <http://itp.dn.ua/razdel-2/2012-12-10-07-39-39.html>.

3. Заболотный К.С. Разработка метода расчета радиальной нагрузки при намотке и размотке канатов на барабан / К.С. Заболотный, А.Л. Жупиев, М.А. Рутковский // Научный вестник ДГМА. – Краматорск : ДГМА, 2012. – №2 (10Е). – С. 56–65.

УДК 62-932.4

ФУНКЦИОНАЛ КАЧЕСТВА СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО АВТОТРАНСПОРТА

А.А. Савченко, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и автомобильного хозяйства

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина.

М. А. Прокопович, студент гр. АМГ-13-1с

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина, e-mail: strellock@ukr.net