

$$p = q n c k. \quad (3)$$

Тут $q = \rho v^2 / 2$ – динамічний тиск вітру на висоті 10 м над поверхнею землі (або води для плавучих кранів), Па; v – швидкість вітру, м/с; $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря; c – коефіцієнт аеродинамічної сили, який вибирають залежно від конструктивних особливостей елементів крана ($c = 0,8 \dots 1,6$); n – коефіцієнт перевантаження ($n = 1$ для навантажень робочого стану, $n = 1,1$ для неробочого стану); k – коефіцієнт, що враховує підвищення динамічного тиску вітру залежно від висоти розташування крана над поверхнею землі:

Висота, м	до 10	20	60	100	200	300 і більше
k	1,0	1,25	1,75	2,1	2,6	3,1.

Снігове навантаження визначають як добуток горизонтальної проекції поверхні на тиск від снігу, що дорівнює (500...2000) Па залежно від кліматичної зони.

Динамічні навантаження виникають у кранах у періоди несталого руху (пуск та гальмування) і є шкідливими силами, що перевантажують елементи крана та їхні приводи. Розрізняють динамічне навантаження від сил інерції руху мас і навантаження коливального характеру внаслідок пружності елементів машин.

За поступального руху мас у період пуску (гальмування) виникає сила інерції:

$$F_i = ma = mv/t_n; \quad (4)$$

за обертального руху визначають момент сил інерції

$$M_i = J_{зв} \omega/t_n. \quad (5)$$

Тут m – маса крана або візка, кг; v – швидкість поступального руху, м/с; t_n – час несталого руху, с; $J_{зв}$ – зведений момент інерції обертальних мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω – кутова швидкість вала, рад/с.

Для зниження динамічних навантажень треба зменшити масу машини (наскільки це можливо) або збільшити час пуску до значення, що не впливає на продуктивність крана.

Відцентрова горизонтальна сила інерції поворотної частини крана масою m_k :

$$F_{вл} = m_k \omega^2 r_k,$$

де r_k – відстань від осі обертання до центра ваги поворотної частини крана.

Дотична сила інерції за несталого руху поворотної частини крана:

$$F_{дк} = m_k (\omega/t_n) r_k.$$

Відцентрова сила інерції стріли:

$$F = m_c \omega^2 \left(x_0 + \frac{L_c \sin \theta}{2} \right), \quad (6)$$

де m_c , L_c – відповідно маса і довжина стріли;

x_0 – відстань від осі обертання поворотної частини до п'яти стріли;

θ – кут нахилу стріли до вертикалі.

УДК 621.861/.863:620.175

КАНАТНІ БАРАБАНИ І БЛОКИ: МАТЕРІАЛИ, КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

Качан В.М., студент гр. М4/2

Миколаївський національний аграрний університет

Наукові керівники к.т.н., проф. Іванов Г.О., к.е.н., доц. Полянський П.М.

Анотація

Наведено характеристика канатних і ланцюгових блоків. Приведені формули для визначення діаметр блока по центру каната і по дну жолоба. Розглянути канатні барабани: їх матеріали, конструкція та розрахунок на міцність.

Annotation

Characterized by rope and lancium blocks. The form is given for the vignette of the block along the center of the rope and along the bottom of the trench. Consider cable drums: their materials, design and calculation for strength.

1. Канатні блоки. Для належного спрямування гнучких тягових органів застосовують жолобчасті блоки (рис. 1, а). Виготовляють їх в основному литтям із сірого чавуну СЧ15 або модифікованого чавуну, сталі 25Л (для великих навантажень і важких умов праці). Блоки великих діаметрів виконують зварної конструкції зі сталі. Діаметр блока визначають з умов довговічності каната залежно від його діаметра, типу механізму та групи режиму роботи:

$D \geq e d_k$ – діаметр блока по центру каната;

$D_1 \geq (e-1)d_k$ – діаметр по дну жолоба.

Коефіцієнт e залежить від типу машини і групи режиму роботи механізму ($e=16...35$ для кранів;

$e = 41...46$ для підйомників).

Діаметр зрівняльного блока не впливає на довговічність канатів, тому

$$D_3 = (0,6...0,8)D. \quad (1)$$

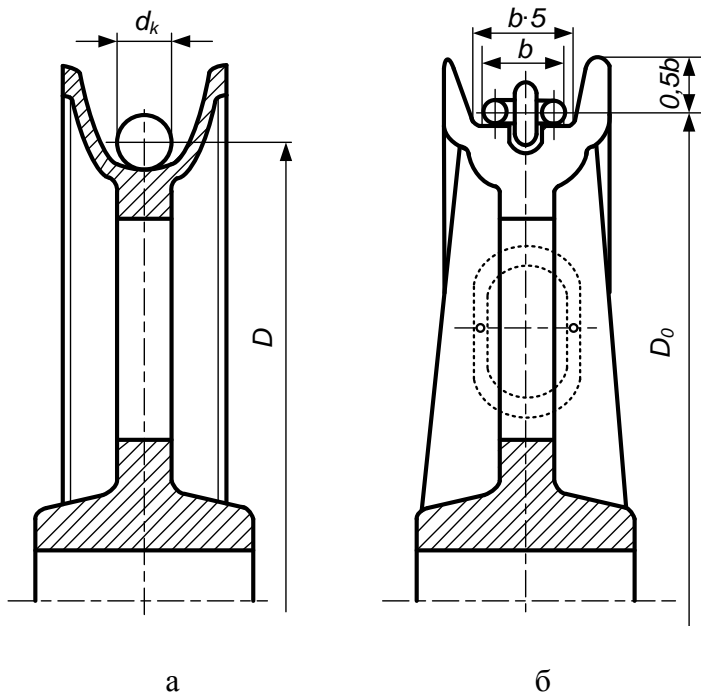


Рис. 1. Канатні (а) і ланцюгові (б) блоки

Щоб запобігти защемленню канатів у жолобі блоків і для збільшення довговічності каната, радіус жолоба вибирають більшим, ніж радіус каната: $r = (0,6...0,7) d_k$; висота жолоба $h = (2...2,5) d_k$;

у блоках, установлених на кінці стріли крана, щоб уникнути зіскакування каната з блока, висоту жолоба збільшують до $h = (5...6) d_k$.

Блоки, як правило, монтують на підшипниках кочення, що сприяє підвищенню ККД поліспасти. Частота обертання рухомого блока поліспасти

$$n = 60v (u_n - 1)/\pi D,$$

де v – швидкість підйому, м/с; u_n – кратність поліспасти.

Для підвищення довговічності блоків і канатів практикується футерувати жолоб пластмасами, капроном і алюмінієм.

При цьому строк термін збільшується в 2...2,5 разу.

2. Канатні барабани: матеріали, конструкція та розрахунок на міцність.

У механізмах підйому застосовують такі типи барабанів (рис. 2): з нарізаною та гладкою поверхнями; звичайної конструкції (з намотуванням канатом) і фрикційні; циліндричні, конічні та криволінійні.

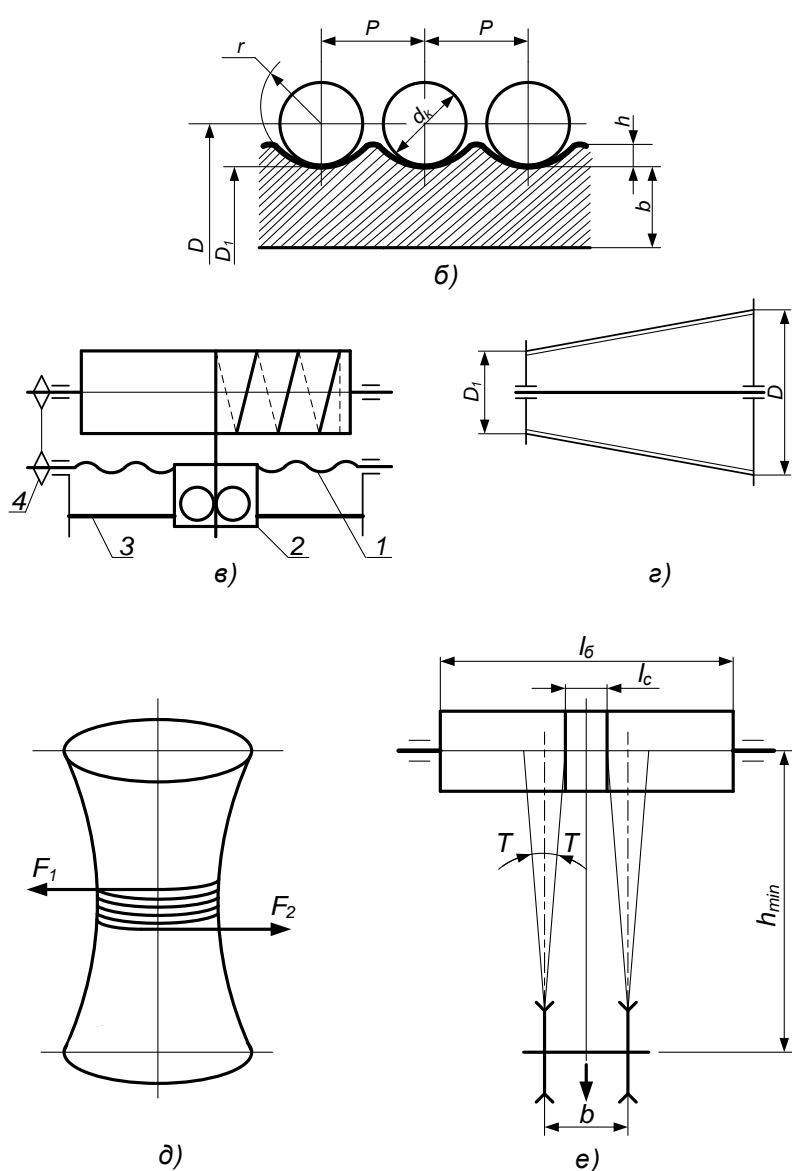


Рис. 2. Канатні барабани

здвоєних поліспаств реборд не мають.

Діаметри барабана по осі каната і по дну канавок знаходять за формулами, тобто беруть такі самі значення, як і для блоків. Допускається зменшення діаметра барабана на 15% порівняно з діаметром блока:

$$D \geq 0,85e_{d_k} \quad (2)$$

Профіль і розміри канавок на барабані (рис. 2-7, б) вибирають з умов забезпечення довговічної і надійної роботи каната. Радіус канавки $r = (0,6 \dots 0,7) d_k$, де d_k – діаметр каната; крок гвинтової лінії $p = d + (2 \dots 3)$ мм або $p = 1,1d_k$; глибина канавок для звичайних барабанів

$c = (0,25 \dots 0,4) d_k$; для барабанів грейферних кранів та в інших випадках, де може бути послаблення натягу каната і вихід його з канавок, останні виконують більш глибокими і з більшим кроком: $c > 0,65d_k$; $p = 1,4d_k$.

Довжина нарізаної частини барабана, що характеризує його канатомісткість, залежить від довжини намотуваного каната, яка визначається висотою підйому вантажу h , діаметром барабана D і числом витків поліспасти t . Число витків нарізаної частини барабана при одинарному поліспасти

$$z_i = \frac{hm}{\pi D} + z_c + z_e, \quad (3)$$

У більшості підйомних машин використовують барабани з гвинтовими канавками для намотування каната в один шар. Призначення канавок – зменшити напруження змінання, усунути тертя між сусідніми витками, а отже, зменшити спрацювання і підвищити довговічність канатів. Багатошарову накручування каната дає змогу скоротити довжину барабана, хоча при цьому збільшується спрацювання каната і, крім того, швидкість накручування стає змінною; барабани з таким намотуванням застосовуються обмежено.

За способом виготовлення барабани бувають: литі з чавуну (СЧ15) або сталі (25Л); зварні з тонколистової сталі з накатаними канавками (для легких умов праці) або з товстостінних труб з нарізними канавками, а також зварнолиті.

У нарізних барабанах на обох кінцях передбачено реборди; барабани для

де h – висота підйому вантажу; m – число віток каната (кратність поліспасти); D – середній діаметр барабана (по центрах каната); z_3 – число запасних витків (за нормами $z_3 = 1,5...2$); z_k – число витків для кріплення каната.

Довжина барабана $l_6 = z_n p$.

Ширину реборд барабана вибирають конструктивно.

Довжина барабана при здвоєних поліспадах $l_6 = 2z_n p + l_c$.

Тут l_c – довжина середньої (не нарізаної) частини барабана, що визначається конструктивно з умов допустимого кута γ відхиле каната на барабані (рис. 2, е); орієнтовно

$$L_c = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma, \quad (4)$$

де b – відстань між осями крайніх блоків гакової підвіски; h_{\min} – відстань між осями барабана і блоками підвіски в крайньому верхньому положенні.

Довжина каната при багатошаровому намотуванні на барабан (канатомісткість барабана)

$$l_k = \pi z_b (D_1 + D_2 + \dots + D_n), \quad (5)$$

де z_b – число витків у шарі; D_1 – діаметр барабана по центру канатів першого шару; D_2 – діаметр по другому шару,

$$D_2 = D_1 + 2d_k.$$

При i шарів каната на барабані D_i можна визначити так:

$$D_i = D_1 + 2d_k(i-1). \quad (6)$$

Підставивши значення D_1, D_2, \dots, D_i у формулу (5-32) і взявши суму членів арифметичної прогресії, дістанемо

$$l_k = \pi z_b [D_1 + d_k(i-1)] \quad (7)$$

Для конічних барабанів менший діаметр D_1 вибирають за формулою (6-33), а більший D – з умов рівності обертальних моментів привода:

$$D = D_i F_{\max} / F_{\min}. \quad (8)$$

Тут F_{\min} – мінімальний натяг каната, намотуваного на барабан (крайнє верхнє положення стріли крана); F_{\max} – максимальний натяг каната (нижнє положення стріли).

У фрикційних барабанах тягових лебідок канат не намотують, а кілька постійних витків на барабані, перекочуючись, створюють тягове зусилля від сил тертя, які залежать від кута обхвату барабана канатом. Фрикційні барабани бувають циліндричної і коноїдальної форм. Необхідне число витків визначається з умов утворення потрібної сили тяги при невеликому зусиллі робітника.

Співвідношення набіжного (тягучого) F_1 та збіжного (зусилля робітника) F_2 натягів виток каната визначають за формулою Ейлера

$$F_1/F_2 = e^{2\pi z}, \quad (9)$$

де z – мінімальне число витків на барабані; e – основа натуральних логарифмів; f – коефіцієнт тертя між барабаном і канатом.

Знаходимо число витків на барабані, що необхідне для створення потрібного зусилля лебідки:

$$z = \frac{\lg F_1 - \lg F_2}{2\pi f \operatorname{tge}}. \quad (10)$$

Розрахунок на міцність. Товщину стінки барабана визначають з умов стискування, враховуючи, що барабан навантажений рівномірно розподіленим зусиллям внаслідок обгинання його натягненим канатом силою P (рис. 3, а).

Сила, що діє на елементарну площадку,

$$dF = R p q d\alpha, \quad (11)$$

де q – нормальний тиск; p – крок витків.

Сума проекцій елементарних сил на вертикальну площину:

$$2F = 2R p q \int_0^{\pi/2} \cos \alpha d\alpha = 2R p q. \quad (12)$$

Звідки: $q = F/Rp$.

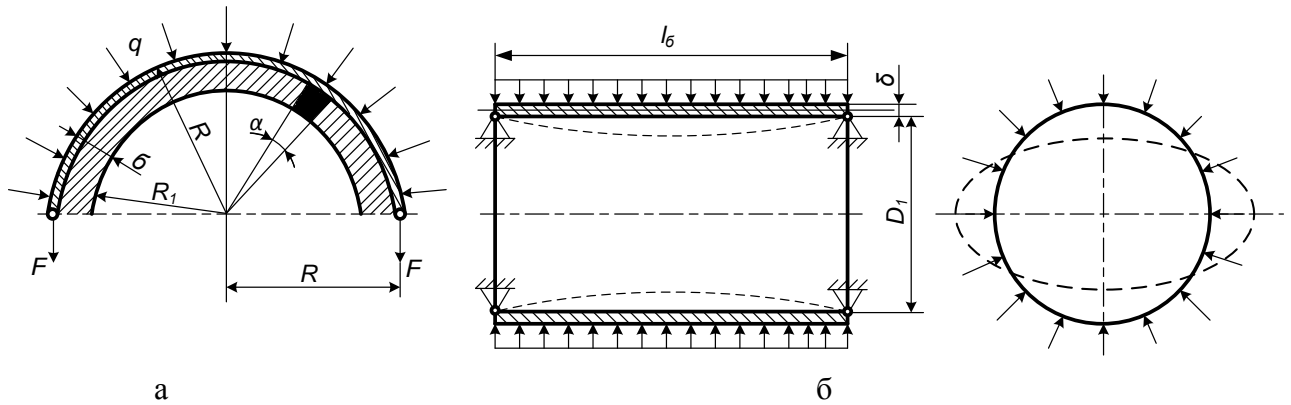


Рис. 3. До розрахунку барабанів на міцність і стійкість

Максимальне напруження стискування всередині товстостінного циліндра, навантаженого рівномірним зовнішнім тиском, знаходимо за формулою Ляме

$$\sigma_{\max} = -q \frac{2R^2}{R^2 - R_1^2}. \quad (13)$$

Замінімо $R = D/2$; $R_1 = D_1/2$; $D_1 = D - 2\delta$, де δ – товщина стінки барабана.

Підставивши ці значення у формулу, визначимо напруження стискування при максимальному натягуванні каната:

$$\sigma_{\text{нд}} = -q \frac{F_{\max} D^2}{D(D - \delta)\delta p}. \quad (14)$$

З деяким припущенням $D - \delta \approx D$ формула для напруження стискування матиме такий простий вигляд:

$$\sigma_{\text{нд}} = -q \frac{F_{\max} \cdot 10^{-6}}{\delta p}. \quad (15)$$

За багатошарового накручування каната на барабан напруження стискування стінки барабана:

$$\sigma_{\text{нд}} = \frac{\varphi \psi F_{\max} \cdot 10^{-6}}{\delta p (1 - \delta/D)}, \quad (16)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує кількість шарів накручування каната:

n	1	2	3	4 і більше	ψ – коефіцієнт, що
φ	1	1,4	1,8	2.	враховує послаблення
					натягу нижніх витків при

накручуванні наступних (для сталевих барабанів $\psi = 0,7$ і для чавунних $\psi = 0,8$).

Допустиме напруження відповідно для чавунних і сталевих барабанів

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \sigma_{\text{в}}/n; \quad [\sigma_{\text{ст}}] = \sigma_{\text{т}}/n_1.$$

Тут n – запас міцності (для чавунних барабанів $n=4 \dots 4,25$; для сталевих $n_1=1,4 \dots 1,5$).

Попередньо товщину барабана можна визначити за емпіричними формулами $\delta = 0,02D + (6 \dots 10)$ мм для чавунних барабанів; $\delta = 0,01D + 3$ мм або $\delta \approx 1,2d_k$ для сталевих. З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

Крім деформації стиску, стінки барабана в загальному випадку зазнають також деформацій вигину і кручення. На сумісну дію всіх напружень розрахунок виконують при значній довжині барабана $l_b \geq (3 \dots 4)D$.

Напруження вигину при дії моменту вигину $M_{\text{в}}$:

$$\sigma_{\text{в}} = M_{\text{в}} \cdot 10^{-6} / W_1,$$

де W_1 – екваторіальний момент опору стінки барабана, $W_1 = 0,1D^3(1 - \alpha^3)$.

Тут $\alpha = 1 - \delta/R$.

Напруження кручення при дії крутного моменту T :

$$\tau = T 10^{-6} / W_2.$$

Тут W_2 – полярний момент опору стінки барабана, $W_2 = 0,2D^3(1 - \alpha^3)$.

Загальне напруження в стінці:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2},$$

де $\sigma_H = -(\sigma_{ct} + \sigma_B)$.

Більш точна формула для визначення товщини стінки барабана:

$$\delta = \psi \varphi \frac{F_{\max}}{[\sigma_{cm}] p}. \quad (17)$$

Тут $\varphi = 1,07$ – коефіцієнт, що враховує вплив згинальних напружень, які виникають при накручуванні каната; ψ – коефіцієнт впливу на навантаження барабана деформацій стінки і каната,

$$\psi = \left(1 + \frac{A_{\delta} E_{\delta}}{\delta E_{\delta} p} \right)^{-\frac{1}{2}}, \quad (18)$$

де E_k, E_b – модулі поздовжньої пружності каната і барабана; A_k – площа перерізу всіх дротів каната ($0,4d_k^2$).

Література:

1. Підйомно-транспортні машини. Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс / І.М.Бендера, О.Я. Стрельчук, В.В.Підлісний, Г.О. Іванов та ін/. – Кам'янець-Подільський, ФОП Сисин О.В., Абетка, 2014. – 368 с.

УДК 621.86.061

ВАНТАЖОЗАХОПЛЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ І ВАНТАЖНІ ГАКИ І СКОБИ

Смішний М.Ю., студент гр. М4/3

Миколаївський національний аграрний університет

Наукові керівники к.т.н., проф. Іванов Г.О., к.е.н., доц. Полянський П.М.

Анотація

Наведено характеристика вантажних гаків і скоб: конструкція, способи виготовлення, матеріал. Приведені формули для розрахунків гака на міцність, а також визначення напружень на внутрішній і на зовнішній зігнутої частинах гака. Дана формула для визначення напруження всередині поперечки скоби з урахуванням її кривизни.

Annotation

The characteristic cargo hooks and brackets: design, manufacturing process, material. Some formulas for calculations hook the strength and determination of the stress on the inner and outer parts of curved hook. This formula for determining the tension in cross-bracket because of its curvature.

Вантажозахоплювальні пристрої можуть взаємодіяти з вантажем такими способами: вантаж зачіплюється захватним пристроєм (гаки, вантажні скоби, підхвати, контейнерні захвати); вантаж затискується захватом і утримується силою тертя (кліщові, ексцентрикові); вантаж притягується і утримується пристроєм за рахунок сил