

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання конструкторського розділу
кваліфікаційної роботи і курсового проєкту
з дисциплін «Обладнання ливарних цехів»
та «Устаткування ливарного виробництва»
для студентів спеціальностей
G9 Прикладна механіка та G10 Металургія
усіх форм навчання

Частина I. Машини формувального відділення

2024

Методичні вказівки до виконання конструкторського розділу кваліфікаційної роботи і курсового проекту з дисциплін «Обладнання ливарних цехів» та «Устаткування ливарного виробництва» для студентів спеціальностей G9 Прикладна механіка та G10 Металургія усіх форм навчання. Частина 1. Машина формувального відділення / Укладачі: В.В. Кудін, Є.І. Івахненко, А.В. Пархоменко, А.А. Скребцов. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024. 26 с.

Укладачі: Кафедри «Машина і технологія ливарного виробництва»
В.В. Кудін, канд. техн. наук, доцент
Є.І. Івахненко, канд. техн. наук, доцент
А.В. Пархоменко, канд. техн. наук, доцент

Кафедри «Теоретична та прикладна механіка»
А.А. Скребцов, канд. техн. наук, доцент

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

Відповідальний
за випуск: В.Г. Іванов, зав. каф., докт. техн. наук, доцент

Затверджено
на засіданні кафедри
«Машин і технології
ливарного виробництва»

Рекомендовано
до видання НМК
Інженерно-фізичного факультету
НУ «Запорізька політехніка»

Протокол № 1 від 15.08.2024 р.

Протокол № 1 від 10.09.2024 р.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Машини формувального відділення.....	5
2 Розрахунок траверс, стійок, колон.....	7
2.1 Розрахунок траверси на міцність.....	10
2.2 Розрахунок стійки на міцність.....	22
2.3 Розрахунок осі траверси на міцність.....	23
Перелік рекомендованої літератури.....	24

ВСТУП

Методика розрахунків ливарного обладнання залежить від типу машин і викладена у спеціальній літературі [1-6]. Розрахунки поділяються на технологічні та конструкторські розробки.

До технологічних розрахунків належать розрахунки робочих параметрів машин: потужність приводів виконавчих і транспортних механізмів, зусилля пневмо- і гідроциліндрів та час їх спрацьовування, а також техніко-економічні показники обладнання.

Після визначення основних робочих параметрів проектуємої машини проводять розрахунки на міцність навантажених деталей та вузлів. Метою конструкторського розрахунку механізму є визначення усіх сил, діючих на вузол, з метою подальшого розрахунку ланок вузла на міцність та жорсткість методами, викладеними у курсах „Опір матеріалів” та „Деталі машин”.

Ця розробка є прикладом використання теоретичних знань, надбаних у курсі „Опір матеріалів” для конкретних розрахунків траверс, циліндрів, ребер жорсткості та окремих вузлів ливарного обладнання. При цьому особливу увагу приділено машинам формувального відділення, коштовність якого складає 30 – 60% від коштовності технологічного обладнання.

1 МАШИНИ ФОРМУВАЛЬНОГО ВІДДІЛЕННЯ

У формувальному відділенні ливарного цеху найбільш поширеним обладнанням є пневматичні пресові та струшувальні машини, а також пісcomedети. Основними навантаженими деталями формувальних машин є пресові траверси, стійки і колони, струшувальні столи, поршні циліндрів струшування, важелі та тяги механізмів повороту, підйому та витягування моделей.

Розрахунки на міцність проводяться незалежно від конструкції і розрахункових навантажень. Вони полягають в обчисленні напружень у найбільш навантаженому перерізі та порівнянні їх з допустимими для даного матеріалу, використаному у цій конструкції.

Розрахункова схема являє собою спрощене зображення деталі, яке за своєю геометрією, умовами закріплення і навантаженням достатньо повно відображає реальну конструкцію. По прийнятим в опорі матеріалів (ОМ) припущенням реальну конфігурацію деталі замінюють однією з трьох геометричних форм: брусом, пластиною або оболонкою, для яких розроблені типові розрахункові методи.

По характеру прикладання сил, навантаження бувають: статичні та динамічні. Розрахунок на статичне навантаження проводиться у тих випадках, коли швидкість прикладання навантаження настільки мала, що виникаючими при цьому прискореннями можливо знехтувати.

У загальному вигляді деталь може зазнавати чотири види деформації: розтягування (стиск), зріз (зсув), крутіння та згинання. Виникаючі при цьому напруження нормальні (σ) або дотичні (τ) визначаються за відомими формулами.

Так при деформації розтягування (стиску) нормальні напруження ($\sigma_{роз}$) визначаються:

$$\sigma_{роз} = \frac{N_z}{F}, \text{ Н/м}^2, \quad (1.1)$$

де N_z – внутрішнє зусилля, що діє в цьому перерізі, Н;

F – площа поперечного перерізу, м².

При деформації зрізу (зсуву) дотичні напруження ($\tau_{зр}$) дорівнюють:

$$\tau_{зр} = \frac{Q}{F_{зр}}, \text{ Н/м}^2, \quad (1.2)$$

де Q – сила, що зсуває один переріз відносно іншого, Н;

$F_{зр}$ – сумарна площа зрізу, м².

При деформації крутіння дотичні напруження ($\tau_{кр}$) для круглого перерізу визначаються за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{\rho}}, \text{ Н/м}^2, \quad (1.3)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент у перерізі, Н·м;

W_{ρ} – полярний момент опору перерізу, м³.

Для круглого перерізу полярний момент опору (W_{ρ}) дорівнює:

$$W_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \text{ м}^3, \quad (1.4)$$

де d – діаметр перерізу, м.

При деформації згинання нормальні напруження ($\sigma_{зг}$) визначаються за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_x}, \text{ Н/м}^2, \quad (1.5)$$

де $M_{зг}$ – згинаючий момент у перерізі, Н·м;

W_x – осьовий момент опору перерізу, м³.

Дотичні напруження ($\tau_{зг}$) при згинанні знаходяться за формулою:

$$\tau_{зг} = \frac{Q \cdot J_x^{від}}{J_x \cdot b}, \text{ Н/м}^2, \quad (1.6)$$

де Q – перерізуюча сила у розглядаємому перерізі, Н;

$J_x^{від}$ – статичний момент площі відсутньої частинки, м³;

J_x – осьовий момент інерції перерізу, м⁴;

b – ширина перерізу, м.

Якщо у перерізі, що розглядається мають місце два або більше видів деформації, то це називають складним опором. В тому випадку, якщо виникають однойменні напруження, то розрахунки на міцність проводять по додатному сумарному однойменному напруженню.

Якщо виникають різноіменні напруження то розрахунки на міцність проводяться по одній з формул міцності.

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = \sqrt{\sigma_{\text{сум}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{сум}}^2} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{неб}}}{n}, \quad (1.7)$$

де $\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}}$ – еквівалентне напруження по третій теорії міцності, Н/м²;

$\sigma_{\text{сум}}$ – сумарне нормальне напруження у перерізі, Н/м²;

$\tau_{\text{сум}}$ – сумарне дотичне напруження у перерізі, Н/м²;

$[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження для даного матеріалу, Н/м²;

$\sigma_{\text{неб}}$ – небезпечне напруження для даного матеріалу, Н/м²;

n – коефіцієнт запасу міцності, для пластичних матеріалів 1,4 – 1,6; для крихких матеріалів 2,2 – 3,0.

Для пластичних матеріалів ($\delta \geq 5\%$) за небезпечне напруження приймається межа текучості $\sigma_{\text{неб}} = \sigma_{\text{т}}$.

Для крихких матеріалів ($\delta < 5\%$) за небезпечне напруження приймається межа міцності $\sigma_{\text{неб}} = \sigma_{\text{в}}$.

2 РОЗРАХУНОК ТРАВЕРС, СТІЙОК, КОЛОН

Пресові траверси служать для кріплення пресової плити і сприймають зусилля пресування, передаючи його на стійки або колони. За конструкцією траверси формувальних машин бувають: стаціонарні та рухомі; виготовлені разом зі стійкою, з'єднані зі стійкою жорстко або шарнірно, або пересувні на катках. Розрахункові схеми траверс формувальних машин наведені на рис. 2.1.

Траверси працюють на згинання під дією статичного зусилля допресовки або динамічного зусилля у тих випадках, коли допресовка супроводжується ударом об пресову колодку. Стійки і колони здійснюють конструктивний і силовий зв'язок пресової траверси з основними несучими деталями машини. При допресуванні вони сприймають зусилля пресування і передають його станині. Окрім того, на стійки і колони діє вага пресової траверси та інших деталей, закріплених на траверсі та колоні. Стійки і колони працюють тільки на розтягування, або на розтягування та згинання.

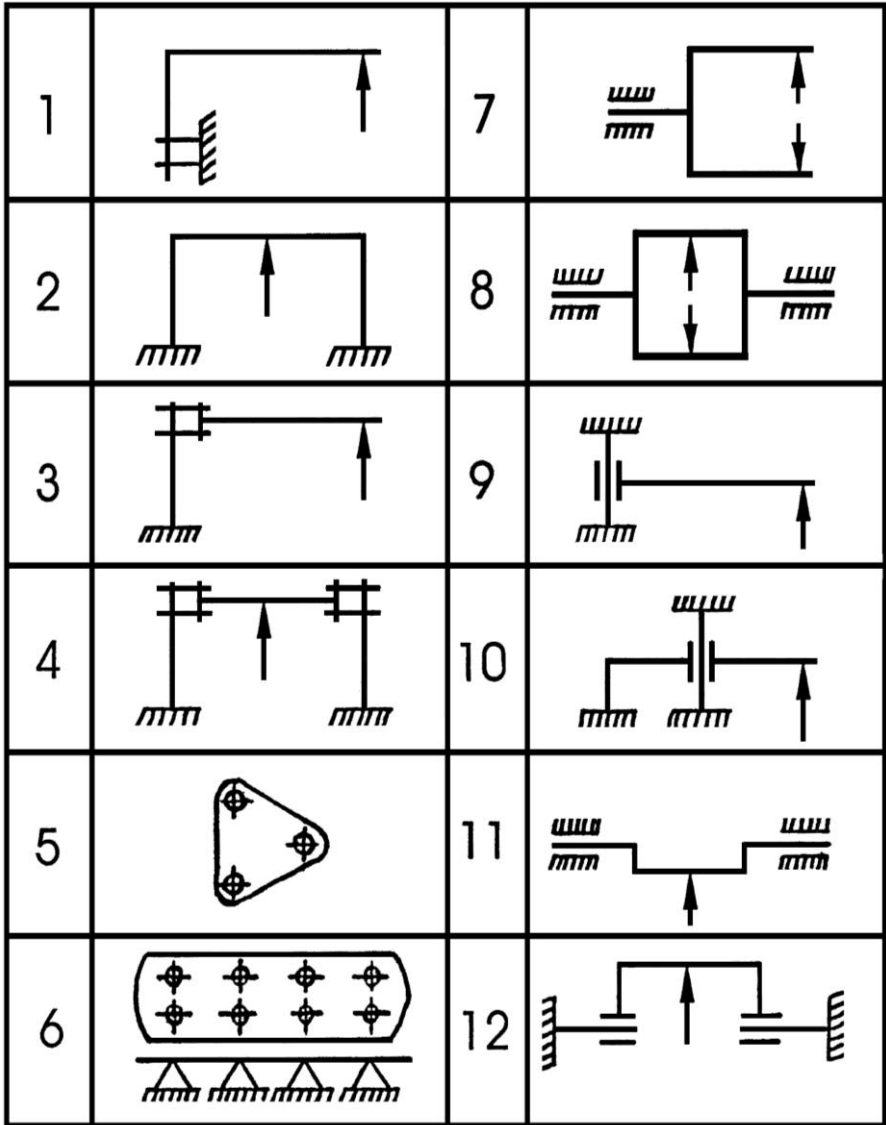


Рисунок 2.1 – Розрахункові схеми траверс формувальних машин

У якості статичного навантаження, що діє на ці деталі, приймається максимальне статичне зусилля пневматичного пресового циліндру (P_{cm}) яке визначається за формулою:

$$P_{cm} = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_{\max} \right) - (G_n + G_{cm}) - G_{mp} - T, \text{ Н}, \quad (2.1)$$

де D – діаметр пресового поршня, м;

P_{\max} – максимальний тиск у пресовому циліндрі, який можна приймати рівним найбільшому розрахунковому тиску повітря у мережі $P_{\max} = 7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$;

G_n – вага пресового поршня, Н;

G_{cm} – вага столу з модельною оснасткою; модельною плитою, опокою, моделлю та формувальною сумішшю, Н;

G_{mp} – вага траверси, Н;

T – сила тертя у поршневій парі, Н.

На практиці допресування частіше за все супроводжується ударом форми об пресову колодку. У цьому випадку розрахунок на міцність деталей, які сприймають удар, проводиться на максимальне динамічне навантаження ($P_{дин}$):

$$P_{дин} = P_{cm} + \sqrt{P_{cm}^2 + 2 \cdot C_0 \cdot T_k}, \text{ Н}, \quad (2.2)$$

де C_0 – узагальнена жорсткість системи, Н/м;

T_k – кінетична енергія частин у момент початку допресування:

$$T_k = \frac{\Sigma G \cdot V^2}{2 \cdot g}, \text{ Дж}, \quad (2.3)$$

де ΣG – вага ударяючих частин, Н;

V – швидкість столу в момент початку удару, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Узагальнену жорсткість системи (C_0) знаходимо за формулою:

$$C_0 = \frac{C \cdot C_{np}}{C + C_{np}}, \text{ Н/м}, \quad (2.4)$$

де C – жорсткість пружної системи машини, Н/м;

C_{np} – приведена жорсткість стовпа формувальної суміші, Н/м.

Жорсткість пружної системи машин – це динамічна, зворотна пружність деформації машини під дією сили (P), яка дорівнює:

$$C = \frac{P}{\Delta_{розр}}, \text{ Н/м}, \quad (2.5)$$

де $\Delta_{розр}$ – переміщення точки прикладання сили $P=1$ за напрямком дії цієї сили, м.

Приведена жорсткість стовпа формувальної суміші (C_{np}):

$$C_{np} = \frac{E \cdot F}{H} + \Delta_{np}, \text{ Н/м}, \quad (2.6)$$

де E – модуль пружності суміші при стискуванні, $E = 50$ МПа;
 F – площа перерізу стовпа формувальної суміші, м², $F = A \cdot B$,
 A, B – розміри опоки у світлі, м;
 H – висота опоки, м;
 Δ_{np} – висота запресованого в опоку шару суміші, м.

Для приблизного визначення величини (Δ_{np}) можна користуватися формулою:

$$\Delta_{np} = \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1 \right) \cdot H, \text{ м}, \quad (2.7)$$

де δ – середня щільність суміші після струшування та допресування $\delta \approx 16$ кН/м³;

δ_0 – середня щільність суміші після струшування $\delta_0 \approx 14,5$ кН/м³.

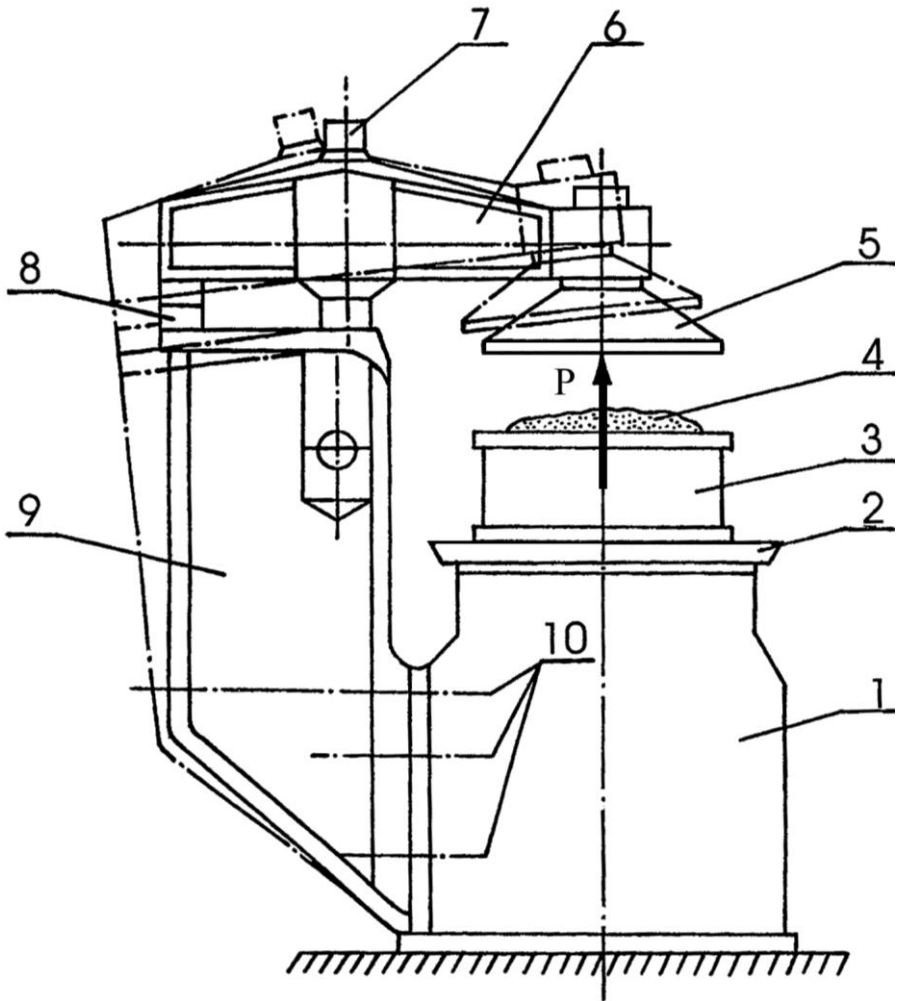
Враховуючи формулу (2.7) та наближені значення E, δ, δ_0 приведена жорсткість стовпа формувальної суміші буде дорівнювати:

$$C_{np} = \frac{45 \cdot A \cdot B}{H}, \text{ Н/м}, \quad (2.8)$$

де A, B, H – розміри опоки, м.

2.1 Розрахунок траверси на міцність

Розглянемо розрахунок деталей струшувальної формувальної машини без повороту форми та допресовкою моделі 91271. Схема машини наведена на рис. 2.2.



1 – станина; 2 – пресовий стіл; 3 – опока; 4 – суміш; 5 – пресова плита; 6 – траверса; 7 – вісь; 8 – упор; 9 – стійка; 10 – болти.

Рисунок 2.2 – Схема струшувальної формувальної машини з допресовкою моделі 91271

Пресовий стіл 2, б'є у пресову плиту 5. Виникаюче під час удару динамічне зусилля згинає траверсу 6, яка закріплена на осі 7 та спирається на спеціальний виступ у стійці 9 упором 8. Стійка 9 з'єднана зі станиною 1 трьома парами болтів 10.

Як видно з рис. 2.3, траверсу можна уявити як балку на двох опорах з консоллю, зі змінною по довжині балки жорсткістю (поз.10, рис. 2.2). Відомо, що коли розмір перерізу балки змінюється за довжиною, тоді формули, отримані на основі гіпотези плоских перерізів не можуть бути прийнятими. Але точні рішення теорії пружності показують, що у випадку коли кут нахилу поверхні балки до його осі невеликий (15-20°) нормальні напруження при згинанні можливо з достатньою для практики точністю знайти за формулою:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x\max}}{W_x} \leq [\sigma], \text{ Н/м}^2. \quad (2.9)$$

Вид траверси показано на рис. 2.3 а. Жорсткість траверси змінюється за рахунок втулок осі пресової плити та осі колони. Вони набагато більші ніж решта ділянок. У зв'язку з цим моменти інерції на ділянках (в) будемо рахувати нескінченно великими. На ділянках (а) і (с) жорсткість траверси змінна. З метою спрощення розрахунку розбиваємо її на ділянки. Припустимо, що жорсткість траверси на ділянках постійна й дорівнює жорсткості у середньому перерізі ділянки. В такому разі, розрахункова схема траверси та, геометричні характеристики будуть відповідати наведеним на рис. 2.3 б і табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Геометричні характеристики перерізів траверси

ПЕРЕРІЗ (рис. 2.3 а)	Н, мм	В, мм	F·10 ⁻² , м ²	J _x ·10 ⁻⁸ , м ⁴	W _x ·10 ⁻⁶ , м ³
I – I	168	170	1,145	47,2	565
II – II	176	168	1,165	52,0	590
III – III	200	190	1,180	75,5	705

Методами викладеними в курсі „Опір матеріалів”, визначаємо реакції опор у точках 7 і 10, та будемо епюру згинаючих моментів, рис. 2.3 в:

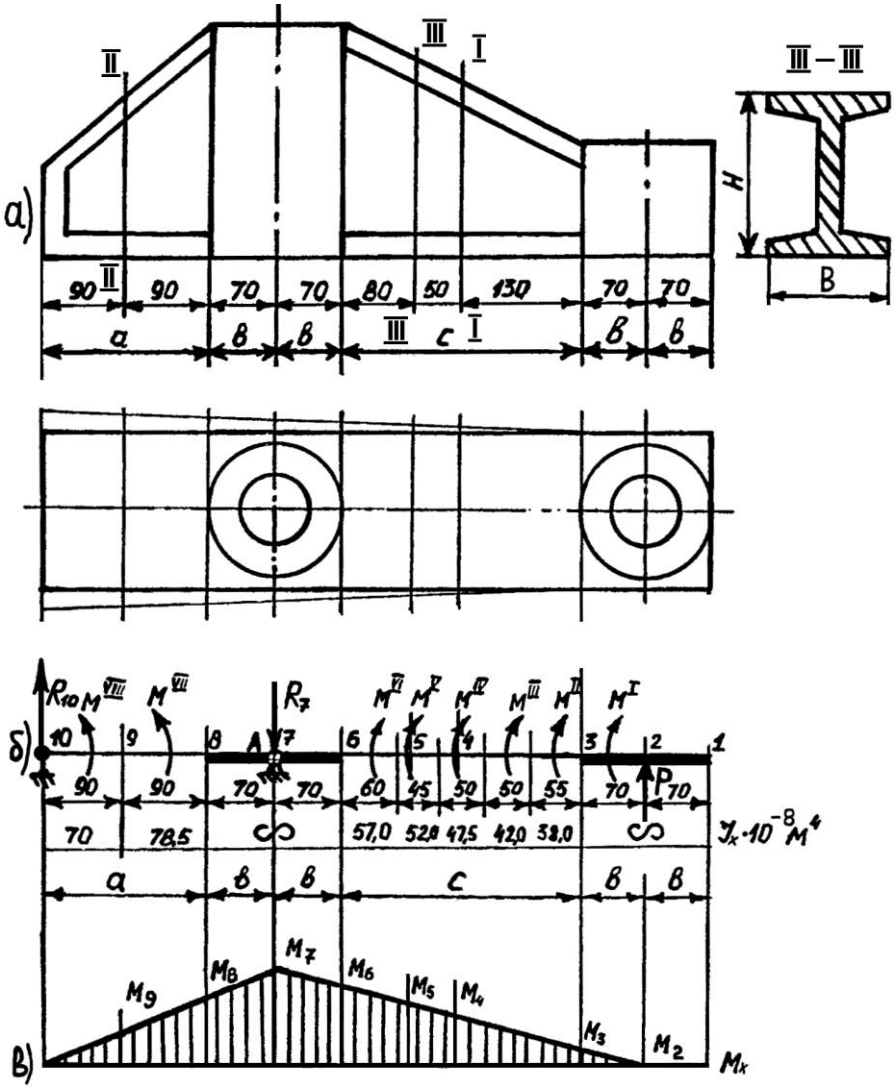


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема траверси струшувальної формувальної машини з допресовкою моделі 91271

$$\sum m_{10} = 0; \quad P(3b+c+a) - R_7(b+a) = 0; \quad R_7 = 2,6P.$$

$$\sum m_7 = 0; \quad P(2b+c) - R_{10}(a+b) = 0; \quad R_{10} = 1,6P.$$

Перевірка:

$$\sum P_y = 0; \quad P + R_{10} - R_7 = 0; \quad P + 1,6P - 2,6P = 0.$$

Як видно з епюри $M_{x \max}$ знаходиться у точці 7. Проте оскільки $\sigma_{\max} = M_{x \max} \cdot y_{\max} / J_x$, а J_x у цьому перерізі дорівнює ∞ (нескінченості), то небезпечним будемо вважати переріз III – III.

При розрахунку деталей припустимо найбільш жорсткі умови, коли тиск у мережі дорівнює найбільшому розрахунковому $7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, а також при відсутності формувальної суміші в опоці. В таких умовах відбувається жорсткий удар опоки об пресову плиту. Тоді P_{cm} визначається за формулою (2.1), де $P_{\max} = 7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, площа пресового поршня $F_n = \pi \cdot D^2 / 4 = 0,113 \text{ м}^2$, вага ударяючих частин $\Sigma G = 250 \text{ кг}$. Тертям у поршневій парі знехтуємо.

Робимо відповідні розрахунки (рис. 2.3 в):

$$P_{cm} = P_{\max} \cdot F_n - \Sigma G = 7 \cdot 10^5 \cdot 0,113 - 2500 = 76600 \text{ Н} = 76,6 \text{ кН};$$

$$M_3 = P_{cm} \cdot b = 76,6 \cdot 0,07 = 5,36 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_4 = P_{cm} \cdot (b + c/2) = 76,6 \cdot 0,2 = 15,32 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_5 = P_{cm} \cdot 0,25 = 76,6 \cdot 0,25 = 19,15 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_6 = P_{cm} \cdot 0,33 = 76,6 \cdot 0,33 = 25,278 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_8 = R_{10} \cdot a = 1,6 \cdot P_{cm} \cdot a = 1,6 \cdot 76,6 \cdot 0,18 = 22,06 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\sigma_{cm}^5 = M_5 / W_x^{\text{III}-\text{III}} = 19,15 \cdot 10^3 / 705 \cdot 10^{-6} = 27,6 \text{ МПа}.$$

Динамічні напруження визначаються за формулою:

$$\sigma_{дин}^5 = P_{дин} \cdot 0,25 / W_x^{\text{III}-\text{III}}, \text{ Н/м}^2. \quad (2.10)$$

Динамічне навантаження $P_{дин}$ знаходиться за формулою (2.2):

$$P_{дин} = P_{cm} + \sqrt{P_{cm}^2 + C_0 \cdot \Sigma G \cdot V^2 / g}, \text{ Н}.$$

Максимальна швидкість столу у момент початку удару (V) за практичними даними дорівнює $1,4 \text{ м/с}$.

При жорсткому ударі, коли у опоці немає формувальної суміші $C_{np} \rightarrow \infty$, тоді за формулою (2.5) $C_0 = C = P / \Delta_{розр}$, Н/м,

де $\Delta_{розр}$ – переміщення точки прикладання сили P в напрямку дії цієї сили, м:

$$\Delta_{розр} = K_{нод} \cdot \Delta_I, \text{ м}, \quad (2.11)$$

де Δ_I – сумарне переміщення у вертикальному напрямку точки, яке визвано деформацією основних навантажених деталей: згинанням траверси Δ_I^{mp} ; згинанням $\Delta_I^{cm.3z}$ та розтягуванням стійки $\Delta_I^{cm.p}$ і розтягуванням осі траверси $\Delta_I^{oc.mp}$. Таким чином:

$$\Delta_I = \Delta_I^{mp} + \Delta_I^{cm.3z} + \Delta_I^{cm.p} + \Delta_I^{oc.mp}, \text{ м}. \quad (2.12)$$

Деформацію болтів, станини, фундаменту врахуємо коефіцієнтом додаткової податливості $K_{нод}$. Значення коефіцієнту для машини моделі 91271 за експериментальними даними становить $K_{нод}=1,5$. Знайдемо деформацію траверси Δ_I^{mp} . Для знаходження прогину траверси використовуємо метод Мора.

Зважаючи на те, що жорсткість траверси змінна, розбиваємо її на ділянки, припускаючи, що жорсткість ділянки середня для наданої ділянки. Кількість ділянок та жорсткість на кожній ділянці наведені на рис. 2.3 б.

$$\Delta_I^{mp} = \Sigma \int \frac{M_x \cdot \overline{M_x}}{E \cdot J_x} \cdot dz, \text{ м}. \quad (2.13)$$

Матеріали траверси чавун СЧ 21-40. $E = \text{const} = 1,2 \cdot 10^5$ МПа.

$$\text{I} \quad M_x^{\text{I}} = p \cdot z_1, \quad \text{де } 0 \leq z_1 \leq 70 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$\overline{M_x} = z_1.$$

$$\text{II} \quad M_x^{\text{II}} = p \cdot (70 + z_2), \quad \text{де } 0 \leq z_2 \leq 55 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$\overline{M_x} = 70 + z_2.$$

$$\text{III} \quad M_x^{\text{III}} = p \cdot (125 + z_3), \quad \text{де } 0 \leq z_3 \leq 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$\overline{M_x} = 125 + z_3.$$

$$\text{IV} \quad M_x^{\text{IV}} = p \cdot (175 + z_4), \quad \text{де } 0 \leq z_4 \leq 50 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\overline{M}_x = 175 + z_4.$$

$$\text{V} \quad M_x^{\text{V}} = p \cdot (225 + z_5), \quad \text{де } 0 \leq z_5 \leq 45 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\overline{M}_x = 225 + z_5.$$

$$\text{VI} \quad M_x^{\text{VI}} = p \cdot (270 + z_6), \quad \text{де } 0 \leq z_6 \leq 60 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\overline{M}_x = 270 + z_6.$$

$$\text{VII} \quad M_x^{\text{VII}} = 1,6 \cdot z_7, \quad \text{де } 0 \leq z_7 \leq 90 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\overline{M}_x = 1,6 + z_7.$$

$$\text{VIII} \quad M_x^{\text{VIII}} = 1,6p \cdot (90 + z_8), \quad \text{де } 0 \leq z_8 \leq 90 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\overline{M}_x = 1,6 \cdot (90 + z_8).$$

Методом Мора знайдемо деформацію траверси Δ_I^{mp} :

$$\begin{aligned} \Delta_I^{mp} &= \int_0^{70} \frac{pz_1 \cdot z_1}{EJ_{x_1}} \cdot dz + \int_0^{55} \frac{p \cdot (70 + z) \cdot (70 + z)}{EJ_{x_2}} \cdot dz + \\ &+ \int_0^{50} \frac{p \cdot (125 + z) \cdot (125 + z)}{EJ_{x_3}} \cdot dz + \int_0^{60} \frac{p \cdot (270 + z) \cdot (270 + z)}{EJ_{x_4}} \cdot dz + \\ &+ \int_0^{90} \frac{1,6pz + 1,6z}{EJ_{x_7}} \cdot dz + \int_0^{90} \frac{1,6p \cdot (90 + z) \cdot 1,6(90 + z)}{EJ_{x_8}} \cdot dz = \\ &= \frac{1}{EJ_{x_1}} \int_0^{70} \frac{pz^3}{3} + \frac{1}{EJ_{x_2}} \int_0^{55} (4900p + 140pz + pz^2) \cdot dz + \\ &+ \frac{1}{EJ_{x_3}} \int_0^{50} (15625p + 250pz + pz^2) \cdot dz + \\ &+ \frac{1}{EJ_{x_4}} \int_0^{50} (30625p + 250pz + pz^2) \cdot dz + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{EJ_{x_5}} \int_0^{45} (50625 p + 450 pz + pz^2) \cdot dz + \\
& + \frac{1}{EJ_{x_6}} \int_0^{60} (72900 + 540 pz + pz^2) \cdot dz + \frac{1}{EJ_{x_7}} \int_0^{90} 2,56 pz^2 \cdot dz + \\
& + \frac{1}{EJ_{x_8}} \int_0^{90} (20436 p + 460,8 pz + pz^2) \cdot dz = 3,13 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}
\end{aligned}$$

Визначаємо переміщення центру пресової плити від вигину стійки $\Delta_I^{cm.32}$ та від її розтягування $\Delta_I^{cm.p}$. Стійку машини будемо розглядати, як консольну балку закріплену у перерізі I – I (рис. 2.4 а) та навантажену повздовжніми силами R_7 та R_{10} , жорсткість стійки змінна по висоті і дорівнює:

$$J_I = 2,39 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$J_{II} = 2,24 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Зусилля R_{10} замінимо еквівалентним йому моментом:

$$M_7 = R_{10} \cdot 0,25 = 0,4p \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент M_7 вигинає стійку, зусилля R_7 – розтягує стійку. Переміщення центру пресової плити від згинання стійки дорівнює:

$$\Delta_I^{cm.32} = \varphi_1^{cm.32} \cdot (2b + c), \text{ м,} \quad (2.14)$$

де $\varphi_1^{cm.32}$ – кут повороту точки 7 стійки.

Кут повороту знаходимо способом Верещагіна:

$$\varphi_1^{cm.32} = \frac{\overline{\Sigma \omega_i y_i}}{EJ_x}, \quad (2.15)$$

де ω_i – площа вантажної епюри на відповідному відрізку, Н·м²;

$\overline{y_i}$ – ордината на одиничній епюрі під центром ваги вантажної епюри.

Будуємо епюру вигинаючого моменту на висоті стійки від зусилля M_7 (рис. 2.4 б) та статичного моменту $\overline{M_x} = 1$ прикладеного до точки 7 на одиничній балці (рис. 2.4 в):

$$\omega_1 = M \cdot d = 0,4 p \cdot 0,265 = 0,106 p \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$\omega_2 = M \cdot l = 0,4 p \cdot 0,530 = 0,212 p \text{ Н} \cdot \text{м}^2;$$

$$\varphi_1^{cm.3z} = \frac{0,106 p \cdot 1}{1,2 \cdot 10^{11} \cdot 2,39 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,212 p \cdot 1}{1,2 \cdot 10^{11} \cdot 2,24 \cdot 10^{-4}} = 0,115 \cdot 10^{-7} p;$$

$$\Delta_I^{cm.3z} = 0,115 \cdot 10^{-7} \cdot (2 \cdot 0,07 + 0,26) = 4,6 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}$$

Поряд з вигином стійки відбувається її розтягування силою $P_7 = P$ та відповідне йому вертикальне переміщення центру пресової плити, яке дорівнює:

$$\Delta_I^{cm.p} = \frac{P \cdot d}{EF_1} + \frac{P \cdot l}{EF_2}, \text{ м,} \quad (2.16)$$

де F_1 та F_2 – площа перерізу стійки на ділянках d та l (рис. 2.4 а):

$$F_1 = 0,0227 \text{ м}^2; F_2 = 0,0159 \text{ м}^2.$$

$$\Delta_I^{cm.p} = \frac{0,265 p}{1,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0227} + \frac{0,530 p}{1,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0159} = 0,375 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}$$

Визначаємо переміщення центру пресової плити від розтягування осі траверси ($\Delta_{7'-7''}$).

Приміщення точки 7 від розтягування осі траверси $\Delta_{7'-7''}$:

$$\Delta_{7'-7''} = \frac{R_7 \cdot K}{EF_k} + \frac{R_7 \cdot L}{EF_L}, \text{ м,} \quad (2.17)$$

де $R_7 = 2,6 p$; $K = 0,16$ м; $L = 0,277$ м (рис. 2.5);

$$F_k = 0,00785 \text{ м}^2; F_L = 0,442 \text{ м}^2; E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа (Сталь 45).}$$

$$\Delta_{7'-7''} = \frac{2,6 p \cdot 0,16}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,00785} + \frac{2,6 p \cdot 0,277}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,442} = 0,27 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}$$

Тоді центр пресової плити (точка 1) від розтягування осі переміститься:

$$\Delta_I^{oc.mp} = \Delta_{7'-7''} \frac{3b + a + c}{a + b}. \quad (2.18)$$

$$\Delta_I^{oc.mp} = 0,27 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{3 \cdot 0,07 + 0,18 + 0,26}{0,18 + 0,07} = 0,7 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}$$

Сумарне переміщення точки 2 (рис. 2.5) у вертикальному напрямку Δ_I визначаємо за формулою (2.12):

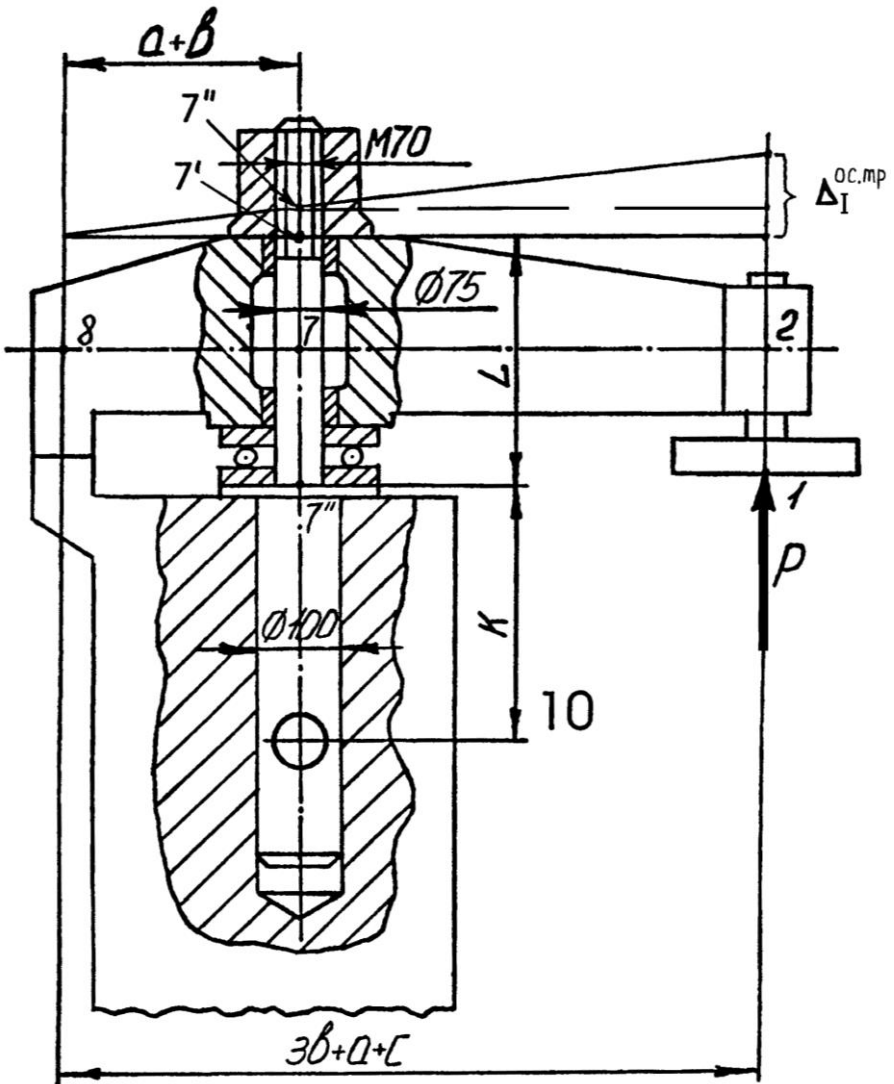


Рисунок 2.5 – Вісь траверси струхувальної формувальної машини з допресовкою моделі 91271

$$\Delta_I = 3,13 \cdot 10^{-9} p + 4,6 \cdot 10^{-9} p + 0,375 \cdot 10^{-9} p + 0,7 \cdot 10^{-9} p = \\ = 8,805 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}$$

З урахуванням коефіцієнта додаткової податливості:

$$\Delta_{розр} = \Delta_I \cdot K_{под} = 8,805 \cdot 10^{-9} p \cdot 1,5 = 13,207 \cdot 10^{-9} p \text{ м.}$$

Жорсткість пружної системи машини (C) по формулі (2.5) дорівнює:

$$C = \frac{1}{\Delta_{розр}} = \frac{1}{13,207 \cdot 10^{-9} p} = 7,57 \cdot 10^7 p \text{ Н/м.}$$

Знайдемо динамічне зусилля $P_{дин}$ по формулі (2.2):

$$P_{дин} = 76600 + \sqrt{76600^2 + \frac{2500 \cdot 1,4^2}{9,81} \cdot 7,57 \cdot 10^7} = 285,6 \text{ кН.}$$

Динамічний момент в точці 5 дорівнює :

$$M_{дин}^5 = P_{дин} \cdot 0,25 = 285,6 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 71,4 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

Динамічна напруга у перерізі 5 по формулі (2.10) дорівнює:

$$\sigma_{дин}^5 = \frac{M_{дин}^5}{W_x^{III-III}} = \frac{71,4 \cdot 10^3}{705 \cdot 10^{-6}} = 101,2 \text{ МПа.}$$

Границя міцності чавуну СЧ 21-40 на розрив за довідниковими даними [18] складає 210 МПа. При коефіцієнті запасу міцності $n=2,2$ допустиме напруження буде дорівнювати:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\epsilon}}{n} = \frac{210}{2,2} = 95,5 \text{ МПа.}$$

Перевантаження становить:

$$\frac{\sigma_{дин}^5 - [\sigma]}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{101,2 - 95,5}{95,5} \cdot 100\% = 6,0\% .$$

При робочому тиску стисненого повітря у мережі, що звичайно дорівнює $P = 5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$:

$$P_{ст} = P \cdot F_n - G = 5 \cdot 10^5 \cdot 0,113 - 2500 = 54000 \text{ Н} = 54 \text{ кН.}$$

Тоді:

$$P_{дин} = 54000 + \sqrt{54000^2 + \frac{2500 \cdot 1,4^2}{9,81} \cdot 7,57 \cdot 10^7} p = 255,8 \text{ кН.}$$

Динамічний момент у точці 5 дорівнює:

$$M_{дин}^5 = P_{дин} \cdot 0,25 = 255,8 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = 63,95 \cdot 10^3 \text{ Н·м.}$$

Динамічна напруга у перерізі 5 дорівнює:

$$\sigma_{дин}^5 = \frac{M_{дин}^5}{W_x^{\text{III-III}}} = \frac{63,95 \cdot 10^3}{705 \cdot 10^{-6}} = 90,7 \text{ МПа.}$$

Таким чином, при робочому тиску повітря у мережі динамічна напруга у небезпечному перерізі менше допустимого $[\sigma] = 95,5 \text{ МПа}$.

У робочому процесі, коли іде процес допресування і узагальнена жорсткість системи визначена за формулою (2.4), динамічні напруження у небезпечному перерізі будуть ще менші. Проте наданий розрахунок показує на не припустимість експлуатації машини без формувальної суміші.

2.2 Розрахунок стійки на міцність

При динамічному ударі опоки об пресову плиту стійка зазнає деформації згину M_7 та розтягування від сили $P_{дин}$. Небезпечним буде переріз на ділянці l (рис. 2.4 а), де осьовий момент J_{II} менший, ніж на ділянці d . Максимальне напруження у розтягнених волокнах біля основи перерізу визначається за формулою:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,4P_{дин} \cdot x_{II}}{J_{II}} + \frac{P_{дин}}{F_{II}}, \text{ МПа,} \quad (2.19)$$

де x_{II} – відстань від основи до центру ваги перерізу II-II, $x_{II} = 0,141 \text{ м}$ (рис. 2.4);

F_{II} – площа небезпечного перерізу, $F_{II} = 0,0159 \text{ м}^2$.

При $P_{дин} = 285,6 \text{ кН}$ максимальне напруження буде:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,4 \cdot 285,6 \cdot 10^3 \cdot 0,141}{2,24 \cdot 10^{-4}} + \frac{285,6 \cdot 10^3}{0,0159} = 89,87 \text{ МПа.}$$

При $P_{дин} = 255,8$ кН максимальне напруження буде:

$$\sigma_{max} = \frac{0,4 \cdot 255,8 \cdot 10^3 \cdot 0,141}{2,24 \cdot 10^{-4}} + \frac{255,8 \cdot 10^3}{0,0159} = 80,5 \text{ МПа.}$$

Таким чином, умова міцності $\sigma_{max} \leq [\sigma] = 95,5$ МПа для стійки виконується.

2.3 Розрахунок осі траверси на міцність

Вісь траверси зазнає деформації розтягування від зусилля R_7 . Небезпечним буде переріз на початку різьби, у точці 7' (рис. 2.5). Напруження у небезпечному перерізі знаходиться за формулою:

$$\sigma_{max} = \frac{R_7}{F_7} = \frac{2,6 \cdot P_{дин}}{F_7}, \text{ МПа,} \quad (2.20)$$

де F_7 – фактична площа перерізу різьби М70, $F_7 = 36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, тому що діаметр у цьому перерізі $D = 0,068 \text{ м}$.

Матеріал вісі – сталь 45.

Небезпечне напруження для сталі 45 $\sigma_{неб} = 360$ МПа [18].

Допустиме нормальне напруження:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{неб}}{n} = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ МПа.}$$

При $P_{дин} = 285,6$ кН максимальне напруження буде:

$$\sigma_{max} = \frac{2,6 \cdot 285,6 \cdot 10^3}{36 \cdot 10^{-4}} = 206,2 \text{ МПа.}$$

При $P_{дин} = 255,8$ кН максимальне напруження буде:

$$\sigma_{max} = \frac{2,6 \cdot 255,8 \cdot 10^3}{36 \cdot 10^{-4}} = 184,7 \text{ МПа}$$

Таким чином, при експлуатації машини без формувальної суміші напруження в деталях машини нижче небезпечних та допустимих для даного матеріалу.

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Основна

1. Сумцов В.П. Устаткування ливарних цехів. Київ: ІСДО, 1993. 552 с.
2. Федоров Г.Є. Проектування ливарних цехів: підручник: у 2 ч. / Г.Є. Федоров, М.М. Ямшинський, В.Г. Могилатенко та ін. Київ: НТУУ «КПІ», 2011. Ч.1. 582 с.
3. Федоров Г.Є. Проектування ливарних цехів: підручник: у 2 ч. / Г.Є. Федоров, М.М. Ямшинський, В.Г. Могилатенко та ін. Київ: НТУУ «КПІ», 2011. Ч.2. 380 с.
4. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини: підручник / Ф.К. Іванченко. Київ: Вища школа, 1993. 413 с.
5. Конспект лекцій з дисципліни «Устаткування ливарних цехів». Розділ 1. «Устаткування загального призначення» для студентів напряму Ливарне виробництво / Укладач: О.О. Могілевцев. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2011. 47 с.
6. Конспект лекцій з дисципліни «Устаткування ливарних цехів». Розділ 3. «Машини та механізми ливарного виробництва» для студентів напряму Ливарне виробництво / Укладач: О.О. Могілевцев. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2011. 111 с.

Додаткова

7. Немирівський Р.Г. Автоматичні лінії ливарного виробництва. Київ: Вища школа, 1981. 208 с.
8. Могилатенко В.Г. Теоретичні основи ливарного виробництва / В.Г. Могилатенко, О.І. Пономаренко, В.М. Дробязко, А.С. Кочешков, М.М. Ямшинський. Харків: НТУ "ХПІ", 2011. 288 с.
9. Лисенко Т.В. Теоретичні основи формування виливків / Т.В. Лисенко, О.І. Пономаренко, В.П. Доценко, О.І. Шинський, Л.І. Серд (Солоненко). Харків: НТУ "ХПІ", 2014. 191 с.
10. Конспект лекцій з дисципліни «Устаткування та проектування ливарних цехів». Розділ 1. «Устаткування загального призначення» для студентів напряму Ливарне виробництво / Укладач: С.А. Стороженко. Кам'янське: ДДТУ, 2017. 48 с.

11. Формувальні матеріали. Підручник для студентів спеціальності 136 «Металургія» / Р.В. Лютий, І.М. Гурія. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 257 с.

12. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Довідник з опору матеріалів. 2-ге вид., доповнене. Київ: Наук. думка, 1988. 736 с.

13. Горський А.І., Геллер Р.Л., Ліокумович Л.Ф. Розрахунки машин ливарного виробництва. М.: Машинобудування, 1966. 404 с.

14. Горський А.І. Розрахунки машин і механізмів автоматичних ліній ливарного виробництва. М.: Машинобудування, 1978. 551 с.

15. ДСТУ 3008:2015. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання. Чинний від 2017.07.01. К.: ДП «УкрНДНЦ», 2016. 26 с.

16. Методичні вказівки до виконання випускної кваліфікаційної роботи на здобуття першого (бакалаврського) ступеня вищої освіти для студентів спеціальності 136 Металургія (освітня програма «Ливарне виробництво чорних та кольорових металів і сплавів») / Укладачі: В.Г. Іванов, В.М. Сажнев. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2020. 36 с.

17. Методичні вказівки з вивчення дисципліни «Устаткування ливарного виробництва» та виконання контрольних завдань, самостійної роботи і курсового проекту для студентів спеціальності 136 Металургія усіх форм навчання / Укладачі: В.В. Кудін, А.В. Пархоменко, Є.І. Івахненко. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024. 38 с.

18. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Устаткування ливарного виробництва» для студентів спеціальності 136 Металургія усіх форм навчання / Укладачі: В.В. Кудін, Є.І. Івахненко, А.В. Пархоменко. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024. 38 с.

Атласи

19. Альбом рисунків з дисципліни «Устаткування ливарних цехів». Розділ 1. «Устаткування загального призначення» / Укл.: О.О. Могілевцев. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2011. 31 с.

20. Альбом рисунків з дисципліни «Технологічне обладнання ливарних цехів». Розділ 3. «Машини та механізми ливарного виробництва» / Укл.: О.О. Могілевцев. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2011. 83 с.

21. Аксьонов П.М., Орлов Г.М., Благодоров Б.П. Машини ливарного виробництва. Атласні конструкції. М: Машинобудування, 1972. 152 с.

22. Цехнович Л.І., Петріченко І.П. Атлас конструкцій редукторів. Київ: Вища школа, 1990. 150 с.

Інформаційні джерела

<https://zp.edu.ua/kafedra-mashin-i-tehnologiyi-livarnogo-virobnictva>

<http://eir.zp.edu.ua/handle/123456789/364>

<http://library.zp.edu.ua/>

<https://lityo.com.ua/>

<https://scholar.google.com/>

<https://www.scopus.com/>

<https://orcid.org/>

<https://moodle.zp.edu.ua/>