

ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ НОВИХ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ

1. Актуальність

При проектуванні деталей машин дуже часто в розрахунках використовують завищені запаси міцності, що приводить до необґрунтованого підвищення металоемкості машини.

2. Основний матеріал

При навивці каната на барабан в його стінці виникають напруження стиснення, згину та кручення. Основними являються напруження стиску, які визначають по теорії напруженого стану кільця, яке навантажене рівномірно розподіленим по його зовнішній поверхні тиском.

Напруження стиску визначаємо по формулі [1]

$$\sigma_{ct} = \frac{S_{\max}}{\delta t} \leq \sigma_{ct}^{\text{доп}} \quad (1)$$

де $\sigma_{ct}^{\text{доп}}$ – допустиме напруження, яке залежить від групи режиму роботи і матеріалу барабана.

Напруження згину в стінці барабана визначається по формулі

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u D}{0,1(D^4 - D_1^4)}, \quad (2)$$

де M_u – момент згину

S_{\max} – максимальне натягнення канату;

W_u – момент опору згину поперечного перерізу барабана.

Напруження від моменту кручення

$$\tau_{kp} = \frac{M_k}{W_{kp}} = \frac{M_{kp} D}{0,2(D^4 - D_1^4)}, \quad (3)$$

де M_k – момент кручення

W_{kp} – момент опору кручення поперечного перерізу барабана

Сумарні напруження для сталевих барабанів визначають за звичай по наступній формулі

$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma_{ct}^2 + \sigma_u^2 + 3\tau_{kp}^2} \quad (4)$$

Приведений метод розрахунку кранового барабана приводять в інженерних розрахунках. Але треба мати на увазі, що він являється наближеним, тому що тіло барабана

приймається як труба безкінечної довжини. Крім цього, в ньому не враховуються місцеві напруження в з'єднанні обичайки з торцевою стінкою та біля установлених ребер жорсткості.

Більш точний розрахунок у випадку необхідності треба проводити, розглядаючи барабан як циліндричну оболонку, яка підкоряється як напруженням стиску, так і напруження згину біля торцевих стінок та ребер жорсткості, якщо такі є.

Крім цього, треба враховувати, що стінка барабана, яка навантажена радіальним тиском від витків канату, може втратити стійкість.

При розрахунку на стійкість запас стійкості циліндричної стінки приймають з умови

$$n = \frac{\sigma_{kp}}{\varphi \sigma_{ct}} \geq \bar{n}, \quad (5)$$

де \bar{n} – рекомендований запас стійкості;

$\bar{n} \geq 1,7$ для сталевих барабанів,

$\bar{n} \geq 2,0$ для чавунних барабанів,

σ_{kp} – критичне напруження в циліндричній стінці

$$\sigma_{kp} = 0,92 E_b \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}}, \quad (6)$$

де E_b – модуль пружності матеріалу стінки барабану

φ – коефіцієнт, який враховує вплив деформації стінки барабана і каната.

$$\varphi = \left(1 + \frac{E_k F_k}{E_b \delta l} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

де E_k – модуль пружності каната

F_k – площа перерізу всіх дротинок каната

Критичні напруження σ_{kp} не повинні бути більш $0,8\sigma_t$ для сталевих барабанів і більше $0,6\sigma_b$ для чавунних барабанів.

Використовуючи уточнені методи розрахунків можна значно зменшити розміри барабана.

Критичне навантаження барабана можна визначити по формулі [2]

$$P_{kp} = \frac{D \left(\frac{2}{n^2} - 1 \right)}{R^3} \left[1 + \frac{\theta^4 R^6 E \delta}{D L^4 n^4 \left(\frac{2}{n^2} - 1 \right)} \right], \quad (7)$$

де D – циліндрична жорсткість оболонки

$$D = \frac{E_b \delta^3}{12(1-\nu^2)}$$

n – кількість напівхвиль

θ – коефіцієнт, який враховує жорсткість з'єднання лобовини з обичайкою.

$$\theta = \pi \sqrt{\frac{\varphi_0^2 + 0,9\varphi_0 + 1,5}{\varphi_0^2 + 0,9\varphi_0 + 0,21}}, \quad (8)$$

де $\varphi_0 = 2,6C \sqrt{\frac{R}{\delta} \left(\frac{\delta}{\delta_1}\right)^3}$

$$C = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \nu + \left(-\nu \frac{r^2}{R^2}\right)},$$

де r – радіус ступиці;
 ν – коефіцієнт Пуассона;
 δ_1 – товщина лобовини.

Розрахунки канатних барабанів показують, що при геометричних параметрах, які відповідають реальним барабанам, втрата стійкості обичайки має місце при $n = 2 \dots 4$, причому основній масі конструкцій відповідає $n = 3$.

При цьому ми отримаємо формулу

$$p_{kp} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R}\right)^3 + \frac{\delta}{R} \left(\frac{R}{L}\right)^4 \right] \quad (9)$$

або

$$\sigma_{kp} = p_{kp} \frac{R}{\delta} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R}\right)^2 + \left(\frac{R}{L}\right)^4 \right] \quad (10)$$

Призначаючи σ_{kp} ми отримуємо рівняння, яке пов'язує параметри $\frac{\delta}{R}$ та $\frac{R}{L}$. Наприклад, для барабанів з сталі 20, яка має межу текучості $\sigma_t = 240$ МПа приймаємо $\sigma_{kp} = 200$ МПа, тоді при $E = 205 \cdot 10^3$ МПа отримуємо

$$0,0065 = 4,89 \left(\frac{\delta}{R}\right)^2 + \left(\frac{R}{L}\right)^4$$

Проводимо розрахунок барабана, виходячи з його геометричних параметрів: діаметр барабана $D = 400$ мм, довжина барабана $L = 1110$ мм, матеріал барабана – сталь 20 з межою міцності на стиснення $\sigma_c = 200$ МПа, діаметр каната $d_k = 16,5$ мм, товщина стінки барабана $\delta = 15$ мм.

Визначаємо коефіцієнт, який враховує вплив деформації стінки барабана

$$\varphi = \left(1 + \frac{12 \cdot 10^4 \cdot 53,87}{205 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 3,5} \right)^{-\frac{1}{2}} = 0,91$$

Напруження стиску

$$\sigma_c = \frac{12450}{12 \cdot 13,5} = 77 \text{ МПа}$$

Напруження згину

$$\sigma_u = \frac{12450 \cdot 936}{0,1(335^4 - 311^4)} = 5 \text{ МПа}$$

Напруження кручення

$$\tau_k = \frac{12450 \cdot 336^2}{0,2(336^4 - 311^4)} = 2 \text{ МПа}$$

Сумарне напруження

$$\sigma = \sqrt{7^2 + 5^2} + 3 \cdot 2^2 = 82 \text{ МПа}$$

Визначимо коефіцієнти C і φ_0

$$C = \frac{1 + \frac{110^2}{168^2}}{1 + 0,3 + 0,3 \frac{110^2}{168^2}} = 0,89$$

$$\varphi_0 = 2,6 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{168}{12} \left(\frac{12}{14}\right)^3} = 6,4$$

Тоді коефіцієнт, який враховує жорсткість з'єднання лобовини з обичайкою

$$\theta = \pi^4 \sqrt{\frac{6,4^2 + 0,9 \cdot 6,4 + 1,5}{6,4^2 + 0,9 \cdot 6,4 + 0,21}} = 3,16$$

$$D = \frac{205 \cdot 10^3 \cdot 12^3}{12(1 - 0,3^2)} = 32439560$$

Визначаємо критичне навантаження

$$P_{kp} = \frac{32439560 (\pi^2 - 1)}{168^3} \left[1 + \frac{3,16^4 \cdot 168^6 \cdot 205 \cdot 10^3 \cdot 12}{32439560 \cdot 936^4 \cdot 3^4 (\pi^2 - 1)} \right] = 72,9 \text{ МПа}$$

Навантаження барабана від дії намотаного каната

$$p = \frac{12450}{168 \cdot 13,5} = 5,5 \text{ МПа}$$

Тоді запас по навантаженню буде визначатися

$$n_y = \frac{P_{kp}}{p} = \frac{72,9}{5,5} = 13,3$$

Критичне напруження

$$\sigma_{kp} = 72,9 \frac{168}{12} = 1020 \text{ МПа}$$

Запас міцності по напруженням

$$n_\sigma = \frac{1020}{82} = 12,4$$

Як бачимо, запаси міцності і стійкості досить великі. Приймаємо товщину обичайки барабана 11 мм. Тоді напруження стиску буде дорівнювати

$$\sigma_c = \frac{12450}{9 \cdot 13,5} = 102 \text{ МПа}$$

$$D = \frac{205 \cdot 10^3 \cdot 9^3}{12(1 - 0,3^2)} = 13685440$$

Критичне навантаження

$$P_{kp} = \frac{13685440 \cdot (3^2 - 1)}{168^3} \left[1 + \frac{3,16^4 \cdot 168^6 \cdot 205 \cdot 10^3 \cdot 9}{13685440 \cdot 936^4 \cdot 3^4 (3^2 - 1)^2} \right] = 38,4 \text{ МПа}$$

Критичні напруження

$$\sigma_{kp} = 38,4 \frac{168}{9} = 717 \text{ МПа}$$

Запас стійкості по навантаженню

$$n_p = \frac{38,4}{5,5} = 7$$

$$n_\sigma = \frac{717}{102} = 7$$

Як бачимо, після зменшення товщини обичайки барабана ми маємо значні запаси міцності, тобто надійність роботи барабана не зменшується.

Металоємкість барабана зменшується. Визначаємо вагу барабана до модернізації

$$Q_1 = \pi \frac{(67^2 - D_1^2)}{4} L = \theta \frac{(67^2 - 337^2)}{4} 1100 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 143 \text{ кг}$$

Вага барабана після модернізації

$$Q_1 = \pi \frac{(67^2 - 345_1^2)}{4} 1100 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 103$$

Зменшення ваги барабана складає

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = 143 - 103 = 40 \text{ кг}$$

Висновки

Проведені розрахунки показують, що застосування нових уточнених методів розрахунків барабанів може зменшити суттєво вагу не тільки барабана, але і самого вантажопідйомного крана.

Список використаних джерел:

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины / М. П. Александров. – М. : Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Фідровська Н. М. Канатні барабани : моногр. / Н. М. Фідровська ; Укр. інж.-пед. акад. – Х. : НТМТ, 2011. – 195 с.

Фідровська Н.М. «Економічні аспекти нових методів розрахунків канатних барабанів».

У статті розглянуто економічну обґрунтованість впровадження нових методів розрахунку канатних барабанів, що дозволяє зменшити їх металоємність, і відповідно, вартість.

Ключові слова: вартість, канатні барабани, економічний ефект, розрахунок, металоємність.

Фидровская Н.Н. «Экономические аспекты новых методов расчетов канатных барабанов».

В статье рассмотрено экономическое обоснование использования новых методов расчетов канатных барабанов, что позволяет снизить их металлоемкость и соответственно, стоимость.

Ключевые слова: стоимость, канатные барабаны, экономический эффект, расчет, металлоемкость.

Fidrovskaya N.M. "Economic aspects of new methods of calculations of rope drums".

In this article one considers economical grounding of usage of new methods of calculations crane drums what always to slighten its metal and thus prise.

Key words: cost, rope drums, economic effect, calculation, steel intensity.

Стаття надійшла до редакції 29 травня 2013 р.