

УДК 621.863.2

**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МАКСИМАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ
ТА ПРОГИНІВ В СТІНЦІ КАНАТНОГО БАРАБАНА, ПІДКРІПЛЕНОГО
КІЛЬЦЕМ ЖОРСТКОСТІ В СЕРЕДНЬОМУ ПЕРЕРІЗІ**

©Нестеренко В. В.

*Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування
ім. адмірала Макарова*

Робота присвячена розробці методики визначення необхідності встановлення підкріплюючого кільця для обичайки барабана залежно від її геометричних параметрів та величини нормативного тиску, визначення розмірів поперечного перерізу підкріплюючого кільця в залежності від величини натягнення у гільці канату. Також обчислено величини максимальних ефективних напружень та приведених прогинів для певних значень співвідношень геометричних параметрів обичайки барабана.

Ключові слова: напружено-деформований стан, підкріплюючі кільця, концентрація напружень, деформації, оболонка, барабан, стійкість, прогин.

Нестеренко В. В. «Методика расчета максимальных напряжений и прогибов в стенке канатного барабана, подкрепленного кольцом жёсткости в среднем сечении».

Робота посвящена разработке методики определения необходимости установки подкрепляющего кольца обечайки барабана в зависимости от её геометрических параметров и величины нормативного давления, определения размеров поперечного сечения подкрепляющего кольца в зависимости от величины натяжения в ветви каната. Также рассчитаны величины максимальных эффективных напряжений и приведенных прогибов для некоторых соотношений геометрических параметров обечайки.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, подкрепляющие кольца, концентрация напряжений, деформации, оболочка, барабан, стойкость, прогиб.

Nesterenko V. V. “Methodology of calculation of maximal tensions and bending in the wall of rope drum, supported by the ring of inflexibility in a midship”.

Work is sanctified to development of methodology of determination of necessity of setting of supporting ring of purfling of drum depending on her geometrical parameters and size of normative pressure, determining size of cross-sectional of supporting ring depending on the size of pull in the branch of rope. The sizes of maximal effective tensions and the brought bending over are also expected for some correlations of geometrical parameters of purfling.

Key words: mode of deformation, reinforcing ring, stress concentration, deformations, methods, means, case, drum, stability, deflection.

1. Постановка проблеми

Одним з головних напрямів модернізації існуючих підйомно-транспортних машин є зменшення ваги підйомних пристроїв. Зменшення ваги вантажопідйомних машин може бути досягнуто різноманітними шляхами. Дуже важливо забезпечити оптимальний загальний

розв'язок задачі. Для цього необхідно розробити нові методики розрахунку окремих конструкцій та вузлів крану, правильно призначити запаси міцності та стійкості і т.д. У багатьох випадках для підвищення стійкості стінки барабану застосовують поздовжні ребра або кільця жорсткості. Але їх використання призводить до неоднозначних наслідків [1, 2].

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

При встановленні поздовжніх ребер або кільця технологія виготовлення барабану ускладнюється. Крім того, рівень напруженого стану поблизу вварених в барабан кільця жорсткості значно вище, ніж той, який дають звичайні розрахунки на міцність. У результаті цього з'являються кільцеві тріщини в місці з'єднання кільця з обичайкою. Особливо це стосується поздовжніх ребер, тому що напруження згину, які виникають при цьому, можуть бути дуже значними і стати причиною руйнування ребер та стінок. У своїх роботах [3, 4] Б. С. Ковальський застерігає конструкторів від встановлення різних елементів для збільшення жорсткості, тому що такі елементи можуть стати місцями концентрації напружень та руйнування конструкції. У той самий час, встановлення кільця жорсткості на дільниці між нарізками стінки (при достатній відстані між ними) не створює ускладнень, і може бути рекомендоване, якщо встановлення кільця жорсткості виявляється необхідними. Але питання стійкості стінки барабана зберігається в числі важливих незалежно від того, як виконується стінка барабана, – з кільцями жорсткості або без них, та вирішується за рахунок збільшення товщини [5].

3. Постановка мети та задач дослідження

Обичайка канатного барабана розглядається як циліндрична оболонка, що вільно спирається на опори, має сталу товщину та підкріплена в середньому перерізі кільцем жорсткості. Оболонка навантажена бігучими витками канату. Аналіз результатів обчислень компонент напружено-деформованого стану стінки оболонки за перелічених умов дозволив зробити наступні висновки.

Встановлення підкріплюючого кільця жорсткості, що перешкоджає викривленню форми кола перерізу, помітно змінює характер розподілення напружень у оболонці в зоні кільця. Зона впливу підкріплюючого кільця має яскраво виражений локальний характер в осьовому напрямку та незначно змінює характер розподілення компонент напружено-деформованого стану в стінці оболонки, яка навантажена бігучими витками канату, уже на відстані $(0,1 \dots 0,5)a$, де a – середній радіус обичайки.

Виходячи із зазначеного можна зробити висновок: встановлення кільця жорсткості необхідно виконувати відповідно до вимог виконання умов стійкості форми циліндричної оболонки, враховуючи її загальну довжину.

4. Виклад основного матеріалу

Максимальні напруження та максимальні прогини стінки обичайки барабана, яка знаходиться під дією локального навантаження бігучими витками каната практично не залежать від жорсткості встановлюваного підкріплюючого кільця. Стінка обичайки навантажується

локально канатом, що навивається, а зона навантаження переміщується по довжині оболонки у процесі підйому вантажу. При цьому навантаження у першому витку (безпосередньо під дією вантажу) є максимальним, а в інших витках перерозподіляється відповідно до закону Ейлера, що враховує вплив коефіцієнта тертя ковзання пари канат – поверхня обичайки [6, 7].

Навантаження змінюються по витках у залежності від величини коефіцієнта тертя f (рис. 1).

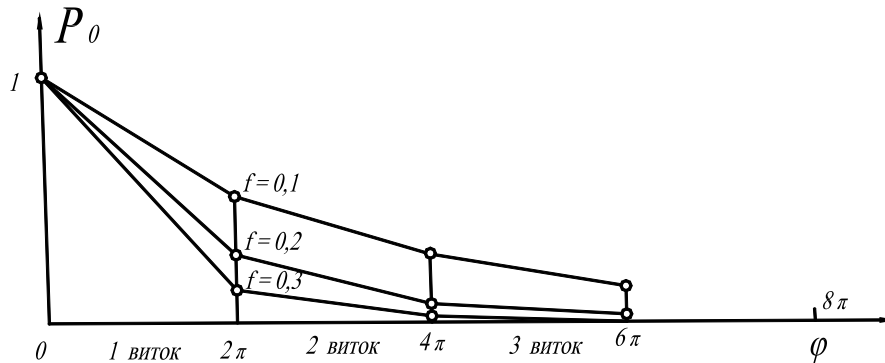


Рис. 1 – Розподілення навантаження по витках каната

Радіальний тиск каната в точці входу його в контакт з обичайкою прийнято за одиницю. Враховуючи характер розподілення навантаження за витками, можна зробити висновок про те, що аналіз розподілення максимальних напружень і прогинів стінки оболонки з достатнім ступенем точності можна проводити з одним ($k=1$) витком каната та сталим по колу тиском P_0 . Максимальні ефективні напруження $\bar{\sigma}_{e \max} = \sqrt{\bar{\sigma}_x^2 + \bar{\sigma}_y^2}$

розподіляються у залежності від параметра обичайки $\gamma = \frac{a}{h}$, параметра відношення жорсткості обичайки і підкріплюючого кільця $\frac{a^2}{F_k}$ та максимальних приведених прогинів

$\bar{w}_{\max} = \frac{W_{(x)\max}}{P_0/E}$ [8]. Для $\bar{\sigma}_{e \max} = A \cdot \gamma^{3/2}$ значення коефіцієнта A залежить від параметра γ (рис.

2). Для $\bar{w}_{\max} = B \cdot \gamma$ значення коефіцієнта B також залежить від параметра γ (рис. 3).

Для циліндричної оболонки побудовані графіки залежності критичного тиску [8] від параметра $\alpha=l/a$, де l – довжина оболонки; a – радіус серединної поверхні в поперечному перерізі оболонки (рис. 4, 5).

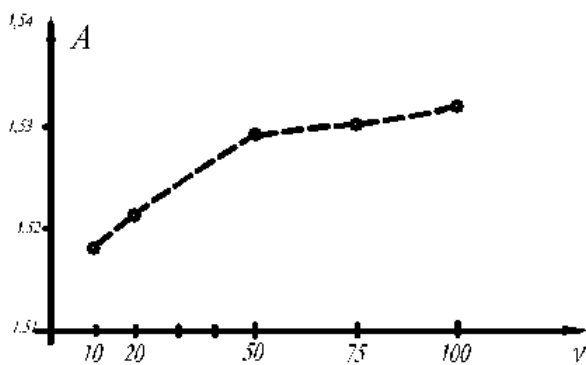


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта A від параметра γ

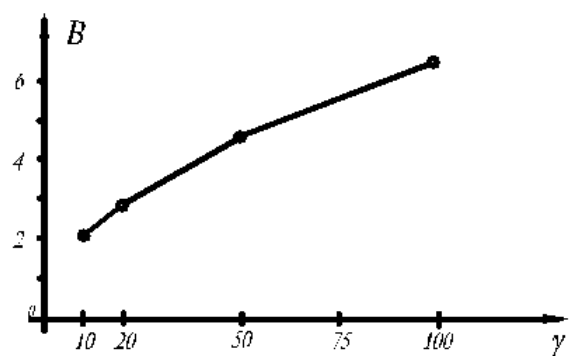


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта B від параметра γ

Для зручності практичного використання графіки $\gamma P=f(\alpha)$ побудовані для різних значень параметра γ та у різних масштабах (див. рис. 4, 5).

Користуючись даними табл. 1 та графіками (рис. 4, 5), можна виконати розрахунки та за їх результатами обґрунтувати необхідність встановлення підкріплюючих кілець у наступному порядку.

Таблиця 1 – Нормативний критичний тиск P_H , МПа

$\alpha=l/a$	$\gamma=a/h$				
	30	50	125	250	500
1	18,6	5,1	0,49	0,059	0,01
2	8,6	2,3	0,24	0,030	0,005
5	2,95	0,92	0,08	0,012	0,002
10	1,41	0,52	0,042	0,0057	0,001
25	0,81	0,19	0,016	0,0021	0,0009
50	0,77	0,18	0,011	0,0015	0,0002

1. Задаємо вихідні дані для проектування канатного барабана:

- радіус циліндричної обичайки a , мм;
- товщина стінки обичайки h , мм;
- довжина обичайки l , мм;
- натяг у гілці каната S_δ , кН.

2. Визначаємо параметри оболонки:

$$\gamma = \frac{a}{h}; \quad \alpha = \frac{l}{a}.$$

3. Визначаємо параметр навантаження, МПа: $P = \frac{S_\delta}{a \cdot d_k}$,

де d_k – ширина, по якій розподіляється навантаження S_δ (для гладких барабанів d_k – діаметр каната в мм).

4. Обчислюємо величину γP , МПа.

5. За графіками (рис. 4, 5) для параметрів γ і γP визначаємо необхідний із умови стійкості параметр $\alpha_{ном}$.

6. Якщо виконується умова $\alpha \leq \alpha_{ном}$, необхідно встановлювати кільця жорсткості для підкріплення оболонки (рис. 6).

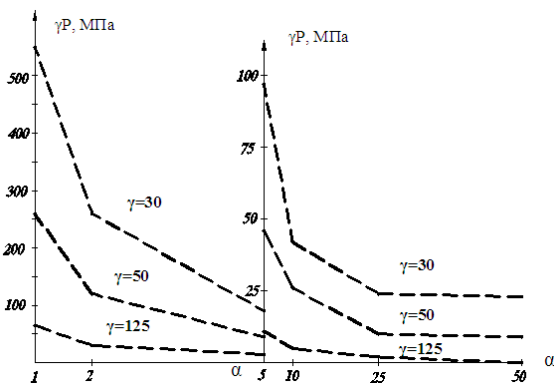


Рис. 4 – Залежність величини критичного тиску від параметра α

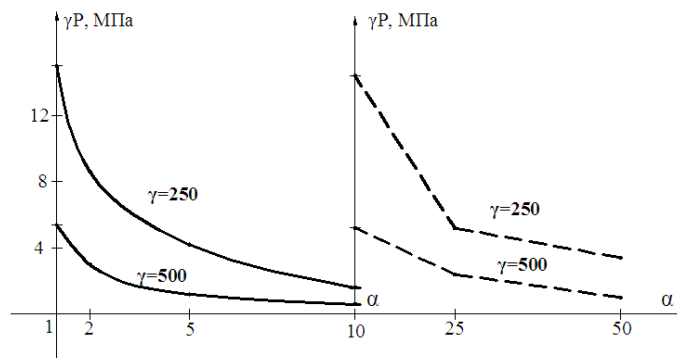


Рис. 5 – Залежність величини критичного тиску від параметра α

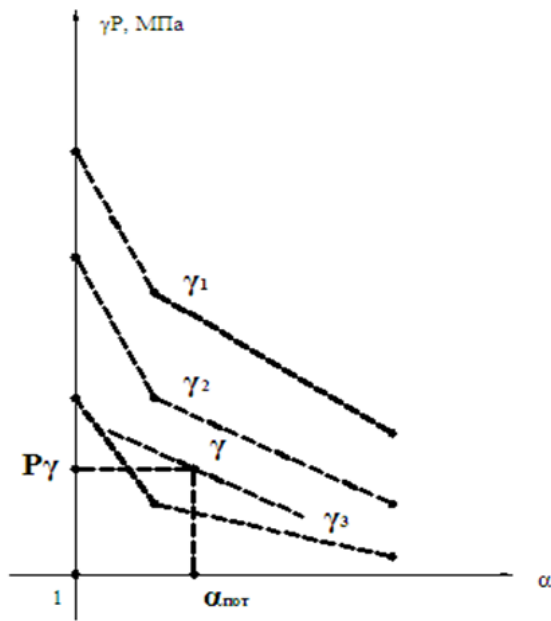


Рис. 6 – Приклад визначення необхідності встановлення підкріплюючих кілець

Підкріплююче кільце вибирають із умови стійкості та перевіряють на міцність. Можливі дві форми втрати стійкості кільця: плоска (в площині кільця) та просторова (поза площиною кільця) [9]. Критичні величини інтенсивності навантаження визначаються залежностями:

- плоска форма втрати стійкості

$$P_{кр.к}^{пл} = 4,5 \frac{EI_y}{R^3};$$

- просторова форма втрати стійкості

$$P_{кр.к}^{пр} = \frac{12}{4 + \frac{EI_x}{GI_k}} \cdot \frac{EI_x}{R^3}.$$

Для прямокутної форми перерізу кільця $h \times b$ (де h – висота, b – ширина перерізу) маємо:

$$I_y = \frac{hb^3}{12}; \quad I_x = \frac{bh^3}{12}; \quad I_k = ab^4,$$

де α – коефіцієнт, що визначається за табл. 1 у залежності від h/b ;

G – модуль пружності другого роду, Па;

R – середній радіус кільця, що дорівнює середньому радіусу оболонки, м.

Нехай $\beta = h/b$, тоді:

– плоска форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл} = 4,5 \cdot \beta \frac{Eb^4}{12R^3};$

– просторова форма втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр} = \frac{12}{4 + \frac{1+\mu}{6} \cdot b^3/\alpha} \cdot \frac{Eb^4}{R^3}$

З відношення $\xi = \frac{P_{кр.к}^{пл}}{P_{кр.к}^{пр}} = \frac{12\beta^2}{4,5 \left(4 + \frac{1+\mu}{6} \frac{\beta^3}{\alpha} \right)} = \frac{\beta^2}{1,5 + \frac{1+\mu}{16} \frac{\beta^3}{\alpha}}$

бачимо, що для $\beta \leq 1,5$ (квадратний або круглий переріз, або близькі до них) $P_{кр.к}^{пр} < P_{кр.к}^{пл}$, тобто визначальним є критичний тиск, який визначається із умови просторової втрати стійкості $P_{кр.к}^{пр}$. Для $\beta > 1,5$ $P_{кр.к}^{пр} > P_{кр.к}^{пл}$ (результати розрахунків наведені у табл. 2), тобто до розрахунку необхідно приймати критичний тиск, що визначається із умови плоскої втрати стійкості $P_{кр.к}^{пл}$. Допустиме критичне навантаження $[P_{кр.к}] = \frac{P'_{кр.к}}{n_y}$, для $\beta = h/b > 1,5$

маємо $[P_{кр.к}] = \frac{P_{кр.к}^{пл}}{n_y} = \frac{4,5}{12} \beta \frac{Eb^4}{R^3} \frac{1}{n_y}$, де n_y – коефіцієнт запасу стійкості.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів α і ξ у залежності від величини β

Коефіцієнти	$\beta = h/b$									
	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
α	0,140	0,294	0,375	0,457	0,622	0,790	1,123	1,789	2,456	3,123
ξ	0,48	0,92	1,16	1,37	1,76	2,10	2,61	3,18	3,47	3,62

Прирівнюючи $[P_{кр.к}]$ – до інтенсивності навантаження $\frac{S_{\delta}}{R}$, отримуємо

$$\beta^4 \geq \frac{12R^2 n_y S_6}{4,5\beta E}. \text{ Прийmemo } E=2 \cdot 10^{11} \text{ Па, } n_y=2,4, \text{ одиниці вимірювання: } S_6 - \text{ Н, } R - \text{ м. Тоді}$$

$$\text{ширина перерізу кільця в см } b \geq 0,2384 \sqrt{\frac{S_6 R^2}{\beta}}.$$

Вибрана площа поперечного перерізу підкріплюючого кільця для деяких випадків навантаження та прийнятих геометричних параметрів кільця, $\beta = 3$ (табл. 3). Враховуючи той факт, що у барабані, який обертається, напруження згину змінюються у часі, необхідно також виконувати розрахунок на утомну міцність (витривалість) [9].

Таблиця 3 – Результати вибору параметрів поперечного перерізу підкріплюючого кільця

Параметри поперечного перерізу кільця	Натяжіння у гільці каната S_{δ} , кН						
	10	25	50	100	25	50	100
R , м	0,25	0,25	0,25	0,25	0,50	0,50	0,50
b , мм	9	11,3	13,5	16	16	19	23
h , мм	27	34	40,5	48	48	57	69
$h \times b$, мм (F_k , см ²)	10×30 (3)	12×40 (4,8)	15×45 (6,75)	16×50 (8)	16×50 (8)	20×60 (12)	25×75 (18,75)

Висновки

1. Проведено аналіз впливу геометричних параметрів обичайки барабана на величину ефективних напружень та приведених прогинів.
2. Обчислено величини максимальних ефективних напружень та приведених прогинів для певних значень співвідношень геометричних параметрів обичайки барабана.
3. Обчислено нормативний критичний тиск для вище зазначених співвідношень геометричних параметрів обичайки барабана.
4. Розроблено методику визначення необхідності встановлення підкріплюючого кільця для обичайки барабана залежно від її геометричних параметрів та величини нормативного тиску.
5. Розроблено методику визначення розмірів поперечного перерізу підкріплюючого кільця в залежності від величини натяжіння у гільці канату.

Список використаних джерел:

1. Гаркуша Н. Г. Экспериментальное исследование действительных усилий в шахтных подъемных канатах / Н. Г. Гаркуша, Н. А. Черныш, Л. В. Колосов [и др.] // Стальные канаты. – К. : Техніка, 1967. – №4. – с.26 – 29.

2. Жулиев А.Л. Устойчивость барабанов шахтных подъемных машин / А. Л. Жулиев // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб., присвячений пам'яті проф. В. О. Мурзіна / Нац. гірнична акад. України. – Дніпропетровськ, 1999. – Спец. вип. 2(61). – С. 77–80.
3. Ковальский Б. С. Напряжение в стенке канатного барабана / Б. С. Ковальский // Научные записки ХАИ. – Харьков, 1940. – Т. 4, вып.10. – С. 63–72.
4. Ковальский Б. С. Барабаны грузоподъемных машин / Б. С. Ковальский, С. В. Кожин. – Харьков: ХВКИУ, 1969. – 164с.
5. Давыдов Б. Л. Применение теории балок, лежащих на упругом основании, к расчету барабанов грузоподъемных машин / Б. Л. Давыдов // Вестник инженеров и техников. – М., 1949. – 300 с.
6. Динник А. Н. Устойчивость упругих систем / А. Н. Динник. – М. : ОНТИ, 1935.– 183с.
7. Писаренко Г. С. Уравнение и краевые задачи теории пластичности и ползучести / Г. С. Писаренко, И. С. Можаровский. – К. : Наук. думка, 1981. – 496с.
8. Писаренко Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – К. : Наук. думка, 1976. – 416с.
9. Тимошенко С. П. Курс теории упругости / С. П. Тимошенко; ред. Э. И. Григолюка. – К. : Наук. думка. – 1972. – 508 с.

Стаття надійшла до редакції 8 квітня 2014 р.