

© Фідровська Н.М., Варченко І.С., Нестеренко В.В.

## ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В КАНАТНОМУ БАРАБАНИ БІЛЯ КІЛЕЦЬ ЖОРСТКОСТІ

Канатні барабани під дією каната, який намотується на обичайку, отримують навантаження стиску. Товщина стінки барабана визначається із розрахунків на міцність (стискуючі напруження), в окремих випадках барабан перевіряється на стійкість.

Якщо при товщині обичайки, яка отримана із розрахунку на міцність, стійкість не забезпечена, то вибирають один з двох шляхів: або збільшують товщину обичайки, або ставлять ребра жорсткості. В першому випадку збільшується вага барабана, в другому ускладнюється технологія його виготовлення. В кранових барабанах кільце і ребра жорсткості застосовуються мало, а от в шахтних досить часто. Конструктори шахтних піднімальних машин не враховують, що ребра жорсткості викликають напруження згину в умовах достатньо великої концентрації і це приводить до появи тріщин. Про це свідчить обстеження шахтних піднімальних барабанів Донбаса і Кривбаса.

Напруження у зварних швах можна визначити по формулі [1]

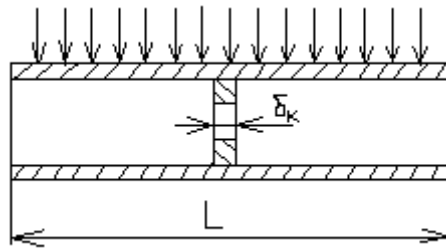
$$\sigma = \frac{M_x}{W} + \frac{Q_x}{F} = \frac{6M_x}{c^2} + \frac{Q_x}{c}, \quad (1)$$

де  $M_x$  - згинальний момент в зоні шва;

$Q_x$  – поперечне навантаження;

$c$  – катет шва.

Розглянемо випадок навантаження обичайки барабана в зоні кільця жорсткості (рис. 1)



**Рис. 1** - Розрахункова схема

Згинальний момент визначаємо по формулі [2]

$$M_x = \frac{p_0 \Phi_2(x)}{4\beta^2}, \quad (2)$$

де  $P_0$  – максимальне навантаження обичайки від дії каната

$$\hat{O}_2(z) = \varphi_0 e^{-\beta x} + 1 - \varphi_0 e^{-\beta x} \cdot \frac{[2\beta x \cos \beta x - \sin \beta x + 2 \sin \beta x + \cos \beta x]}{4}, \quad (3)$$

$$\beta = \frac{1,285}{\sqrt{R\delta}},$$

де  $R$  – радіус барабана;

$\delta$  – товщина обичайки барабана;

$\varphi_0$  – коефіцієнт зміни навантаження.

Із умови рівності прогину стінки біля кільця жорсткості і стискування кільця знаходимо силу  $Q_x$  [1]

$$Q_x = \frac{Y_x}{\frac{1}{B} + \frac{\beta}{2K}}, \quad (4)$$

де

$$B = \frac{E\delta_k \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)}{R \left[1 - \nu + \nu \frac{r^2}{R^2}\right]},$$

де  $\delta_k$  – товщина кільця;

$E$  – модуль пружності матеріалу кільця;

$r$  – внутрішній радіус кільця;

$\nu$  – коефіцієнт Пуассона,

де [2]

$$k = \frac{E_\delta \delta}{R^2},$$

$$y_x = \frac{P_0 \Phi_1(x)}{2k}, \quad (5)$$

де  $\Phi_1(x) = \varphi_0 \left[ -e^{-\beta x} \cos \beta x \right] + (1 - \varphi_0) e^{-\beta x} \cdot \frac{\left[ \beta x \left( \sin \beta x - \cos \beta x \right) + 2 \cos \beta x + \sin \beta x \right]}{4}$  (6)

$$\varphi_0 = (1 + \varepsilon)^{-\frac{1}{2}},$$

де  $\varepsilon = \frac{E_k}{E_b t} F_k,$

де  $E_k$  – модуль пружності каната на розтягнення;

$F_k$  – площа переріз каната;

$t$  – крок навивки каната;

$E_b$  – модуль пружності матеріалу барабана.

Підставляємо вирази (2) і (4) в рівняння (1) і отримуємо

$$\sigma = \frac{6P_o\Phi_2(x)}{4\beta^2c^2} + \frac{P_o\Phi_1(x)}{\left(\frac{2K}{B} + \beta\right)c} = \frac{P_o}{c} \left( \frac{6\Phi_2(x)}{4\beta^2c} + \frac{\Phi_1(x)}{\frac{2K}{B} + \beta} \right). \quad (7)$$

Розглянемо приклад якщо натяг каната  $T = 40000$  Н, розміри барабана  $R = 250$  мм,  $\delta = 15$  мм,  $t = 22$  мм,  $\delta_k = 12$  мм,  $r = 200$  мм,  $c = 7$  мм,  $l = 500$  мм,  $d_k = 15,5$ ,  $E_k = 85 \cdot 10^3$  МПа,  $F_k = 88,9$  мм<sup>2</sup>,  $E_\delta = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Навантаження  $P_o$  визначаємо за формулою

$$P_o = \frac{T}{Rt} = \frac{40000}{250 \cdot 22} = 7,27 \frac{H}{мм^2}.$$

Напруження у зварному шві будуть становити  $\sigma = 31,035$  МПа.

Напруження стиску в обичайці барабана визначаємо по формулі

$$\sigma = \frac{T}{R\delta} = \frac{40000}{250 \cdot 15} = 10,7 \text{ МПа}.$$

Як бачимо, напруження у зварному шві перевищує напруження стиску від зовнішнього навантаження, це підтверджує шкідливість установки кілець та ребер жорсткості в канатних барабанах. Значна концентрація напружень в зоні зварного шва викликає появу тріщин, що приводить до зупинки піднімальної установки, яка потребує ремонту.

### Список використаних джерел

1. Ковальський Б. С. Барабаны грузоподъемных машин / Б.С. Ковальський, С. В. Кожин. – Х. : ХВКИУ, 1969. – 164 с.
2. Ковальський Б. С. Расчет нагрузок стенки канатного барабана / Б. С. Ковальський, Н. Н. Фидровская // Подъемно транспортное

оборудование : респ. межвед. научн.-техн. сб. / Укр. заоч. политехн. ин-т. – 1984. – Вып. 15. – С. 14–17.

***Фидровская Н.Н., Варченко И.С., Нестеренко В.В.*** «Определение напряжений в канатном барабане возле колец жесткости»

Расчеты крановых барабанов не учитывают концентрацию напряжений, которая возникает в районе вваривания колец и ребер жесткости, а это приводит к появлению трещин и нарушает работу механизма подъема.

***Фідровська Н.М., Варченко І.С., Нестеренко В.В.*** «Визначення напружень в канатному барабані біля кілець жорсткості»

Розрахунки канатних барабанів не враховують концентрацію напружень, яка виникає в районі вварювання кілець і ребер жорсткості, а це призводить до появи тріщин і порушення роботи механізму підйому.

***Fidrovska N.M., Varschenko I.S., Nesterenko V.V.*** «Estimation of the tensions in the rope's drum near stiffening rings»

The calculation of crane drums does not consider the concentration of tensions which arises in the area of welded rings and stiffening ribs, and it leads to occurrence and breaks work of the hoisting mechanism.