

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з дисципліни «Дослідження напружено-деформованого стану металоконструкцій ПТДБМ машин»
для студентів спеціальності G11 "Машинобудування",
освітня програма G11.05 "Транспортні засоби" /
"Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання"
усіх форм навчання

Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни "Дослідження напружено-деформованого стану металоконструкцій ПТДБМ машин" для студентів спеціальності G11 "Машинобудування", освітня програма G11.05 "Транспортні засоби" / "Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання" усіх форм навчання / Р.О.Фролов, С.Л.Рягін. – Запоріжжя: Національний університет "Запорізька політехніка", 2026. – 66 с.

Укладачі:

Р.О.Фролов, канд. техн. наук

С.Л.Рягін, доцент, канд. техн. наук

Рецензент: М.В.Сидоренко, доцент, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск:

Р.О.Фролов, канд. техн. наук,

завідувач кафедрою "Деталі машин і ПТМ"

Затверджено
на засіданні кафедри
"Деталі машин і ПТМ"
Протокол №9 від 03.06.2026р.

Рекомендовано до видання НМК
Машинобудівного факультета
Протокол №9 від 09.06.2026р.

ЗМІСТ

с.

Вступ.....	4
Практичне заняття 1. Визначення навантажень на металоконструкції.....	6
Практичне заняття 2. Визначення динамічних коефіцієнтів.....	10
Практичне заняття 3. Визначення властивостей матеріалів.....	14
Практичне заняття 4. Визначення коефіцієнтів безпеки	17
Практичне заняття 5. Співставлення результатів розрахунків.....	22
Практичне заняття 6. Визначення деформацій за показами тензометрів.....	25
Практичне заняття 7. Аналітичний розрахунок елементів складної форми.....	28
Практичне заняття 8. Інтерпретація результатів розрахунків за МСЕ	32
Практичне заняття 9. Співставлення напружень з властивостями матеріалів	35
Практичне заняття 10. Врахування впливу зварних швів.....	38
Практичне заняття 11. Розрахунок на втрату місцевої стійкості пластин	41
Практичне заняття 12. Визначення коефіцієнта динамічності.....	44
Практичне заняття 13. Визначення границі витривалості.....	47
Практичне заняття 14. Визначення температурних напружень.....	50
Практичне заняття 15. Оцінка зміни властивостей матеріалу.....	53
Практичне заняття 16. Оцінка залишкового ресурсу	56
Перелік джерел посилання.....	60
Додаток А. Зразок титульного аркуша звіту.....	62
Додаток Б. Довідкові дані.....	63
Додаток В. Основні позначення	65

ВСТУП

Методичні вказівки призначені для проведення практичних занять з дисципліни «Дослідження напружено-деформованого стану металоконструкцій ПТДБМ машин» і доповнюють конспект лекцій [1]. Тематика занять відповідає робочій програмі дисципліни: кожне з шістнадцяти занять тривалістю 2 академічні години закріплює матеріал однойменної лекції.

Мета практичних занять – навчитися виконувати інженерні розрахунки: визначати навантаження на металоконструкції ПТДБМ машин, характеристики матеріалів, напружено-деформований стан (НДС) аналітичними, експериментальними та чисельними методами, а також оцінювати роботоспроможність і залишковий ресурс.

Більшість прикладів побудовано на одному об'єкті – головній балці двобалкового мостового крана вантажопідйомністю 20 т прольотом 20 м, яка розглядалася в лекціях. Навантаження, отримані на заняттях 1 і 2, далі використовуються для визначення напружень (заняття 4, 7, 9), перевірки місцевої стійкості (заняття 11), розрахунку на втому і оцінки ресурсу (заняття 13, 16).

Нормативні значення коефіцієнтів, наведені в прикладах (часткові коефіцієнти надійності, динамічні коефіцієнти, категорії деталей тощо), прийнято за стандартами серії EN 13001-1:2015, ДБН В.2.6-198:2014 і Єврокодом 3 [3–12].

Порядок виконання і оформлення

Перед заняттям студент вивчає відповідну лекцію і теоретичні відомості з методичних вказівок. Під час заняття розв'язує завдання свого варіанта за зразком прикладу. Звіт оформлюють на аркушах формату А4 (рукописно або друковано), він містить:

- титульний аркуш (додаток А);
- тему і мету заняття, вихідні дані варіанта;
- розрахункову схему (за потреби);
- розрахунки з формулами, підставленими числами і одиницями вимірювання;
- висновки щодо отриманих результатів.

Звіт має бути рукописним. Розрахунки виконують в одиницях СІ. Контрольні запитання наведені для самостійної роботи студентів.

Номер варіанта призначає викладач.

Оцінювання

Відповідно до робочої програми кожне практичне заняття оцінюється за п'ятибальною шкалою: 5 балів (3 % рейтингу) – завдання виконано правильно і повністю, захищено з вичерпними відповідями; 4 бали (2 %) – завдання виконано з несуттєвими помилками; 3 бали (1 %) – завдання виконано з помилками або неповно. Максимальна сумарна оцінка за практичні заняття становить 48 % підсумкового рейтингу.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 1. ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

1.1 Мета заняття

Навчитися складати розрахункову схему головної балки мостового крана, визначати статичні навантаження від власної ваги, візка і вантажу, тиски коліс, опорні реакції та горизонтальні інерційні сили.

1.2 Короткі теоретичні відомості

Головна балка двобалкового мостового крана розглядається як шарнірно оперта балка прольотом L , навантажена рівномірно розподіленою власною вагою q і двома рухомими силами P від коліс візка з базою b [1, лекції 1, 9]. За симетричного розташування вантажу тиск одного колеса:

$$P = (Q + m_t) \cdot g / 4 \quad (1.1)$$

де Q – вантажопідйомність (маса вантажу разом з вантажозахоплювальним органом), т;

m_t – маса візка, т;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Найбільший згинальний момент від двох однакових сил виникає під колесом, коли середина прольоту ділить навпіл відстань між рівнодійною цих сил і цим колесом (правило Вінклера). Тоді колесо розташоване на відстані $x = L/2 - b/4$ від опори, а момент:

$$M_p = P \cdot (L - b/2)^2 / (2L) \quad (1.2)$$

Момент від власної ваги посередині прольоту і найбільша опорна реакція (візок біля опори):

$$M_q = q \cdot L^2 / 8; R_{\max} = P + P \cdot (L - b)/L + q \cdot L/2 \quad (1.3)$$

Горизонтальні інерційні сили під час гальмування моста з уповільненням a :

$$F_{\text{ин}} = m \cdot a \quad (1.4)$$

де m – маса, що гальмується (маса візка з вантажем, яка припадає на одну балку, і маса самої балки). На цьому занятті навантаження визначають без динамічних коефіцієнтів і коефіцієнтів надійності; їх враховують на заняттях 2 і 4.

1.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити тиск колеса, найбільший момент, опорну реакцію та інерційні сили для головної балки мостового крана.

Вихідні дані: $Q = 20$ т, $m_T = 4,5$ т, $L = 20$ м, $b = 2$ м, $q = 2,0$ кН/м, $a = 0,3$ м/с².

1. Вага вантажу і візка розподіляється на чотири колеса порівну, тому тиск на кожне колесо за формулою (1.1) $P = (20 + 4,5) \cdot 9,81/4 = 60,1$ кН.

2. Візок ставимо за правилом Вінклера: $x = 20/2 - 2/4 = 9,5$ м від лівої опори до першого колеса. Момент під першим колесом за (1.2) $M_p = 60,1 \cdot (20 - 1)^2 / (2 \cdot 20) = 542,3$ кН·м.

3. Власна вага балки дає значно менший внесок: $M_q = 2,0 \cdot 20^2 / 8 = 100$ кН·м. Отже, сумарний момент $M = 642,3$ кН·м (рис. 1.1).

4. Для опорної реакції візок, навпаки, підводимо впритул до опори: $R_{\max} = 60,1 + 60,1 \cdot 18/20 + 2,0 \cdot 20/2 = 60,1 + 54,1 + 20,0 = 134,2$ кН.

5. Інерційні сили під час гальмування моста: від візка з вантажем на одну балку $F_{\text{ін,т}} = (24 \cdot 500/2) \cdot 0,3 = 3,68$ кН; від маси балки $F_{\text{ін,б}} = (2,0 \cdot 20/9,81) \cdot 0,3 = 1,22$ кН (розподілена 0,061 кН/м).

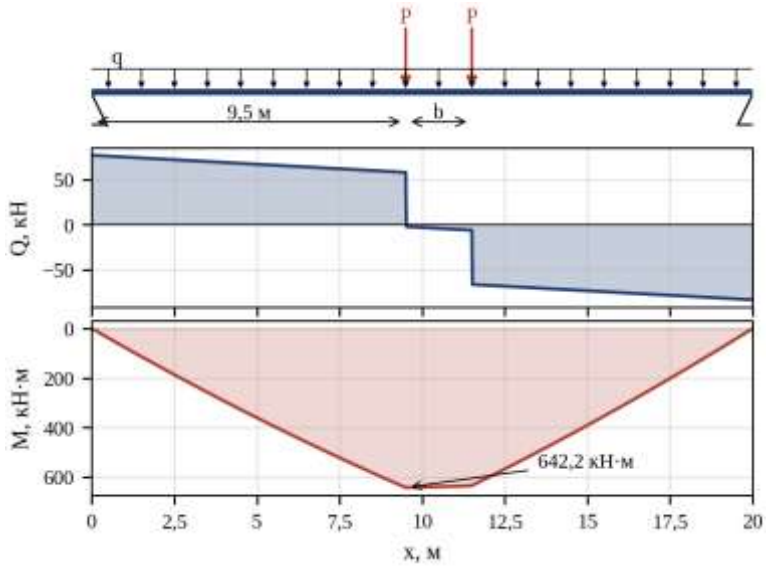


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема та епюри Q і M головної балки (приклад)

Висновок. Візок з вантажем дає близько 84 % сумарного моменту, тому точність розрахунку балки залежить насамперед від правильно визначених тиску коліс і їхнього положення.

1.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити тиск колеса, положення візка і найбільший згинальний момент, найбільшу опорну реакцію та інерційні сили під час гальмування моста. Побудувати епюри Q і M для положення візка, що відповідає максимальному моменту. Варіанти завдань наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Варіанти завдань

Вар.	Q, т	m _т , т	L, м	b, м	q, кН/м	a, м/с ²
1	5	1,8	10,5	1,2	0,9	0,2
2	8	2,4	13,5	1,4	1,1	0,25
3	10	2,8	16,5	1,6	1,3	0,3
4	12,5	3,2	19,5	1,8	1,6	0,35
5	16	3,8	22,5	2	1,9	0,4
6	20	4,5	16,5	2	1,8	0,2
7	25	5,5	19,5	2,2	2,2	0,25
8	32	7	22,5	2,5	2,6	0,3
9	40	8,5	25,5	2,8	3	0,35
10	50	10	28,5	3	3,4	0,4

1.5 Контрольні запитання

1. З яких елементів складається металоконструкція двобалкового мостового крана?
2. Чому найбільший момент від двох рухомих сил виникає не посередині прольоту?
3. У яких випадках можна застосовувати симетричний розподіл тиску між колесами візка?
4. Які маси враховують під час визначення інерційних сил гальмування моста?
5. Чим відрізняються навантаження на металоконструкції ПТДБМ машин від навантажень на будівельні конструкції?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ

2.1 Мета заняття

Навчитися визначати групу класифікації крана, динамічні коефіцієнти за EN 13001-2:2014 і розрахунковий навантажувальний ефект.

2.2 Короткі теоретичні відомості

Коефіцієнт спектра навантаження [1, лекція 2]:

$$K_P = \Sigma [(C_i/C_T) \cdot (P_i/P_{\max})^3] \quad (2.1)$$

Клас спектра: Q1 – $K_P \leq 0,125$; Q2 – до 0,25; Q3 – до 0,5; Q4 – до 1,0. Клас використання U за загальною кількістю циклів C_T : U3 – до $1,25 \cdot 10^5$; U4 – до $2,5 \cdot 10^5$; U5 – до $5 \cdot 10^5$; U6 – до $1 \cdot 10^6$; U7 – до $2 \cdot 10^6$. Групу класифікації визначають за табл. 2.1 [4].

Таблиця 2.1 – Групи класифікації кранів (фрагмент)

Клас спектра	U3	U4	U5	U6	U7
Q1	A2	A3	A4	A5	A6
Q2	A3	A4	A5	A6	A7
Q3	A4	A5	A6	A7	A8
Q4	A5	A6	A7	A8	A8

Динамічний коефіцієнт підйому вантажу з основи:

$$\varphi_2 = \varphi_{2,\min} + \beta_2 \cdot v_h \quad (2.2)$$

де v_h – швидкість підйому, м/с; β_2 , $\varphi_{2,\min}$ – за табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри φ_2 для приводу підйому типу HD1

Клас жорсткості	HC1	HC2	HC3	HC4
β_2 , с/м	0,17	0,34	0,51	0,68
$\varphi_{2,\min}$	1,05	1,10	1,15	1,20

Коефіцієнт раптового звільнення частини вантажу Δm :

$$\varphi_3 = 1 - (\Delta m/m) \cdot (1 + \beta_3) \quad (2.3)$$

де $\beta_3 = 0,5$ для грейфера (повільне звільнення) і $\beta_3 = 1,0$ для магніту або обриву стропа.

Розрахунковий момент для комбінації A1 (підйом вантажу без вітру):

$$M_{Sd} = \gamma_{p,Q} \cdot \varphi_2 \cdot M_P + \gamma_{p,G} \cdot \varphi_1 \cdot M_q \quad (2.4)$$

У прикладах прийнято $\gamma_{p,Q} = 1,34$ (вантаж) і $\gamma_{p,G} = 1,22$ (маса крана, несприятлива дія) для комбінацій групи A за EN 13001-2 [6], $\varphi_1 = 1,0$.

2.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити групу класифікації крана, динамічні коефіцієнти і розрахунковий момент у головній балці.

Вихідні дані: за термін служби $C_T = 4 \cdot 10^5$ циклів: 10 % – з номінальним вантажем, 40 % – з вантажем $0,5P_{\max}$, 50 % – $0,25P_{\max}$; $v_h = 0,2$ м/с; клас HC2; грейфер звільняє $\Delta m/m = 0,5$; $M_P = 542,3$ кН·м, $M_q = 100$ кН·м (заняття 1) (за табл. 2.3).

1. Спершу класифікуємо кран за режимом роботи. $K_P = 0,1 \cdot 1^3 + 0,4 \cdot 0,5^3 + 0,5 \cdot 0,25^3 = 0,1 + 0,05 + 0,0078 = 0,158$ – клас Q2. $C_T = 4 \cdot 10^5 < 5 \cdot 10^5$ – клас U5. Перетин рядка Q2 і стовпця U5 у табл. 2.1 дає групу класифікації A5 (рис. 2.1).

2. Динамічний коефіцієнт підйому для класу HC2 беремо з табл. 2.2: $\varphi_2 = 1,10 + 0,34 \cdot 0,2 = 1,168$, тобто під час підйому з основи навантаження від вантажу зростає майже на 17 %.

3. Для грейфера, що звільняє половину вантажу, $\varphi_3 = 1 - 0,5 \cdot (1 + 0,5) = 0,25$.

4. Залишається обчислити розрахунковий момент за (2.4): $M_{Sd} = 1,34 \cdot 1,168 \cdot 542,3 + 1,22 \cdot 1,0 \cdot 100 = 848,8 + 122,0 = 970,8$ кН·м.

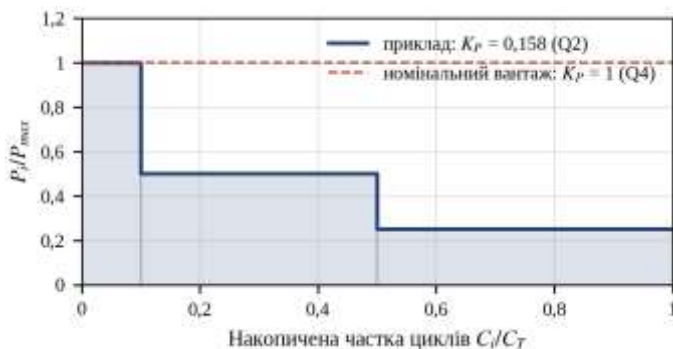


Рисунок 2.1 – Спектр навантаження крана (приклад)

Висновок. Урахування динаміки і коефіцієнтів надійності збільшило розрахунковий момент у 1,51 раза порівняно з характеристичним (642,3 кН·м).

2.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити коефіцієнт спектра, клас спектра, клас використання і групу класифікації крана; φ_2 і φ_3 ; розрахунковий момент M_{sd} за (2.4) для значень M_p і M_q , отриманих на занятті 1.

Таблиця 2.3 – Варіанти завдань (частки циклів $c_1/c_2/c_3$ з вантажами $1,0/0,6/0,3 P_{max}$)

Вар.	$c_1/c_2/c_3$	C_T	$v_{нв}$ м/с	НС	$\Delta m/m$	Привід
1	0,05/0,35/0,60	$1,2 \cdot 10^5$	0,1	НС1	0,3	грейфер
2	0,10/0,30/0,60	$2,0 \cdot 10^5$	0,13	НС2	0,4	магніт
3	0,15/0,35/0,50	$3,0 \cdot 10^5$	0,16	НС3	0,5	грейфер
4	0,20/0,40/0,40	$4,5 \cdot 10^5$	0,2	НС2	0,6	магніт
5	0,30/0,40/0,30	$6,0 \cdot 10^5$	0,25	НС1	0,7	грейфер
6	0,05/0,25/0,70	$8,0 \cdot 10^5$	0,12	НС3	0,3	магніт
7	0,10/0,50/0,40	$1,5 \cdot 10^5$	0,18	НС2	0,4	грейфер
8	0,25/0,25/0,50	$2,2 \cdot 10^5$	0,22	НС4	0,5	магніт
9	0,40/0,40/0,20	$9,0 \cdot 10^5$	0,15	НС3	0,6	грейфер
10	0,50/0,30/0,20	$1,8 \cdot 10^5$	0,3	НС2	0,7	магніт

2.5 Контрольні запитання

1. Що характеризує коефіцієнт спектра навантаження K_p ?
2. Як жорсткість крана впливає на коефіцієнт φ_2 ?
3. Чому коефіцієнт φ_3 може бути від'ємним і для яких елементів це небезпечно?
4. Чим відрізняються комбінації навантажень А, В і С?
5. Чому коефіцієнт надійності для вантажу більший, ніж для власної ваги крана?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ

3.1 Мета заняття

Навчитися визначати механічні характеристики сталі за результатами випробування на розтяг, оцінювати марку сталі та зварюваність за хімічним складом, тимчасовий опір за твердістю, а також встановлювати розрахункові характеристики з урахуванням товщини прокату.

3.2 Короткі теоретичні відомості

Під час випробування циліндричного зразка діаметром d_0 і розрахунковою довжиною $l_0 = 5d_0$ на розтяг (EN ISO 6892-1:2019) визначають [1, лекція 3]:

$$R_{eH} = F_{eH} / A_0; R_m = F_m / A_0; A = (l_u - l_0) / l_0 \cdot 100 \% \quad (3.1)$$

де $A_0 = \pi d_0^2 / 4$; F_{eH} – навантаження на верхній границі текучості; F_m – максимальне навантаження; l_u – розрахункова довжина після розриву. Відношення R_{eH} / R_m характеризує запас пластичного деформування.

Зварюваність оцінюють за вуглецевим еквівалентом (ІВ):

$$CEV = C + Mn/6 + (Cr + Mo + V)/5 + (Ni + Cu)/15 \quad (3.2)$$

При $CEV \leq 0,40$ % сталь зварюється без підігріву, при 0,40–0,45 % – з обмеженнями (контроль погонної енергії, підігрів товстого прокату), понад 0,45 % – обов'язковий підігрів.

Тимчасовий опір за твердістю за Брінеллем (наближено, для вуглецевих і низьколегованих сталей):

$$R_m \approx (3,3 \dots 3,5) \cdot HB \quad (3.3)$$

Гарантована границя текучості знижується з товщиною (табл. 3.1). Розрахунковий опір $f_{Rd} = f_y / \gamma_m$, де $\gamma_m = 1,1$ [7]. Модуль зсуву $G = E / [2(1 + \nu)]$.

Таблиця 3.1 – Мінімальна границя текучості за EN 10025-2:2019, МПа

Марка	$t \leq 16$ мм	$16 < t \leq 40$	$40 < t \leq 63$	R_m при $t < 100$, МПа
S235	235	225	215	360–510
S275	275	265	255	410–560
S355	355	345	335	470–630

3.3 Приклад розв'язання

Завдання. За результатами випробувань визначити механічні характеристики сталі, її марку і зварюваність.

Вихідні дані: зразок $d_0 = 10$ мм, $l_0 = 50$ мм; $F_{eH} = 27,8$ кН; $F_m = 41,2$ кН; $l_u = 61,5$ мм. Склад, %: С 0,17; Мн 1,45; Cr 0,05; Мо 0,02; V 0,01; Ni 0,08; Cu 0,10. Твердість 158 НВ. Товщина елемента $t = 25$ мм. (за табл. 3.2).

1. Обробляємо результати випробування на розтяг. $A_0 = \pi \cdot 10^2/4 = 78,54$ мм². $R_{eH} = 27\,800/78,54 = 354$ МПа; $R_m = 41\,200/78,54 = 525$ МПа; $A = (61,5 - 50)/50 \cdot 100 = 23$ %; $R_{eH}/R_m = 0,67$. Відношення значно менше за 0,9, тож метал має достатній запас пластичності.

2. Зварюваність оцінюємо за хімічним складом: $CEV = 0,17 + 1,45/6 + (0,05 + 0,02 + 0,01)/5 + (0,08 + 0,10)/15 = 0,17 + 0,242 + 0,016 + 0,012 = 0,44$ %. Значення потрапляє в діапазон 0,40–0,45 %, тому сталь зварюється з обмеженнями.

3. Твердість дає незалежну перевірку: $R_m \approx (3,3 \dots 3,5) \cdot 158 = 521 \dots 553$ МПа – результат випробування (525 МПа) лежить у цьому інтервалі.

4. Зіставивши отримані характеристики з табл. 3.1, бачимо, що метал відповідає сталі S355 ($R_{eH} \geq 345$ МПа для $t = 25$ мм; $R_m = 470$ – 630 МПа; $A \geq 22$ %). Для товщини 25 мм розрахункові характеристики такі: $f_y = 345$ МПа; $f_{Rd} = 345/1,1 = 314$ МПа; $E = 210\,000$ МПа; $G = 210\,000/2,6 = 80\,800$ МПа.

Висновок. Метал відповідає сталі S355. Для елемента товщиною 25 мм приймаємо $f_y = 345$ МПа. Під час ремонтного зварювання треба контролювати погонну енергію ($CEV = 0,44$ %).

3.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити R_{eH} , R_m , A , R_{eH}/R_m ; CEV ; R_m за твердістю; встановити марку сталі, розрахункові f_y і f_{Rd} для заданої товщини; зробити висновок про зварюваність. Довжина $l_0 = 5d_0$; вміст Cr + Мо + V = 0,08 %.

Таблиця 3.2 – Варіанти завдань

Вар.	d ₀ , мм	F _{ен} , кН	F _м , кН	l ₀ , мм	C/Mn/Ni+Cu, %	HB	t, мм
1	10	19	30,5	61	0,16/0,55/0,10	118	12
2	10	21,4	33,8	62,2	0,18/0,70/0,12	128	20
3	8	17,8	26,3	49,6	0,15/1,40/0,15	160	14
4	10	28,4	40,8	61,5	0,18/1,50/0,20	157	30
5	6	7,6	12,1	36,8	0,17/0,60/0,08	122	10
6	8	14	21,4	49	0,20/0,80/0,10	130	45
7	10	27,1	39,9	60,8	0,16/1,45/0,18	154	50
8	6	10,1	14,8	36,2	0,18/1,35/0,12	158	8
9	10	22	34,6	62	0,14/1,10/0,25	134	25
10	8	17,4	25,8	48,8	0,19/1,55/0,22	156	35

3.5 Контрольні запитання

1. Які характеристики визначають під час випробування на розтяг і для яких розрахунків вони використовуються?
2. Чому зі збільшенням товщини прокату знижується гарантована границя текучості?
3. Чому модуль пружності не залежить від марки сталі і що з цього випливає для легких конструкцій?
4. Як оцінюють зварюваність сталі та які заходи потрібні за CEV > 0,45 %?
5. Що означають позначення підгруп якості JR, J0, J2 і K2?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 4. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ БЕЗПЕКИ

4.1 Мета заняття

Навчитися визначати коефіцієнти безпеки (запасу) і коефіцієнти використання металоконструкції за критеріями статичної міцності, стійкості стиснутого стрижня і стійкості крана проти перекидання.

4.2 Короткі теоретичні відомості

За методом допустимих напружень коефіцієнт безпеки (запасу) за міцністю визначають за характеристичними напруженнями [1, лекція 4]:

$$n = f_y / \sigma_k \quad (4.1)$$

За методом граничних станів перевіряють умову $\sigma_{Sd} \leq f_{Rd}$ і обчислюють коефіцієнт використання:

$$\eta = \sigma_{Sd} / f_{Rd}, \quad f_{Rd} = f_y / \gamma_m \quad (4.2)$$

Стійкість стиснутого стрижня перевіряють за коефіцієнтом поздовжнього згину χ (EN 1993-1-1:2005 [8]):

$$N_{cr} = \pi^2 EI / (\mu l)^2; \quad \lambda_{\bar{}} = \sqrt{(A f_y / N_{cr})}; \quad \Phi = 0,5 [1 + \alpha(\lambda_{\bar{}} - 0,2) + \lambda_{\bar{}}^2]; \quad \chi = 1 / [\Phi + \sqrt{(\Phi^2 - \lambda_{\bar{}}^2)}] \quad (4.3)$$

де $\alpha = 0,21$ для гарячекатаних труб (крива а); $N_{b,Rd} = \chi A f_y / \gamma_m$.

Коефіцієнт вантажної стійкості крана проти перекидання (рис. 4.1):

$$k = M_{yтр} / M_{пер}, \quad M_{пер} = (Q + m_{гп}) \cdot g \cdot (R - b) \quad (4.4)$$

де $M_{yтр}$ – утримувальний момент від ваги крана відносно ребра перекидання; $m_{гп}$ – маса гакової підвіски;

R – виліт;

b – відстань від осі обертання до ребра перекидання. У прикладах нормативне значення прийнято $k \geq 1,4$ (дія лише ваги вантажу); фактичні вимоги встановлює експлуатаційна документація крана.

Стійкість рейкового крана проти зсуву (угону) вітром неробочого стану перевіряють за умовою:

$$k_3 \cdot F_w \leq F_{\text{тр}} + F_{\text{зах}}; \quad F_w = c \cdot q_w \cdot A; \quad F_{\text{тр}} = f \cdot G_{\text{Г}} \quad (4.5)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу (у прикладах $k_3 = 1,2$);

$F_{\text{зах}}$ – утримувальна сила протиугінних пристроїв;

c – аеродинамічний коефіцієнт;

q_w – тиск вітру неробочого стану;

A – навітряна площа; f – коефіцієнт тертя загальмованих коліс по рейках (у прикладах $f = 0,12$);

$G_{\text{Г}}$ – навантаження на загальмовані колеса.

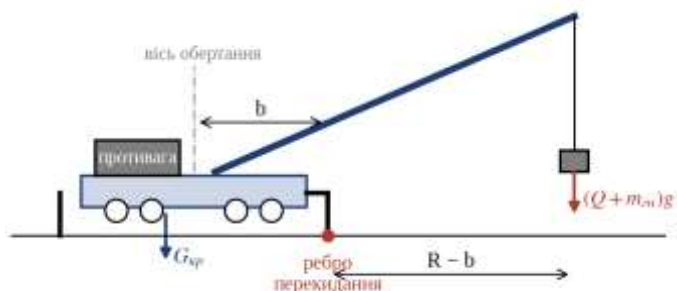


Рисунок 4.1 – Схема до розрахунку стійкості крана проти перекидання

4.3 Приклад розв'язання

Завдання. Перевірити міцність балки, стійкість стояка, вантажну стійкість автокрана і стійкість козлового крана проти уgonу.

Вихідні дані: головна балка з занять 1–2: $W_x = 5,96 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$, $M_p = 542,3 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $M_q = 100 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $\varphi_2 = 1,168$, $M_{Sd} = 970,8 \text{ кН} \cdot \text{м}$, сталь S355. Стояк – труба $114 \times 4 \text{ мм}$, $l = 3 \text{ м}$, $\mu = 1,0$, сталь S235. Автокран: $M_{\text{утр}} = 640 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $Q = 5 \text{ т}$, $m_{\text{гп}} = 0,3 \text{ т}$, $R = 12 \text{ м}$, $b = 2,5 \text{ м}$ (табл. 4.1).

1. Почнемо з методу допустимих напружень. Характеристичні напруження $\sigma_k = (\varphi_2 M_p + M_q) / W_x = (1,168 \cdot 542,3 + 100) \cdot 10^3 / 5,96 \cdot 10^3 = 123,1 \text{ МПа}$; $n = 355 / 123,1 = 2,88$.

2. Той самий переріз перевіряємо за методом граничних станів: $\sigma_{Sd} = 970,8 \cdot 10^3 / 5,96 \cdot 10^3 = 162,9 \text{ МПа}$; $f_{Rd} = 355 / 1,1 = 322,7 \text{ МПа}$; $\eta = 0,505$, тобто використано лише половину несучої здатності.

3. Тепер стояк – стиснута труба 114×4 мм. $A = \pi(114^2 - 106^2)/4 = 1382 \text{ мм}^2$; $I = \pi(114^4 - 106^4)/64 = 2,093 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$; $N_{cr} = \pi^2 \cdot 210000 \cdot 2,093 \cdot 10^6 / 3000^2 = 482 \text{ кН}$; $\lambda = \sqrt{(1382 \cdot 235 / 482000)} = 0,821$; $\Phi = 0,5[1 + 0,21 \cdot 0,621 + 0,674] = 0,902$; $\chi = 0,784$; $N_{b,Rd} = 0,784 \cdot 1382 \cdot 235 / 1,1 = 231 \text{ кН}$. Якщо ж оцінювати запас відносно критичної сили, то при $N = 120 \text{ кН}$ $n_{ст} = 482/120 = 4,0$.

4. Для автокрана спочатку знаходимо перекидний момент: $M_{пер} = 5,3 \cdot 9,81 \cdot 9,5 = 493,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $k = 640/493,9 = 1,30 < 1,4$. Умова стійкості не виконується, тому визначаємо, який вантаж кран може підняти на цьому вильоті: $Q \leq 640/(1,4 \cdot 9,81 \cdot 9,5) - 0,3 = 4,6 \text{ т}$.

5. Окремо перевіримо козловий кран на угін вітром. Вихідні дані: $c = 1,4$; $q_w = 0,6 \text{ кПа}$; $A = 120 \text{ м}^2$; $G_r = 600 \text{ кН}$ (половина ваги крана). $F_w = 1,4 \cdot 0,6 \cdot 120 = 100,8 \text{ кН}$; $k_3 F_w = 121,0 \text{ кН}$; $F_{тр} = 0,12 \cdot 600 = 72,0 \text{ кН} < 121,0 \text{ кН}$. Тертя загальмованих коліс не вистачає, тож різницю мають компенсувати рейкові захвати: $F_{зах} \geq 121,0 - 72,0 = 49,0 \text{ кН}$.

Висновок. За міцністю балка має дворазовий запас ($\eta = 0,51$), стояк витримує зусилля до 231 кН, а вантажопідйомність автокрана на вильоті 12 м визначається стійкістю проти перекидання і має бути обмежена до 4,6 т. Козловий кран без протиугінних пристроїв під дією штормового вітру може зсунути вздовж колії.

4.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити n і η для головної балки, $N_{b,Rd}$ і $n_{ст}$ для стояка ($N = 120 \text{ кН}$, сталь S235), коефіцієнт стійкості крана k і допустиму масу вантажу; перевірити стійкість козлового крана проти уgonу при $c = 1,4$, $q_w = 0,6 \text{ кПа}$, $A = (60 + 10N) \text{ м}^2$, $G_r = (300 + 30N) \text{ кН}$, де N – номер варіанта, і визначити необхідну силу протиугінних захватів.

Таблиця 4.1 – Варіанти завдань

Вар.	M_p/M_ϕ кН·м	W_x , 10 мм ³	ϕ_2	Сталь	Труба, l	M_{ytr} , Q, R, b
1	210/35	2,4	1,12	S235	89×4; 2,5	420; 3; 10; 2,2
2	290/48	3	1,15	S275	102×4; 2,8	500; 4; 11; 2,4
3	380/62	3,6	1,17	S355	114×4; 3,0	560; 4; 12; 2,5
4	450/80	4,2	1,2	S235	127×5; 3,5	640; 5; 12; 2,5
5	542/100	5,96	1,17	S355	133×4; 3,2	720; 5; 13; 2,6
6	640/120	6,5	1,14	S275	108×5; 3,0	800; 6; 12; 2,7
7	760/150	7,5	1,22	S355	121×4; 3,6	900; 6; 14; 2,8
8	880/180	8,6	1,18	S275	140×5; 4,0	1000; 7; 13; 2,9
9	1020/210	9,8	1,25	S355	159×5; 4,5	1150; 8; 14; 3,0
10	1200/260	11,5	1,16	S355	95×4; 2,6	1300; 9; 14; 3,1

4.5 Контрольні запитання

1. Чим відрізняється коефіцієнт безпеки за методом допустимих напружень від коефіцієнта використання за методом граничних станів?
2. Які недоліки має метод допустимих напружень?
3. Як умови закріплення впливають на критичну силу стрижня?
4. Що таке ребро перекидання і як воно визначається для крана на виносних опорах?
5. Які заходи забезпечують стійкість рейкових кранів проти уgonу вітром?

6. Чому на великих вильотах вантажопідйомність стрілових кранів обмежується стійкістю, а не міцністю?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 5. СПІВСТАВЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ

5.1 Мета заняття

Навчитися визначати головні та еквівалентні напруження при плоскому напруженому стані, порівнювати результати, отримані різними методами, і оцінювати похибку чисельного розв'язку.

5.2 Короткі теоретичні відомості

Для плоского напруженого стану головні напруження та кут нахилу головної площадки [1, лекція 5]:

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x + \sigma_y)/2 \pm \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)/2]^2 + \tau_{xy}^2}; \quad \operatorname{tg} 2\alpha_0 = 2\tau_{xy}/(\sigma_x - \sigma_y) \quad (5.1)$$

Графічно їх визначають колом Мора (рис. 5.1). Еквівалентні напруження за енергетичною теорією:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2)} = \sqrt{(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2)} \quad (5.2)$$

Розбіжність розрахункового і експериментального результатів:

$$\delta = (\sigma_{розр} - \sigma_{експ})/\sigma_{експ} \cdot 100 \% \quad (5.3)$$

Прийнятною вважають розбіжність до 5–10 % у зонах номінальних напружень і до 15–20 % у зонах концентрації напружень. Якщо відомі результати МСЕ на двох сітках з відношенням розмірів елементів $r = 2$ і порядком збіжності $p = 2$, уточнене значення за екстраполяцією Річардсона:

$$f_{ext} = f_1 + (f_1 - f_2)/(r^p - 1) \quad (5.4)$$

де f_1 – результат на дрібній сітці, f_2 – на грубій.

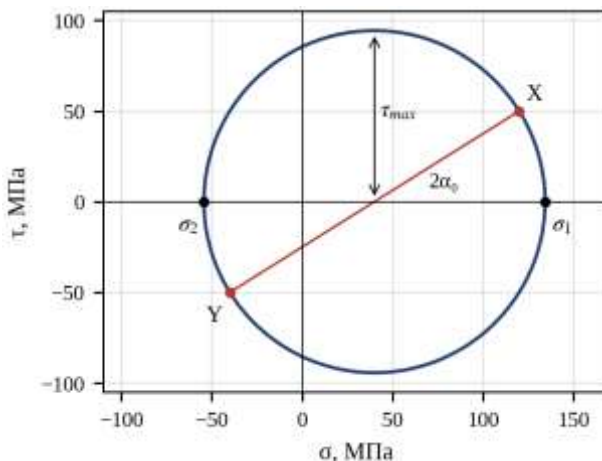


Рисунок 5.1 – Коло Мора (приклад: $\sigma_x = 120$ МПа, $\sigma_y = -40$ МПа, $\tau_{xy} = 50$ МПа)

5.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити головні та еквівалентні напруження і зіставити аналітичні та чисельні розрахунки з результатами тензометрії.

Вихідні дані: $\sigma_x = 120$ МПа, $\sigma_y = -40$ МПа, $\tau_{xy} = 50$ МПа. Напруження в нижньому поясі балки: тензометрія $\sigma_{\text{експ}} = 128$ МПа, аналітичний розрахунок $\sigma_{\text{ан}} = 132$ МПа, МСЕ: $\sigma_1 = 134,5$ МПа (дрібна сітка), $\sigma_2 = 131,0$ МПа (груба сітка) (табл. 5.1).

1. Будемо коло Мора: центр лежить у точці $(120 - 40)/2 = 40$ МПа, радіус дорівнює $\sqrt{(80)^2 + 50^2} = 94,3$ МПа; $\sigma_1 = 134,3$ МПа; $\sigma_2 = -54,3$ МПа; $\tan 2\alpha_0 = 100/160 = 0,625$, $\alpha_0 = 16,0^\circ$; $\tau_{\text{max}} = 94,3$ МПа.

2. Еквівалентні напруження за (5.2): $\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{(120^2 + 40^2 + 120 \cdot 40 + 3 \cdot 50^2)} = \sqrt{28\,300} = 168,2$ МПа (перевірка через головні напруження дає той самий результат).

3. Тепер порівнюємо обидва розрахунки з тензометрією: $\delta_{\text{ан}} = (132 - 128)/128 \cdot 100 = +3,1 \%$; $\delta_{\text{МСЕ}} = (134,5 - 128)/128 \cdot 100 = +5,1 \%$. Обидві розбіжності не виходять за допустимі 5–10 %.

4. Щоб оцінити, наскільки результат МСЕ залежить від сітки, виконуємо екстраполяцію Річардсона: $f_{\text{ext}} = 134,5 + (134,5 - 131,0)/3 =$

135,7 МПа; похибка дискретизації на дрібній сітці $(135,7 - 134,5)/135,7 = 0,9 \%$.

Висновок. Обидва розрахунки узгоджуються з експериментом. Перевищення розрахункових значень пояснюється частковим защемленням балки кінцевими балками та розподілом тиску коліс на певну довжину; похибка дискретизації МСЕ мала.

5.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити головні напруження, кут α_0 , $\tau_{\max}$ і σ_{eq} ; побудувати коло Мора в масштабі; обчислити δ для аналітичних і чисельних розрахунків, f_{ext} і похибку дискретизації. Зробити висновок про достовірність результатів.

Таблиця 5.1 – Варіанти завдань (напруження, МПа)

Вар.	σ_x	σ_y	τ_{xy}	$\sigma_{експ}$	$\sigma_{ан}$	$\sigma_{МСЕ}: f_1/f_2$
1	80	20	30	95	99	101,8/99,0
2	100	-30	40	112	118	119,6/116,0
3	140	40	25	150	156	158,5/155,1
4	60	-60	45	74	77	79,2/76,6
5	150	-20	60	140	147	149,8/146,0
6	90	30	-35	104	108	110,9/107,8
7	120	0	55	126	133	136,0/132,4
8	70	-50	25	82	85	87,4/84,5
9	160	60	-40	170	182	184,6/180,2
10	110	-40	70	118	124	127,1/123,2

5.5 Контрольні запитання

1. Що таке головні напруження і головні площадки?
2. Як побудувати коло Мора за відомими σ_x , σ_y , τ_{xy} ?
3. У чому різниця між верифікацією і валідацією розрахункової моделі?
4. Які умови необхідно забезпечити для коректного зіставлення розрахунку і тензометрії?
5. Які причини систематичної розбіжності між розрахунковими та експериментальними результатами?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 6. ВИЗНАЧЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ ЗА ПОКАЗАМИ ТЕНЗОМЕТРІВ

6.1 Мета заняття

Навчитися обробляти покази механічних і електричних тензометрів: визначати деформації, головні деформації за тензорозетками і відповідні напруження.

6.2 Короткі теоретичні відомості

Тензометр вимірює середню деформацію на базі l [1, лекція 6]:

$$\varepsilon = \Delta l / l \quad (6.1)$$

Для важільного тензометра зі збільшенням K переміщення стрілки s відповідає $\Delta l = s/K$.

Для тензорезистора відносна зміна опору $\Delta R/R = k\varepsilon$, де k – коефіцієнт тензочутливості. Вихідна напруга моста Вітстона (рис. 6.1):

$$U_{\text{вих}}/U_{\text{жив}} = (k/4) \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (6.2)$$

Для чвертьмостової схеми (один активний тензорезистор) $\varepsilon = 4U_{\text{вих}}/(kU_{\text{жив}})$; для напівмостової схеми з двома тензорезисторами на протилежних поверхнях елемента, що згинається, $\varepsilon = 2U_{\text{вих}}/(kU_{\text{жив}})$.

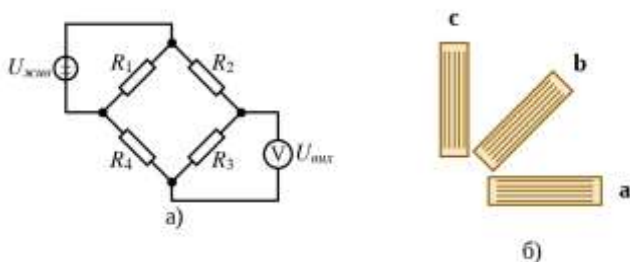


Рисунок 6.1 – Міст Вітстона (а) і прямокутна тензорозетка (б)

Для прямокутної тензорозетки (0° , 45° , 90°) головні деформації і кут θ між напрямком а і першим головним напрямком:

$$\varepsilon_{1,2} = (\varepsilon_a + \varepsilon_c)/2 \pm (1/\sqrt{2}) \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2} \quad (6.3)$$

$$\text{tg } 2\theta = (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)/(\varepsilon_a - \varepsilon_c) \quad (6.4)$$

Напруження при одновісному стані $\sigma = E\varepsilon$, при плоскому:

$$\sigma_1 = E(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2)/(1 - \nu^2); \quad \sigma_2 = E(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1)/(1 - \nu^2) \quad (6.5)$$

6.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити деформації та напруження за показаннями тензометрів і тензорозетки.

Вихідні дані: важільний тензометр: $l = 20$ мм, $K = 1000$, $s = 12$ мм. Тензорезистор у чвертьмостовій схемі: $k = 2,1$; $U_{\text{жив}} = 5$ В; $U_{\text{вих}} = 1,3$ мВ. Тензорозетка: $\varepsilon_a = 520 \cdot 10^{-6}$, $\varepsilon_b = 180 \cdot 10^{-6}$, $\varepsilon_c = -110 \cdot 10^{-6}$. Сталь: $E = 210\,000$ МПа, $\nu = 0,3$ (табл. 6.1).

1. Покази важільного тензометра переводимо в подовження бази: $\Delta l = 12/1000 = 0,012$ мм; $\varepsilon = 0,012/20 = 600 \cdot 10^{-6}$; за законом Гука $\sigma = 210\,000 \cdot 600 \cdot 10^{-6} = 126$ МПа.

2. Для тензорезистора в чвертьмостовій схемі $\varepsilon = 4 \cdot 1,3 \cdot 10^{-3} / (2,1 \cdot 5) = 495 \cdot 10^{-6}$; $\sigma = 104$ МПа.

3. Покази розетки спочатку зводимо до головних деформацій: $(\varepsilon_a + \varepsilon_c)/2 = 205 \cdot 10^{-6}$; $\sqrt{[(340)^2 + (290)^2]}/\sqrt{2} = 316 \cdot 10^{-6}$; $\varepsilon_1 = 521 \cdot 10^{-6}$; $\varepsilon_2 = -111 \cdot 10^{-6}$. Кут між віссю a і першим головним напрямком: $\text{tg } 2\theta = (360 - 410)/630 = -0,079$; $\theta = -2,3^\circ$.

4. Переходимо до напружень за (6.5), попередньо обчисливши $E/(1 - \nu^2) = 230\,800$ МПа; $\sigma_1 = 230\,800 \cdot (521 - 33,3) \cdot 10^{-6} = 112,5$ МПа; $\sigma_2 = 230\,800 \cdot (-111 + 156,3) \cdot 10^{-6} = 10,5$ МПа.

Висновок. Перший головний напрямок практично збігається з віссю тензорезистора a ; поперечне напруження мале, тому одновісне наближення $\sigma \approx E\varepsilon_a = 109$ МПа дало б похибку близько 3 %.

6.4 Завдання для самостійного виконання

Обробити покази важільного тензометра ($l = 20$ мм, $K = 1000$), тензорезистора ($U_{\text{жив}} = 5$ В) і прямокутної тензорозетки: визначити деформації, головні деформації, кут θ і напруження. Порівняти результат з одновісним наближенням.

Таблиця 6.1 – Варіанти завдань (деформації розетки $\times 10^{-6}$)

Вар.	s, мм	k	U _{вих} , мВ	ϵ_a	ϵ_b	ϵ_c
1	8	2	0,9	400	250	-80
2	10	2,1	1,1	450	120	-100
3	14	2	1,4	600	300	-150
4	9	2,05	1	380	260	60
5	11	2,1	1,2	520	100	-160
6	13	2	1,5	700	350	-50
7	7	2,1	0,8	300	-40	-120
8	15	2,05	1,6	650	200	-200
9	12	2	1,3	480	380	120
10	16	2,1	1,7	750	420	-180

6.5 Контрольні запитання

1. Що вимірює тензومتر і як від деформацій переходять до напружень?
2. Як вибирають базу тензметра для зон з різним градієнтом напружень?
3. Як за допомогою моста Вітстона компенсують температурні деформації?
4. Для чого застосовують тензорозетки?
5. Чому тензометрія на робочій конструкції не показує напружень від власної ваги?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 7. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СКЛАДНОЇ ФОРМИ

7.1 Мета заняття

Навчитися визначати геометричні характеристики тонкостінного коробчастого перерізу, нормальні та дотичні напруження від згину, зсуву і кручення, місцеві напруження під колесом та еквівалентні напруження у верхній зоні стінки.

7.2 Короткі теоретичні відомості

Момент інерції коробчастого перерізу з двох стінок $h_w \times t_w$ і двох поясів $b_f \times t_f$ (рис. 7.1) [1, лекція 7]:

$$I_x = 2t_w h_w^3/12 + 2[b_f t_f^3/12 + b_f t_f (h_w/2 + t_f/2)^2]; \quad W_x = I_x / (h_w/2 + t_f) \quad (7.1)$$

Дотичні напруження в стінках від поперечної сили (формула Журавського) і від кручення замкнутого контуру (формула Бредта):

$$\tau_Q = Q \cdot S_x / (I_x \cdot 2t_w); \quad \tau_T = T / (2A_0 t) \quad (7.2)$$

де S_x – статичний момент половини перерізу відносно нейтральної осі;

$T = F \cdot e$ – крутний момент від ексцентриситету e рейки;

A_0 – площа, обмежена середньою лінією контуру.

Місцеві напруження у стінці під колесом (ДБН В.2.6-198:2014 [3]):

$$\sigma_{loc} = F / (t_w \cdot l_{ef}); \quad l_{ef} = c \cdot (I_f / t_w) \quad (7.3)$$

де I_f – сума власних моментів інерції пояса і рейки;

$c = 3,25$ для зварних балок.

У верхній зоні стінки діють стискальні напруження згину $\sigma_x = M \cdot (h_w/2) / I_x$, місцеві $\sigma_y = \sigma_{loc}$ і дотичні τ . Еквівалентні напруження для σ_x і σ_y одного знака:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2)} \quad (7.4)$$

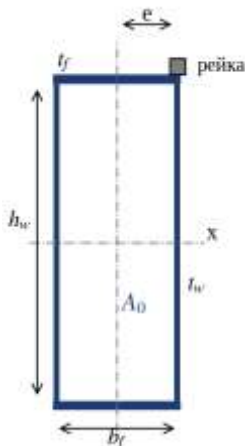


Рисунок 7.1 – Розрахунковий переріз головної балки

7.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити напруження в коробчастому перерізі головної балки, зокрема місцеві й еквівалентні.

Вихідні дані: $h_w = 1000$ мм, $t_w = 6$ мм, $b_f = 400$ мм, $t_f = 10$ мм; відстань між осями стінок – 380 мм; рейка 50×50 мм з ексцентриситетом $e = 80$ мм; $M_{sd} = 970,8$ кН·м; розрахунковий тиск колеса $F = 1,34 \cdot 1,168 \cdot 60,1 = 94,0$ кН; Q_{sd} на опорі – 203,1 кН (табл. 7.1).

1. Геометричні характеристики перерізу за (7.1): $I_x = 2 \cdot 6 \cdot 1000^3/12 + 2[400 \cdot 10^3/12 + 400 \cdot 10 \cdot 505^2] = 1,000 \cdot 10^6 + 2,040 \cdot 10^6 = 3,040 \cdot 10^6$ мм⁴; $W_x = 3,040 \cdot 10^6/510 = 5,96 \cdot 10^6$ мм³.

2. У поясі нормальні напруження від згину $\sigma = 970,8 \cdot 10^6/5,96 \cdot 10^6 = 162,9$ МПа; у верхній зоні стінки вони трохи менші: $\sigma_x = 970,8 \cdot 10^6 \cdot 500/3,040 \cdot 10^6 = 159,6$ МПа.

3. Для половини перерізу $S_x = 400 \cdot 10 \cdot 505 + 2 \cdot 6 \cdot 500 \cdot 250 = 3,52 \cdot 10^6$ мм³; τ_Q на опорі $= 203 \cdot 100 \cdot 3,52 \cdot 10^6/(3,040 \cdot 10^6 \cdot 12) = 19,6$ МПа.

4. Крутний момент від ексцентриситету рейки $T = 94,0 \cdot 0,08 = 7,52$ кН·м; $A_0 = 380 \cdot 1010 = 383 \cdot 800$ мм²; $\tau_T = 7,52 \cdot 10^6/(2 \cdot 383 \cdot 800 \cdot 6) = 1,6$ МПа.

5. Під колесом: $I_f = 400 \cdot 10^3/12 + 50^6/12 = 554 \cdot 200$ мм⁶; $I_{ef} = 3,25 \cdot 10^6 (554 \cdot 200/6) = 146,9$ мм; $\sigma_{loc} = 94 \cdot 000/(6 \cdot 146,9) = 106,7$ МПа.

6. Посередині прольоту ($\tau_Q \approx 0$): $\sigma_{eq} = \sqrt{(159,6^2 + 106,7^2 - 159,6 \cdot 106,7 + 3 \cdot 1,6^2)} = 140,9 \text{ МПа} < f_{Rd} = 322,7 \text{ МПа}$.

Висновок. Кручення майже не впливає, а місцеві напруження під колесом, сумірні зі згинальними й повторювані при кожному проході колеса, визначають втомну міцність поясних швів (заняття 9, 13).

7.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити I_x , W_x , напруження в поясі і верхній зоні стінки, τ_Q , τ_T , σ_{loc} і σ_{eq} . Відстань між осями стінок прийняти $b_f - 20 \text{ мм}$, $e = 80 \text{ мм}$, $Q_{Sd} = 0,21 M_{Sd}$ (кН, при M_{Sd} у кН·м).

Таблиця 7.1 – Варіанти завдань

Вар.	$h_w \times t_w$, мм	$b_f \times t_f$, мм	рейка, мм	M_{Sd} , кН·м	F, кН
1	700×6	300×10	40	420	55
2	800×6	320×10	40	560	62
3	900×6	360×10	50	720	70
4	1000×6	400×10	50	970	94
5	1000×8	400×12	50	1150	105
6	1100×8	420×12	60	1350	118
7	1200×8	450×12	60	1600	130
8	1300×8	480×14	60	1900	142
9	1400×10	500×14	70	2250	160
10	1500×10	520×16	70	2700	175

7.5 Контрольні запитання

1. Чому коробчасті перерізи мають велику крутильну жорсткість?
2. У чому відмінність між вільним і стисненим крученням тонкостінних стрижнів?
3. Від чого залежить умовна довжина розподілу тиску колеса l_{ef} ?

4. Чому місцеві напруження під колесом небезпечні для поясних швів?
5. Для яких задач аналітичні методи залишаються незамінними поряд з МСЕ?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 8. ІНТЕРПРЕТАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ ЗА МСЕ

8.1 Мета заняття

Навчитися перевіряти результати розрахунку методом скінченних елементів: рівновагу, збіжність за сіткою, наявність сингулярностей, а також визначати структурне напруження у зварному вузлі.

8.2 Короткі теоретичні відомості

Результати МСЕ перевіряють у такій послідовності [1, лекція 8]:

- рівновага: сума реакцій опор дорівнює сумі прикладених навантажень (допустима розбіжність – частки відсотка);
- деформована форма: відповідає фізичному уявленню, немає розривів і «вільних» елементів;
- збіжність: при послідовному зменшенні розміру елементів h удвічі зміна напружень у регулярній зоні має зменшуватися і стати меншою за 2–5 %;
- сингулярність: якщо напруження в точці зростають приблизно на однакову величину при кожному згущенні сітки, значення в цій точці фізичного змісту не має (гострий вхідний кут, зосереджена сила або закріплення у вузлі).

Зміна результату між сітками:

$$\Delta_i = (\sigma_i - \sigma_{i-1}) / \sigma_{i-1} \cdot 100 \% \quad (8.1)$$

Структурне напруження в гарячій точці біля межі зварного шва за рекомендаціями IIW [16] визначають лінійною екстраполяцією напружень з точок на відстанях $0,4t$ і $1,0t$ від межі шва (t – товщина листа):

$$\sigma_{hs} = 1,67\sigma_{0,4t} - 0,67\sigma_{1,0t} \quad (8.2)$$

Коефіцієнт концентрації структурних напружень $K_s = \sigma_{hs} / \sigma_{ном}$.

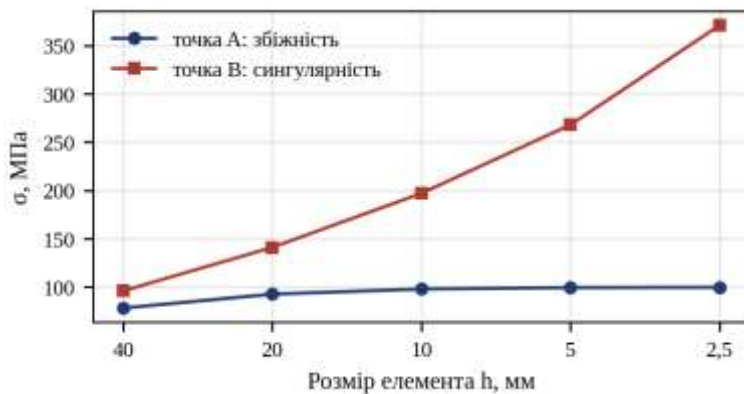


Рисунок 8.1 – Залежність напружень від розміру елемента (дані прикладу)

8.3 Приклад розв'язання

Завдання. Перевірити рівновагу і збіжність МСЕ-моделі зварного вузла та визначити структурне напруження.

Вихідні дані: результати оболонкової моделі вузла приварювання діафрагми (табл. 8.1); сумарне вертикальне навантаження – 1250,0 кН, сума реакцій – 1249,2 кН; $t = 10$ мм; $\sigma_{0,4t} = 168,0$ МПа, $\sigma_{1,0t} = 141,0$ МПа; $\sigma_{\text{ном}} = 108$ МПа.

Таблиця 8.1 – Напруження в точках А і В, МПа

h, мм	40	20	10	5	2,5
Точка А (стінка)	78,2	92,6	97,9	99,4	99,7
Точка В (кут вирізу)	96	141	197	268	371

1. Першою перевіряємо рівновагу моделі: $(1250,0 - 1249,2)/1250,0 = 0,06\%$ – розбіжність мізерна, умова виконується.

2. У точці А зі згущенням сітки зміна результату швидко згасає: $\Delta = 18,4; 5,7; 1,5; 0,3\%$ – розв'язок збігається, і вже при $h = 5$ мм похибка менша за 2 %. Уточнене значення (5.4): $99,7 + (99,7 - 99,4)/3 = 99,8$ МПа.

3. У точці В картина інша: $\Delta = 46,9; 39,7; 36,0; 38,4\%$ – зміна не зменшується, тобто маємо сингулярність гострого кута; напруження в точці В для оцінювання міцності використовувати неможливо.

Потрібно змодельовати реальний радіус вирізу або використати метод структурних напружень.

4. Структурне напруження в гарячій точці за (табл. 8.2): $\sigma_{hs} = 1,67 \cdot 168,0 - 0,67 \cdot 141,0 = 186,1$ МПа; $K_s = 186,1/108 = 1,72$, тобто біля межі шва напруження на 72 % вищі за номінальні.

Висновок. Модель врівноважена, в регулярній зоні збіжність досягнута при $h = 5$ мм. Для оцінки втоми вузла слід використовувати $\sigma_{hs} = 186,1$ МПа з кривою втоми для структурних напружень.

8.4 Завдання для самостійного виконання

Для результатів табл. 8.1, помножених на коефіцієнт варіанта k_v , перевірити рівновагу, оцінити збіжність у точках А і В, визначити необхідний розмір елемента і уточнене значення в точці А, σ_{hs} і K_s .

Таблиця 8.2 – Варіанти завдань

Вар.	k_v	F, кН	ΣR , кН	t, мм	$\sigma_{0,4t}$	$\sigma_{1,0t}$	$\sigma_{ном}$
1	0,8	900	899,4	8	140	118	88
2	0,85	1000	998,6	10	146	121	94
3	0,9	1100	1099,2	10	152	128	97
4	0,95	1200	1194	12	160	134	102
5	1,05	1300	1299,5	12	176	147	113
6	1,1	1400	1398,8	14	183	155	118
7	1,15	1500	1499	14	192	160	124
8	1,2	1600	1584	16	200	168	129
9	1,25	1700	1698,9	16	210	176	135
10	1,3	1800	1799,1	20	218	184	140

8.5 Контрольні запитання

1. Які перевірки обов'язкові перед використанням результатів МСЕ?
2. Як розпізнати сингулярність напружень?
3. Чому зосереджену силу не можна прикладати до одного вузла оболонкової моделі?
4. До яких помилок призводять надмірні закріплення моделі?
5. У чому полягає суть методу структурних напружень?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 9. СПІВСТАВЛЕННЯ НАПРУЖЕНЬ З ВЛАСТИВОСТЯМИ МАТЕРІАЛІВ

9.1 Мета заняття

Навчитися будувати лінію впливу згинального моменту, визначати розмах і коефіцієнт асиметрії циклу напружень, а також коефіцієнти використання несучої здатності за критеріями статичної міцності та втоми.

9.2 Короткі теоретичні відомості

Лінія впливу (ЛВ) згинального моменту в перерізі на відстані a від лівої опори балки на двох опорах має трикутну форму з ординатою [1, лекція 9]:

$$y_{\max} = a(L - a)/L \quad (9.1)$$

Момент від системи сил $M = \sum P_i y_i$, де y_i – ординати ЛВ під силами (рис. 9.1).

За робочий цикл напруження в перерізі змінюються від $\sigma_{\min}$ (візок біля опори, діє лише власна вага) до $\sigma_{\max}$ (візок у найнесприятливішому положенні):

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}; \quad R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} \quad (9.2)$$

Коефіцієнти використання за статичною міцністю і за втомою (EN 13001-3-1:2012+A2:2018 [7]):

$$\eta_{\text{ст}} = \sigma_{\text{Sd}}/f_{\text{Rd}}; \quad \eta_{\text{вт}} = \Delta\sigma/\Delta\sigma_{\text{Rd}}, \quad \Delta\sigma_{\text{Rd}} = \Delta\sigma_c/(\gamma_{\text{mf}} \cdot s_m^{1/3}) \quad (9.3)$$

де $\Delta\sigma_c$ – категорія деталі;

γ_{mf} – коефіцієнт надійності за втомною міцністю;

s_m – параметр історії напружень. У прикладах прийнято $\gamma_{\text{mf}} = 1,15$.

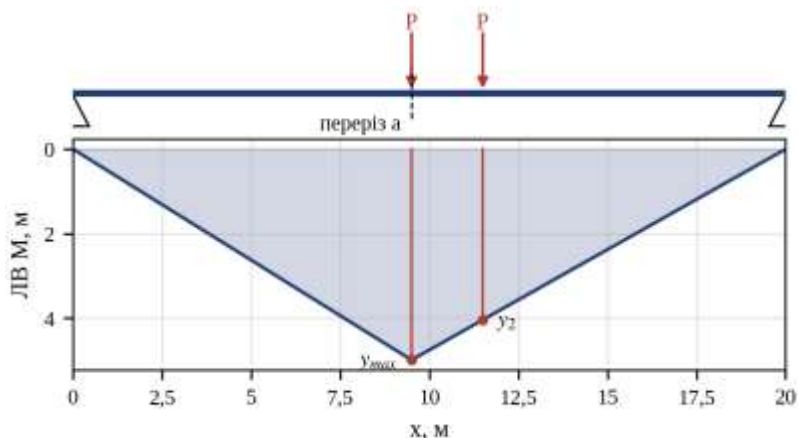


Рисунок 9.1 – Лінія впливу згинального моменту в перерізі а і положення коліс

9.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити параметри циклу напружень у перерізі балки і коефіцієнти використання за міцністю та втомю.

Вихідні дані: $L = 20$ м, $a = 9,5$ м, $P = 60$ кН, $b = 2$ м, $q = 2,0$ кН/м, $W_x = 5,96 \cdot 10^3$ мм³; $\sigma_{Sd} = 162,9$ МПа (заняття 4); поясний шов – поздовжній автоматичний ($\Delta\sigma_c = 100$ МПа), $s_m = 0,5$; сталь S355.

1. Будуємо ЛВ моменту для перерізу $a = 9,5$ м. Найбільша ордината $y_{max} = 9,5 \cdot 10,5/20 = 4,99$ м; під другим колесом ($x = 11,5$ м) $y_2 = 9,5 \cdot 8,5/20 = 4,04$ м; $M_p = 60 \cdot (4,99 + 4,04) = 541,5$ кН·м.

2. Найбільші напруження виникають, коли візок у розрахунковому положенні, найменші – коли він біля опори: $\sigma_{max} = (541,5 + 100) \cdot 10^3/5,96 \cdot 10^3 = 107,6$ МПа; $\sigma_{min} = 100 \cdot 10^3/5,96 \cdot 10^3 = 16,8$ МПа; $\Delta\sigma = 90,8$ МПа; $R = 0,16$.

3. Статичну міцність беремо із заняття 4: $\eta_{ст} = 162,9/322,7 = 0,50$.

4. Для поздовжнього поясного шва розрахунковий опір втомі $\Delta\sigma_{Rd} = 100/(1,15 \cdot 0,5^{1/3}) = 100/(1,15 \cdot 0,794) = 109,5$ МПа; $\eta_{вт} = 90,8/109,5 = 0,83$.

5. Зовсім інша картина, якщо до нижнього поясу в зоні максимального моменту приварено поперечне ребро ($\Delta\sigma_c = 71$ МПа): $\Delta\sigma_{Rd} = 77,8$ МПа, $\eta_{вт} = 1,17 > 1$ – втомна міцність не забезпечена.

Висновок. Хоча статична міцність балки має дворазовий запас, несучу здатність балки обмежує втома: досить приварити в зоні максимального моменту поперечне ребро, щоб коефіцієнт використання перевищив 1.

9.4 Завдання для самостійного виконання

Побудувати ЛВ моменту для перерізу а, визначити M_p , $\sigma_{\max}$, $\sigma_{\min}$, $\Delta\sigma$, R , $\eta_{\text{вт}}$ для двох категорій деталей і зробити висновок щодо визначального критерію.

Таблиця 9.1 – Варіанти завдань

Вар.	L, м	a, м	P, кН	b, м	q, кН/м	$W_x, 10^3 \text{ мм}^3$	s_m
1	10,5	5	25	1,4	1	1,4	0,25
2	13,5	6,5	32	1,6	1,2	2,1	0,3
3	16,5	8	38	1,8	1,4	2,9	0,35
4	19,5	9,5	45	2	1,7	3,8	0,4
5	22,5	11	52	2,2	2	5	0,45
6	16,5	7,5	60	2	1,8	4,6	0,5
7	19,5	9	70	2,2	2,2	5,9	0,55
8	22,5	10,5	80	2,5	2,6	7,4	0,6
9	25,5	12,5	95	2,8	3	9,4	0,65
10	28,5	14	110	3	3,4	11,8	0,7

9.5 Контрольні запитання

1. Що таке лінія впливу і як за нею визначити зусилля від рухомого навантаження?
2. Як визначають розмах і коефіцієнт асиметрії циклу для головної балки крана?
3. Чому кількість циклів місцевих напружень під рейкою більша за кількість робочих циклів?
4. Що показують карти коефіцієнтів використання?
5. Назвіть типові небезпечні зони мостових кранів.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 10. ВРАХУВАННЯ ВПЛИВУ ЗВАРНИХ ШВІВ

10.1 Мета заняття

Навчитися перевіряти статичну міцність кутових швів напрямленим методом, визначати мінімальний катет шва та перевіряти втомну міцність зварного з'єднання за категоріями деталей.

10.2 Короткі теоретичні відомості

Для кутових швів з розрахунковою товщиною a і загальною довжиною l_w напруження в розрахунковому перерізі розкладають на $\sigma_{\perp}$, $\tau_{\perp}$, $\tau_{\parallel}$ (EN 1993-1-8:2005 [10]) [1, лекція 10]. Умови міцності:

$$\sqrt{[\sigma_{\perp}^2 + 3(\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)]} \leq f_u/(\beta_w \gamma_{M2}); \quad \sigma_{\perp} \leq 0,9 f_u/\gamma_{M2} \quad (10.1)$$

де f_u – тимчасовий опір (S235 – 360 МПа; S275 – 430 МПа; S355 – 510 МПа при $t \leq 40$ мм);

$\beta_w = 0,8; 0,85; 0,9$ відповідно; $\gamma_{M2} = 1,25$.

Для поперечних швів таврового з'єднання, навантаженого силою F перпендикулярно до осі шва (рис. 10.1), $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = F/(\sqrt{2} \cdot a \cdot l_w)$, $\tau_{\parallel} = 0$, і перша умова (10.1) набуває вигляду:

$$\sqrt{2} \cdot F/(a \cdot l_w) \leq f_u/(\beta_w \gamma_{M2}) \quad (10.2)$$

Перевірка втомної міцності при постійній амплітуді для $2 \cdot 10$ циклів (EN 1993-1-9:2005 [11]):

$$\Delta \sigma \leq \Delta \sigma_c / \gamma_{Mf} \quad (10.3)$$

Для хрестового з'єднання з несучими кутовими швами розглядають два місця руйнування: від межі шва в листі ($\Delta \sigma_c = 71$ МПа, $\Delta \sigma = \Delta F/(b \cdot t)$) і по кореню шва ($\Delta \sigma_c = 36$ МПа, $\Delta \sigma_w = \Delta F/(\Sigma a \cdot b)$). Коефіцієнт $\gamma_{Mf} = 1,35$ – для недоступних для огляду деталей з важкими наслідками руйнування.

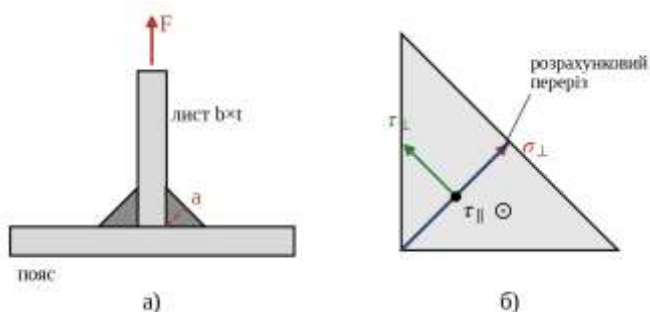


Рисунок 10.1 – Таврове з'єднання з кутовими швами і напруження в розрахунковому перерізі шва

10.3 Приклад розв'язання

Завдання. Перевірити статичну і втомну міцність кутових швів таврового з'єднання.

Вихідні дані: лист 200×12 мм приварено до поясу двома кутовими швами $a = 6$ мм, $l_w = 2 \cdot 200 = 400$ мм; статична сила $F = 300$ кН; розмах змінної сили $\Delta F = 150$ кН; сталь S355 (табл. 10.1).

1. Для поперечних швів таврового з'єднання $\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = 300\,000 / (1,414 \cdot 6 \cdot 400) = 88,4$ МПа; $\sqrt{(88,4^2 + 3 \cdot 88,4^2)} = 176,8$ МПа $\leq 510 / (0,9 \cdot 1,25) = 453,3$ МПа; $\sigma_{\perp} = 88,4 \leq 0,9 \cdot 510 / 1,25 = 367,2$ МПа – статична міцність забезпечена.

2. З умови (10.2) знаходимо, яка товщина шва потрібна насправді: $a_{\min} = 1,414 \cdot 300\,000 / (400 \cdot 453,3) = 2,3$ мм; це менше за конструктивний мінімум, тому приймають $a \geq 3$ мм.

3. Тепер втома. Біля межі шва в листі $\Delta\sigma = 150\,000 / (200 \cdot 12) = 62,5$ МПа $> 71 / 1,35 = 52,6$ МПа – умова не виконується.

4. По кореню шва ситуація ще гірша: $\Delta\sigma_w = 150\,000 / (2 \cdot 6 \cdot 200) = 62,5$ МПа $> 36 / 1,35 = 26,7$ МПа – допустимий розмах перевищено більш ніж удвічі.

5. Щоб усунути руйнування по кореню, потрібна сумарна товщина $\Sigma a \geq 150\,000 / (26,7 \cdot 200) = 28,1$ мм, тобто шви з повним проплавленням листа. Для межі шва потрібна товщина листа $t \geq 150\,000 / (52,6 \cdot 200) = 14,3$ мм, тобто 16 мм, або механічна обробка межі шва.

Висновок. Шов має 2,5-кратний запас статичної міцності, але не забезпечує втомної міцності. Для змінних навантажень несучі кутові шви слід замінювати швами з повним проплавленням.

10.4 Завдання для самостійного виконання

Перевірити статичну міцність швів, визначити $a_{\min}$, перевірити втомну міцність за межею і коренем шва ($\gamma_{\text{Мф}} = 1,35$) і запропонувати конструктивні заходи. Довжина швів $l_w = 2b$.

Таблиця 10.1 – Варіанти завдань

Вар.	$b \times t$, мм	a , мм	F , кН	ΔF , кН	Сталь
1	150×10	5	180	60	S235
2	160×10	5	220	70	S275
3	180×12	6	260	90	S355
4	200×12	6	300	110	S235
5	200×14	7	340	120	S275
6	220×14	7	380	140	S355
7	240×16	8	420	160	S235
8	250×16	8	460	170	S275
9	260×18	9	520	190	S355
10	280×20	10	600	220	S355

10.5 Контрольні запитання

1. Які зони виділяють у зварному з'єднанні і як змінюються в них властивості?
2. Як впливають залишкові напруження на статичну міцність, стійкість і втому?
3. Чому розрахунок зварних з'єднань на втому ведуть за розмахом напружень?
4. Що таке категорія деталі?
5. Які методи післязварювальної обробки підвищують втомну міцність?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 11. РОЗРАХУНОК НА ВТРАТУ МІСЦЕВОЇ СТІЙКОСТІ ПЛАСТИН

11.1 Мета заняття

Навчитися визначати критичні напруження пластин (поясів і стінок тонкостінних балок), коефіцієнт редукції за методом ефективної ширини та перевіряти місцеву стійкість стінки за сумісної дії нормальних і дотичних напружень.

11.2 Короткі теоретичні відомості

Критичні напруження шарнірно обертої по контуру пластини шириною b і товщиною t [1, лекція 11]:

$$\sigma_{cr} = k_{\sigma}\sigma_E; \quad \tau_{cr} = k_{\tau}\sigma_E; \quad \sigma_E = 189\,800 \cdot (t/b)^2, \text{ МПа} \quad (11.1)$$

Коефіцієнти стійкості: рівномірний стиск $k_{\sigma} = 4,0$; лінійно змінні напруження з $0 < \psi \leq 1$ – $k_{\sigma} = 8,2/(1,05 + \psi)$; чистий згин ($\psi = -1$) – $k_{\sigma} = 23,9$; зсув – $k_{\tau} = 5,34 + 4/\alpha^2$ при $\alpha = a/b \geq 1$ (a – відстань між діафрагмами).

Умовна гнучкість і коефіцієнт редукції для внутрішніх стиснутих пластин (EN 1993-1-5:2006 [9]):

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{(f_y/\sigma_{cr})}; \quad \rho = [\bar{\lambda}_p - 0,055(3 + \psi)]/\bar{\lambda}_p^2 \leq 1 \quad (11.2)$$

Якщо $\bar{\lambda}_p \leq 0,5 + \sqrt{(0,085 - 0,055\psi)}$, то $\rho = 1$ (пластина повністю ефективна). Ефективна ширина $b_{eff} = \rho b$.

Умова місцевої стійкості стінки при згині і зсуві:

$$(\sigma/\sigma_{cr})^2 + (\tau/\tau_{cr})^2 \leq 1 \quad (11.3)$$

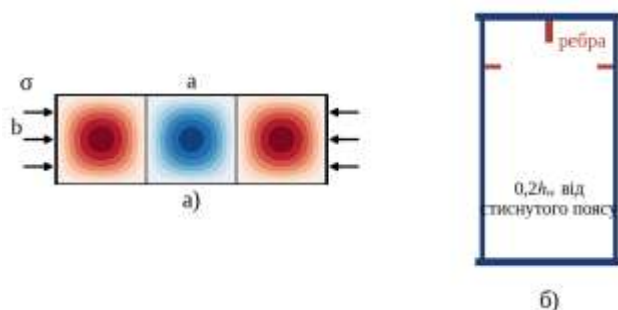


Рисунок 11.1 – Форма випинання стиснутої пластини (а) і перерізи з ребрами (б)

11.3 Приклад розв'язання

Завдання. Перевірити місцеву стійкість поясу і стінки коробчатої балки та оцінити ефект поздовжнього ребра.

Вихідні дані: балка з заняття 7: стиснутий пояс між стінками $b = 380$ мм, $t_f = 10$ мм; стінка: $h_w = 1000$ мм, $t_w = 6$ мм; відстань між діафрагмами $a = 2$ м; сталь S355; у стінці: $\sigma = 117$ МПа (згин), $\tau = 11,7$ МПа (табл. 11.1).

1. Стиснутий пояс між стінками – це пластина, обперта по контуру й рівномірно стиснута: $\sigma_E = 189\,800 \cdot (10/380)^2 = 131,4$ МПа; $\sigma_{cr} = 4 \cdot 131,4 = 525,6$ МПа; $\lambda_p = \sqrt{(355/525,6)} = 0,822 > 0,673$, отже $\rho = (0,822 - 0,22)/0,822^2 = 0,891$; $b_{eff} = 0,891 \cdot 380 = 339$ мм.

2. Стінка значно тонша відносно своєї висоти, тому її критичні напруження набагато нижчі: $\sigma_E = 189\,800 \cdot (6/1000)^2 = 6,83$ МПа; при згині $\sigma_{cr} = 23,9 \cdot 6,83 = 163,3$ МПа; $\alpha = 2$, $k_\tau = 5,34 + 1 = 6,34$; $\tau_{cr} = 43,3$ МПа.

3. Перевіряємо сумісну дію згину і зсуву за (11.3): $(117/163,3)^2 + (11,7/43,3)^2 = 0,513 + 0,073 = 0,59 < 1$ – стійкість формально забезпечена, проте $\sigma/\sigma_{cr} = 0,72$ без урахування недосконалостей; $\lambda_p = \sqrt{(355/163,3)} = 1,47$, $\rho = (1,47 - 0,11)/1,47^2 = 0,63$.

4. Подивимось, що дасть поздовжнє ребро на відстані 200 мм від стиснутого поясу. Для верхнього відсіку $\psi = 0,6$; $k_\sigma = 8,2/1,65 = 4,97$; $\sigma_E = 189\,800 \cdot (6/200)^2 = 170,8$ МПа; $\sigma_{cr} = 849$ МПа – у 5,2 раза більше, ніж для стінки без ребра.

Висновок. Стиснутий пояс працює з ефективною шириною 89 %, стінка без ребер має невеликий запас місцевої стійкості, а поздовжнє ребро в стиснутій зоні підвищує її критичні напруження більш ніж у 5 разів.

11.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити σ_{cr} , λ_p , ρ і b_{eff} для стиснутого поясу; σ_{cr} і τ_{cr} для стінки; виконати перевірку (11.3); визначити ефект поздовжнього ребра на відстані $0,2h_w$ від поясу ($\psi = 0,6$).

Таблиця 11.1 – Варіанти завдань

Вар.	$b \times t_f$, мм	$h_w \times t_w$, мм	a , м	Сталь	σ , МПа	τ , МПа
1	280×8	700×6	1,5	S235	90	14
2	300×8	800×6	1,6	S275	95	13
3	340×10	900×6	1,8	S355	105	12
4	380×10	1000×6	2	S355	117	12
5	380×12	1000×8	2	S355	140	16
6	400×12	1100×8	2,2	S275	125	15
7	430×12	1200×8	2,4	S355	130	14
8	460×14	1300×8	2,6	S355	120	13
9	480×14	1400×10	2,8	S355	150	18
10	500×16	1500×10	3	S355	145	17

11.5 Контрольні запитання

1. Від яких параметрів залежать критичні напруження пластини?
2. Чому звиси поясів менш стійкі, ніж внутрішні пластини однакової ширини?
3. У чому полягає суть методу ефективної ширини?
4. Де раціонально розміщувати поздовжнє ребро стінки, що працює на згин?
5. Як можна оцінити наближення до втрати стійкості під час випробувань?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 12. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ДИНАМІЧНОСТІ

12.1 Мета заняття

Навчитися визначати власну частоту пружної системи, коефіцієнт динамічності при гармонічному збудженні, демпфування за записом загасаючих коливань і обирати заходи щодо виходу з резонансу.

12.2 Короткі теоретичні відомості

Власна кругова частота системи з одним ступенем вільності (маса m , жорсткість k) і частота в герцах [1, лекція 12]:

$$\omega_0 = \sqrt{k/m}; \quad f_0 = \omega_0/(2\pi) \quad (12.1)$$

Частота збудження від обертового ротора з частотою обертання n , об/хв, і від стиків рейок довжиною l при швидкості v :

$$\Omega = \pi n/30; \quad \Omega = 2\pi v/l \quad (12.2)$$

Коефіцієнт динамічності при відношенні частот $\eta = \Omega/\omega_0$ і відносному демпфуванні ζ :

$$\mu = 1/\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2} \quad (12.3)$$

У резонансі $\mu_{\max} \approx 1/(2\zeta)$. Відбудову вважають достатньою, якщо власна частота відрізняється від частоти збудження не менше ніж на 20–30 %.

Відносне демпфування визначають за логарифмічним декрементом, використовуючи амплітуди A_n і A_{n+j} , розділені j періодами:

$$\delta = (1/j) \cdot \ln(A_n/A_{n+j}); \quad \zeta \approx \delta/(2\pi) \quad (12.4)$$

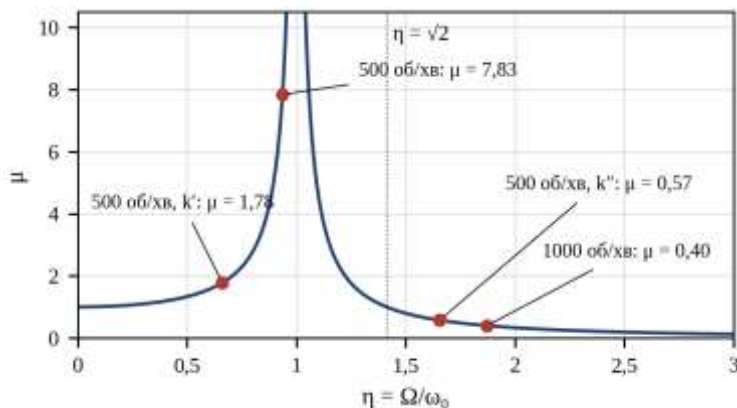


Рисунок 12.1 – Коефіцієнт динамічності (приклад, $\zeta = 0,02$)

12.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити власну частоту рами під привод, демпфування і коефіцієнт динамічності; за потреби відбудувати систему від резонансу.

Вихідні дані: привід масою $m = 800$ кг на рамі жорсткістю $k = 2,5 \cdot 10^4$ Н/м; частота обертання двигуна $n = 1000$ об/хв (варіант заміни – 500 об/хв); запис коливань рами: $A_n = 8,2$ мм, $A_{n+5} = 5,4$ мм (табл. 12.1).

1. Власна частота рами з приводом: $\omega_0 = \sqrt{(2,5 \cdot 10^6 / 800)} = 55,9$ рад/с; $f_0 = 8,90$ Гц.

2. За записом коливань знаходимо логарифмічний декремент: $\delta = \ln(8,2/5,4)/5 = 0,0835$; $\zeta = 0,0835/6,283 = 0,0133 \approx 0,013$ (у розрахунку прийнято $\zeta = 0,02$ з урахуванням демпфування в опорах).

3. Для двигуна з $n = 1000$ об/хв маємо $\Omega = 104,7$ рад/с; $\eta = 1,873$; $\mu = 1/\sqrt{[(1 - 3,509)^2 + (0,0749)^2]} = 0,40$ – зарезонансний режим, динамічна сила на раму менша за амплітуду збуджувальної.

4. З двигуном на 500 об/хв частота збудження майже збігається з власною: $\Omega = 52,4$ рад/с; $\eta = 0,937$; $\mu = 1/\sqrt{[(1 - 0,878)^2 + (0,0375)^2]} = 7,8$ – динамічна сила зростає майже у вісім разів, такий режим неприпустимий.

5. Якщо привід на 500 об/хв усе ж потрібен, систему доведеться відбудувати від резонансу. При збільшенні жорсткості рами до $k' =$

$5 \cdot 10^4$ Н/м, $\omega_0 = 79,1$ рад/с, $\eta = 0,66$, $\mu = 1,77$; другий шлях – віброізоляція: при зменшенні жорсткості до $k'' = 0,8 \cdot 10^4$ Н/м, $\omega_0 = 31,6$ рад/с, $\eta = 1,66$, $\mu = 0,57$.

Висновок. Привід 1000 об/хв працює в зарезонансній зоні (резонансну частоту під час пуску привід проходить швидко). Для приводу 500 об/хв доцільна віброізоляція з $\eta > \sqrt{2}$.

12.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити f_0 , ζ за записом коливань, μ для заданої частоти обертання та частоти збудження від стиків рейок ($l = 12,5$ м); запропонувати відбудову від резонансу, якщо $\mu > 2$.

Таблиця 12.1 – Варіанти завдань

Вар.	m, кг	k, 10^4 Н/м	n, об/хв	A_n / A_{n+5} , мм	v, м/с
1	400	1,6	750	6,0/4,1	0,5
2	500	1,2	1500	7,5/5,6	0,6
3	600	3	600	5,2/3,3	0,8
4	700	2	1000	9,0/6,9	1
5	800	2,5	500	8,2/5,4	1,2
6	900	4	750	6,4/4,6	1,4
7	1000	1,5	1500	7,8/5,2	1,6
8	1200	6	700	5,8/4,0	1
9	1500	3,5	1000	10,2/7,5	0,8
10	2000	8	600	6,6/4,4	1,6

12.5 Контрольні запитання

1. Як визначити власну частоту за статичним прогином?
2. Від чого залежить коефіцієнт динамічності в резонансі?
3. Чим відрізняється коефіцієнт динамічності μ від динамічних коефіцієнтів ϕ за EN 13001-2:2014?
4. Назвіть способи боротьби з резонансом.
5. Що таке параметричний резонанс і автоколивання? Наведіть приклади для кранів.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 13. ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ

13.1 Мета заняття

Навчитися визначати границю витривалості деталі з урахуванням концентрації напружень, стану поверхні та розмірів, коефіцієнт запасу втомної міцності з урахуванням середніх напружень і накопичене втомне пошкодження зварної деталі при нерегулярному навантаженні.

13.2 Короткі теоретичні відомості

Границя витривалості деталі при симетричному циклі [1, лекція 13]:

$$\sigma_{-1d} = k_a k_b \sigma_{-1} / K_f; \quad K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (13.1)$$

де k_a – коефіцієнт стану поверхні;

k_b – масштабний коефіцієнт;

σ_{-1} – границя витривалості гладкого полірованого зразка (для сталей $\sigma_{-1} \approx 0,5R_m$);

q – коефіцієнт чутливості до концентрації;

K_t – теоретичний коефіцієнт концентрації.

Коефіцієнт запасу за прямою Гудмана (діаграма Хейя, рис. 13.1):

$$n = 1 / (\sigma_a / \sigma_{-1d} + \sigma_m / R_m) \quad (13.2)$$

Для розрахунку на обмежений ресурс при $\sigma_a > \sigma_{-1d}$:

$$N = N_D \cdot (\sigma_{-1d} / \sigma_a)^m \quad (13.3)$$

де $N_D = 2 \cdot 10^6$ (умовно); $m = 6$ для незварних деталей.

Пошкодження зварної деталі за гіпотезою Пальмгрена – Майнера з кривою втоми EN 1993-1-9:2005 ($\Delta\sigma_D = 0,737\Delta\sigma_c$, $\Delta\sigma_L = 0,405\Delta\sigma_c$):

$$D = \sum n_i / N_i \quad (13.4)$$

$$N_i = 2 \cdot 10^6 (\Delta\sigma_c / \Delta\sigma_i)^3 \text{ при } \Delta\sigma_i \geq \Delta\sigma_D \quad (13.5)$$

$$N_i = 5 \cdot 10^6 (\Delta\sigma_D / \Delta\sigma_i)^6 \text{ при } \Delta\sigma_L \leq \Delta\sigma_i < \Delta\sigma_D \quad (13.6)$$

Цикли з $\Delta\sigma_i < \Delta\sigma_L$ не враховують.

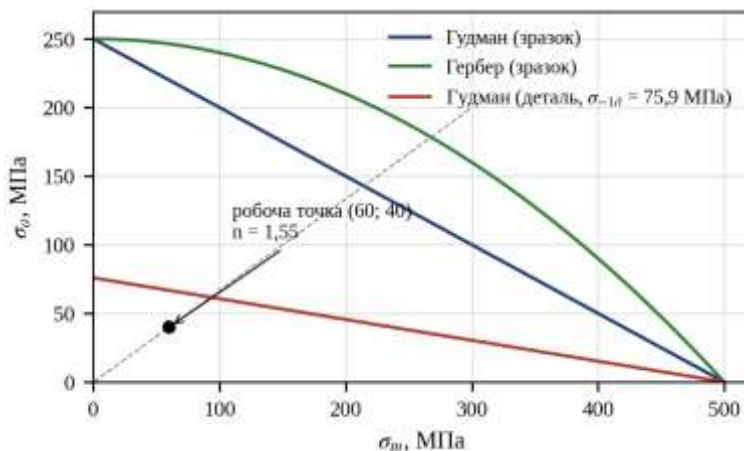


Рисунок 13.1 – Діаграма Хейя з лініями Гудмана і Гербера ($R_m = 500$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа)

13.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити границю витривалості і запас втомної міцності осі, її ресурс при перевантаженні та пошкодження зварної деталі.

Вихідні дані: вісь зі сталі $R_m = 500$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа; $k_a = 0,7$; $k_b = 0,85$; $K_t = 2,2$; $q = 0,8$; $\sigma_a = 40$ МПа; $\sigma_m = 60$ МПа. Зварна деталь: $\Delta\sigma_c = 71$ МПа зі спектром циклів: $n_1 = 1 \cdot 10^5$ циклів з $\Delta\sigma_1 = 90$ МПа, $n_2 = 5 \cdot 10^5$ циклів з 60 МПа, $n_3 = 1 \cdot 10^6$ циклів з 30 МПа (табл. 13.1).

1. Ефективний коефіцієнт концентрації і границя витривалості осі: $K_f = 1 + 0,8 \cdot 1,2 = 1,96$; $\sigma_{-1d} = 0,7 \cdot 0,85 \cdot 250 / 1,96 = 75,9$ МПа – утричі менше, ніж для зразка.

2. Запас втомної міцності з урахуванням середніх напружень за (13.2): $n = 1 / (40 / 75,9 + 60 / 500) = 1 / (0,527 + 0,120) = 1,55$.

3. Якщо амплітуда зросте до $\sigma_a = 95$ МПа: $N = 2 \cdot 10^6 \cdot (75,9 / 95)^6 = 5,2 \cdot 10^5$ циклів – ресурс деталі стає обмеженим.

4. Переходимо до зварної деталі. Межі зламів кривої втоми: $\Delta\sigma_D = 52,3$ МПа; $\Delta\sigma_L = 28,8$ МПа; $N_1 = 2 \cdot 10^6 \cdot (71 / 90)^3 = 9,82 \cdot 10^6$; $N_2 = 2 \cdot 10^6 \cdot (71 / 60)^3 = 3,31 \cdot 10^6$; $N_3 = 5 \cdot 10^6 \cdot (52,3 / 30)^6 = 8,07 \cdot 10^6$. Підсумовуючи за (13.4), отримуємо $D = 0,102 + 0,151 + 0,012 = 0,27 < 1$.

Висновок. Концентрація напружень і стан поверхні знижують границю витривалості деталі втричі; зварна деталь за розрахунковий період вичерпує близько чверті ресурсу (без коефіцієнтів надійності).

13.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити K_f , σ_{-1d} , n за Гудманом; ресурс N при $\sigma_a = 1,25\sigma_{-1d}$; накопичене пошкодження D зварної деталі для спектра прикладу ($\Delta\sigma_1 = 90$, $\Delta\sigma_2 = 60$, $\Delta\sigma_3 = 30$ МПа) і кількості циклів, помножених на коефіцієнт варіанта k_n . Нанести робочу точку на діаграму Хейя.

Таблиця 13.1 – Варіанти завдань ($\sigma_{-1} = 0,5R_m$)

Вар.	R_m , МПа	k_a	k_b	K_t	q	σ_a/σ_m , МПа	k_n
1	420	0,75	0,9	1,8	0,7	25/50	0,6
2	470	0,72	0,88	2	0,75	30/40	0,8
3	500	0,7	0,85	2,2	0,8	40/60	1
4	520	0,68	0,85	2,4	0,8	35/80	1,2
5	560	0,65	0,82	2	0,85	45/70	1,4
6	600	0,62	0,8	2,6	0,85	40/90	1,6
7	650	0,6	0,8	2,2	0,9	50/60	1,8
8	700	0,58	0,78	1,9	0,9	55/100	2
9	750	0,55	0,76	2,3	0,92	50/120	2,5
10	800	0,52	0,75	2,8	0,95	45/140	3

13.5 Контрольні запитання

1. Що таке границя витривалості і як її визначають?
2. Які фактори знижують границю витривалості деталі порівняно зі зразком?
3. Як будують діаграми Хейя і Сміта?
4. Чим відрізняються лінії Гудмана, Герберга і Зодерберга?
5. Які обмеження має гіпотеза лінійного накопичення пошкоджень?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 14. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ НАПРУЖЕНЬ

14.1 Мета заняття

Навчитися визначати температурні деформації та напруження в статично визначуваних і статично невизначуваних системах, а також оцінювати час до руйнування в умовах повзучості за параметром Ларсона – Міллера.

14.2 Короткі теоретичні відомості

Вільне температурне подовження стрижня і напруження в повністю защемленому стрижні [1, лекція 14]:

$$\Delta l_T = \alpha l \Delta T; \quad \sigma_T = -E \alpha \Delta T \quad (14.1)$$

Для сталі $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$, $E \alpha = 2,52 \text{ МПа}/^{\circ}\text{C}$.

У статично визначуваній балці при перепаді температур ΔT між поясами (висота h) напруження не виникають, але балка викривляється; прогин посередині прольоту:

$$f = \alpha \Delta T \cdot L^2 / (8h) \quad (14.2)$$

Козловий кран з двома жорсткими опорами (рис. 14.1) – статично невизначувана система. Якщо опори висотою H розглядати як консолі з жорсткістю $k = 3EI/H^3$, а міст – як нерозтяжний, подовження моста розподіляється між опорами порівну, і розпір:

$$X = k \cdot \Delta l_T / 2; \quad M_{\text{оп}} = X \cdot H; \quad \sigma = M_{\text{оп}} / W \quad (14.3)$$

Час до руйнування при повзучості за параметром Ларсона – Міллера (T – у кельвінах, t_p – у годинах):

$$P_{LM} = T(20 + \lg t_p) = \text{const} \quad (14.4)$$

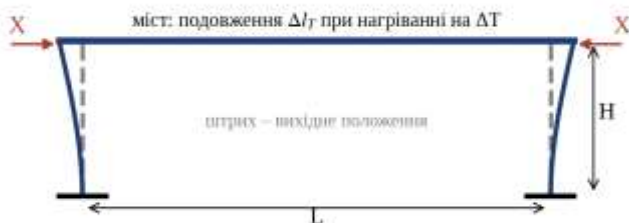


Рисунок 14.1 – Схема козлового крана з двома жорсткими опорами при нагріванні моста

14.3 Приклад розв'язання

Завдання. Визначити температурні напруження і деформації в елементах кранів та довговічність оснастки печі.

Вихідні дані: защемлений стрижень, $\Delta T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; балка $L = 20\text{ м}$, $h = 1,02\text{ м}$, $\Delta T = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$; козловий кран: $L = 30\text{ м}$, $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $H = 10\text{ м}$, $I = 2,5 \cdot 10^6\text{ мм}^4$, $W = 5,0 \cdot 10^3\text{ мм}^3$; елемент оснастки печі: $t_p = 10^4\text{ год}$ при $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ (табл. 14.1).

1. У повністю защемленому стрижні $\sigma_T = -2,52 \cdot 30 = -75,6\text{ МПа}$ (стиск).

2. Балка на двох опорах лише вигинається, прогин посередині $f = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 20\ 000^2 / (8 \cdot 1020) = 8,8\text{ мм}$ – напружень при цьому не виникає.

3. У козловому крані подовження моста стримують опори. Вільне подовження $\Delta l_T = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 30\ 000 \cdot 40 = 14,4\text{ мм}$; $k = 3 \cdot 210\ 000 \cdot 2,5 \cdot 10^6 / 10\ 000^3 = 1575\text{ Н/мм}$; розпір $X = 1575 \cdot 7,2 = 11,3\text{ кН}$; $M_{оп} = 11,3 \cdot 10 = 113\text{ кН} \cdot \text{м}$; $\sigma = 113 \cdot 10^6 / 5,0 \cdot 10^3 = 22,7\text{ МПа}$.

4. Для оснастки печі спочатку знаходимо параметр Ларсона – Міллера: $P_{LM} = 823 \cdot (20 + 4) = 19\ 752$. Якщо знизити температуру до $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ (773 К): $\lg t_p = 19\ 752 / 773 - 20 = 5,55$; $t_p = 3,6 \cdot 10^4\text{ год}$ – у 36 разів більше.

Висновок. Температурні напруження в защемлених елементах сумірні з робочими і не залежать від площі перерізу. Для козових кранів з великим прольотом доцільна гнучка опора. Зниження температури роботи оснастки на $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ збільшує її довговічність у 36 разів.

14.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити σ_T у защемленому стрижні, прогин балки при перепаді температур, розпір і напруження в опорі козлового крана, а також час до руйнування елемента оснастки за температури T_2 .

Таблиця 14.1 – Варіанти завдань ($h = 1,0$ м; $t_p = 10^6$ год при T_1)

Вар.	ΔT (стр.), °C	L (балка), м / ΔT	L (кран), м / ΔT	H, м	I, $10^6 \text{ мм}^4 / W$, 10^6 мм^3	T_1 / T_2 , °C
1	20	12/10	20/30	8	1,2/3,0	520/480
2	25	14/12	22/35	9	1,6/3,6	540/500
3	30	16/14	25/35	10	2,0/4,2	560/510
4	35	18/15	28/40	10	2,5/5,0	550/500
5	40	20/16	30/40	11	3,0/5,6	580/530
6	15	22/18	32/45	12	3,5/6,3	600/540
7	45	24/20	35/45	12	4,2/7,0	620/560
8	50	26/20	36/50	13	5,0/8,0	600/550
9	30	28/22	40/50	14	6,0/9,0	640/580
10	40	30/25	42/55	15	7,0/10	650/600

14.5 Контрольні запитання

1. Чому рівномірне нагрівання не викликає напружень у статично визначуваних системах?
2. Від чого залежать температурні зусилля в статично невизначуваних системах?
3. Що таке холодноламкість і як її враховують під час вибору сталі?
4. Опишіть стадії повзучості. Що таке границя повзучості та границя тривалої міцності?
5. Що таке малоциклова і термічна втома?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 15. ОЦІНКА ЗМІНИ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ

15.1 Мета заняття

Навчитися оцінювати корозійні втрати та їхній вплив на несучу здатність і місцеву стійкість, визначати зсув температури в'язко-крихкого переходу внаслідок старіння та прогнозувати час досягнення граничного стану.

15.2 Короткі теоретичні відомості

Середня швидкість корозійних втрат і залишковий час до досягнення мінімально допустимої товщини $t_{\min}$ [1, лекція 15]:

$$v_k = (t_0 - t_\phi)/\tau; \quad t_{\text{зал}} = (t_\phi - t_{\min})/v_k \quad (15.1)$$

де t_0 – початкова товщина;

t_ϕ – фактична товщина після τ років експлуатації.

Зменшення товщини знижує несучу здатність при згині і зсуві приблизно пропорційно t , а критичні напруження місцевої стійкості – пропорційно t^2 :

$$\sigma_{\text{cr},\phi}/\sigma_{\text{cr},0} = (t_\phi/t_0)^2 \quad (15.2)$$

Орієнтовні швидкості корозії вуглецевої сталі без захисту за ISO 9223:2012 [23], мкм/рік на одну поверхню: C3 – 25–50; C4 – 50–80; C5 – 80–200.

Температуру в'язко-крихкого переходу T_{27J} ($KV = 27$ Дж) визначають лінійною інтерполяцією між двома температурами випробування T_i , T_{i+1} , для яких $KV_i < 27 \leq KV_{i+1}$:

$$T_{27J} = T_i + (27 - KV_i)(T_{i+1} - T_i)/(KV_{i+1} - KV_i) \quad (15.3)$$

Зсув $\Delta T = T_{27J,\text{ст}} - T_{27J,\text{вих}}$ характеризує окрихчення внаслідок деформаційного старіння (або опромінення). Сталь придатна для експлуатації за мінімальної температури $T_{\min}$, якщо $T_{27J} \leq T_{\min}$ (спрощена оцінка).

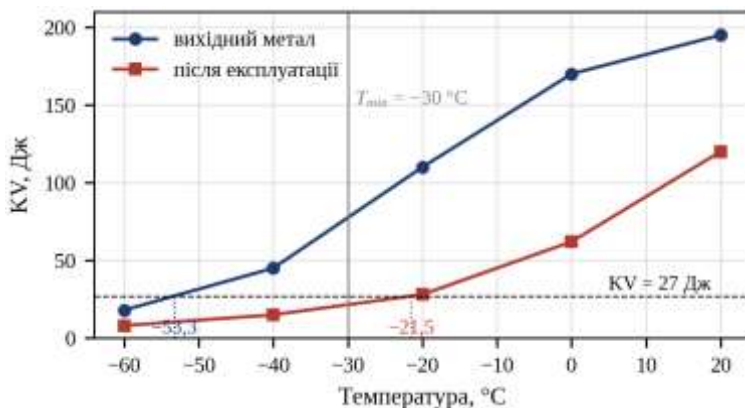


Рисунок 15.1 – Температурні залежності КВ у вихідному стані і після старіння (приклад)

15.3 Приклад розв'язання

Завдання. Оцінити корозійні втрати стінки, їх вплив на стійкість і зсув температури в'язко-крихкого переходу.

Вихідні дані: стінка $t_0 = 6,0$ мм після $\tau = 25$ років має $t_\phi = 4,9$ мм; $t_{\min} = 4,2$ мм. Результати випробувань КВ, Дж (табл. 15.1); кран працює просто неба при $T_{\min} = -30$ °C.

Таблиця 15.1 – Робота руйнування КВ, Дж

Т, °C	-60	-40	-20	0	20
Вихідний метал	18	45	110	170	195
Після експлуатації	8	15	28	62	120

1. Швидкість корозії $v_k = (6,0 - 4,9)/25 = 0,044$ мм/рік; залишковий час $t_{\text{зал}} = (4,9 - 4,2)/0,044 = 15,9$ років.

2. $\sigma_{\text{ср},\phi}/\sigma_{\text{ср},0} = (4,9/6,0)^2 = 0,667$ – критичні напруження місцевої стійкості знизилися на третину, а момент опору стінки – на 18 %.

3. Інтерполяцією за табл. 15.1 для вихідного металу $T_{27J} = -60 + (27 - 18) \cdot 20 / (45 - 18) = -53,3$ °C. Для металу після експлуатації $T_{27J} = -40 + (27 - 15) \cdot 20 / (28 - 15) = -21,5$ °C. Зсув $\Delta T = 31,8$ °C.

4. Порівнюємо: $T_{27J} = -21,5$ °C $>$ $T_{\min} = -30$ °C – опір крихкому руйнуванню за мінімальної температури не забезпечено.

Висновок. Залишковий ресурс за корозією становить близько 16 років за умови перевірки місцевої стійкості за фактичної товщини. Через деформаційне старіння мінімальну робочу температуру крана слід обмежити значенням не нижче -20°C або провести оцінку за механікою руйнування.

15.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити v_k , $t_{\text{зал}}$, зниження критичних напружень місцевої стійкості; за даними табл. 15.1, зсунутими на ΔT_v (для металу після експлуатації), визначити T_{27J} , зсув і допустиму мінімальну температуру експлуатації. Варіанти завдань наведено в табл. 15.2.

Таблиця 15.2 – Варіанти завдань

Вар.	t_0 , мм	$t_{\text{ф}}$, мм	τ , роки	t_{min} , мм	ΔT_v , $^{\circ}\text{C}$	T_{min} , $^{\circ}\text{C}$
1	5	4,4	18	3,6	-10	-20
2	6	5,3	20	4,4	-5	-25
3	6	5	22	4,2	0	-30
4	8	7	25	5,8	5	-30
5	8	6,6	28	5,6	10	-35
6	10	8,9	30	7,4	-10	-40
7	10	8,6	32	7	0	-25
8	12	10,8	35	8,8	5	-20
9	12	10,5	38	8,6	-5	-35
10	14	12,6	40	10,4	10	-40

15.5 Контрольні запитання

1. Які механізми змінюють властивості металу з часом?
2. У чому полягає суть деформаційного старіння і які сталі до нього схильні?
3. Чому корозія особливо небезпечна для місцевої стійкості тонкостінних елементів?
4. Як проявляється радіаційне окрихчення сталей?
5. Які особливості розрахунку кранів атомних станцій?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ 16. ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ

16.1 Мета заняття

Навчитися оцінювати витрачену частку ресурсу крана за історією навантаження, залишковий ресурс небезпечної зони за накопиченим пошкодженням і за ростом втомної тріщини, а також призначати інтервал між обстеженнями.

16.2 Короткі теоретичні відомості

Відповідно до НПАОП 0.00-1.80-18 [2] після закінчення нормативного строку служби вантажопідіймальний кран має бути виведений з експлуатації і пройти експертне обстеження, за його результатами встановлюють новий призначений строк служби [1, лекція 16].

Витрачена частка розрахункового ресурсу за ISO 12482:2014. [14]:

$$S = \Sigma(C_i k_i) / (C_T K_P) \quad (16.1)$$

де C_i , k_i – кількість циклів і коефіцієнт спектра за i -й період;

C_T , K_P – розрахункові значення за класифікацією крана.

Залишковий ресурс небезпечної зони за накопиченим пошкодженням D_ϕ , отриманим за N_ϕ циклів:

$$N_{\text{зал}} = N_\phi (1 - D_\phi) / D_\phi \quad (16.2)$$

Кількість циклів, за яку тріщина зростає від a_0 до a_c за законом Періса $da/dN = C \Delta K^3$, $\Delta K = Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a}$:

$$N_c = 2(1/\sqrt{a_0} - 1/\sqrt{a_c}) / [C(Y \Delta \sigma)^3 \pi^{1,5}] \quad (16.3)$$

Для сталей на повітрі $C = 5,21 \cdot 10^{-13}$ (da/dN – мм/цикл, ΔK – Н/мм^{1,5}) [17]. Інтервал між обстеженнями приймають не більше $N_c/3$, щоб тріщину було виявлено щонайменше двічі до досягнення критичного розміру (рис. 16.1).

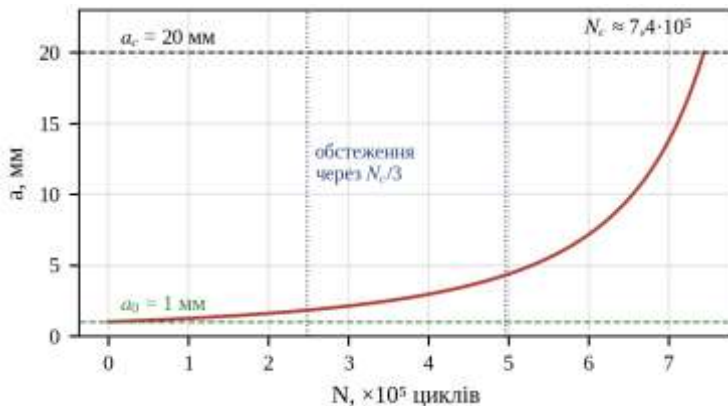


Рисунок 16.1 – Ріст втомної тріщини і призначення інтервалу обстежень (приклад)

16.3 Приклад розв'язання

Завдання. Оцінити залишковий ресурс крана трьома способами і призначити інтервал між обстеженнями.

Вихідні дані: $S_T = 5 \cdot 10^5$, $K_p = 0,25$; за два періоди експлуатації: $C_1 = 1,8 \cdot 10^5$ циклів з $k_1 = 0,21$ і $C_2 = 0,9 \cdot 10^5$ з $k_2 = 0,35$. Для поясного шва за $N_\phi = 3 \cdot 10^5$ циклів $D_\phi = 0,45$. Тріщина біля шва: $\Delta\sigma = 80$ МПа, $Y = 1,12$, $a_0 = 1$ мм (поріг виявлення за допомогою магнітопорошкового контролю), $a_c = 20$ мм. Інтенсивність роботи $1 \cdot 10^5$ циклів на рік (табл. 16.1).

1. Спочатку з'ясуємо, яку частку розрахункового ресурсу кран уже витратив: $S = (1,8 \cdot 10^5 \cdot 0,21 + 0,9 \cdot 10^5 \cdot 0,35) / (5 \cdot 10^5 \cdot 0,25) = (37\,800 + 31\,500) / 125\,000 = 0,554$ – понад половину. За нинішнього, важчого спектра залишок становить лише $(1 - 0,554) \cdot 125\,000 / 0,35 \approx 1,6 \cdot 10^5$ циклів.

2. Друга оцінка – за накопиченим пошкодженням поясного шва: $N_{\text{зал}} = 3 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,45) / 0,45 = 3,7 \cdot 10^5$ циклів $\approx 3,7$ року.

3. Третя оцінка – за ростом тріщини від 1 до 20 мм, за (16.3): $(Y\Delta\sigma)^3 = 89,6^3 = 7,19 \cdot 10^5$; знаменник $5,21 \cdot 10^{-13} \cdot 7,19 \cdot 10^5 \cdot 5,57 = 2,09 \cdot 10^{-6}$; $N_c = 2 \cdot (1 - 0,224) / 2,09 \cdot 10^{-6} = 7,4 \cdot 10^5$ циклів.

4. Тріщину треба встигнути помітити щонайменше двічі, тому інтервал між обстеженнями $\leq 7,4 \cdot 10^5 / 3 = 2,5 \cdot 10^5$ циклів, тобто не рідше одного разу на 2,5 року.

Висновок. З трьох оцінок найжорсткішою виявилася перша: за поточної інтенсивності кран вичерпає розрахунковий ресурс приблизно за 1,6 року. Тому експлуатацію можна продовжити лише з обмеженим режимом і щорічним неруйнівним контролем поясних швів.

16.4 Завдання для самостійного виконання

Визначити S і залишкову кількість циклів за історією навантаження, $N_{\text{зал}}$ за накопиченим пошкодженням, N_c для тріщини і інтервал обстежень; зробити висновок про строк і умови подальшої експлуатації.

Таблиця 16.1 – Варіанти завдань ($C_T = 5 \cdot 10^5$; $K_p = 0,25$; $Y = 1,12$; $a_0 = 1$ мм)

Вар.	$C_1, 10^5 / k_1$	$C_2, 10^5 / k_2$	$N_\Phi, 10^5 / D_\Phi$	$\Delta\sigma, \text{МПа}$	$a_\sigma, \text{мм}$	циклів/рік, 10^5
1	0,8/0,15	0,6/0,22	1,4/0,18	60	12	0,5
2	1,0/0,18	0,7/0,25	1,7/0,24	65	14	0,6
3	1,2/0,20	0,8/0,28	2,0/0,30	70	16	0,7
4	1,5/0,22	0,8/0,30	2,3/0,36	75	18	0,8
5	1,8/0,21	0,9/0,35	3,0/0,45	80	20	1
6	2,0/0,24	1,0/0,32	3,0/0,52	85	22	1,1
7	2,2/0,20	1,2/0,30	3,4/0,48	90	24	1,2
8	1,6/0,26	1,4/0,34	3,0/0,58	95	25	1
9	2,4/0,23	1,0/0,38	3,4/0,62	100	28	1,3
10	2,6/0,25	1,2/0,40	3,8/0,70	110	30	1,5

16.5 Контрольні запитання

1. Що таке залишковий ресурс і призначений строк служби?
2. Які вимоги НПАОП 0.00-1.80-18 щодо експлуатації крана після закінчення нормативного строку служби?
3. Які дані потрібні для оцінки залишкового ресурсу?

4. Як за механікою руйнування обґрунтовують інтервал між обстеженнями?
5. Які методи неруйнівного контролю застосовують під час експертного обстеження?

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Дослідження напружено-деформованого стану металоконструкцій ПТДБМ машин : конспект лекцій / уклад. Сергій РЯГІН. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2026. 182 с.
2. НПАОП 0.00-1.80-18. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання : затв. наказом М-ва соц. політики України від 19.01.2018 № 62 : зареєстр. в М-ві юстиції України 27.02.2018 за № 244/31696. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0244-18>.
3. ДБН В.2.6-198:2014. Сталеві конструкції. Норми проектування. Київ : Мінрегіон України, 2014.
4. ISO 4301-1:2016. Cranes – Classification – Part 1: General. Geneva : ISO, 2016.
5. EN 13001-1:2015. Cranes – General design – Part 1: General principles and requirements. Brussels : CEN, 2015.
6. EN 13001-2:2014. Crane safety – General design – Part 2: Load actions. Brussels : CEN, 2014.
7. EN 13001-3-1:2012+A2:2018. Cranes – General design – Part 3-1: Limit states and proof competence of steel structure. Brussels : CEN, 2018.
8. EN 1993-1-1:2005. Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-1: General rules and rules for buildings. Brussels : CEN, 2005.
9. EN 1993-1-5:2006. Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-5: Plated structural elements. Brussels : CEN, 2006.
10. EN 1993-1-8:2005. Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-8: Design of joints. Brussels : CEN, 2005.
11. EN 1993-1-9:2005. Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-9: Fatigue. Brussels : CEN, 2005.
12. EN 1993-1-10:2005. Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-10: Material toughness and through-thickness properties. Brussels : CEN, 2005.
13. EN 10025-2:2019. Hot rolled products of structural steels – Part 2: Technical delivery conditions for non-alloy structural steels. Brussels : CEN, 2019.

14. ISO 12482:2014. Cranes – Monitoring for crane design working period. Geneva : ISO, 2014.
15. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів : підручник. 2-ге вид. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
16. Hobbacher A. F. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. 2nd ed. Cham : Springer, 2016. (IIW Collection).
17. BS 7910:2019. Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures. London : BSI, 2019.
18. Dally J. W., Riley W. F. Experimental Stress Analysis. 4th ed. Knoxville : College House Enterprises, 2005.
19. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2013.
20. Rao S. S. Mechanical Vibrations. 6th ed. Hoboken : Pearson, 2017.
21. Budynas R. G., Nisbett J. K. Shigley's Mechanical Engineering Design. 10th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2015.
22. Schijve J. Fatigue of Structures and Materials. 2nd ed. Dordrecht : Springer, 2009.
23. ISO 9223:2012. Corrosion of metals and alloys – Corrosivity of atmospheres – Classification, determination and estimation. Geneva : ISO, 2012.

ДОДАТОК А
ЗРАЗОК ТИТУЛЬНОГО АРКУША ЗВІТУ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»
Кафедра «Деталі машин і ПТМ»

ЗВІТ

з практичного заняття № ____

«_____»

з дисципліни «Дослідження напружено-деформованого стану
металоконструкцій ПТДБМ машин»

Варіант № ____

Виконав: студент групи _____ (ПІБ)

Перевірив: _____ (ПІБ)

Оцінка: _____ балів «__» _____ 20__ р.

Запоріжжя – 20__

ДОДАТОК Б ДОВІДКОВІ ДАНІ

Таблиця Б.1 – Часткові коефіцієнти і коефіцієнти, прийняті в прикладах

Позначення	Значення	Застосування	Джерело
γ_m	1,1	Опір сталі (статична міцність)	[7]
$\gamma_{p,Q}$	1,34	Вантаж, комбінації групи А	[6]
$\gamma_{p,G}$	1,22	Маса крана (несприятлива), група А	[6]
φ_1	1,0	Маса крана при підйомі вантажу	[6]
β_w	0,8; 0,85; 0,9	Кутові шви S235; S275; S355	[10]
γ_{M2}	1,25	Опір зварних з'єднань	[10]
γ_{Mf}	1,0–1,35	Втомна міцність за EN 1993-1-9:2005	[11]
γ_{mf}	1,15	Втомна міцність за EN 13001-3-1:2012+A2:201 (у прикладах)	[7]

Таблиця Б.2 – Орієнтовні категорії деталей (класи FAT) зварних з'єднань

Тип деталі	$\Delta\sigma_s$, МПа
Прокат без швів, оброблені кромки	160
Поперечний стиковий шов, зашліфований урівень	112
Поздовжній безперервний автоматичний шов	100
Поперечний стиковий шов без обробки	80–90
Поперечне ребро на кутових швах	80
Хрестове з'єднання, несучі кутові шви, межа шва	71
Поздовжня фасонка довжиною понад 300 мм	50
Несучий кутовий шов, корінь шва	36

Таблиця Б.3 – Фізичні характеристики сталі

Характеристика	Значення
Модуль пружності E	210 000 МПа
Модуль зсуву G	81 000 МПа
Коефіцієнт Пуасона ν	0,3
Густина ρ	7850 кг/м ³
Коефіцієнт лінійного розширення α	$12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$

Таблиця Б.4 – Геометричні характеристики труб (до заняття 4)

D×t, мм	A, см ²	I, см ⁴	W, см ³	i, см
89×4	10,68	96,7	21,73	3,01
95×4	11,44	118,6	24,97	3,22
102×4	12,32	148,1	29,04	3,47
108×5	16,18	215,1	39,83	3,65
114×4	13,82	209,3	36,73	3,89
121×4	14,70	251,9	41,63	4,14
127×5	19,16	357,1	56,24	4,32
133×4	16,21	337,5	50,76	4,56
140×5	21,21	483,8	69,11	4,78
159×5	24,19	717,9	90,30	5,45

Примітка. Значення наведено для навчальних розрахунків. У проєктній та експертній роботі коефіцієнти і категорії деталей приймають за чинними редакціями нормативних документів з урахуванням умов їх застосування.

ДОДАТОК В

ОСНОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

Таблиця В.1 – Основні позначення, прийняті в методичних вказівках

Позначення	Назва	Одиниця
A, A_0	Площа перерізу; площа, обмежена контуром	мм ²
a	Розрахункова товщина кутового шва; глибина тріщини; уповільнення	мм; мм; м/с ²
b	База візка; ширина пластини	м; мм
C_T, C_i	Загальна кількість робочих циклів; кількість циклів i -го рівня	—
D	Накопичене втомне пошкодження	—
E, G	Модуль пружності; модуль зсуву	МПа
F, P	Сила; тиск колеса	кН
f_y, f_u	Границя текучості; тимчасовий опір (розрахункові)	МПа
f_{Rd}	Розрахунковий опір	МПа
I, W	Момент інерції; момент опору	мм ⁴ ; мм ³
K_p	Коефіцієнт спектра навантаження	—
K_b, K_f	Теоретичний і ефективний коефіцієнти концентрації	—
k	Жорсткість; коефіцієнт тензочутливості; коефіцієнт стійкості крана	Н/м; —; —
k_σ, k_τ	Коефіцієнти стійкості пластини	—
L	Проліт	м
M, Q, N	Згинальний момент; поперечна сила; поздовжня сила	кН·м; кН; кН
n	Коефіцієнт безпеки (запасу); частота обертання	—; об/хв
R	Коефіцієнт асиметрії циклу; виліт	—; м

Продовження таблиці В.1

Позначення	Назва	Одиниця
R_{eH}, R_m	Границя текучості; тимчасовий опір (за випробуваннями)	МПа
$T, \Delta T$	Температура; зміна температури	°C (K)
t	Товщина	мм
α	Коеф. лінійного розширення; коеф. недосконалості	1/°C; –
γ	Частковий коефіцієнт надійності	–
δ	Розбіжність результатів; логарифмічний декремент	%; –
ε	Відносна деформація	– (мкм/м)
ζ	Відносне демпфування	–
η	Коефіцієнт використання; відношення частот	–
λ, λ_p	Умовна гнучкість стрижня; пластини	–
μ	Коефіцієнт зведення довжини; коефіцієнт динамічності	–
ν	Коефіцієнт Пуассона	–
ρ	Коефіцієнт редукції; густина	–; кг/м ³
σ, τ	Нормальні і дотичні напруження	МПа
$\sigma_a, \sigma_m, \Delta\sigma$	Амплітуда, середнє, розмах циклу	МПа
$\Delta\sigma_c$	Категорія деталі (втомна міцність при $2 \cdot 10^6$ циклів)	МПа
$\sigma_{-1}, \sigma_{-1d}$	Границя витривалості зразка/деталі	МПа
$\varphi_1 \dots \varphi_7$	Динамічні коефіцієнти EN 13001- 2:2014	–
χ	Коефіцієнт поздовжнього згину	–
ω_0, f_0, Ω	Власна кругова частота; власна частота; частота збудження	рад/с; Гц; рад/с