

УДК 621.86

DOI 10.47049/2226-1893-2026-1-125-139

**ВПЛИВ КАНАВОК ДЛЯ УКЛАДАННЯ КАНАТУ
НА МІЦНІСТЬ СТІНКИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ БАРАБАНІВ**

**Частина 1. ОЦІНКА КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ В КАНАВКАХ НАРІЗІВ
ВІД РОЗТЯГНЕННЯ ТА ЗГИНАННЯ БАРАБАНУ**

Ю.М. Хомяк

к.т.н., доцент кафедри «Підйомно-транспортні машини
та інжиніринг портового технологічного обладнання»

<https://orcid.org/0000-0003-0093-8405>

jomiak38@gmail.com

В.С. Макогон

здобувач ступеню доктора філософії,
кафедра «Підйомно-транспортні машини
та інжиніринг портового технологічного обладнання»

ORCID ID 0009-0002-1460-502X

makogon2001@ukr.net

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,

В.М. Жеглова

к.т.н., доцент кафедри «Цифрові технології в інжинірингу»,

<https://orcid.org/0000-0001-8790-3277>

Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Україна.

Анотація. Нарізані на поверхні стінки канатного барабана канавки сприяють рівномірному укладанню і дозволяють суттєво збільшити термін експлуатації каната. З іншого боку, ці канавки є концентраторами напружень, отже негативно впливають на міцність стінки. Внаслідок складності геометрії та напруженого стану стінки традиційні проектні розрахунки на міцність канатних барабанів спроцують, а для забезпечення їх надійності нераціонально підвищують коефіцієнти запасу міцності. Зокрема, не враховується вплив нерівномірності товщини стінки на рівень розрахункових напружень. Досліджень впливу канавок на напружений стан стінок канатних барабанів і подібних до них об'єктів в науковій та довідковій літературі нами не виявлено.

В цій роботі на основі чисельного моделювання методом скінченних елементів визначено розподіл напружень у зоні западин канавок традиційної форми для барабанів різних діаметрів. Показано, що концентрація напружень у місцях зниження товщини стінки є досить істотною, оскільки коефіцієнт концентрації напружень знаходиться в межах 1,30-1,40.

© Хомяк Ю.М., Макогон В.С., Жеглова В.М., 2026

Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)

У цьому повідомленні викладено методику визначення рівня концентрації напружень від поздовжньої сили та згинального моменту. Для кількох типорозмірів канатних барабанів з канавками представлені отримані результати – відповідні коефіцієнти концентрації напружень.

Ключові слова: канатний барабан, канавки для укладення канату, метод скінченних елементів, коефіцієнт концентрації напружень, міцність.

UDC 621.86

DOI 10.47049/2226-1893-2026-1-125-139

THE INFLUENCE OF GROOVES FOR ROPE ON THE STRENGTH OF THE CARGO LIFTING DRUM WALL

Part 1. VALUATION OF STRESS CONCENTRATION IN THE GROOVES OF DRUM AT ITS TENSION AND BENDING

Yu. Khomiak

PhD, associate professor of department «Hoisting and transport machines and engineering of port technological equipment»

<https://orcid.org/0000-0003-0093-8405>

jomiak38@gmail.com

V. Makohon

PhD student of department «Hoisting and transport machines and engineering of port technological equipment»

ORCID ID 0009-0002-1460-502X

makogon2001@ukr.net

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine

V. Zheglova

PhD, associate professor of department «Digital technologies in engineering»,

orcid.org/0000-0001-8790-3277

National University «Odesa Polytechnic», Odesa, Ukraine

Abstract. Grooves on the surface of the rope drum wall contribute to high-quality laying and significantly increase the service life of the rope. On the other hand, the grooves are stress concentrators that negatively effect on the strength of the wall. Due to the complexity of the geometry and the stressed state of the wall, traditional design calculations for the strength of rope drums are simplified, and to ensure their reliability, safety factors are irrationally increased. In particular, the effect of uneven wall thickness on the level of design stresses is not taken into account. We have not found any studies of the influence of grooves on the stress state of the walls of rope drums and similar objects in the scientific and reference literature. In this work, based on numerical modeling using the finite element method, the stress distribution in the groove depression zone of a traditional shape for drums of different diameters was determined. It is shown that the

stress concentration in places of wall thickness reduction is quite significant, since the stress concentration coefficient is within 1,30-1,40. This message presents a methodology for determining the level of stress concentration from longitudinal force and bending moment. The results obtained are presented for several standard sizes of rope drums with grooves – the corresponding stress concentration coefficients.

Keywords: rope drum, rope laying grooves, stress concentration factor, finite elements method, strength.

Вступ. Канатні барабани є відповідальними елементами конструкцій вантажопідйомних машин (кранів, лебідок), безпека яких безпосередньо залежить від міцності їх стінок. У процесі експлуатації барабани зазнають складного силового впливу, який включає згин та кручення від зовнішніх навантажень, а також місцеві навантаження від тиску каната. В роботі [1] було показано, що традиційні розрахунки на міцність виконуються без урахування специфіки напруженого стану канатних барабанів. Особливістю конструкції канатних барабанів є також невелика товщина їх стінки (особливо сталевих) і наявність рівномірно розташованих канавок для укладання каната, під якими товщина стінки δ є найменшою і має місце концентрація напружень. Незважаючи на широке використання таких конструкцій, аналіз науково-технічної літератури свідчить про відсутність досліджень, присвячених визначенню коефіцієнтів концентрації напружень (ККН), обумовлених геометричною неоднорідністю стінок канатних барабанів вантажопідйомних машин. У довідниковій літературі (R. Peterson, перше видання 1974 р. і наступні пере-видання [2], Г. Савін та В.Тульчій [3], М. Саврук та А. Казберук [4], R. Budynas [5]) зібрана велика кількість матеріалів про концентрацію напружень, але найчастіше розглядаються моделі з одиночними концентраторами, внутрішніми (отвори) та зовнішніми (вирізи та виступи, канавки), розташованими в пластинах або суцільних циліндричних тілах. В пізніших публікаціях лише застосовуються нові методи розрахунків або експериментів, розглядаються нові варіанти форми концентраторів [6-17]. Задачі про концентрацію напружень, обумовлену періодично розташованими поверхневими вирізами, розглядаються не часто і переважно для плоских (двовимірних) моделей. Такі моделі можна використовувати лише у випадку розтягнення барабану, коли для його стінки реалізується схема плоского напруженого стану. В роботах [2; 18] відзначається, що ККН в пластині в зоні одиночного концентратора є значно більшим, в 2-4 рази, ніж між близько розташованими однаковими концентраторами, рис. 1. В довіднику [2] це довга пластина шириною w , послаблена круговими западинами з радіусом r і глибиною $h=r$, розташованими з кроком b (у канатних барабанів глибина западин значно менша, $h = (0,3-0,5) \cdot r$). До того ж представлені в довіднику діаграми побудовані лише для неглибоких западин з $w/r = 18$, тоді як у канатних барабанів це відношення є значно меншим, $w/r = (\delta+h)/r = 1,5-1,8$, [1]. Отже довідкові дані з [2] є неприйнятними для канатних барабанів. Розрахунки пластин з періодичними поверхневими виїмками виконувались методом густини енергії деформації в роботах [19-21], методом скінченних елементів (МСЕ) в роботах [22-24], але досліджувані в цих роботах геометричні

характеристики концентраторів напружень суттєво відрізняються від характеристик канавок канатних барабанів, описаних вище.

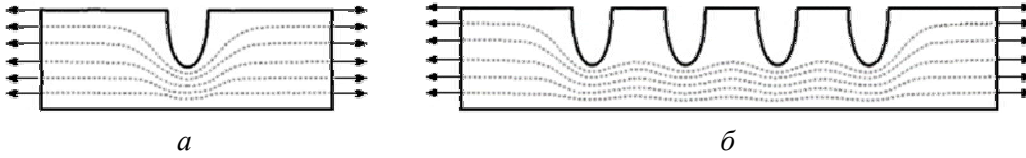


Рис. 1. Схема концентрації напружень при розтягненні пластини з надрізами:
а – в зоні одиночного вирізу; б – біля групи вирізів [2]

Для аналізу напруженого стану канатних барабанів при згинанні має розглядатись задача про вигин барабана як тонкої циліндричної оболонки з періодичними поверхневими канавками, тобто у тривимірній постановці. В опублікованих роботах розглядались переважно суцільні циліндричні моделі [2; 5; 10; 20], до того ж для одиночних концентраторів. Виявлено лише одну роботу, у якій було виконано розрахунок тонкої циліндричної оболонки, але з одним кільцевим надрізом [25]. Виконаний аналіз свідчить, що публікації, в яких досліджується модель, подібна до канатного барабана – циліндрична оболонка з системою періодичних поверхневих канавок – у відкритих джерелах практично відсутні, отже пропонується робота має наукову новизну і практичну цінність.

1. Навантаження канатного барабану і внутрішні зусилля

Розглядається канатний барабан, на поверхні якого нарізані гвинтові зустрічні канавки, ліва та права, з кроком p і висотою гребенів h . На рис. 2 показаний фрагмент стінки барабана з укладеним канатом діаметром d_k .

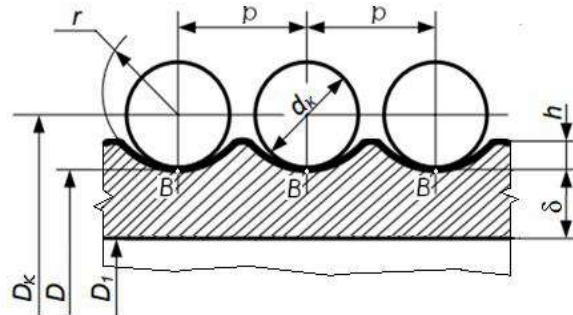


Рис. 2. Геометричні характеристики стінки канатного барабана

Схема навантаження барабана силою ваги вантажу Q , яка прикладена до зведеного поліспада, показана на рис. 3, а. В гілках канату, що намотується на барабан, діють сили натягнення F , які мають з вертикаллю кут α , утворений канавками. Барабан навантажується симетрично до його середини проекціями сил F , горизонтальними $H = F \sin \alpha$ та вертикальними $V = F \cos \alpha$.

Поздовжні компоненти H створюють поздовжні сили N , яким відповідають напруження $\sigma_z(N)$, рівномірно розподілені по поперечних перерізах. Вертикальні компоненти V призводять до виникнення в перерізах (рис. 3, б):

а) згинального моменту M_3 і пов'язаних з ним нормальних напружень $\sigma_z(M_3)$, розподілених по висоті поперечного перерізу за лінійним законом;

б) крутильного моменту M_K і відповідних дотичних напружень, $\tau_{zt}(r)$, які зростають пропорційно радіальній координаті r [1].

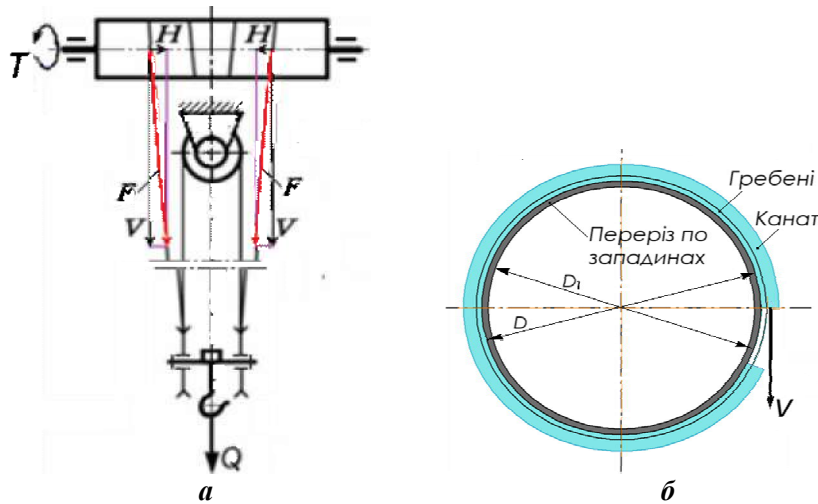


Рис. 3 Навантаження канатного барабану:
а – сили натягу канату F з проекціями H та V
(останні врівноважуються обертальним моментом T);
б – переріз барабана по западині канавки

Товщина стінки сталевих барабанів δ визначається з умови міцності при обтисненні, створюваному силами F натягнутого канату [1]:

$$\delta \geq 0,95F/(p[\sigma]). \quad (1)$$

Зауважимо, що сили V призводять також до виникнення в тілі барабану перерізувальних сил і пов'язаних з ними дотичних напружень τ_{zt} , але останні дорівнюють нулю в небезпечних зонах (точки B западин канавок) і тому в подальшому не враховуються.

Внутрішні зусилля і відповідні навантаження діють разом, обумовлюючи у стінці барабана складний напружений стан. Коефіцієнти концентрації напружень (ККН) будуть визначатись окремо для кожного з зусиль N , M_3 і M_K . Цей прийом ґрунтується на принципі незалежності дії сил (принцип суперпозиції) та дозволяє значно спростити застосування ККН для розрахунку стінки барабану на міцність.

Приймається матеріал обічайки барабана – сталь 20, $[\sigma] = 150$ МПа. Для опрацювання обирались канати з діаметрами d_k і відповідні ним розрахункові сили

натягнення F , розраховувались діаметри барабанів D і товщини їх стінок δ (1) та визначались геометричні характеристики канавок. Для розглянутих діаметрів канату отримані характеристики представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Характеристики розглянутих канатних барабанів

D	d_k	δ	F	p	h	r
мм			кН	мм		
240	8	5.5	6,8	9	2,5	4,5
300	10,5	6.5	11,7	12,5	3,5	6
400	16	10	27.3	18	5	9
530	21	13	46.9	24	6,5	12
700	26,5	16	74.7	32	8,5	15

Конструктивною особливістю геометрії канавок є їх невелика глибина, $h = (0,5-0,6)r$, що сприяє зменшенню ККН. Треба зазначити, що у відомих нам дослідження по концентрації напружень розглядаються западини з $h \geq r$:

2. Коефіцієнти концентрації напружень при розтягненні барабану

При розтягуванні або стисканні канатного барабану напруження у його стінці будуть незмінними у коловому напрямку φ , тобто напружений стан є вісесиметричним, внаслідок чого будь-який лінійний елемент стінки знаходиться у стані плоскої деформації. На цій підставі формулюється спрощена модель – замість суцільної циліндричної стінки барабану розглядається вирізаний з неї стержень малої ширини b . Довжина стержня може бути довільною, наприклад, $l = 5p$, рис. 2 і 4.

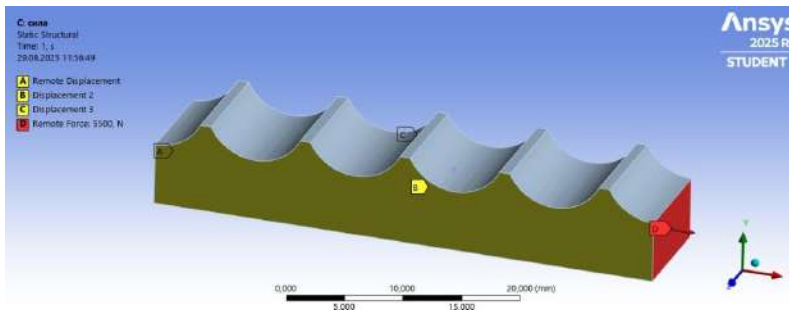


Рис. 4. Стержневий елемент барабану – модель для СЕ-аналізу напруженого стану при розтягненні канатного барабану

Для розрахунку цього стержня методом скінченних елементів (МСЕ) задаються граничні умови: лівий торець А закріплюється від усіх переміщень, бічні сторони В і С – від нормальних (колових) переміщень, відповідно до схеми плоскої деформації. Правий торець D навантажується поздовжньою силою P . Для визначеності приймаємо ширину стержня $b = 10$ мм, а для спрощення розрахунків

та аналізу результатів фіксуємо номінальні напруження в перерізах по западинах $\sigma_{\text{ном}}=P/(b\delta)=100$ МПа (отже сили $P=1000\delta$ Н). Положення сил P задається висотою h_p , яка вимірюється від нижньої поверхні стрижня. Відстань, що визначає положення умовної нейтральної лінії, $h_p > 0,5\delta$, є невідомою, оскільки стрижень має змінну висоту. Тому величини h_p визначались варіюванням, з якого знаходили такі їх значення, при яких в нижніх шарах стрижня напруження були близькими до $\sigma_{\text{ном}}=100$ МПа. Деякі результати розрахунків стержневих моделей стінки барабанів, виконаних з використанням МСЕ, представлені на рис. 5, а-г.

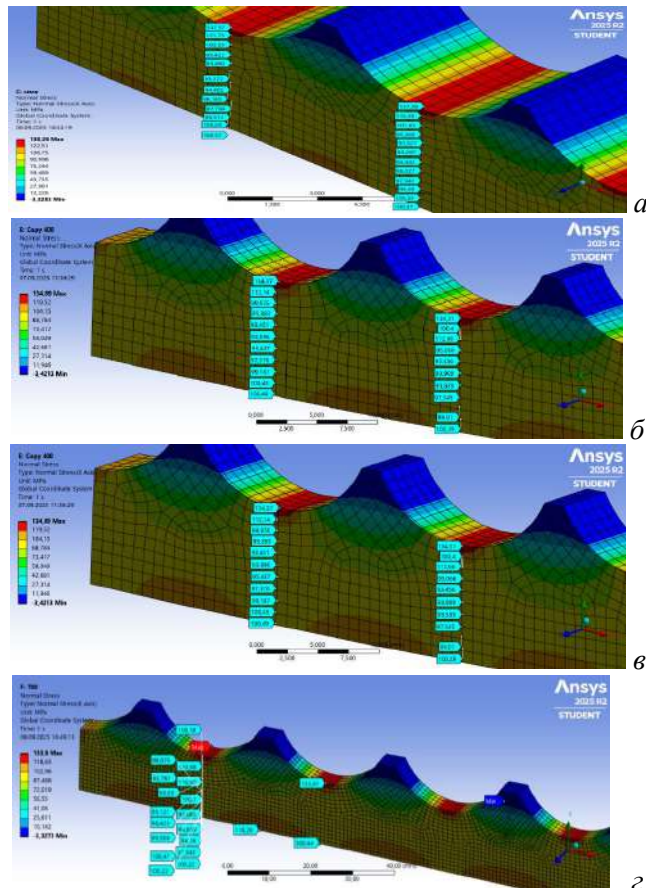


Рис. 5. Розподіл напружень по товщині при розтягненні стінки при:
а – $D=240$ мм, $h_p=2,81$ мм; б – $D=300$ мм, $h_p=5,1$ мм;
в – $D=400$ мм, $h_p=3,315$ мм; г – $D=700$ мм, $h_p=8,16$ мм

ККН при розтягненні барабану визначається за формулою

$$K_{\sigma,p} = \sigma_{\text{max}}/\sigma_{\text{ном}} = \sigma_{\text{max}}/100. \quad (2)$$

Отримані за результатами розрахунків ККН, що мають місце при розтягненні барабану, представлені в табл. 2.

Таблиця 2

Коефіцієнти концентрації напружень при розтягненні стінки барабана

$D_{\text{бараб}}, \text{ мм}$	240	300	400	530	700
h/δ	0,454	0,538	0,500	0,500	0,531
$K_{\sigma,p}$	1,38	1,35	1,35	1,343	1,34

Розрахунки свідчать, що величини $K_{\sigma,p}$ при розтягненні канатного барабану є відносно невеликими, причому незначно зменшуються при збільшенні діаметрів барабанів і відношень висоти гребенів до товщини стінки h/δ . Максимальна різниця значень $K_{\sigma,p}$ для розглянутого діапазону діаметрів (1,34 та 1,38) становить лише 3 %.

3. Коефіцієнти концентрації напружень при згинанні барабану

Вплив канавок для укладання каната на напружений стан стінки досліджується на розрахунковій моделі чистого вигину – фрагменті оболонки барабану, який навантажувався згинальними моментами M_3 , рис. 6. Кількість канавок варіювалася в діапазоні $n = 5-9$.

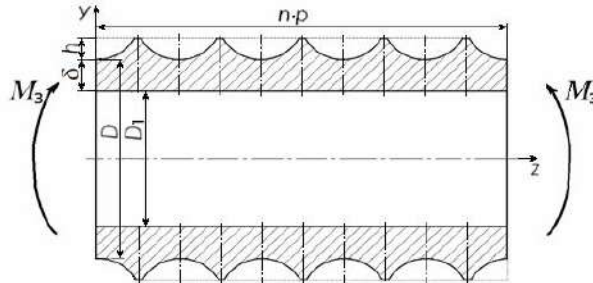


Рис. 6. Модель для аналізу напруженого стану при згинанні барабану (тут довжина $L = 5p$, розміри – див. табл. 1)

Осьовий момент інерції поперечного перерізу барабана

$$I_e = \frac{\pi}{64} (D^4 - D_1^4) \quad (3)$$

Номінальні напруження у стінці від чистого згину моментами M_3 в точках з ординатою y

$$\sigma_z = -M_3 \cdot y / I_e \quad (4)$$

Величини розрахункових згинальних моментів M_3 не залежать від довжини L . Вони призначаються такими, щоб у точках B найбільшої концентрації (див. рис. 2 і 6) номінальні напруження дорівнювали $\sigma_{\text{ном}} = |\sigma_z| = 100 \text{ МПа}$

$$M_3 = 2\sigma_{\text{ном}} \cdot I_e / D = 25\pi(D^4 - D_1^4) / (8D), \text{ (Нмм)}. \quad (5)$$

Для гарантування нерухомості СЕ-моделі її лівий торець закріплено від усіх переміщень. Правий торець фрагмента завантажується згинальним моментом M_3 , що забезпечує стан чистого вигину. Для моделювання використовуються скінчені 3-D елементи – тетраедри, рис. 7.

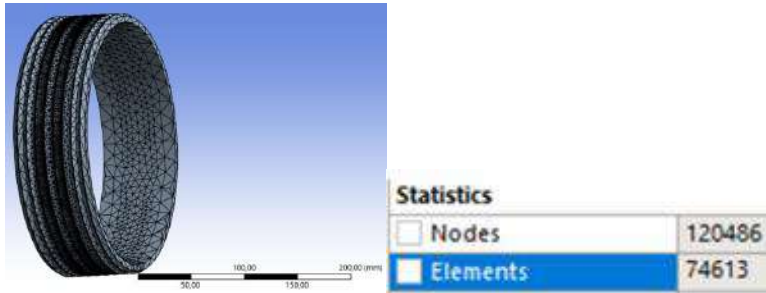


Рис. 7. Скінченно-елементна модель фрагмента канатного барабана $D=240$ мм при згинанні. Елементів 74617, вузлів 120486

Результати розрахунків напруженого стану розглянутих моделей при згинанні представлені на рис. 8, а-д.

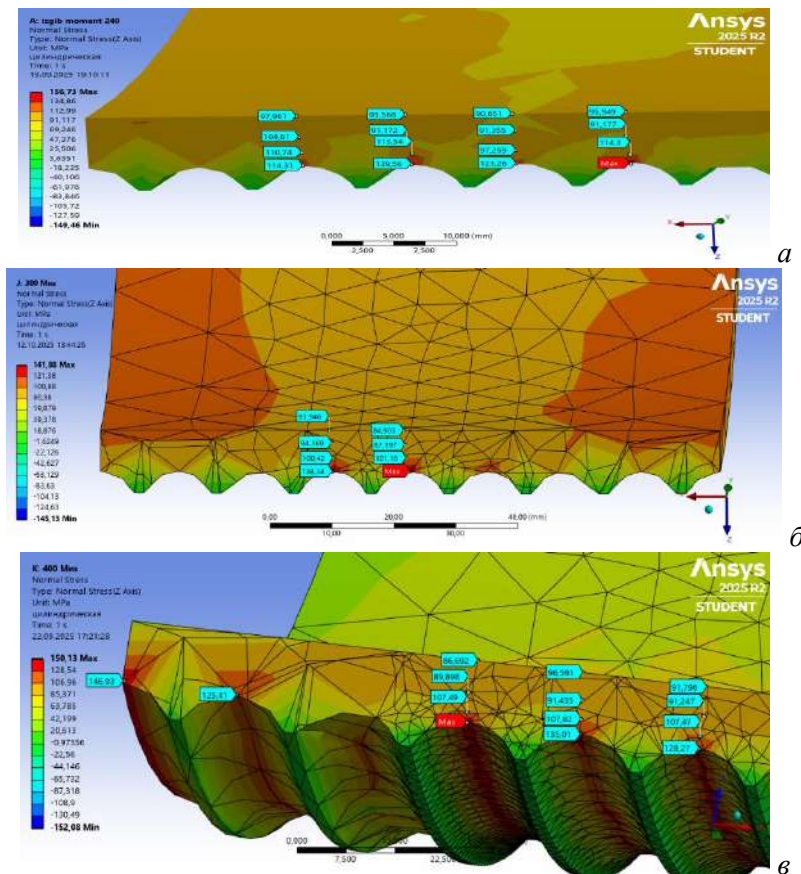
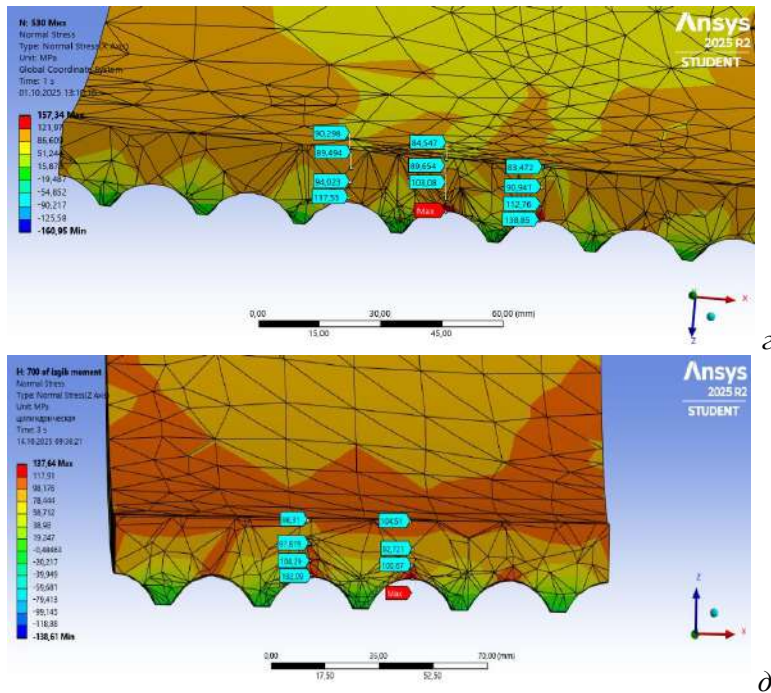


Рис.8. Напружений стан при згинанні розглянутих канатних барабанів при:
а) $D=240$ мм; б) $D=300$ мм



Продовження рис. 8. Напружений стан при згинанні розглянутих канатних барабанів при:
в) $D=400$ мм; г) $D=530$ мм.; д) $D=700$ мм

Після СЕ-розрахунку $\sigma_{\max} = \sigma_{z\max}$, були визначені коефіцієнти концентрації напружень для деформації згинання

$$K_{\sigma,3r} = \sigma_{z\max}/100. \quad (6)$$

Деякі результати обчислень напруженого стану при згинанні барабанів наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Розрахункові згинальні моменти, максимальні напруження та ККН для розглянутих канатних барабанів

D , мм	240	300	400	530	700
M_3 , Нмм	$2,322 \cdot 10^7$	$4,304 \cdot 10^7$	$1,1655 \cdot 10^8$	$2,6638 \cdot 10^8$	$5,7480 \cdot 10^8$
$\sigma_{z \max}$ МСЕ	139,8	139,86	137,8	137,91	134,82
$\sigma_{z \min}$ МСЕ	94,06	89,10	91,69	86,11	99,86
$\sigma_{z \text{cp}}$ МСЕ	109,5	104,43	106,98	104,33	108,57
$K_{\sigma,3r} = \sigma_{z \max}/100$	1,40	1,40	1,38	1,38	1,35

Коефіцієнти концентрації згинальних напружень $K_{\sigma,зг}$ для досліджених сталевих барабанів лежать в діапазоні 1,35-1,40, тобто максимально відрізняються на 3,5 %.

Коефіцієнти концентрації згинальних напружень K_{σ} для досліджених сталевих барабанів лежать в діапазоні 1,35-1,40, тобто максимально відрізняються на 3,7 %.

Залежність $K_{\sigma,зг}$ від діаметра D представлена лінійною формулою

$$K_{\sigma,зг} = 1,436 - 0,000124D, \quad (7)$$

яка рекомендується для визначення коефіцієнта концентрації напружень при згинанні канатних барабанів, спроектованих за алгоритмом, описаним в роботі [1].

Висновки

Для канатних барабанів вантажопідйомних машин, спроектованих за загальноприйнятими методами, виконані розрахунки концентрації напружень, яка виникає в стінках внаслідок наявності канавок для укладання канату. Аналіз отриманих результатів свідчить, що неврахування концентрації напружень від згинання барабанів призводить до похибки порядку (35-40) % в бік заниження.

Рекомендована проста залежність (7), яка дозволяє оцінити концентрацію напружень і застосувати визначений ККН без виконання складних обчислень.

Розраховані ККН для деформацій розтягнення та згинання практично не відрізняються, і, отже, при проектуванні нових канатних барабанів, конструкція яких буде відрізнятися від традиційної, можна обмежитись виконанням СЕ-розрахунків ККН для двовимірних моделей.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Хомяк Ю.М., Жеглова В.М., Макогон В.С. Удосконалення методики розрахунку канатних барабанів вантажопідйомних машин // Вісник Одеського національного морського університету, 2025. № 3 (77). 67-80.
2. Pilkey W.D., Pilkey D.F., Bi Z.M. Peterson's Stress Concentration Factors: 4th Edition. Wiley, 2020. – 640 p.
3. Савін Г.М., Тульчій В.І. Довідник з концентрації напружень. – Київ: Вища школа, 1976. – 412 с.
4. Саврук М., Казберук А. Концентрація напружень у твердих тілах з вирізами. Механіка руйнування та міцність матеріалів: Довідн. посіб. / За заг. ред. В.В. Панасюка. – Lviv: Publishing House «Spolom», 2012. – 384 с.
5. Budynas R.G. Roark's Formulas for Stress and Strain, Ninth Edition. – New York-Lisbon-London-Madrid-Sydney: McGraw-Hill, 2002. – 854 p.

6. Alavi S.K., Ayatollahi M.R., Jamali Ja., Petru M. On the applicability of digital image correlation method in extracting the higher order terms in stress field around blunt notches / *Theor. and Appl. Fracture Mech.*, Vol. 121, 2022. 103436.
7. Alavi S.K., Ayatollahi M.R., Daneshfar M., Bahrami B. Experimental stress determination of blunt notches under combinations of modes I and II loading / *Engineering Structures*, vol. 278, 2023. 115517.
8. Chmelko V., Harakal' M., Žlábek P., Margetin M., Ďurka R. Simulation of Stress Concentrations in Notches / *Metals*, 12(1), 2022. 9 p.
9. Cordina R., Ceballos N., Pantierer A., Pantierer S. A Study in Notched Beam Stress Concentration / *Engineering: Proceedings of the 17th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: "Industry, Innovation, And Infrastructure for Sustainable Cities and Communities"*. Jamaica, 24-26 July 2019. 7 p.
10. Dondeti S., Miao C., Tippur H.V. A Note On Measuring Mechanical Fields in 3-D Solids Using Digital Gradient Sensing and Refractive Index Matching / *Experimental Mechanics*, 63, 2023. P. 263-273.
11. Wei Liu, Longkang Li, Yaxu Qiao Local stress analysis of blunt V-notches using the digital gradient sensing method / *J. Appl. Optics*, 60, 2021. P. 1489-1499.
12. Myers T., Sutton M.A., Schreier H., Tofts A., Kattil S.R. Direct Pointwise Comparison of FE Predictions to StereoDIC Measurements: Developments and Validation Using Double Edge-Notched Tensile Specimen / *Comput Model Eng Sci*, Vol. 140, Iss. 2, 2024. 1263-1298.
13. Romanowicz P.J., Szybinski B., Wygoda M. Application of DIC Method in the Analysis of Stress Concentration and Plastic Zone Development Problems / *Materials*, 13(16), 2020. 38 p.
14. Sivák P., Delyová I., Bocko J. Comparison of Stress Concentration Factors Obtained by Different Methods / *Applied Sciences*, Vol. 13, Iss. 24, 2023. 20 p.
15. Sahin M.I., Özkan M.T. Stress concentration factors for bending with symmetric opposite notches in thin beam evaluated by FEM and ANN / *Materials Testing*, 67(11), 2025. 17 p.
16. Stochioiu C., Marinescu V.-M., Tudose D. I., Hadar A. Determination of Stress Concentration Effects Using Micro-Digital Image Correlation Techniques in PMMA Specimens / *Materiale Plastice*, 59(2), 2022. 9 p.
17. Zengah S., Baltach A., Djebli A., Compilation of Stress Concentration Factors in the Vicinity of a Geometric Discontinuity in Structures / *Engineering, Materials Science. Acta Universitatis Sapientiae Electrical and Mechanical Engineering*, 16, 2025. P. 1-15.
18. Huang Ning, Hu Ming-hui, Zhang Li-hua Stress Concentration Numerical Analysis of a Panel with Big Grooves / *2010 International Conference on Computing, Control and Industrial Engineering*, 2010. P. 149-152.

19. Afshar R., Berto F., Lazzarin P., Pook L. Analytical expressions for the notch stress intensity factors of periodic V-notches under tension by using the strain energy density approach / *J. of Strain Analysis for Eng. Design*, 48(5) 2013. P. 291-305.
20. Hosseinabadi R. Stress analysis of periodic notches by using the strain energy density approach / *Stress analysis of periodic notches by using the strain energy density approach: PhD Dissertation*, 2014. 249 p.
21. Lazzarin P., Afshar R., Berto F. Notch stress intensity factors of flat plates with periodic sharp notches by using the strain energy density / *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 60(1), 2012. P. 38-50.
22. Afshar R., Berto F. On three-dimensional stress analysis of periodic notched plates under tension / *Science China. Physics, Mechanics & Astronomy*, Vol. 57, 2014. P. 1751-1757.
23. Golubiatnikov K., Vild M., Wald F. A numerical-analytical prediction of the net cross-section resistance of weakened tensile plates. – Prague: Czech Technical University, 2025. 53 p.
24. Ortega-Herrera F.J., Lozano-Luna A., Razón-González J.P., García-Guzmán J., Figueroa-Godoy F. Mathematical Model to Predict the Stress Concentration Factor on a Notched Flat Bar in Axial Tension / *Proc. of the 5th Internat. Symp. on Experimental Mechanics (ISEM-SOI)*, 2015. Springer, 2015. P. 265-272.
25. Yunfeng Shi, Bo Wang, Hao Wu, Bin Wang, Changzhi Liu, Rui Li A Theoretical and Experimental Study on Extreme Stress Concentration-Free Designs of Circumferentially Notched Thin Cylindrical Shells / *Journal of Applied Mechanics*, 87(2), 2019. P. 1-16.

REFERENCES

1. Khomiak Yu.M., Zhehlova V.M., Makohon V.S. Udoskonalennia metodyky rozrakhunku kanatnykh barabaniv vantazhopidiomnykh mashyn // *Visnyk Odeskoho natsionalnoho morskoho universytetu*, 2025. No 3 (77). P. 67-80 [in Ukrainian].
2. Pilkey W.D., Pilkey D.F., Bi Z.M. *Peterson's Stress Concentration Factors: 4th Edition*. Wiley, 2020. – 640 p.
3. Savin H.M., Tulchii V.I. *Dovidnyk z kontsentratsii napruzhen.* – Kyiv: Vyshcha shkola, 1976. – 412 p. [in Ukrainian].
4. Savruk M., Kazberuk A. *Kontsentratsiia napruzhen u tverdykh tilakh z vyrizamy. Mekhanika ruinovannia ta mitsnist materialiv: Dovidn. posib.* / *Za zah. red. V.V. Panasiuka.* – Lviv: Publishing House «Spolom», 2012. – 384 p. [in Ukrainian].
5. Budynas R.G. *Roark's Formulas for Stress and Strain, Ninth Edition.* – New York-Lisbon-London-Madrid-Sydney: McGraw-Hill, 2002. – 854 p.

6. Alavi S.K., Ayatollahi M.R., Jamali Ja., Petru M. On the applicability of digital image correlation method in extracting the higher order terms in stress field around blunt notches / *Theor. and Appl. Fracture Mech.*, Vol. 121, 2022. 103436
7. Alavi S.K., Ayatollahi M.R., Daneshfar M., Bahrami B. Experimental stress determination of blunt notches under combinations of modes I and II loading / *Engineering Structures*, vol. 278, 2023. 115517.
8. Chmelko V., Harakal' M., Žlábek P., Margetin M., Ďurka R. Simulation of Stress Concentrations in Notches / *Metals*, 12(1), 2022. 9 p.
9. Cordina R., Ceballos N., Pantierer A., Pantierer S. A Study in Notched Beam Stress Concentration / *Engineering: Proceedings of the 17th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: "Industry, Innovation, And Infrastructure for Sustainable Cities and Communities"*. Jamaica, P. 24-26 July 2019. 7 p.
10. Dondeti S., Miao C., Tippur H.V. A Note On Measuring Mechanical Fields in 3-D Solids Using Digital Gradient Sensing and Refractive Index Matching / *Experimental Mechanics*, 63, 2023. P. 263–273.
11. Wei Liu, Longkang Li, Yaxu Qiao Local stress analysis of blunt V-notches using the digital gradient sensing method / *J. Appl. Optics*, 60, 2021. P. 1489-1499.
12. Myers T., Sutton M.A., Schreier H., Tofts A., Kattil S.R. Direct Pointwise Comparison of FE Predictions to StereoDIC Measurements: Developments and Validation Using Double Edge-Notched Tensile Specimen / *Comput Model Eng Sci*, Vol. 140, Iss. 2, 2024. P. 1263-1298.
13. Romanowicz P.J., Szybinski B., Wygoda M. Application of DIC Method in the Analysis of Stress Concentration and Plastic Zone Development Problems / *Materials*, 13(16), 2020. 38 p.
14. Sivák P., Delyová I., Bocko J. Comparison of Stress Concentration Factors Obtained by Different Methods / *Applied Sciences*, Vol. 13, Iss. 24, 2023. 20 p.
15. Sahin M.I., Özkan M.T. Stress concentration factors for bending with symmetric opposite notches in thin beam evaluated by FEM and ANN / *Materials Testing*, 67(11), 2025. 17 p.
16. Stochioiu C., Marinescu V.-M., Tudose D. I., Hadar A. Determination of Stress Concentration Effects Using Micro-Digital Image Correlation Techniques in PMMA Specimens / *Materiale Plastice*, 59(2), 2022. 9 p.
17. Zengah S., Baltach A., Djebli A., Compilation of Stress Concentration Factors in the Vicinity of a Geometric Discontinuity in Structures / *Engineering, Materials Science. Acta Universitatis Sapientiae Electrical and Mechanical Engineering*, 16, 2025. P. 1–15.
18. Huang Ning, Hu Ming-hui, Zhang Li-hua Stress Concentration Numerical Analysis of a Panel with Big Grooves / *2010 International Conference on Computing, Control and Industrial Engineering*, 2010. P. 149-152.

19. Afshar R., Berto F., Lazzarin P., Pook L. Analytical expressions for the notch stress intensity factors of periodic V-notches under tension by using the strain energy density approach / J. of Strain Analysis for Eng. Design, 48(5) 2013. P. 291-305
20. Hosseinabadi R. Stress analysis of periodic notches by using the strain energy density approach / Stress analysis of periodic notches by using the strain energy density approach: PhD Dissertation, 2014. 249 p.
21. Lazzarin P., Afshar R., Berto F. Notch stress intensity factors of flat plates with periodic sharp notches by using the strain energy density / Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 60(1), 2012. P. 38-50.
22. Afshar R., Berto F. On three-dimensional stress analysis of periodic notched plates under tension / Science China. Physics, Mechanics & Astronomy, Vol. 57, 2014. P. 1751–1757.
23. Golubiatnikov K., Vild M., Wald F. A numerical-analytical prediction of the net cross-section resistance of weakened tensile plates. – Prague: Czech Technical University, 2025. 53 p.
24. Ortega-Herrera F.J., Lozano-Luna A., Razón-González J.P., García-Guzmán J., Figueroa-Godoy F. Mathematical Model to Predict the Stress Concentration Factor on a Notched Flat Bar in Axial Tension / Proc. of the 5th Internat. Symp. on Experimental Mechanics (ISEM-SOI), 2015. Springer, 2015. P. 265-272.
25. Yunfeng Shi, Bo Wang, Hao Wu, Bin Wang, Changzhi Liu, Rui Li A Theoretical and Experimental Study on Extreme Stress Concentration-Free Designs of Circumferentially Notched Thin Cylindrical Shells / Journal of Applied Mechanics, 87(2), 2019. P. 1-16.

Дата надходження статті: 11.01.2026

Дата прийняття статті: 09.02.2026

Дата публікації статті: 02.04.2026