

© Родионов Л.А., Титов А.М.

РАСЧЕТ ОБОЛОЧКИ БАРАБАНА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Конвейерный барабан представляет собой цилиндрическую оболочку с двумя жесткими лобовинами - дисками, установленными по торцам и закрепленными на валу.

Оболочку барабана можно считать тонкостенной, т.е. для расчета применять теорию тонких оболочек, т.к. для существующих наиболее толстостенных оболочек барабанов отношение (характерный параметр)

$$\gamma = \frac{a}{h} \geq 10;$$

(a - радиус, h - толщина оболочки)

Учитывая малое влияние напряженно-деформированного состояния типа краевого эффекта на достаточном расстоянии от краев, расчет проводится для случая цилиндрической оболочки с шарнирно опертыми краями. Такой подход резко упрощает решение задачи, так как позволяет использовать уже известные решения для цилиндрической оболочки при локальном нагружении. Вопрос о совместной работе цилиндрической оболочки с жестким торцевым диском должен решаться отдельно.

Натяжение бесконечно гибкой конвейерной ленты T создает радиальную нагрузку барабана

$$p = \frac{T}{2ca},$$

$2c$ - ширина ленты.

Натяжение T полагается равномерно распределенным по ширине ленты и переменным по дуге охвата оболочки лентой. Закон изменения нагрузки по дуге принят в форме зависимости Эйлера

$$T(\varphi) = T_0 e^{-f(\varphi + \beta_1)},$$

где T_0 - максимальное натяжение ленты (в набегающей ветви);

f - коэффициент трения ленты-поверхность барабана;

$2\beta_1$ - угол охвата барабана (рис. 1).

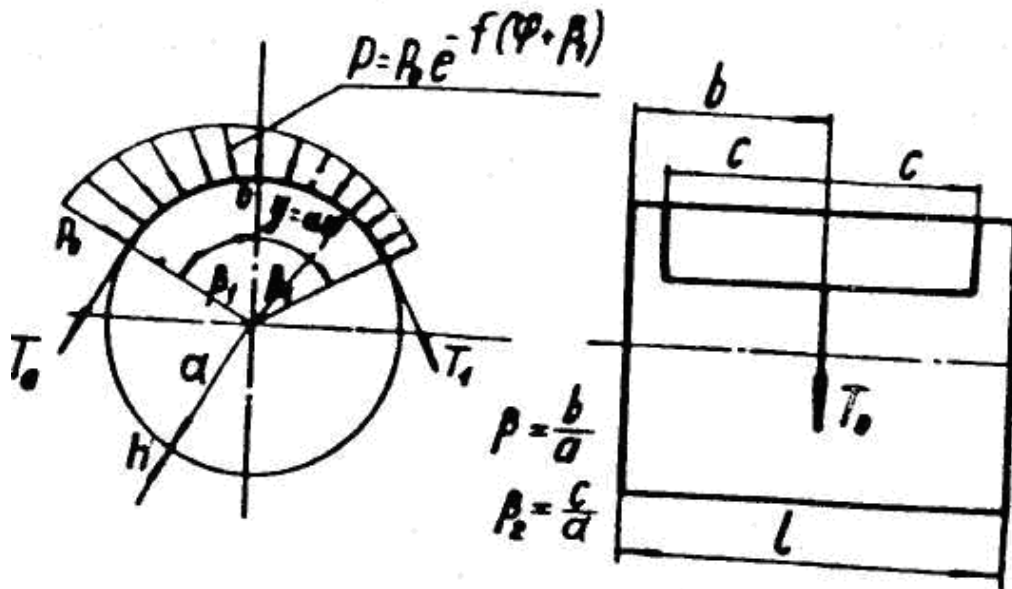


Рис. 1 – Нагрузка обичайки барабана

Основные дифференциальные уравнения и зависимости

Для решения задач о цилиндрической оболочке в общем случае нагружения применяется полная система дифференциальных уравнений в форме, предположенной Г. Рейсснером и рядом операций сведенная к одному дифференциальному уравнению 8-го порядка относительно прогиба W и двум соотношениям (для случая только радиальной нагрузки z) [

$$\nabla^8 W + \frac{12(-\nu^2)}{a^2 h^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a^2} \left[\frac{\partial^6 w}{a^6 \partial \varphi^6} + \nu \frac{\partial^6 w}{a^2 \partial x^4 \partial x^2} + \nu \frac{\partial^4 w}{a^4 \partial x^2 \partial \varphi^4} \right] = \frac{1}{D} \nabla^4 z; \quad (1)$$

$$\nabla^4 u = \frac{\nu}{a} \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - \frac{\partial^3 w}{a^3 \partial x \partial \varphi^2};$$

$$\nabla^4 v = \nu \frac{\partial^3 w}{a^2 \partial x^2 \partial \varphi} + \frac{\partial^3 w}{a^3 \partial \varphi^3},$$

где u, v, w - перемещения в направлении осей x, y, z ;

ν - коэффициент Пуассона

$$\nabla^8 = \nabla^4 \nabla^4, \quad \nabla^4 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{a^2 \partial \varphi^2} \right)^2; \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \text{ - цилиндрическая жесткость}$$

оболочки, E - модуль упругости 1-го рода

Решение уравнения (1) ищется в виде

$$w = \sum_m \sum_n \left(w_{1mn} \cos m\varphi + w_{2mn} \sin m\varphi \right) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (2)$$

$$z = \sum_m \sum_n \left(z_{1mn} \cos m\varphi + z_{2mn} \sin m\varphi \right) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (3)$$

где $\lambda_n = \frac{n\pi}{a}$; $m = 0, 1, 2, 3, \dots$; $n = 1, 2, 3, \dots$

$\alpha = l/a$; l - длина оболочки.

Подставив (2) и (3) в (1), находим выражения для w и далее по известным зависимостям для остальных компонент напряженно-деформированного состояния (НДС) в форме рядов (2), (3) с неизвестными z_{jmn} ($j = 1, 2$).

z_{jmn} определяются по формулам обращения зависимости (3)

$$z_{1jmn} = \frac{2\Delta}{\pi a l} \iint_{\Delta} z \cos m\varphi \left(\sin m\varphi \right) \sin \frac{\lambda_n}{a} x d\sigma,$$

где σ - область нагружения оболочки

$$\Delta = \begin{cases} 1/2 & m = 0; \\ 1 & m = 1, 2, 3, \dots \end{cases}$$

Для случая барабана конвейера, нагруженного натяжением конвейерной ленты, радиальная нагрузка $p(x, \varphi) = p_0 e^{-f(\varphi + \beta_1)}$ (рис. 1).

С помощью формул обращения получены коэффициенты z_{jmn} разложения нагрузки $p(x, \varphi)$ в двойной ряд Фурье:

$$z_{1jmn} = A \varphi_1 \left(\cos n\psi \right),$$

$$A = \frac{4\Delta e^{-f\beta_1}}{\pi \alpha \beta_2}, \quad \varphi_1 \left(n \right) = \frac{f \cos m\beta_1 8h f\beta_1 + m \sin m\beta_1 ch f\beta_1}{m^2 + f^2},$$

$$\psi_{\text{с}} = \frac{\sin \lambda_n \beta \sin \lambda_n \beta_2}{\lambda_n}; \quad \varphi_2 \text{ (а)} = \frac{m \cos m \beta_1 \operatorname{ch} f \beta_1 - f \sin m \beta_1 \operatorname{ch} f \beta_1}{m^2 + f^2}$$

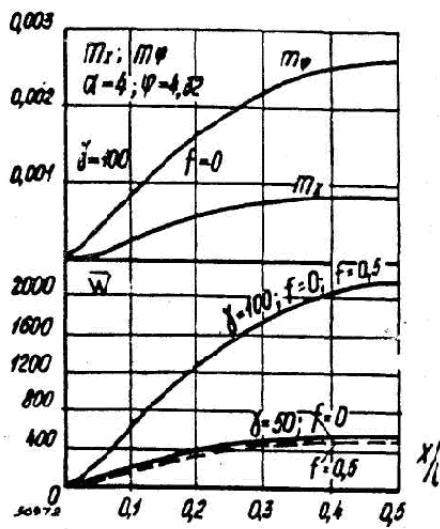
Вычисления и анализ.

Вычисления производились при

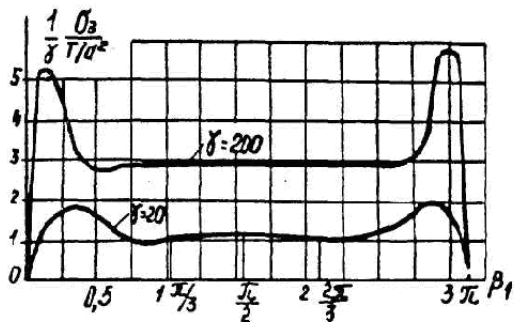
$$\alpha = 1, 2, 4; \quad \gamma = 20; 50; 100; 200;$$

$$\beta = 0.5\alpha; \quad \beta_1 = \pi/3, \pi/2, 2\pi/3;$$

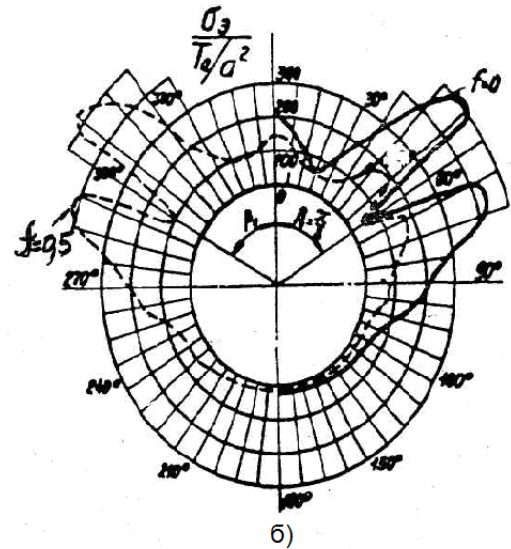
$$\beta_2 = 0.45\alpha; \quad f = 0; 0.1; 0.5.$$



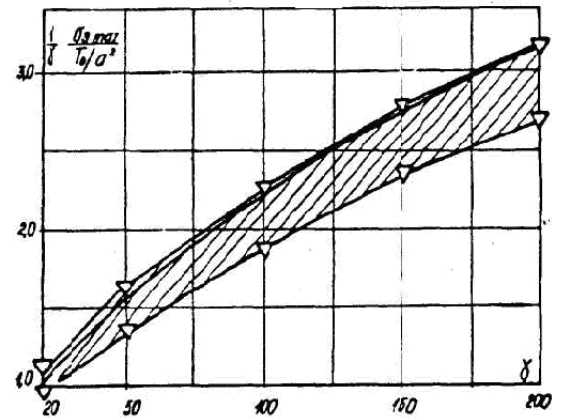
а)



б)



в)



г)

Рис. 2 – Результаты расчетов

Большой объем числовой информации дал возможность провести анализ результатов и сделать определенные выводы.

Зона максимальных напряжений в стенке оболочки- среднее сечение ($x/l = 0.5$ (рис. 2 а)). Изменение параметров γ, f (рис. 2 б), β_1 (рис. 2 в) и $\alpha \geq 4$

в широких пределах практически не оказывает влияния на величину максимальных приведенных напряжений. Величина относительного максимального напряжения в оболочке $\frac{\sigma_{\text{э. max}}}{T_0/a^2}$ радиуса a , нагруженной лентой конвейера с входным тяговым усилием T_0 , коэффициентом сцепления ленты с поверхностью барабана f , углом охвата ленты $2\beta_1$, шириной ленты $\beta_2 = 0.45\alpha$, зависит в основном от параметра γ .

На рис. 2г представлена область значений величины $\frac{1}{\gamma} \frac{\sigma_{\text{э. max}}}{T_0/a^2}$ вычисленной при различных $f, \beta_1, \alpha, \gamma$.

Обработка результатов вычислений дала возможность найти аналитическую зависимость для максимальных приведенных напряжений в виде:

$$\frac{\sigma_{\text{э. max}}}{T_0/a^2} = 0,22\gamma^{3/2}, \quad (5)$$

Погрешность зависимости (5) не превышает 10%, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

Список использованных источников

1. Бейлард П. П. Напряжение от локальных нагрузок в цилиндрических сосудах давления / П. П. Бейлард // Вопросы прочности цилиндрических оболочек. – М. : Оборонгиз, 1960. – С. 43–65.
2. Вопросы точности цилиндрических оболочек : сб. пер. / под ред. В. М. Даревского. – М. : Оборонгиз, 1960.

Родионов Л.А., Титов А.М. «Расчет оболочки барабана ленточных конвейеров»

В статье излагается решение задачи расчета цилиндрической оболочки

конвейерных барабанов на основе полной системы уравнений общей теории оболочек. Анализ результатов вычислений позволил получить простые выражения для максимальных приведенных эквивалентных напряжений в оболочке.

Rodionov L. A., Titov A. M. «Розрахунок оболонки барабана стрічкових конвеєрів»

У статті викладається рішення завдання розрахунку циліндричної оболонки конвеєрних барабанів на основі повної системи рівнянь загальної теорії оболонок. Аналіз результатів обчислень дозволив одержати прості вираження для максимальних наведених еквівалентних напруг в оболонці.

Rodionov L., Titov A.M. «Calculation of shell of drum of band conveyers»

In the article the decision of task of calculation of cylindrical shell of conveyer drums is expounded on the basis of the complete system of equalizations of general theory of shells. The analysis of results of calculations allowed to get simple expressions for the maximal resulted equivalent tensions in a shell.