

РАЗРАБОТКА МЕХАНИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ БАРАБАНА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

*М. А. Рутковский, аспирант,
Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный
университет», г. Днепропетровск,
E-mail: gem99@mail.ru*

На основе полумпирического подхода разработана механическая модель барабана шахтной подъемной машины, включающая обечайку, лобовины, реборды, косынки, ребра, шпангоуты. Разработанная модель позволит сократить количество численных экспериментов при определении расчетных нагрузок на барабан шахтной подъемной машины, а также решать задачи оптимизации его конструкции.

***Ключевые слова:** механическая модель, барабан шахтной подъемной машины, обечайка, лобовина, подкрепления.*

ВВЕДЕНИЕ

Отечественные шахтные подъемные машины (ШПМ) имеют высокую металлоемкость и пониженную долговечность по сравнению с импортными аналогами, что снижает их конкурентоспособность на внешнем рынке. Для их совершенствования известные отечественные ученые разработали целый комплекс методических рекомендаций по выбору рациональных параметров горных машин. Но их использование, из-за сложности объекта проектирования, не позволяет достичь необходимых результатов. Поэтому разработка современных методов расчета таких машин является актуальной научной проблемой, в рамках которой решается данная научная задача.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Барабан подъемной машины (рис. 1) представляет собой сложную тонкостенную конструкцию, выбор параметров которой влияет на работоспособность и эффективность подъемной машины в целом. Барабан состоит из обечайки с нарезанной спиральной канавкой, подкрепленной ребордами, шпангоутами и косынками, скрепленной с лобовинами – кольцевыми плоскими дисками с отверстиями и радиальными ребрами жесткости. Лобовины соединяются с валом подъемной машины через ступицу. Конечноэлементная модель такого барабана может содержать более двухсот тысяч узлов и более полутора миллиона степеней свободы, что делает особо сложным ее расчет при помощи МКЭ.

Определение достоверных нагрузок на барабан необходимо для правильного его расчета. В работах Б. А. Морозова, Б. Г. Климова, Б. И. Давыдова, Б. С. Ковальского, З. М. Федоровой, А. П. Нестерова, Ф. Л. Шевченко, С. Н. Зинченко, К. С. Заболотного доказано, что основным расчетным случаем является канатная нагрузка. Из работ [1] следует, что навивка любого витка каната приводит к деформации обечайки барабана, вследствие чего деформируются ранее навитые витки и натяжение в них ослабевает.

Для учета этого фактора в работе Б. С. Ковальского [1] предложено оценивать ослабление натяжения при помощи корректирующего коэффициента к величине радиальной нагрузки. Уравнение этого коэффициента получено для бесконечной оболочки и не позволяет учесть особенности реальных конструкций.

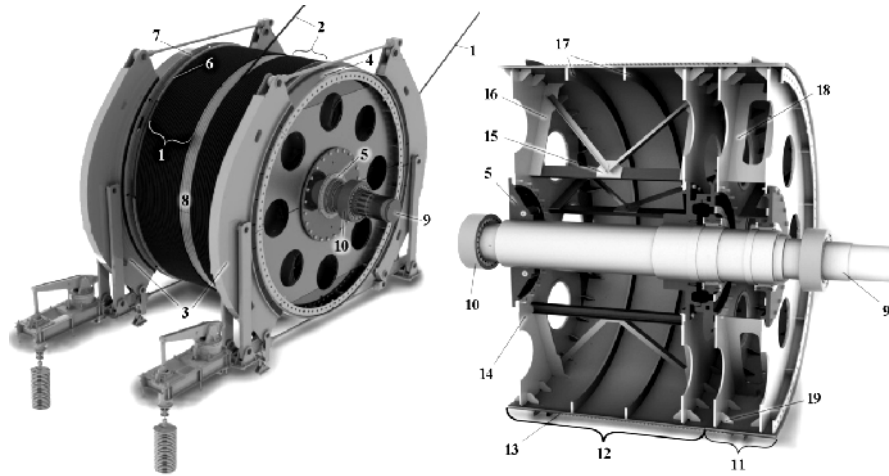


Рисунок 1 - Барабан ШПМ типа ЦР:

1 – наматываемый грузовой канат; 2 – смотываемый порожняковый канат; 3 – тормозные колодки; 4 – тормозные поля; 5 – ступицы; 6 – малая реборда; 7 – большая реборда; 8 – обечайка; 9 – вал; 10 – подшипники; 11 – переставная часть барабана; 12 – заклиненная часть барабана; 13 – винтовая канавка; 14 – лобовины; 15 – швеллеры с подкосами; 16 – ребра заклиненной части; 17 – шпангоуты; 18 – ребра переставной части; 19 – косынки

Известен подход [2] определения коэффициентов ослабления натяжения для каждого навитого витка на основе построения матрицы податливости. Способ построения такой матрицы с использованием конечно-элементного анализа, предложенный в работе [2], состоит в проведении большого количества громоздких численных экспериментов на конечно-элементной модели барабана. Это затрудняет разработку рациональной конструкции барабана, т. к. даже при незначительном изменении расчетной модели необходимо заново проводить серию численных экспериментов, что, в свою очередь, не позволяет решать задачи оптимизации конструкции. Для сокращения до минимума количества экспериментов при определении расчетных нагрузок необходима упрощенная механическая модель барабана. В настоящее время при математическом описании сложных объектов применяется полуэмпирический подход, который дает возможность получить более простую механическую модель объекта, обеспечивающую достоверные результаты. Данный подход предусматривает, что для описания объекта применяется аналитическая модель, в которой используются коэффициенты, определенные опытным путем и подобранные таким образом, чтобы в данном интервале изменения параметров расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались. Известный полуэмпирический подход ранее не использовался для расчета барабанов ШПМ. Это дает основание разработать на основе полуэмпирического подхода механическую модель барабана ШПМ, включающую обечайку, лобовины, реборды, косынки, ребра, шпангоуты, что является актуальной научной задачей.

Цель работы – разработка механической модели барабана ШПМ, позволяющей достоверно определить канатную нагрузку на барабан.

Для достижения цели поставлены такие задачи:

- разработать механические модели: обечайки, лобовин, реборд и шпангоутов, косынок и ребер;
- создать механическую модель барабана ШПМ.

МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БАРАБАНА ШПМ

В работе [2] обосновано, что несимметричная составляющая перемещений обечайки достаточно мала. Это дает возможность воспользоваться гипотезой об осесимметричном характере НДС барабана и ограничиться 1/8 его частью (рис. 2).

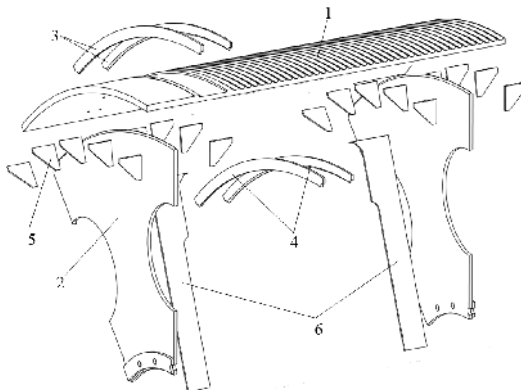


Рисунок 2 – Составляющие узлы барабана ШПМ

1 – обечайка; 2 – лобовина; 3 – реборды; 4 – шпангоуты; 5 – косынки; 6 – ребра

В дальнейшем будем исследовать работу каждого узла и строить для него механическую модель.

Рассмотрим равновесие элемента обечайки (рис. 3), вырезанного двумя поперечными сечениями, находящимися на расстоянии dx , и двумя радиальными сечениями, образующими между собой угол d . Данный элемент подвергается равномерно распределенной нагрузке q .

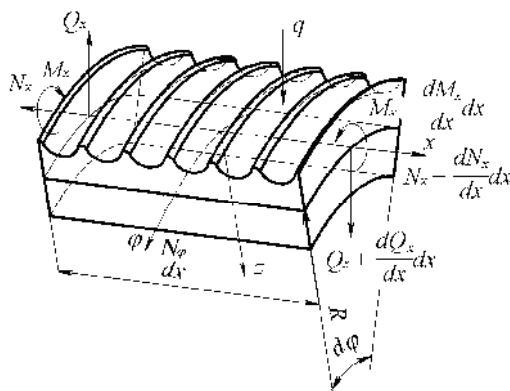


Рисунок 3 – Элемент профилированной оболочки

R – радиус средней поверхности оболочки, N_x – осевые силы,

Q_x – перерезывающие силы, M_x – изгибающий момент,

q – давление от канатной нагрузки

Внутренняя потенциальная энергия деформации элементарного слоя профилированной обечайки

$$\delta U = R \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} [\sigma_x \delta \varepsilon_x + \sigma_\varphi \delta \varepsilon_\varphi] dx d\varphi dz,$$

где h – толщина листа обечайки;

$f_z(x)$ – функция профиля канавки.

Применяя гипотезы Кирхгоффа-Лява и принцип возможных перемещений, получим уравнение равновесия участка оболочки с переменными изгибной и кольцевой жесткости, а именно:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{B(x)w}{R^2} = q,$$

где w – прогиб обечайки;

$D(x)$ – переменная изгибная жесткость;

$B(x)$ – переменная кольцевая жесткость.

Использование метода двух масштабов [3] позволяет получить уравнение равновесия

$$D_o \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_o}{R^2} w = q, \quad (2)$$

где осредненная изгибная жесткость

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

осредненная кольцевая жесткость

$$B_o = \frac{E}{\tau} \int_0^\tau \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx. \quad (4)$$

Результаты расчетов с использованием МКЭ показывают, что применение полученной аналитической модели дает завышенное значение изгибной жесткости. Это связано с тем, что в данной модели не было учтено отсутствие нормальных напряжений по контуру канавки.

Для построения механической модели обечайки барабана ШПМ применим полуэмпирический подход, соответственно изгибная жесткость D_o заменена редуцированной, а именно

$$D = kD_o,$$

где k – коэффициент редуцирования, полученный в результате вычислительного эксперимента, значения которого подбираются таким образом, чтобы расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовывались.

Найдем выражение для этого коэффициента на примере профиля канавки барабана ШПМ производства ЗАО «НКМЗ» (рис. 4), который описывается функцией

$$f_z(x) = \begin{cases} h_m + r_d - \sqrt{r_d^2 - x^2} - \frac{h}{2}, & x \leq x_N; \\ \frac{h}{2} + r_f - \sqrt{r_f^2 - (x - \tau)^2}, & x > x_N; \end{cases} \quad (5)$$

здесь r_d – радиус дна канавки; r_f – радиус гребешка канавки; τ – угол сопряжения; x_N и z_N – координаты точки сопряжения; h_f – высота гребешка; h_m – минимальная толщина обечайки; τ – половина шага нарезки витков.

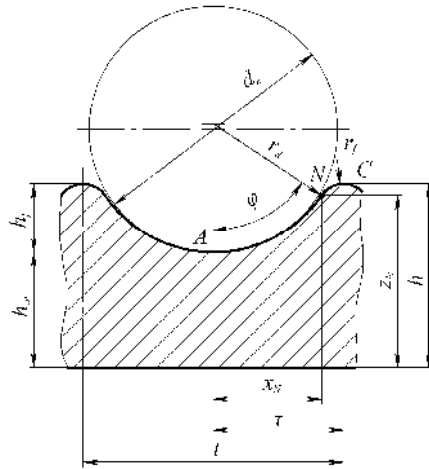


Рисунок 4 - Пример сечения профилированной канавки барабана

После проведения серии вычислительных экспериментов и обработки результатов методом наименьших квадратов получим функциональную зависимость коэффициента редуцирования k профиля НКМЗ от приведенных высоты гребешка () и шага нарезки канавки ():

$$k(\varepsilon, \zeta) = 1,34723 - 0,50156 \cdot \varepsilon - 0,29519 \cdot \zeta + 0,61212 \cdot \varepsilon^2 + 0,01659 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + 0,07385 \cdot \zeta^2 - 0,19478 \cdot \varepsilon^3 - 0,02106 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,00692 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - 0,00626 \cdot \zeta^3, \quad (6)$$

где $\varepsilon = \frac{h_f}{h_m}$, $\zeta = \frac{t}{h_f}$.

При этом абсолютная среднеквадратичная погрешность аппроксимации не превышает $-1,6\%$, а максимальная относительная $-5,3\%$.

Таким образом, в качестве механической модели обечайки можно использовать балку на упругом основании

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B}{R^2} w = q. \quad (7)$$

Для построения механической модели лобовины воспользуемся допущением об осесимметричном характере НДС, что дает возможность заменить ее эквивалентными пружинами сжатия с жесткостью и кручения жесткостью (рис. 5). Изгибную и радиальную жесткость лобовин определим с использованием конечно-элементного моделирования в SolidWorks Simulation (рис. 6).

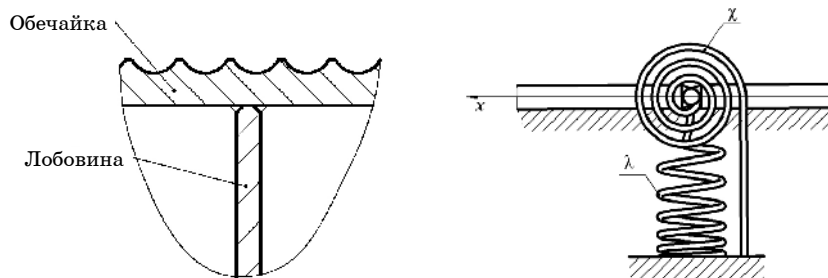


Рисунок 5 – Замена стыка обечайки и лобовины балками и упругими элементами

Граничные условия на кромках: запрет перемещений центрального отверстия; невозможность поступательных окружных перемещений; запрет поворотов вокруг оси барабана и вдоль радиуса лобовины на кромках, образованных сечениями. К наружной круговой кромке приложен окружной крутящий момент M_k .

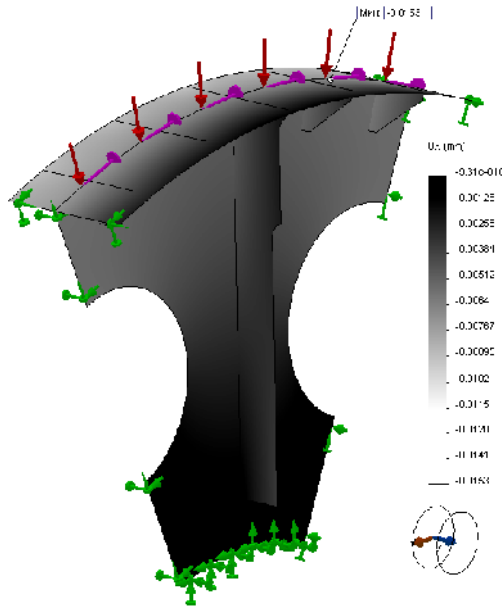


Рисунок 6 – Расчетная схема и результаты расчета модели лобовины

Изгибная жесткость лобовины вычисляется как отношение приложенного момента M_k к среднему углу поворота наружной круговой кромки:

$$\chi = \frac{M_k}{\psi}, \quad (8)$$

где R_l – наружный радиус лобовины.

Радиальная жесткость определяется как отношение приложенного давления q к среднему радиальному перемещению w наружной круговой кромки:

$$\lambda = \frac{q}{w_l}. \quad (9)$$

В качестве примера найдем выражение зависимостей χ и λ от основных параметров лобовины: радиуса лобовины R_l и толщины лобовины h_l . Из анализа конструкторской документации следует (рис. 7), что радиус отверстий R_o составляет 0,68 радиуса лобовины R_l , диаметр отверстий d_o - 0,3 радиуса лобовины R_l и радиус ступицы R_c - 0,34 радиуса лобовины R_l .

На конечно-элементной модели лобовины был проведен вычислительный эксперимент, в процессе которого определялись радиальные перемещения и углы поворота наружной кромки. Шаг и уровни варьирования заданы в табл. 1

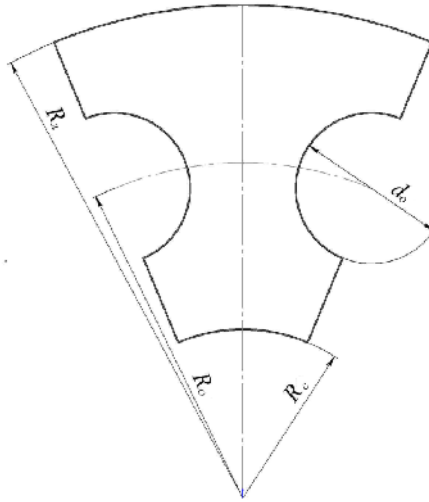


Рисунок 7 - Основные параметры лобовины

Таблица 1 - Значения уровней и интервалов варьирования параметров

Параметр	Уровни варьирования			Шаг
	-1	0	1	
R_l , мм	2000	2480	2960	480
h_l , мм	20	30	40	10

Полученные результаты были обработаны методом наименьших квадратов, следствием чего найдены зависимости изгибной и радиальной жесткостей от параметров R_l и h_l ,

$$\lambda(R_l) = 2,29 \cdot 10^{11} - 9,37 \cdot 10^7 \cdot R_l + 1,26 \cdot R_l^2; \quad (10)$$

$$\chi(R_l, h_l) = 3,41 \cdot 10^4 - 41,9 \cdot R_l + 1,53 \cdot 10^3 \cdot h_l + 0,038 \cdot R_l^2 - 7,87 \cdot R_l \cdot h_l + 622 \cdot h_l^2. \quad (11)$$

При этом абсолютная среднеквадратичная погрешность аппроксимации не превышает – 1,6 %, а максимальная относительная – 5,3 %.

Аналогично стыку обечайки с лобовиной рассмотрим стыки обечайки со шпангоутом и ребордой. Аналитические выражения для радиальных и изгибных жесткостей шпангоутов и реборд имеют вид [4; 5]:

$$\lambda = \frac{E \cdot (b^2 - a^2)}{(1 + \mu) \cdot (a^2 \cdot b + (1 + 2\mu) \cdot b^3)}; \quad \lambda_p = \frac{E \cdot (b_p^2 - a_p^2)}{(1 + \mu) \cdot (a \cdot b_p^2 + (1 + 2\mu) \cdot a_p^3)};$$

$$\chi = \frac{D \cdot (b^2 - a^2) \cdot (1 - \mu^2)}{b^3 \cdot (1 - \mu) + b \cdot a^2 \cdot (1 + \mu)}; \quad \chi = \frac{D \cdot (b^2 - a^2) \cdot (1 - \mu^2)}{a^3 \cdot (1 - \mu) + b^2 \cdot a \cdot (1 + \mu)},$$

где a и b – внутренний и внешний радиусы подкреплений соответственно;

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} - \text{изгибная жесткость пластинки};$$

h – толщина подкрепляющего элемента.

Для построения механической модели косынок и ребер воспользуемся допущением об осесимметричном характере НДС, что дает возможность заменить их эквивалентными кольцами толщиной h_k с объемом, равным объему соответствующих подкрепляющих:

$$h_k = \frac{2 \cdot V_n \cdot n}{l_n \cdot R},$$

где V_n – объем подкрепления;

l_n – длина подкрепления;

n – количество подкрепляющих элементов в окружном направлении.

Разработанные механические модели узлов барабана дают возможность представить его механическую модель в виде (рис. 8) последовательно соединенных друг с другом в узлах балок на упругом основании, которые соответствуют участкам подкрепленной обечайки с постоянными жесткостными характеристиками. В узлах, соответствующих лобовинам, ребордам и шпангоутам, размещены опоры в виде пружин сжатия и кручения.

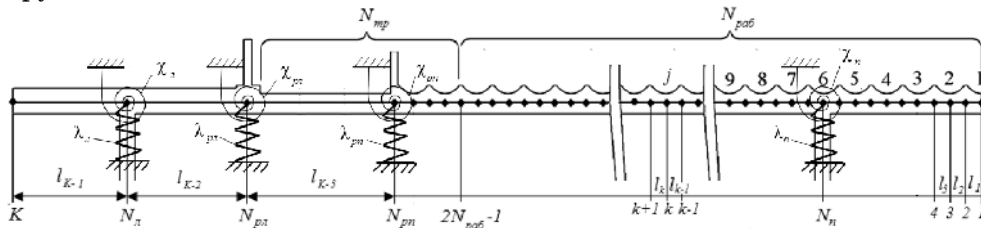


Рисунок 8 - Механическая модель барабана ШПМ:

$N_{раб}$ – количество рабочих канавок; $N_{тр}$ – количество витков трения порожнякового каната; K – количество узлов; j – номер текущей канавки; k – номер текущего узла, $N_{л}$, $N_{п}$ – номера узлов над левой и правой лобовинами; $N_{рл}$, $N_{рп}$ – номера узлов над левой и правой ребордами; l_k – длина k -й балки; λ_k – жесткость пружин сжатия; $\lambda_{кр}$ – жесткость пружин кручения

ВЫВОДЫ

Механическая модель обечайки представляется балкой на упругом основании, изгибная жесткость которой находится на основании полуэмпирического подхода, метода двух масштабов и вычислительного эксперимента. Для барабанов ШПМ, выпускающихся НКМЗ, получена аналитическая зависимость для изгибной жесткости, с погрешностью аппроксимации 1,6 %.

Механическая модель стыка лобовины с обечайкой представляется в виде пружин на сжатие и кручение. Получена аналитическая зависимость жесткостей этих пружин от параметров лобовин барабанов ШПМ, выпускающихся НКМЗ с абсолютной среднеквадратичной погрешностью – 1,6 %, а максимальной относительной – 5,3 %.

Для подкрепляющих элементов барабана построены механические модели: реборды и шпангоуты – в виде пружин сжатия и кручения; Ребра и косынки вместе с соответствующими участками обечайки – балками на упругом основании увеличенной толщины.

На основе полуэмпирического подхода разработана механическая модель барабана, представляющая собой последовательно соединенные

друг с другом в узлах балки на упругом основании, которые соответствуют участкам подкрепленной обечайки с постоянными жесткостными характеристиками, причем изгибная жесткость балок определяется с использованием полуэмпирического подхода, метода двух масштабов и вычислительного эксперимента. В узлах, соответствующих подкреплениям, размещены опоры в виде пружин сжатия и кручения, имеющие жесткости, эквивалентные изгибной и радиальной жесткостей лобовин, шпангоутов и реборд. Жесткости этих пружин определяются из численных экспериментов.

DEVELOPMENT OF MECHANICAL MODEL OF MINE WINDERS' DRUM

M. A Rutkovski,

Public higher education institution "National Mining University", Dnepropetrovsk, Ukraine

E-mail: gem99@mail.ru

Based on the semi-empirical approach developed mechanical model of the drum shaft hoisting machine, including shells, loboviny, flange, scarves, ribs, ribs. The developed model will reduce the number of numerical experiments in determining the design load on the drum shaft hoisting machine and solve the optimization problem in its design.

Key words: *mechanical model, mine hoist drum, shell, sidewall, reinforcements.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ковальский Б. С. Нагрузка канатных барабанов и бобин // Стальные канаты: сб. статей. – Киев: Техника, 1966. – Вып.3. – С.89-106.
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 сборник научных трудов / Ин-т геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины. – Днепропетровск, 2011. – Вып. 92. – 280 с.: ил., табл. – библиогр. : С. 275–278.
3. Андрианов И. В. Метод усреднения в статике и динамике ребристых оболочек / И. В. Андрианов, В. А. Лесничая, Л. И. Маневич. – М. : Наука, 1985. – С. 97–101.
4. Тимошенко С. П. Сопrotивление материалов : пер. с англ. / С. П. Тимошенко. - М. : Наука, 1965. – С. 96–97.
5. Биргер И. А. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в трех томах / И. А. Биргер, Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1988. – Т. 1. – С. 38–41.

Поступила в редакцию 2 октября 2012 г.