

УДК 622.673.1; 621.778.27

РАЗРАБОТКА ПОЛУЭМПИРИЧЕСКОГО МЕТОДА ПОСТРОЕНИЯ ОБОБЩЕННОЙ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ БАРАБАНА ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

**К.С. Заболотный, профессор, д.т.н., А.Л. Жупиев, ст. преподаватель,
М.А. Рутковский, аспирант, Государственное высшее учебное заведение
«Национальный горный университет», г. Днепропетровск**

Аннотация. Разработан полуэмпирический метод, который позволит обоснованно подойти к выбору параметров барабанов шахтных подъемных машин, а его применение в проектировании позволит создать конкурентоспособные на мировом рынке подъемные установки, отличающиеся уменьшенной массой, повышенной прочностью и долговечностью.

Ключевые слова: подъемная машина, обечайка, обобщенная параметрическая модель, полуэмпирический метод.

РОЗРОБКА НАПІВЕМПІРИЧНОГО МЕТОДУ ПОБУДОВИ УЗАГАЛЬНЕНОЇ ПАРАМЕТРИЧНОЇ МОДЕЛІ БАРАБАНА ПІДНІМАЛЬНОЇ МАШИНИ

**К.С. Заболотний, професор, д.т.н., О.Л. Жупієв, старший викладач,
М.О. Рутковський, аспірант, Державний вищий навчальний заклад
«Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ**

Анотація. Розроблено напівемпіричний метод, який дозволить обґрунтовано підійти до вибору параметрів барабанів шахтних піднімальних машин, а його застосування у проектуванні дозволить створити конкурентоспроможні на світовому ринку підйомні установки, що відзначаються зменшеною масою, підвищеною міцністю й довговічністю.

Ключові слова: підіймальна машина, обичайка, узагальнена параметрична модель, напівемпіричний метод.

DEVELOPING A SEMI-EMPIRICAL METHOD OF CONSTRUCTING A GENERALIZED PARAMETRIC MODEL OF MINE HOIST DRUMS

**K. Zabolotnyi, Professor, Doctor of Engineering Sciences,
A. Zhupiyev, Assistant Professor, M. Rutkovskyi, post-graduate,
State Higher School «National Mining University», Dnipropetrovsk**

Abstract. A semi-empirical method enabling a substantiated approach to selecting parameters of mine hoist drums has been developed. Its application in design allows creating mine hoists that feature reduced weight, increased strength and durability and could be competitive on the world market.

Key words: mine hoist, shell ring, generalized parametric model, semi-empirical method.

Введение

В современных условиях возрастающей технологической конкуренции большое значение имеет сокращение сроков разработки

новых конструкций машин, а также повышение их качества и надежности. В связи с этим оптимальное проектирование занимает одну из основных позиций при создании современных конкурентоспособных машин.

Моделирование конструкции машины как дискретно-континуальной взаимодействующей системы позволяет определить зависимости между ее параметрами, необходимые для оптимального проектирования.

Одной из крупнейших, представляющая собой дискретно-континуальную систему, является шахтная подъемная машина (ШПМ) с разрезным цилиндрическим барабаном, которую производят в ЗАО «Ново-Краматорский машиностроительный завод» (НКМЗ). Но машины этого типа имеют высокую металлоемкость по сравнению с импортными аналогами, что снижает их конкурентоспособность на внешнем рынке.

Анализ публикаций

Исследованием подъемных машин в разное время занимались Б.А. Морозов, Б.Г. Климов, Б.И. Давыдов, Б.С. Ковальский, З.М. Федорова, А.П. Нестеров, Ф.Л. Шевченко, С.Н. Зинченко, К.С. Заболотный. Почти все работы этих ученых посвящены исследованию напряженно-деформированного состояния барабанов ШПМ и определению их рациональных параметров [1, 2]. В разработанных авторами математических моделях было принято, что профилированная обечайка барабана имеет упрощенный вид. Необходимо отметить, что последняя является сложным объектом строительной механики и для нее еще не разработаны модели напряженно-деформированного состояния, позволяющие оптимизировать конструкцию барабана шахтной подъемной машины. В настоящее время при математическом описании сложных объектов применяется полуэмпирический подход, который дает возможность получить более простую математическую модель объекта, обеспечивающую достоверные результаты [3]. Данный подход предусматривает, что для описания объекта применяется упрощенная модель, в которой используются коэффициенты, определенные опытным путем и подобранные таким образом, чтобы в данном интервале изменения параметров расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовались.

Цель и постановка задачи

Разработка полуэмпирического метода построения обобщенной параметрической модели (ОПМ) обечайки барабана шахтной подъемной машины на основе его представления как дискретно-континуальной системы.

Для достижения цели поставлены такие задачи:

1. Построение аналитической модели обечайки барабана ШПМ со спиральной канавкой.
2. Определение функции редуцирования изгибной жесткости обечайки.

Разработка полуэмпирического метода

Было принято [1], что, применяя метод усреднения к барабану со спиральной канавкой, из-за малости отношения шага нарезки канавки t к диаметру барабана следует моделировать профилированную обечайку барабана как осесимметричную, профиль канавки которой описывается периодической функцией $f_z(x)$. Например, применительно к ШПМ производства ЗАО «НКМЗ» профиль канавки (рис. 1) можно описать следующим образом

$$f_z(x) = \begin{cases} h_m + r_d - \sqrt{r_d^2 - x^2} - \frac{h}{2}, & \text{если } x \leq x_N; \\ \frac{h}{2} + r_f - \sqrt{r_f^2 - (x - \tau)^2}, & \text{если } x > x_N; \end{cases} \quad (1)$$

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

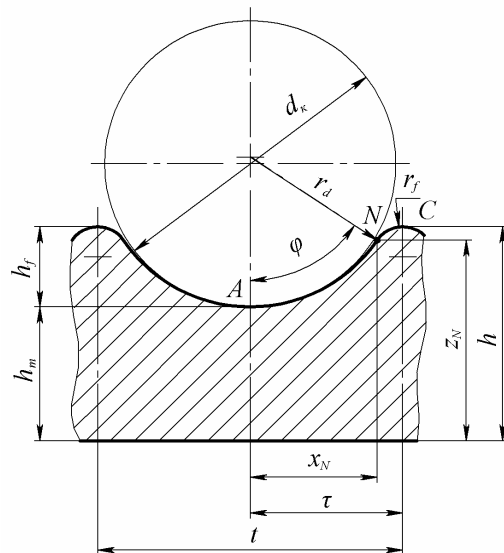


Рис. 1. Пример сечения профилированной канавки барабана

Рассмотрим равновесие элемента обечайки (рис. 2), вырезанного двумя поперечными

сечениями, находящимися на расстоянии dx , и двумя радиальными сечениями, образующими между собой угол $d\varphi$. Данный элемент подвергается равномерно распределенной нагрузке q .

Введем значения следующих внутренних силовых факторов оболочки, которая моделирует профилированную обечайку

$$N_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} \sigma_x dz; N_\varphi = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} \sigma_\varphi dz; M_x = \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} \sigma_x z dz. \quad (2)$$

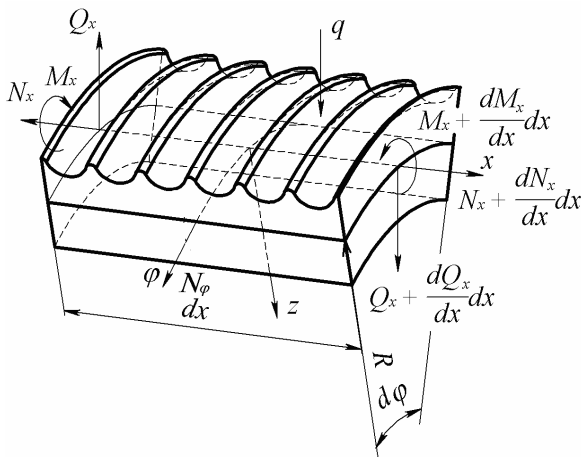


Рис. 2. Элемент профилированной оболочки

Здесь обозначено: R – радиус срединной поверхности оболочки, N_x – осевые силы, Q_x – перерезывающие силы, M_x – изгибающий момент.

Внутренняя потенциальная энергия деформации профилированной обечайки описывается таким выражением

$$\delta U = R \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_{-f_z(x)}^{\frac{h}{2}} [\sigma_x \delta \epsilon_x + \sigma_\varphi \delta \epsilon_\varphi] dx d\varphi dz. \quad (3)$$

В работе [1] было обосновано применение для профилированной обечайки модифицированной кинематической гипотезы Кирхгофа–Лява, согласно которой поперечные перемещения первой не зависят от координаты z , то есть

$$w \equiv w(x), \quad (4)$$

а для осевых перемещений справедливой оказывается следующая формула

$$u(x, z) \equiv u_0(x) + (e - z) \frac{dw}{dx}. \quad (5)$$

Поскольку изгибная жесткость лобовин барабанов подъемных машин значительно ниже осевой жесткости обечайки, то $N_x = 0$. Таким образом, получаем следующие выражения

$$M_x = -D(x) \frac{d^2 w}{dx^2}; N_\varphi = -B(x) \frac{w}{R}; \quad (6)$$

где

$$D(x) = \frac{E}{1 - \mu^2} \times \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x) h^2}{16} + \frac{f_z^2(x) h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right); \quad (7)$$

$$B(x) = E \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right). \quad (8)$$

Применяя принцип возможных перемещений, получим уравнение равновесия участка оболочки с переменными изгибной и кольцевой жесткости, а именно

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{B(x) w}{R^2} = q. \quad (9)$$

Использование метода двух масштабов [4] позволяет сформулировать следующее уравнение равновесия конструктивно-ортотропной оболочки

$$D_a \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{B_a}{R^2} w = q, \quad (10)$$

где изгибная жесткость

$$D_a = \frac{E\tau}{(1 - \mu^2)} \left(\int_0^{\tau} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x) h^2}{16} + \frac{f_z^2(x) h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right)^{-1} dx \right)^{-1}; \quad (11)$$

кольцевая жесткость

$$B_a = \frac{E}{\tau} \int_0^{\tau} \left(\frac{h}{2} + f_z(x) \right) dx. \quad (12)$$

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 ОПМ обечайки барабана ШПМ был применен полуэмпирический подход, согласно которому в используемых расчетах аналитической модели (10–12) изгибная жесткость D_a заменена редуцированной, а именно

$$D_p = kD_a, \quad (13)$$

где k – коэффициент редуцирования, полученный в результате вычислительного эксперимента, значения которого подбираются таким образом, чтобы расчетные и экспериментальные данные хорошо согласовались. В процессе вычислительного эксперимента определялись поля осевых перемещений v_1, v_2 узлов конечно-элементной сетки профилированной обечайки. На рис. 3 показан результат расчета, выполненного по методу конечных элементов, с использованием программного комплекса SolidWorks Simulation применительно к фрагменту профилированной обечайки в виде «полуканавки» и с учетом следующих исходных данных: профиль канавки подъемной машины производства завода НКМЗ, шаг укладки $t = 62$ мм, толщина листа $h = 55$ мм, глубина нарезки $h_f = 16$ мм. В качестве граничных применены следующие условия: передняя и левая грани – симметрия; правая грань не изгибается, а только поворачивается как жесткое целое под действием приложенного сосредоточенного момента M , нижняя левая кромка полуканавки зафиксирована.

При обработке результатов использовались такие безразмерные параметры:

приведенная высота гребешка $\varepsilon = \frac{h_f}{h_m}$,

приведенный шаг нарезки канавки $\zeta = \frac{t}{h_f}$.

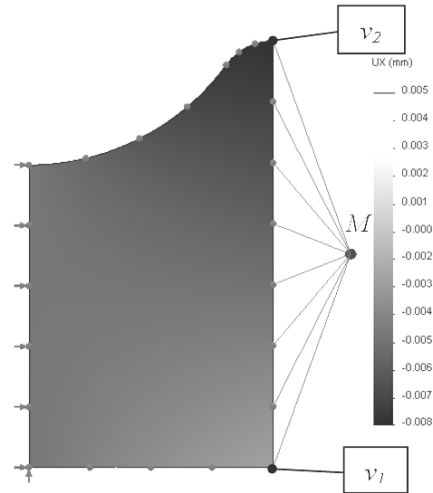


Рис. 3. Пример расчета полуканавки

С учетом вычисленных перемещений точек v_1, v_2 кривизна

$$\kappa = \frac{v_1 - v_2}{\tau h}. \quad (14)$$

Введем понятие приведенной изгибной жесткости

$$D_p = \frac{12M(1-\mu^2)}{Eh_m^3 \kappa b}. \quad (15)$$

В ходе вычислительного эксперимента значения приведенных параметров выбирались по табл. 1.

Таблица 1 Значения уровней и интервалов варьирования приведенных параметров

Параметры	Уровни варьирования					Шаг
	-1	-0,5	0	0,5	1	
ε	0,18	0,445	0,71	0,975	1,24	0,265
ζ	3,21	3,575	3,94	4,305	4,67	0,365

Вычислительный эксперимент предусматривал определение вектора ε , а затем вектора коэффициента редуцирования, а именно

$$k = \frac{D_p}{D_a(\varepsilon, \zeta)}, \quad (16)$$

где изгибная жесткость листа обечайки без гребешков $D = \frac{Eh_m^3}{12(1-\mu^2)}$.

Полученные результаты были обработаны методом наименьших квадратов, следствием чего стала зависимость коэффициента редуцирования k от безразмерных параметров ε и ζ , то есть

$$k(\varepsilon, \zeta) = 1,34723 - 0,50156 \cdot \varepsilon - 0,29519 \cdot \zeta + \\ + 0,61212 \cdot \varepsilon^2 + 0,01659 \cdot \varepsilon \cdot \zeta + 0,07385 \cdot \zeta^2 - \\ - 0,19478 \cdot \varepsilon^3 - 0,02106 \cdot \varepsilon^2 \cdot \zeta + 0,00692 \cdot \varepsilon \cdot \zeta^2 - \\ - 0,00626 \cdot \zeta^3. \quad (17)$$

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

Таким образом, изгибная жесткость конструктивно-ортотропной оболочки, которая моделирует профилированную обечайку, может определяться по следующей формуле

$$D_p = k \frac{E\tau}{(1-\mu^2)} \left(\int_0^{\tau} \left(\frac{h^3}{96} + \frac{f_z(x)h^2}{16} + \frac{f_z^2(x)h}{8} + \frac{f_z^3(x)}{12} \right) dx \right)^{-1}. \quad (18)$$

При этом следует учитывать, что формула (17), по которой определяется коэффициент k , справедлива для профиля с функцией (1).

Предположим, что в расчете других профилей можно использовать ту же функцию редукиции. Чтобы оценить погрешность этого предположения применительно к двум профилям [2,5], был проведен численный эксперимент. Он заключался в том, что для граничных значений параметров проводилось сравнение экспериментальных и редуцированных величин изгибной жесткости. Численный эксперимент показал, что погрешность определения жесткости по формуле (18) не превысила 6 %.

Вывод

Таким образом, разработанный полуэмпирический метод состоит в том, что для расчета

изгиба профилированной обечайки барабана ШПМ используется аналитическая модель конструктивно-ортотропной оболочки, кольцевая жесткость которой определяется по формуле (12), а редуцированная изгибная жесткость D_p – по формуле (18), где значение коэффициента k соответствует выражению (17).

Литература

1. Заболотный К.С. Научное обоснование технических решений по повышению канатоемкости и уменьшению габаритов шахтных подъемных машин с цилиндрическими барабанами: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.16 / К.С. Заболотный. – Д., 1997. – 295 с.
2. Безпалько Т.В. Оптимизация по канатоемкости проектных параметров барабанов шахтных подъемных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Т.В. Безпалько. – Д., 2004. – 209 с.
3. Яновский Ю.Г. Композиты на основе полимерных матриц и углеродно-силикатных нанонаполнителей. Квантово-механическое исследование механических свойств, прогнозирование эффекта усиления / Ю.Г. Яновский Е.А. Никитина, С.М. Никитин и др. // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2009. – Т. 15, № 4. – С. 566–589.
4. Андрианов И.В. Метод усреднения в статике и динамике ребристых оболочек / И.В. Андрианов, В.А. Лесничая, Л.И. Маневич. – М.: Наука, 1985. – 223 с.
5. Димашко А.Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины / А.Д. Димашко, И.Я. Гершиков, А.А. Кренивич // Справочник. – М.: Недра, 1973. – 363 с.

Рецензент: И.Г. Миренский, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 25 мая 2012 г.