

ОСНОВЫ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА КРАНОВОГО БАРАБАНА ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ НАВИВКЕ КАНАТА

Катасонов И.П., канд. техн. наук, доц., Руденко Д.Н., студент,
Донбасская государственная машиностроительная академия

Исследовано напряженно-деформированное состояние барабана, нагруженного витками каната при двухслойной параллельной навивке.

The pressure-deformed condition of a drum loaded with coils of a rope at two-layer parallel winding is investigated.

Стенка барабана нагружается витками первого слоя, через них же передаются нагрузки от витков второго слоя (рисунок 1).

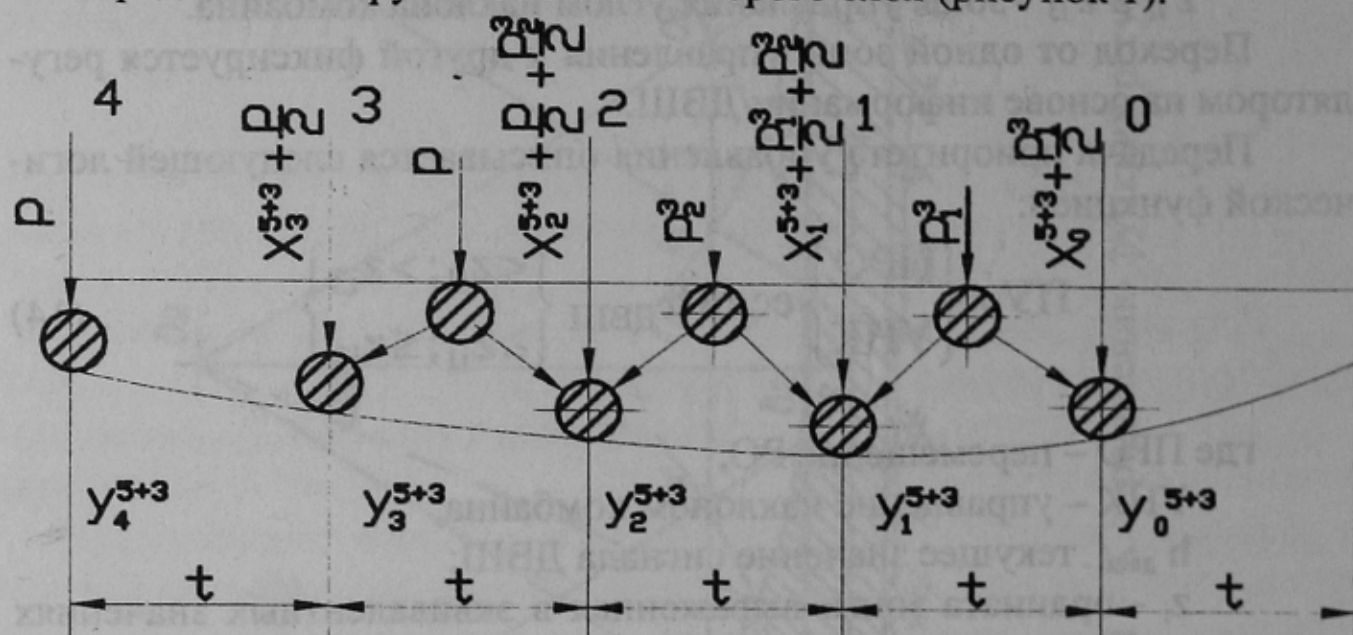


Рисунок 1 – Схема нагружения стенки барабана

Под влиянием этих нагрузок в стенке возникают напряжения сжатия σ_c в окружном направлении и напряжения изгиба по образующей σ_u , которым сопутствуют напряжения изгиба в окружном направлении $\sigma'_u = \nu\sigma_u = 0.3\sigma_u$.

Прогибу стенки на y отвечает возникновение напряжений сжатия $|\sigma_c|$

$$\sigma_c = y \frac{E}{R}, \quad (1)$$

где E - модуль упругости материала барабана;
 R - радиус барабана.

Применительно к двухслойной параллельной навивке напряжения сжатия в сечении i при m витках первого и n витках второго слоя навивки

$$\sigma_c = y^{m+n} \frac{E}{R}, \quad (2)$$

где $y_i^{m+n} = y_0 A_i^{m+n}$, $y_0 = \frac{\beta TR}{2E\delta}$, $A_i^{m+n} = \sum p_i^{m+n} \eta(\beta x_i)$, $p_i = P_i/P$.

После элементарных преобразований получаем:

$$\sigma_{c_i}^{m+n} \frac{E}{R}, \quad (3)$$

где $\sigma_0 = T/\delta t$; (4)

T - натяжение каната;

δ - толщина стенки;

t - шаг навивки.

Напряжение изгиба в стенке $|1|$

$$\sigma_{u_i}^{m+n} = \frac{6M}{\delta^2} = 0.91 \beta t \bar{A}_i^{m+n} \sigma_0 \quad (5)$$

где $M = \frac{T}{4\beta R} \bar{A} i^{m+n}$; $\bar{A}_i^{m+n} = \sum p_i^{m+n} \eta_1(\beta x_i)$.

$$\eta_1(\beta x_i) = e^{-\beta x_i} (\cos \beta x_i - \sin \beta x_i).$$

Функции $\eta(\beta x)$ и $\eta_1(\beta x)$ быстро затухают: при $x = 3\pi/4$ имеем $\eta(\beta x) = 0$ и при $x = \pi/4 - \eta_1(\beta x) = 0$, то есть уже в сечении на расстоянии двух шагов изгибающий момент пренебрежительно мал.

Полагая оболочку тонкостенной, ведем расчет эффективных напряжений (приведенных на базе октаэдрической гипотезы пластичности) по формуле

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2}. \quad (6)$$

Здесь $\sigma_1 = -\sigma_c \pm 0.3\sigma_u$, $\sigma_2 = \pm\sigma_u$, так что

$$\sigma_3 = \sqrt{0.79\sigma_u^2 + 0.4\sigma_u\sigma_c + \sigma_c^2}. \quad (7)$$

В районе оценки напряженного состояния знак "+" имеют напряжения изгиба на внутренней поверхности стенки барабана

$$\sigma_3 = \sqrt{0.79\sigma_u^2 + 0.4\sigma_u\sigma_c + \sigma_c^2}. \quad (8)$$

они являются максимальными и принимаются за основу в расчете стальных барабанов.

Для расчета напряжений в стенке чугунного барабана используется гипотезу Мора [2], в соответствии с которой напряжения растяжения σ_p и сжатия σ_c можно привести к расчетным напряжениям (растяжения)

$$\sigma_y = \sigma_p - k\sigma_c; \quad k = \sigma_{вр} / \sigma_{вс} \approx \frac{1}{4};$$

где k — соответствует средним значениям отношений пределов прочности $\sigma_{вр} : \sigma_{вц} : \sigma_c \approx 1:2:4$.

Условие прочности чугунного барабана

$$\sigma_y = \sigma_1 - \frac{1}{4}\sigma_2 \leq [\sigma]_p = \frac{\sigma_{вр}}{n},$$

где $\sigma_1 = \sigma_u$; $\sigma_2 = -\sigma_c + 0.3\sigma_u$ — главные напряжения.

Напряжения σ_u и σ_c определяется по уравнениям (3), (5).

Легко подсчитать; что $(\sigma_y)_{max} = 0.49\sigma_0 \approx 0.5\sigma_0$, откуда находится $\sigma_0 \leq 2\sigma_{вр} / n \approx \sigma_{вц} / n$, это подтверждает, что в расчете по выражению (4) следует отправляться от предела прочности на изгиб, а не на растяжение или сжатие.

Несколько модернизировав гипотезу Мора путем введения в расчет предела прочности на изгибе, имеем

$$\sigma_y = \sigma_1 - k\sigma_2; \quad k = \frac{\sigma_{вц}}{\sigma_{вс}} \approx \frac{1}{2};$$

$$\sigma_y = \sigma_u - \frac{1}{2}(-\sigma_c + 0.3\sigma_u) = 0.85\sigma_u + 0.5\sigma_c \leq [\sigma_y];$$

Расчеты напряжений были выполнены для случаев: $t/d = 1.1-1.15-1.2$, $R/d = 10-12.5-15$ при $\beta t = 0.3-0.4-0.5$, для стальных и чугунных барабанов, где d — диаметр каната.

Результаты расчетов напряжений σ_c , σ_u , σ_y по сечениям барабана для случая сдвига $1.5t$ приведены на рисунке 2.

Анализ результатов выполненных расчетов и характер графиков позволяет сделать следующие выводы. Влияние сдвига e при навивке второго слоя незначительно. Учёт деформаций стенки барабана на сжатие и каната на растяжение приводят к снижению расчётных напряжений в стенке на 5+7%, а с учетом поперечного сжатия витков каната снижение напряжений колеблется в пределах 25-35%. Влияние материала барабана (сталь, чугун) на снижение напряжений в стенке слабое.

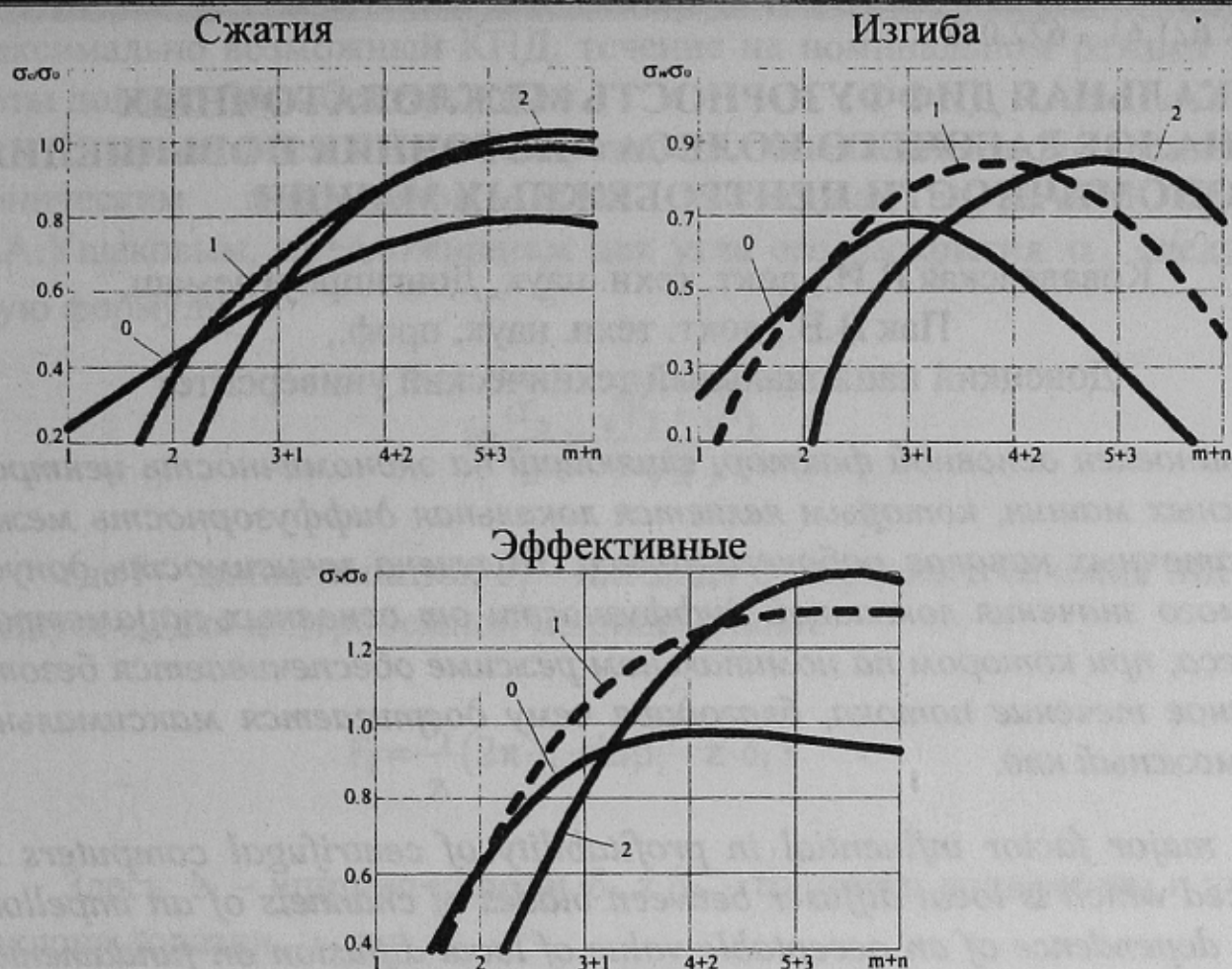


Рисунок 2 – Результаты расчетов напряжений

Влияние соотношения t/d не велико, а δ/d - более существенно, но наибольшее влияние на снижение напряжений оказывает параметр R/d .

Следует отметить, что наибольшее снижение максимальных напряжений имеем при меньших R/d и больших δ/d , например, при $R/d = 10$ и $\delta/d = 1.5$ эффективные напряжения уменьшаются на 35%, в других случаях на 25-30%.

Близость результатов расчётов напряжений σ_s и σ_c по октаэдрической теории и по Мору упрощает построение рабочей методики расчета канатных барабанов.

Список источников.

- 1 Тимошенко С. П., Войновский – Кригер С. Пластины и оболочки / Пер. с англ. - М.: Наука, 1966. – 636 с.
- 2 Писаренко Г. С., Агарев В. А., Квитка А. А., Попков В. Г., Уманский Э. С. Соппротивление материалов. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.