



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра будівельних, дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин і обладнання

02 -01-450

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних вправ із навчальної дисципліни
«Технологічні комплекси виробництва будівельних
матеріалів» для здобувачів вищої освіти першого
(бакалаврського) рівня за спеціальністю 133 «Галузеве
машинобудування», спеціалізація «Обладнання хімічних
виробництв і підприємств будівельних матеріалів» денної
та заочної форми навчання

**Розділ: «Машини технологічних комплексів
виробництва залізобетонних виробів»**

Рекомендовано науково-
методичною комісією зі
спеціальності
133 «Галузеве
машинобудування»
Протокол № 6 від 05.03.2019 р.

Рівне – 2019



Методичні вказівки до виконання практичних вправ із дисципліни: «Технологічні комплекси виробництва будівельних матеріалів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» спеціалізація «Машини технологічних комплексів виробництва залізобетонних виробів» денної та заочної форми навчання / Бабич Я. О. – Рівне : НУВГП, 2019. – 41 с.

Укладач: Бабич Я. О., к.т.н., доцент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

Відповідальний за випуск – Кравець С. В., д.т.н., професор, завідувач кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

ЗМІСТ

1. Загальні методичні вказівки	3
2. Вправа 1. Розрахунок бетоноукладальників	4
3. Вправа 2. Розрахунок вібромайданчиків	9
4. Вправа 3. Розрахунок формувальних машин	15
5. Вправа 4. Розрахунок роликкових центрифуг	22
6. Вправа 5. Розрахунок верстата радіального пересування	26
7. Вправа №6. Розрахунок параметрів машин роликкового формування	33
8. Вправа №7. Розрахунок пресів	37
9. Список літератури	40

© Бабич Я. О., 2019

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2019



ПРАКТИЧНІ ВПРАВИ ІЗ ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНКУ МАШИН ТЕХНОЛОГІЧНИХ КОМПЛЕКСІВ ВИРОБНИЦТВА ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Студенти всіх форм навчання виконують вправи під керівництвом викладача в обсязі, передбаченому навчальним планом. Вправи виконуються в окремому зошиті формату А4 (210×297 мм). Текст вправ пишеться чорнилами із усіма необхідними розрахунками, а графічний матеріал (схеми і креслення) виконують олівцем.

Перед виконанням вправ студентам необхідно ознайомитися з конструкцією і принципом роботи відповідних машин і теоретичними передумовами, покладеними в основу їхніх розрахунків. Тому в кожній вправі приводяться відповідні посилання на літературу.

Рекомендується такий порядок виконання вправ:

1. Записати назву вправи, номер заданого варіанта і вихідні дані.
2. Коротко описати призначення, конструкцію і принцип дії заданої машини, обравши в якості прототипа типову машину з близькими до заданих параметрами.
3. Накреслити кінематичну або конструктивну схему машини відповідно до існуючих ДСТ.

На кінематичних або конструктивних схемах вказують розміри, що характеризують кінематику машин (передаточні відношення передач, головні розміри, зусилля і ін.), і отримані розрахунком параметри. Всі розрахункові формули спочатку наводять у загальному вигляді. При цьому математичні перетворення і прийняті індекси супроводжують лаконічними поясненнями, а прийняті числові значення розрахункових коефіцієнтів обґрунтовують або посилаються на літературу. Варто звернути увагу на те, що розміри в розрахункових формулах і в довідковій літературі можуть виражатися в різноманітних одиницях, а виконувати всі розрахунки необхідно в Міжнародній системі одиниць СІ.



Закінчену роботу студент оформляє, підписує, сброшурує в обкладинку з титульною сторінкою і здає на перевірку керівнику. Рекомендується брошурувати всі роботи в один зошит.

Вправа 1

РОЗРАХУНОК БЕТОНУКЛАДАЛЬНИКІВ

Завдання

1. Вивчити технологічний процес формування залізобетонних виробів.
2. Вивчити конструкцію і роботу бетоноукладальника із стрічковим живильником.
3. Визначити потужність привода бетоноукладальника, продуктивність і потужність стрічкового живильника.

Порядок виконання вправи

1. Вивчають роль і призначення бетоноукладальників у технологічному процесі формування залізобетонних виробів [1, 2, 10].
2. Знайомляться з конструкцією, принципом дії і основами експлуатації бетоноукладальників [2, 9, 10]. Дають стислий опис будови і принципу дії заданого бетоноукладальника (табл. 1.1). Складають кінематичну схему приводів пересування бетоноукладальника і стрічкового живильника, а потім розрахункову схему стрічкового живильника (рис. 1.1).
3. Визначають силу опору і потужність привода пересування бетоноукладальника [2, 3].

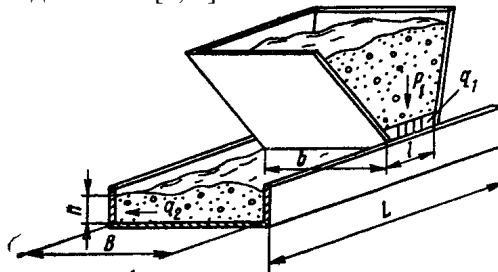


Рис. 1.1. Схема до розрахунку стрічкового живильника бетоноукладальника



Таблиця 1.1

Вихідні дані до розрахунку бетоноукладальників

Варіанти	Ширина стрічки живильника B , м	Робоча довжина живильника L , м	Швидкість стрічки живильника $\vartheta_{жс}$, м/хв	Швидкість пересування бетоноукладальника ϑ_0 , м/хв	Вага бетоноукладальника G_0 , кН	Вага бетонної суміші в одному бункері $G_{см}$, кН	Кількість бункерів і живильників
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2	1,5	6	15	46	40	1
2	1,8	1,4	9	10	42	40	1
3	40	4	6	12	12	35	1
4	0,4	3,8	12	12	49	49	1
5	2	1,8	6	15	15	40	1
6	40	1,5	6	15	33	35	1
7	35	1,6	9	12	32	32	1
6	1,6	1,1	4,6	10	74	30	3
9	30	1,2	5	12	72	72	3
3	3,1	2,8	2	8	8	32	32
11	3	3	4	11	171	32	32
12	12	1,4	4	4	45	38	38
13	0,6	1	1	12	40	12	2
14	3,2	2,9	3	8	166	32	32
15	3	3	2,9	10	10	32	32
16	1,3	2	5	9	50	50	1
17	2,5	2,4	6	12	12	34	1
18	18	2,4	5,7	5,7	5,7	5,7	2
20	1	2,2	6	10	10	40	2
21	1,4	2,8	6	9	155	155	3
22	1.2	3	8	8	154	154	3
23	1,4	3	3	10	142	75	75

Сила опору пересуванню бетоноукладальника по рейковому шляху, кН,



$$W_o = G_{\delta} + G_{cm} \left(\frac{2f}{D} + \frac{\mu d}{D} \right) \beta, \quad (1.1)$$

де G_{δ} – вага бетоноукладальника, Н; G_{cm} – вага бетонної суміші, Н (табл. 1.1); $f=0,0008$ м – коефіцієнт тертя кочення ходових коліс, м; $D=0,3$ м – діаметр коліс; $\mu=0,08$ – коефіцієнт тертя в цапфах коліс; $d=0,06$ м діаметр цапф коліс; $\beta=2,5$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд коліс по рейках.

Потужність привода бетоновкладальника, кВт,

$$N = \frac{W_o \cdot \mathcal{G}_{\delta}}{1000 \cdot \eta}, \quad (1.2)$$

де \mathcal{G}_{δ} – максимальна швидкість пересування завантаженого бетоноукладальника, м/с (табл. 1.1); $\eta=0,8\dots0,9$ – ККД передачі привода.

Об'ємна продуктивність стрічкового живильника бетоноукладальника, м³/с,

$$Q_o = Bh \mathcal{G}_n; \quad (1.3)$$

- масова продуктивність, кг/с,

$$Q_o = Bh \rho \mathcal{G}_n, \quad (1.4)$$

де B – ширина стрічки живильника (табл. 1.1); $h=0,1\dots0,2$ м – товщина шару матеріалу на стрічці; \mathcal{G}_n – швидкість стрічки живильника, м/с (табл. 1.1); $\rho=2400$ кг/м³ – густина бетонної суміші.

Потім визначають потужність привода стрічкового живильника як суму трьох складових.

Потужність для подолання тертя стрічки живильника по підтримуючому металевому листу, що сприймає силу тяжіння бетону в бункері,

$$N_1 = \frac{W_1 \mathcal{G}_n}{1000}, \quad (1.5)$$

де W_1 – сила тертя стрічки по підтримуючому листу:

$$W_1 = k_1 P_1, \quad (1.6)$$

де $k_1 = 0,6$ – коефіцієнт тертя гумової стрічки по сталі; P_1 – сила активного тиску бетону на стрічку, Н (рис. 1.1):

$$P_1 = F_1 q_1, \quad (1.7)$$



де $F_1 = bl$ – площа активного тиску, м²; b, l – ширина і довжина отвору бункера, м; $b \approx 0,8B, l \approx 0,4L$ (табл. 1.1);

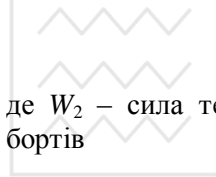
- тиск бетону на стрічку, Па

$$q_1 = \frac{\gamma R}{f \theta}, \quad (1.8)$$

де $\gamma = 24 \text{ кН/м}^3$ – питома вага бетону; R – гідравлічний радіус, м, що визначається відношенням площі отвору бункера ($b \times l$) до його периметра ($2b + 2l$); $f = \text{tg } \varphi$ – коефіцієнт внутрішнього тертя бетонної суміші, що відповідає куту природного укосу бетону ($\varphi = 20 \dots 30^\circ$); θ – коефіцієнт рухливості бетонної

$$\theta = \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi + \cos \varphi}. \quad (1.9)$$

Потужність для подолання опору, що викликається тертям бетону по нерухомих бортах живильника



$$N_2 = \frac{W_2 g_n}{1000}, \quad (1.10)$$

де W_2 – сила тертя бетону по бортах живильника. Для двох бортів

$$W_2 = 2k_2 P_2. \quad (1.11)$$

Тут $k_2 = 0,8$ – коефіцієнт тертя бетону по сталі; P_2 – сила бічного тиску бетону на борти, Н:

$$P_2 = F_2 q_2, \quad (1.12)$$

де $F_2 = hL$ – площа одного борта, м² (h – робоча висота бортів, м, рівна висоті шару бетону на стрічці; L – довжина бортів, м); q_2 – бічний тиск бетону на борти, Па:

$$q_2 = h\gamma\theta. \quad (1.13)$$

Потужність, необхідна для транспортування бетонної суміші на стрічці, кВт

$$N_3 = \frac{W_3 g_n}{1000}, \quad (1.14)$$

де W_3 – сила опору переміщенню бетонної суміші на стрічці, Н:

$$W_3 = BhL\gamma k_3. \quad (1.15)$$

Тут $k_3 = 0,035 \dots 0,04$ – приведений коефіцієнт опору роли-



коопор стрічки живильника.

Так як продуктивність стрічкового живильника в кілограмах за секунду $Q_6 = Bh\rho\mathcal{G}_n$, то $\mathcal{G}_n = Q_6/(Bh\rho)$; густина бетону $\rho = \gamma/g$, де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння. Підставивши значення W_3 і \mathcal{G}_n у формулу масової продуктивності, отримаємо потужність, кВт

$$N_3 = \frac{BhL\gamma k_3 Q_6 g}{1000 Bh \gamma}, \quad (1.16)$$

або
$$N_3 = \frac{Q_6 L k_3}{102}, \quad (1.17)$$

де L – довжина живильника, м.

Загальна потужність електродвигуна привода стрічкового живильника, кВт

$$N = (N_1 + N_2 + N_3) m / \eta. \quad (1.18)$$

де $m = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу потужності, $\eta = 0,8 \dots 0,85$ – ККД передачі привода.

Контрольні питання

1. Для чого призначені бетонороздавальники і бетоноукладальники і які їхні конструктивні особливості?

2. Які робочі органи бетоноукладальників забезпечують рівномірну видачу, розподіл бетону по формах і згладжування поверхні виробу?

3. Як здійснюється привод бетоноукладальників?

4. Як визначається потужність, необхідна для пересування бетоноукладальника, і як підбирається електродвигун?

5. Яка будова стрічкового живильника бетоноукладальника і як визначається його продуктивність?

6. Від чого залежить потужність, необхідна для подолання сил тертя живильника по підтримуючому листу і тертя по нерухомих бортах?

7. Що таке сила активного тиску бетонної суміші на стрічку живильника і від чого вона залежить?

8. Як впливає рухливість або жорсткість бетонної суміші на силу активного тиску на стрічку живильника?

9. Що таке гідравлічний радіус і від чого він залежить?



10. Як визначають потужність, необхідну для транспортування бетонної суміші, і загальну потужність привода стрічкового живильника?

Вправа 2

РОЗРАХУНОК ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ

Завдання

1. Вивчити конструкцію і принцип дії вібромайданчиків.
2. За заданою вантажопідйомністю і масою віброваних частин і амплітудою коливань вібромайданчика визначити геометричні розміри дебалансів вібраторів, розрахувати геометричні розміри пружин вібромайданчика і знайти сумарну потужність, необхідну для ущільнення бетонної суміші і подолання тертя в підшипниках вібраторів.

Порядок виконання вправи

1. Вивчають класифікацію і призначення вібраційних машин, що застосовуються для ущільнення бетону, їх конструкцію, принцип дії, теорію роботи і методику розрахунку. [2, 6, 9, 12].

Дають стислий опис заданого вібромайданчика, принцип дії його і кінематичної схеми (табл. 2.1).

2. Наводять розрахункову схему і дані для розрахунку, прийняті за заданим варіантом (рис. 2.1)

Визначають основні параметри вібраторів. Для цього розраховують основні розміри дебалансів і пружин віброблоків, а також потужність електродвигуна привода вібромайданчика.

Спочатку знаходять статичний момент дебалансів, кг м, із рівняння коливань системи, що враховує наявність пружних зв'язків і сил опорів, що виникають при роботі вібромайданчика:

$$mr = \frac{MA}{\lambda \cos \alpha}, \quad (2.1)$$

де m – маса незрівноваженої частини дебалансів, кг; r – відстань від осі обертання до центра тяжіння незрівноваженої частини дебалансу, м (за умови ідентичності конфігурації і



конструкції всіх дебалансів); M – загальна маса віброваних частин: рами вібромайданчика, форми або платформи-вагонетки з пристроями для кріплення арматури, закладних деталей і бетонної суміші; A – середня мплітуда коливань стола вібромайданчика, мм; λ – коефіцієнт підсилення амплітуди коливань; α – кут зсуву фаз між напрямком лінії дії змушуючої (відцентрової) сили Q дебалансів і переміщенням вібромайданчика. Кут зсуву фаз α характеризує втрати потужності на ущільнення бетонної суміші, а також гідравлічні втрати, що виникають при швидкому переміщенні вібромайданчика в повітряному середовищі і внутрішнє тертя в пружинах підвіски і металоконструкції вібромайданчика (гістерезисні, теплові втрати в металі). Для вібромайданчика із вертикально-направленими коливаннями приймають $\alpha = 15...20^\circ$, а для вібромайданчика із круговими коливаннями $\alpha = 20...30^\circ$.

Таблиця 2.1
Вихідні дані до розрахунку вібромайданчика

Варіанти	Вантажо-підйомність вібромайданчика, т	Маса віброваних частин M , кг	Частота обертання приводного вала, n , хв ⁻¹	Амплітуда коливань вібромайданчика A , мм	Кількість дебалансів і пружин вібромайданчика e, e'
1	2	3	4	5	6
1	1,8	720	45	0,6	8
2	2	600	45	45	8
3	2	800	800	0,4	4
4	2	350	46	0,7	4
5	4	4	47	0,6	16
6	4,5	2800	2800	0,5	16
7	5	3000	48	0,7	16
8	7	16	48	0,4	24
9	8	2400	2400	0,6	24
10	24	2700	2700	2700	32
11	8	8	50	50	32
12	8	8	50	0,4	12
13	9	3300	3300	0,7	12
14	9	4000	4000	0,6	16



продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6
15		4200	46	6,5	16
16	10	10	46	0,4	16
17	17	4610	47	0,5	16
18	10	4080	47	47	32
19	19	3000	3000	0,6	16
20	12	12	48	0,5	32
21	12	4100	49	0,6	32
22	14	4800	4800	0,5	32
23	15	5000	50	0,6	32
24	24	3100	50	0,4	16
25	15	3200	45	0,5	16

Коефіцієнт підсилення амплітуди коливань характеризує розмір пружних зв'язків системи (жорсткість пружин підвіски вібромайданчика) і залежить від співвідношення частот вимушених і власних коливань системи:

$$\lambda = \frac{i^2}{1 - i^2}, \quad (2.2)$$

де $i = f/f_0$; f – частота вимушених коливань вібромайданчика, 1/с; f_0 – частота власних коливань вібромайданчика, 1/с; n – кількість пар валів електродвигуна привода (табл. 2.1); $f = \sqrt{C/M}$ – частота власних коливань системи, 1/с; тут C – жорсткість пружин вібромайданчика. Для забезпечення стійкого зарезонансного режиму коливань вібромайданчика приймають $i = 7 \dots 20$.

Задаючись значеннями величин A , a і M (табл. 2.1) і приймаючи для зарезонансного режиму $\lambda = 1$, знаходять значення статичного моменту дебалансів mr .

Потім визначають геометричні розміри дебалансів.

Статичний момент одного дебаланса, кг м,

$$m'r = \frac{mr}{e}, \quad (2.3)$$

де m' – маса одного дебаланса, кг; e – число дебалансів (табл. 2.1).

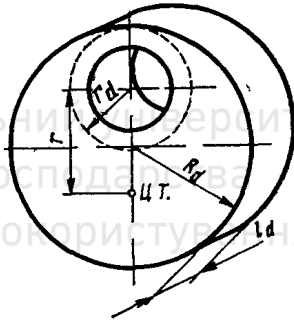
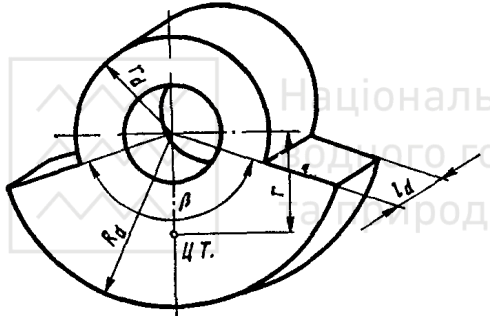
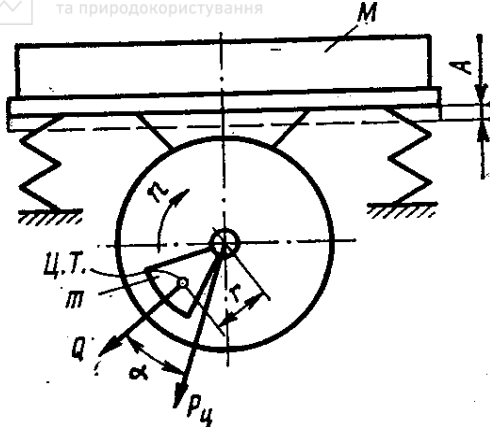


Рис. 2.1 Схема до розрахунку вібромайданчика (P_u – відцентрова реактивна сила корпусу віброзбуджувача, Q – змушуюча сила дебалансів)

Рис. 2.2. Схеми до розрахунку розмірів дебалансів: а – у формі сектора, б – у формі ексцентрика

Задаючись конструктивними розмірами дебаланса, визначають відстань від осі обертання до центра тяжіння дебаланса r , його масу m' і товщину l_u (рис. 2.2).

Для заданої плоскої фігури дебаланса відстань – від осі обертання до центра тяжіння r може бути знайдена графічно або аналітично. Вважають, що поперечний переріз дебаланса відносно осі обертання постійний.

Для дебаланса, що має вид частини кругового



кільця (рис. 2.2, а),

$$r = \frac{38,2 \left(R_d^3 - r_d^3 \right) \sin \beta / 2}{\left(R_d^3 - r_d^3 \right) \beta / 2}, \quad (2.4)$$

де кут β вимірюється в градусах.

Якщо дебаланс має циліндричну форму із зміщеною віссю обертання, тобто виконаний у виді ексцентрика (рис. 2.2, б), то

$$r = \frac{R_d^2}{R_d + r_d}. \quad (2.5)$$

Для визначення центра тяжіння дебаланса іншої форми викреслюють у масштабі і вирізують із щільного паперу плоску фігуру дебаланса. Шаблон підвішують на голці в яких-небудь крайніх точках, розташованих під кутом біля 90° . Перетин ліній відвісу, опущених із цих точок, дасть положення центру тяжіння. Відстань r знаходять за масштабом. Діаметр вала $d = r_d$.

Знаючи значення статичного моменту дебаланса і відстань r , знаходять масу дебаланса m' і його товщину, м:

$$l_d = \frac{m'}{S_d \rho}, \quad (2.6)$$

де S_d – площа плоскої фігури дебаланса, м^2 ; ρ – густина матеріалу дебалансу (для сталі $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$).

Розміри дебаланса рекомендується приймати в таких межах: $R_d = 0,12 \dots 0,16 \text{ м}$; $r_d = 0,06 \dots 0,12 \text{ м}$, $\beta = 90 \dots 180^\circ$.

Потім визначають конструктивні розміри опорних пружин вібромайданчика. Частота власних коливань одномасової системи $f = \sqrt{C/M}$, звідки жорсткість пружин підвіски вібромайданчика $C = Mf_o^2 \text{ Н/м}$. Оскільки $f_o = fi$, $f = n$, то

$$C = \frac{Mn^2}{i^2}. \quad (2.7)$$

Жорсткість однієї пружини $C' = Ce'$, де e' – число пружин (табл. 2.1).

Задаючись геометричними розмірами пружини, знаходять число її робочих витків Z , що відповідають даної жорсткості:



$$Z = \frac{G_{cm} d^4}{8D^3 C'} \approx 12 \dots 18, \quad (2.8)$$

де $C_{cm} = 8,5 \cdot 10^4$ – модуль зсуву сталі, Па; d – діаметр дроту пружини, м; $D = 0,15 \dots 0,3$ м – діаметр пружини (повинна витримуватися умова $D/d > 4$).

Потужність, необхідна для ущільнення бетонної сумішей, Вт,

$$N_1 = \frac{m^2 r^2 \omega^3 \sin 2\alpha}{2M}, \quad (2.9)$$

де $\omega = 2\pi n$ – кутова швидкість приводного вала (електродвигуна) вібромайданчика.

Потужність, необхідна для подолання тертя в підшипниках качення вала дебалансів (рис. 2.3), Вт,

$$N_2 = \frac{F_{mp} d \omega}{2}, \quad (2.10)$$

де про $d = 0,06 \dots 0,1$ м – діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця підшипника качення; $F_{mp} = \mu Q$ – сила тертя в підшипниках (рис. 2.3); $\mu = 0,005$ – приведений коефіцієнт тертя качення; $Q = mr\omega^2$ – змушуюча сила.

$$N_2 = \frac{\mu mr \omega^3 d}{2}. \quad (2.11)$$

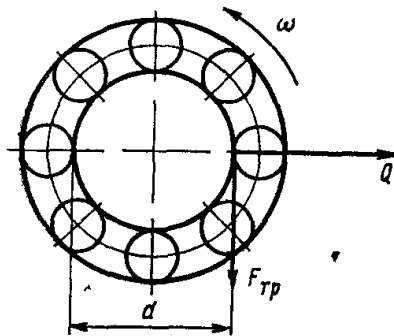


Рис. 2.3. Схема до розрахунку потужності вібромайданчика



Сумарна розрахункова потужність електродвигуна, кВт,

$$N = \frac{N_1 + N_2}{1000\eta}, \quad (2.12)$$

де $\eta = 0,9 \dots 0,95$ – ККД привода.

Контрольні питання

1. За якими ознаками класифікуються вібромайданчики?
2. З яких головних вузлів складається вібромайданчик?
3. Як забезпечуються спрямовані вертикальні або горизонтальні коливання вібромайданчика?
4. Покажіть, що для будь-якого положення дебалансів вібромайданчика з вертикально спрямованих коливанні горизонтальні складові відцентрових сил дебалансів взаємно компенсуються.
5. Для чого служать синхронізатори вібромайданчика і яка їх будова?
6. Напишіть рівняння амплітуди коливань системи і пояснить фізичний зміст кожної величини, що входить у рівняння.
7. Чому для більшості вібромайданчиків приймається дорезонансний режим коливань?
8. Як визначають геометричні розміри пружин і дебалансів вібромайданчика?
9. Які способи існують для визначення центру ваги незрівноваженої частини дебалансу?
10. Як визначають сили опору і потужність двигунів вібромайданчика?

Вправа 3

РОЗРАХУНОК ФОРМУВАЛЬНИХ МАШИН

Завдання

1. Вивчити технологічний процес формування багатопорожнинних панелей перекриттів.
2. Вивчити конструкцію і роботу формувальних машин.
3. Розрахувати вібратори вібровкладиша, потужність електродвигунів вібровкладишів і потужність привода ланцюгового штовхача або тягової лебідки.



Порядок виконання вправи

1. Вивчають технологічний процес формування багатопро-
рожнинних панелей перекриттів [2, 10].

2. Знайомляться з призначенням, конструкцією, принци-
пом роботи і основами експлуатації формувальних машин із
ланцюговим штовхачем або тяговою лебідкою [2, 5, 6, 12].
Приводять стислий опис конструкції і порядок роботи заданої
машини, конструкції і роботи вібровкладиша (табл. 3.1).

3. Виписують вихідні дані для розрахунку, прийняті за
заданим варіантом (табл. 3.1), складають кінематичну і
конструктивну схему машини.

Розраховують вібратори вібровкладишів, використовуючи
методику розрахунку вібромайданчика (див. вправа 2).

Визначають статичний момент одного дебаланса
вібратора вібровкладиша (враховуючи, що $\lambda = 1$):

$$mr = \frac{MA}{e \cos \alpha}, \quad (3.1)$$

де m – маса нерівноваженої частини дебаланса, кг; r – від-
стань від осі обертання до центра тяжіння дебаланса, м (ви-
значають в залежності від форми і геометричних розмірів деба-
ланса); $M \approx 800 \dots 900$ кг – маса одного вібровкладиша; A – амплі-
туда коливань корпусу вібровкладиша, м (табл. 3.1); α – кут
зсуву фаз між напрямком змушуючої сили дебалансів, і пере-
міщенням корпусу вібровкладиша в градусах (табл. 3.1); $e = 5 \dots 7$
– число дебалансів одного вібровкладиша.

Задаючись конструктивними розмірами плоскої фігури
дебаланса (рис. 2.3,б), визначають r :

$$r = \frac{R_d^2}{R_d + r_d}. \quad (3.2)$$

Рекомендується приймати $R_d = 0,04 \dots 0,06$ м; $r_d = 0,02 \dots 0,03$
м. Товщину дебалансу l_d можна визначити по масі m дебаланса
заданої форми:

$$l_d = \frac{m'}{S_d \rho}, \quad (3.3)$$



де $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – густина сталі; S_d - площа плоскої фігури дебалансу, м^2 .

Таблиця 3.1

Вихідні дані до розрахунку формувальних машин

Варіанти	Кількість вібровкла -дишів i	Амплітуда коливань вібровклад ишів $A, 10^{-3} \text{ м}$	Кут зсуву фаз $\alpha, \text{ град}$	Вага бетонної суміші у формі $G_3, \text{ кН}$	Довжина ланцюгового штовхача $L, \text{ м}$
1	2	3	4	5	6
1	4	0,9	15	13	5
2	5	0,8	0,8	0,8	5,1
3	6	0,7	17	27	5,1
4	7	0,6	18	18	5,2
5	8	0,5	19	19	19
6	7	0,7	20	46	5,3
7	6	0,6	21	51	5,3
8	5	0,5	22	22	5,4
9	4	0,8	23	12	5,4
10	5	0,9	24	18	18
11	6	0,6	15	25	25
12	7	7	16	31	31
13	8	0,8	17	37	5,6
14	7	7	18	42	42
15	6	0,9	19	46	46
16	5	0,6	20	20	5,8
17	17	0,7	21	21	5,8
18	18	0,5	22	22	5,9
19	19	0,8	23	22	5,9
20	20	0,9	24	28	28
21	21	0,6	15	15	6,1
22	7	7	16	32	32
23	6	6	17	44	6,2
24	5	5	18	50	50
25	4	0,5	19	20	6,3
26	26	0,7	20	16	16
27	6	0,5	21	21	6,4
28	28	0,8	22	27	27



продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5	6
29	8	8	23	31	6,5
30	7	0,6	24	38	6,5

При іншій формі дебалансів вібровкладиша їхні геометричні розміри можуть бути знайдені за методикою, показаної у вправі 2.

Далі розраховують потужність електродвигуна вібровкладиша. Потужність, необхідна для ущільнення бетонної суміші, Вт,

$$N_1 = \frac{m^2 r^2 \omega^3 \sin 2\alpha}{2M}, \quad (3.4)$$

де $\omega \approx 300$ рад./с – кутова швидкість обертання дебалансів.

Потужність, яка необхідна для подолання тертя в підшипниках кочення вала дебалансів, Вт,

$$N_2 = \frac{mr\omega^3 d\mu}{2}, \quad (3.5)$$

де $d \approx 0,06...0,07$ м – діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця підшипника кочення; $\mu = 0,005$ – приведений коефіцієнт тертя підшипників кочення вібраторів.

Загальна розрахункова потужність електродвигуна кожного вібровкладиша, кВт,

$$N = \frac{(N_1 + N_2)e}{1000\eta}, \quad (3.6)$$

де $\eta = 0,9...0,95$ – ККД привода.

Після цього розраховують ланцюговий штовхач для стягування форми вагонетки з вібровкладишів [3, 9, 10, 11]. Штовхач складається з двох тягових ланцюгів із ведучою і натяжною зірочками, підтримуючих і привода.

Зусилля, необхідне для витягування вібровкладишів, Н,

$$P = Fki, \quad (3.7)$$

де F – площа поверхні вібровкладиша, м²; $k = 4...5$ кН/м² – питомий опір витягуванню вібровкладишів; i – число вібро-



вкладишів (табл. 3.1).

Вібровкладиші можуть бути круглими з зовнішнім діаметром 160 мм або овальними 335×165 мм, довжиною 5,5 м.

Сила опору пересуванню форми-вагонетки по рейковому шляху, Н,

$$W_0 = \left(G_1 + \frac{G_2}{2} + G_3 \right) \left(\frac{2f_1}{D} + \frac{\mu d}{D} \right) \beta, \quad (3.7)$$

де G_1 – вага форми вагонетки конвеєра; $G_1 = 2 \cdot 10^4$ Н для вузького конвеєра з 4-6 вібровкладишами, $G_1 = 3 \cdot 10^4$ Н - для широкого конвеєра з 6-8 вібровкладишами; $G_2/2$ – половина ваги всіх вібровкладишів, Н (з врахуванням того, що вібровкладиші однією стороною спираються на нерухому траверсу з електродвигунами); G_3 – вага бетонної суміші, Н (табл. 3.1); $f_1=0,0008$ м – коефіцієнт тертя кочення коліс форми-вагонетки; $\mu = 0,005$ – приведений коефіцієнт тертя цапф; $d = 0,08$ м – діаметр цапф; $D=0,35$ м – діаметр коліс; ($\beta = 2,5$ – коефіцієнт, що враховує тертя реборд коліс по рейках.

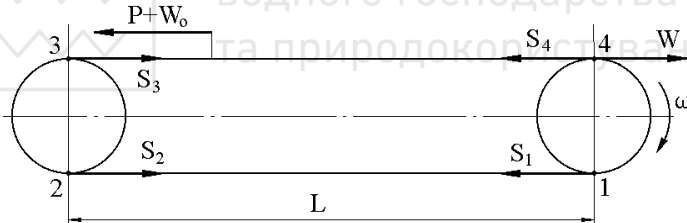


Рис. 3.1. Схема до розрахунку ланцюгового штовхача

Розраховують тягове зусилля, що повинно розвиватися на зірочках тягових ланцюгів ланцюгового штовхача за сумарною силою опору в точці 4 (рис. 3.1).

Загальне тягове зусилля, Н,

$$W = P + W_0 + S_4 - 0,9S_1, \quad (3.8)$$

де S_1, \dots, S_4 – зусилля натяжних тягових ланцюгів у відповідних точках. Величина $0,9S_1$ враховує втрати натягу ланцюга на зірочці.

Початковий натяг S_1 ланцюгів у точці 1 забезпечується натяжним пристроєм і може бути прийнятий рівним 2...3 кН.



Натяг у точці 2 залежить від сили тертя тягових ланцюгів по направляючих:

$$S_2 = S_1 + q_0 L f_2, \quad (3.9)$$

де L – довжина ланцюгового штовхача, м (табл. 3.1); q_0 – погонна вага двох ланцюгів (наприклад, для двох тягових втулочно-роликів ланцюгів із кроком 0,32 м і сумарним руйнуючим навантаженням $Q = 126 \cdot 10^4$ Н погонна вага $q_0 = 870$ Н/м); $f_2 = 0,1 \dots 0,12$ – коефіцієнт тертя ланцюгів по направляючих.

Натяг ланцюга в точці 3 з врахуванням втрат на зірочці натяжного пристрою

$$S_3 = 1,1 S_2. \quad (3.10)$$

Натяг ланцюга в точці 4 без врахування корисних сил опору

$$S_4 = S_3 + q_0 L f_2. \quad (3.11)$$

Таким чином, повне тягове зусилля ланцюгового штовхача

$$W = P + W_0 + 1,1 S_1 + q_0 L f_2 + q_0 L f_2 - 0,9 S_1,$$

або

$$W = P + W_0 + 0,2 S_1 + 2,1 q_0 L f_2. \quad (3.12)$$

Розрахункова потужність ланцюгового штовхача, кВт,

$$N_3 = \frac{W_v}{1000 \eta}, \quad (3.13)$$

де $\mathcal{V} = 0,156$ м/с – швидкість ланцюгового штовхача; $\eta \approx 0,7$ – ККД привода штовхача.

Тягову реверсивну електролебідку підбирають з врахуванням роботи поліспасти за зусиллям P і заданій швидкості \mathcal{V} , необхідній для витягування вібровкладишів.

Для розрахунку потужності двигуна лебідки підраховують крутний момент на її барабані, Н·м,

$$M = \frac{P D_{\sigma}}{2 i_n \eta_n}, \quad (3.14)$$

де $D_{\sigma} \approx 0,4$ м – діаметр барабана лебідки; $i_n = 2 \dots 3$ – кратність кожного поліспасти; η_n – загальний ККД поліспасти:



$$\eta_n = \frac{(\eta_1 + \eta_2 + \dots)}{i_n} \quad (3.15)$$

ККД кожного блока на підшипниках кочення $\eta = 0,96 \dots 0,98$; на підшипниках ковзання $\eta = 0,94 \dots 0,96$.

Кутова швидкість обертання барабана лебідки ω , рад./с, при заданій швидкості витягування вібровкладишів \mathcal{B} , м/с,

$$\omega = \frac{2vi_n}{D_\delta} \quad (3.16)$$

Тоді потужність електродвигуна лебідки, кВт,

$$N = \frac{1,2M\omega}{1000\eta} \quad (3.17)$$

де 1,2 – коефіцієнт запасу; $\eta \approx 0,7$ – ККД передачі привода барабана.

Контрольні питання

1. Які технологічні операції виконують на машині при формуванні багатопорожнинних панелей?

2. Як забезпечується просування і подача форм до машини?

3. Яка конструкція конвеєрної машини для формування багатопорожнинних панелей?

4. Яка кінематична схема приводу ланцюгового штовхача машини?

5. Як визначається загальне тягове зусилля ланцюгового штовхача?

6. Яка конструкція і принцип дії машини для формування багатопорожнинних панелей із тяговою лебідкою?

7. Як забезпечуються необхідні швидкості і зусилля для введення у форми і витягування вібровкладишів?

8. Виконайте кінематичний розрахунок привода ланцюгового штовхача або лебідки і поясніть, як підбирається електродвигун, якщо відомі загальні тягові зусилля штовхача або лебідки і швидкість витягування вібровкладишів.

9. Як здійснюється привод вібраторів вібровкладишів?

10. Яка методика розрахунку геометричних розмірів



дебалансів вібровкладишів і потужності, необхідної для ущільнення бетону і подолання тертя в підшипниках?

Вправа 4

РОЗРАХУНОК РОЛИКОВИХ ЦЕНТРИФУГ

Завдання

1. Вивчити технологічний процес формування залізобетонних виробів трубчастого перерізу на центрифугах.
2. Вивчити конструкцію і принцип роботи центрифуг.
3. Визначити частоту обертання форми для двох режимів роботи роликвої центрифуги. Знайти моменти опору обертанню форми і відповідну потужність.

Порядок виконання вправи

1. Вивчають технологічний процес формування залізобетонних виробів на центрифугах [2, 6, 10].
2. Знайомляться з областю застосування, конструкціями й основами експлуатації центрифуг. Приводять стислий опис конструкції і принципу роботи заданої центрифуги (табл. 4.1), складають її кінематичну схему.
3. Приводять розрахункову схему [3] і визначають кутові швидкості обертання форми: 1) критичну, 2) для розподілення бетонної суміші і 3) для її ущільнення (рис. 4.1). Критична кутова швидкість, рад/с,

$$\omega_y = 1,73 \sqrt{\frac{qR}{\rho(R^3 - r^3)}}, \quad (4.1)$$

де D – внутрішній діаметр труби, м (табл.4.1).

Кутова швидкість обертання форми, необхідна для розподілення бетонної суміші, рад./с,

$$\omega_p = k_1 \omega_{кр}, \quad (4.2)$$

де $k_1 = 1,4 \dots 1,9$ – коефіцієнт, що враховує підвищення швидкості обертання центрифуги для забезпечення рівномірного розподілу бетонної суміші по поверхні форми без розшаровування бетону.

Далі визначають кутову швидкість обертання форми при якій забезпечується ущільнення розподіленої за формою



бетонної суміші. Розрахунок ведеться з умови забезпечення за рахунок відцентрових сил тиску бетонної суміші не менше $q = 1,0 \cdot 10^6$ Па.

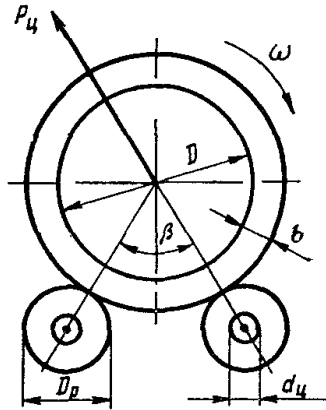


Рис. 4.1. Схема до розрахунку роликової центрифуги

При цьому кутова швидкість центрифуги, рад/с,

$$\omega_y = 1,73 \sqrt{\frac{qR}{\rho (R^3 - r^3)}}, \quad (4.3)$$

де $q = 1,0 \times 10^6$ Па – тиск від дії відцентрових сил, що припадають на одиницю зовнішньої поверхні труби; $R = D/2 + b$ – внутрішній радіус форми, або зовнішній радіус труби, м; b – товщина стінок труби, м (табл. 4.1); $r = D/2$ – внутрішній радіус труби, м; $\rho = 2400$ кг/м³ – густина бетонної суміші.

Після цього визначають потужність двигуна, кВт, в режимі ущільнення бетонної суміші (приймаючи варіант завантаження бетону під час обертання форми):

$$N = \frac{M \omega_y}{1000 \eta}, \quad (4.4)$$

де M – сумарний момент опору обертанню форми, приведений до вала двигуна, Н·м; ω – кутова швидкість обертання центрифуги в режимі ущільнення бетону, рад./с; $\eta = 0,9$ – механічний ККД двигуна.



Таблиця 4.1

Вихідні дані до розрахунку роликів центрифуг

Варіанти	Внутрішній діаметр труби D , м	Вага форми з бетоном G , кН	Товщина стінок труби h , мм	Діаметр опорних роликів D_p , Мм	Діаметр цапф роликів d_u , мм	Радіус бандажа форми R_b
1	2	3	4	5	6	7
1	0,2	10	60	300	50	0,25
2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25
4	0,3	13	60	300	50	0,3
5	0,3	14	70	300	300	0,3
6	6	15	80	300	300	0,3
7	0,4	16	6Э	6Э	60	60
8	0,4	17	70	300	300	0,35
9	0,4	18	80	300	60	60
10	0,5	19	19	300	300	0,4
11	11	20	70	350	60	0,4
12	12	21	80	350	60	60
13	0,6	22	60	350	70	0,45
14	14	23	70	350	350	0,45
15	0,6	24	80	80	70	70
16	0,7	25	60	350	350	0,5
17	17	26	70	70	70	70
18	18	27	80	80	70	70
19	0,8	28	60	350	350	0,55
20	0,8	29	70	70	70	70
21	0,8	30	80	80	80	80
22	0,9	31	60	400	400	0,6
23	23	32	70	400	400	0,6
24	24	33	80	400	400	0,6
25	1	34	34	400	400	0,65
26	1	1	70	400	90	0,65



Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7
27	1	1	80	400	400	0,65
28	1,1	37	37	400	90	90
29	1,1	38	38	400	90	90
30	1,1	39	39	400	90	0,7

В свою чергу,

$$M = M_1 + M_2, \quad (4.5)$$

де M_1 – момент тертя опорних роликів по бандажу, Н·м; M_2 – момент тертя форми по повітрю, Н·м.

Момент тертя опорних роликів по бандажу

$$M_1 = R_\delta W_o, \quad (4.6)$$

де R_δ – радіус бандажа форми, м (табл. 4.1); W_o – сила опору опорних роликів, Н:

$$W_o = \frac{G}{\cos \beta/2} \left(\frac{2f_2}{D_p} + \frac{\mu d_u}{D_p} \right). \quad (4.7)$$

Тут G – вага форми з бетоном, Н (табл. 4.1); $\beta = 120^\circ$ – центральний кут між лініями, що з'єднують осі обертання бандажа і роликів; $f_2 = 0,0008$ м – коефіцієнт тертя кочення роликів по бандажу; D_p – діаметр опорних роликів, м (табл. 4.1); $\mu = 0,005$ – коефіцієнт тертя в цапфах роликів; d_u – діаметр цапф роликів, м (табл. 4.1).

Момент тертя форми по повітрю за формулою Ньютона

$$M_2 = kFR_p\rho\mathcal{G}^2, \quad (4.8)$$

де $k = 0,07...0,1$ – коефіцієнт обтікання для повітря; $F = 3...5$ м² – суммарная площа поздовжніх ребер форми і ребер фланців; $R \approx 0,9R_\delta$ – радіус центру тяжіння площі ребер, м/с; $\mathcal{G} = \omega_y R_p$ – окружна швидкість обертання центра тяжіння ребер, м/с; $\rho = 1$ кг/м³ – густина повітря.

Контрольні питання

1. Для виробництва яких виробів служать центрифуги?
2. Як забезпечується технологічний процес



центрифугування?

3. Яка конструктивна схема роlikової центрифуги, принцип її дії?
4. Яка конструктивна схема осьової центрифуги і як забезпечуються її розгін і зупинка?
5. Як забезпечується ступінчатий розгін роlikової центрифуги?
6. Для чого служать обгінна муфта і гальмо на роlikовій центрифугі?
7. Яку умову необхідно забезпечити для одержання критичної кутової швидкості обертання форми?
8. Як фізично пояснюється рівномірний розподіл бетонної суміші по кільцевому перерізу форми при її обертанні?
9. З яких передумов виходять при розрахунку частоти обертання центрифуги, необхідної для ущільнення бетонної суміші?
10. Яка методика розрахунку потужності двигуна центрифуги в режимі ущільнення бетонної суміші?

Вправа 5

РОЗРАХУНОК ВЕРСТАТА РАДІАЛЬНОГО ПРЕСУВАННЯ

Завдання:

1. Вивчити технологічний процес формування залізобетонних виробів трубчастого перерізу методом роlikового пресування.
2. Вивчити конструкцію і принцип роботи верстатів радіального пресування.
3. Визначити робочі параметри формуючої частини верстата, розрахувати механізм обертання і підйому роlikової головки. Визначити потужність привода роlikової головки.

Порядок виконання вправи:

1. Вивчають технологічний процес формування залізобетонних виробів на верстатах радіального пресування.
2. Конструктивні параметри роlikової головки визначаються розмірами труби, що формується – внутрішнім діаметром



труби $D_{вн}$ (м) – $2R_1$ і зовнішнім діаметром $D_{зн}$ (м) – $2R_2$, товщиною стінки труби H_m .

Конструктивні параметри роlikової головки визначаються такими співвідношеннями:

- діаметр ролика $d = (0,3 \dots 0,35) D_{вн}$;
- довжина ролика $l_p = (0,4 \dots 1,6) H_m$;
- довжина калібруючої частини (“юбки”) $l_{ю} = (1,8 \dots 2,1) H_m$.

Так для верстата СМЖ-194 $d=100..200$ мм, $l_p=120$ мм, $l_{ю}=150$ мм, а для верстата СМЖ-329 $d=220..320$ мм, $l_p=160$ мм, $l_{ю}=200$ мм.

Робоча частота обертання головки v_k приймається рівною 2,75 м/с, звідки частота її обертання

$$n_2 = 60 \cdot v_k / \pi \cdot D_{зн} \quad (5.1)$$

Швидкість підйому роlikової головки (м/с)

$$v_2 = l_p \cdot m \cdot v_2 / \pi \cdot n \cdot D_{зн} \quad (5.2)$$

де m – кількість роликів, $m = 4$ для труб діаметром 300...600 мм, $m = 5$ для труб діаметром 800...1200 мм; n – кількість навантажень в зоні ущільнення, $n = 40 \dots 50$.

При нормальному режимі роботи формуючої головки максимальний питомий тиск на ролик $P_{\max} = (0,9 \dots 1,1)$ МПа. Приймавши епюру тиску по поверхні ролика близькою до трикутної і кут контакту ролика з бетоном рівним $35 \dots 45^\circ$ (11% поверхні контакту), знаходимо реакцію на ролик (Н):

$$P_p = p_{cp} \cdot S \cdot k_n = 1/3 \cdot p_{\max} \cdot \pi \cdot d \cdot l_p \cdot k_n \quad (5.3)$$

де $p_{cp} = 1/3 \cdot p_{\max}$ – середній питомий тиск суміші на ролик, $p_{cp} = 1,1 \cdot 10^6$ Па; k_n – коефіцієнт нерівномірності розподілу тиску, $k_n = 0,11$.

За значенням P_p можна розрахувати елементи установки ролика: вісь і підшипник.

Потужність привода обертання роlikової головки N (кВт) отримуємо із виразу

$$N = k \cdot \pi \cdot D_{вн} \quad (5.4)$$

де k – питома потужність, яку приймаємо рівною 16 кВт на один метр внутрішньої окружності формованої труби.

Механізм обертання і підйому роlikової головки.

Розрахункова схема механізмів наведена на рис. 5.1. При



розрахунку вала роликів головки враховуємо наступні навантаження.

1. Крутний момент $M_{кр}$ (Н·м);

$$M_{кр} = N/\omega, \quad (5.5)$$

де ω – кутова швидкість обертання вала головки, рад./с

$$\omega = 2 v_z / D_{вн}. \quad (5.6)$$

2. Осьові навантаження, що розтягують вал:

$$P_o = G_z + G_e + G_b + P_m, \quad (5.7)$$

де G_z – вага роликів головки, Н; $G_z = 2060$ Н; G_e – вага вала, Н; $G_e = 1860$ Н; G_b – вага бетону, Н; $G_b = 980$ Н; P_m – сила тертя головки по стінках формованої труби, Н;

$$P_m = k_z \cdot f_b \cdot P_p \cdot m, \quad (5.8)$$

де $k=1,2$ – враховує тертя “юбки” по бетону; f_b – коефіцієнт тертя головки по бетону, $f_b = 0,7$.

3. Згинаючий момент $M_{зз}$ (Н·м) від зусиль в зубчастому зачепленні

$$M_{зз} = P_3 \cdot a, \quad (5.9)$$

де

$$P_3 = \frac{2M_{кр}}{D_o \cdot \cos \alpha}, \quad (5.10)$$

де D_o – діаметр ділильної окружності шестерні, мм; $D_o = 416$ мм; α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$; a – віддаль від шестерні до опори, м, $a = 0,075$ м.

Розрахунок плунжерів підйому роликів головки.

Розрахунок плунжерів підйому роликів головки виконуємо із врахуванням наступних навантажень (рис. 5.1).

1. Вагові навантаження G (Н);

$$G = G_{мп} + P_o, \quad (5.11)$$

де $G_{мп}$ – вага траверси, Н, $G_{мп} = 4700$ Н.

2. Сили тертя траверси по направляючих

$$P_n = 2M_{кр} \cdot f_n / B, \quad (5.12)$$

де B – віддаль між направляючими, мм (рис. 5.1), $B = 800$ мм; f_n – коефіцієнт тертя в направляючих, $f_n = 0,15$.

Навантаження на шток знаходимо за виразом

$$P_{шт} = G + P_n. \quad (5.13)$$

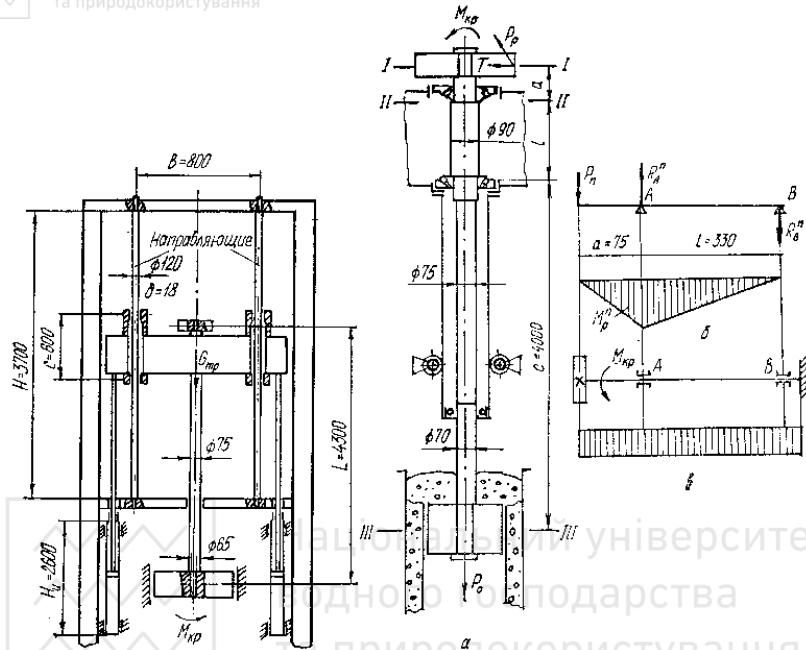


Рис. 5.1. Розрахункова схема механізму обертання і підйому роликової головки

Зусилля на штоці плунжера P_n (Н) при робочому тиску у гідросистемі p (МПа) отримаємо із залежності

$$P_{um} = \pi \cdot d_{um}^2 \cdot p \cdot \eta / 4, \quad (5.14)$$

де d_{um} – діаметр штока плунжера, мм; η – об'ємний ККД гідросистеми, $\eta = 0,92$.

За робочим тиском в гідросистемі $p = 5,9$ МПа і ККД $\eta = 0,92$ визначаємо діаметр штока плунжера, мм

$$d = \sqrt{\frac{4P_{um}}{\pi \cdot p \cdot \eta}}. \quad (5.15)$$

Шток плунжера перевіряється на стійкість. Матеріал штока-сталь 45.

Критичну силу знаходять за формулою Ейлера:

$$P_{кр} = \pi^2 \cdot E \cdot I_{um} / (\mu \cdot l_{um})^2, \text{ Н}, \quad (5.16)$$



де I_{um} – приведений момент інерції площі перерізу штока, мм^4 ,
 $I_{um} = \pi d_{um}^4 / 64$; μ - коефіцієнт приведення довжини штока, який
 залежить від його опорних кріплень, $\mu = 1$ для штока з обома
 кінцями, які шарнірно спираються l_{um} - довжина штока, мм ,
 $l_{um} = 2600$ мм .

Перевіряємо застосовуваність формули Ейлера:

$$\mu \cdot l \geq 25d_{um}, \quad 2600 \geq 25 \cdot 70, \quad 2600 \geq 1750. \quad (5.17)$$

Таким чином, формула Ейлера застосовувана для даної
 гнучкості штока.

**Перевіряємо направляючі траверси на міцність і
 жорсткість.** Для визначення приведенного згинаючого моменту
 M_{np} і прогину f знаходимо найбільший згинаючий момент від дії
 крутного моменту. На рис. 5.2 дана схема навантаження однієї
 направляючої.

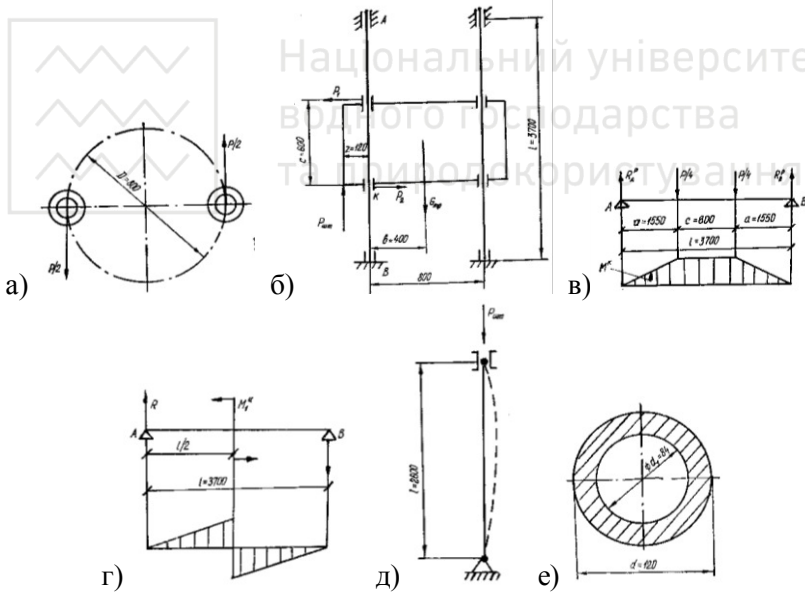


Рис. 5.2. Схема навантажень

$$M_k = \frac{P \cdot a}{4} = \frac{2M_{kp} \cdot a}{4D}, \quad \text{Н}\cdot\text{мм}. \quad (9.18)$$



Найбільший прогин від сили P

$$f_k = \frac{P}{43 \cdot E \cdot I} \left[\frac{3}{4} l^3 - (l-a)^3 - a^3 \right], \text{ мм.} \quad (9.20)$$

де

$$I = 0,05d^4 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right], \text{ мм}^4, \quad (5.21)$$

де $d_1=84\text{мм}$, $d=120$ (рис. 5.2)

Знаходимо найбільший згинаючий момент від дії штока плунжера, котрий може виникнути при зупинці (заклинюванні) одного із штоків,

$$M_3 = P_{ум} \cdot z + \frac{1}{2} G \cdot b, \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad (5.22)$$

де $b=400$ мм, $z=120$ (рис. 5.2).

Найбільший прогин від цього моменту (рис. 5.2)

$$f_H = \frac{M_H \cdot l^2}{128E \cdot I}, \text{ мм}, \quad (5.23)$$

де $l=3700$ мм (рис. 5.2, з), E – модуль пружності, МПа, $E=1,96 \cdot 10^5$ МПа; I – момент інерції направляючої, $I=790 \cdot 10^4$ мм⁴.

Приведений згинаючий момент

$$M_{np} = \sqrt{M_k + M_3}, \text{ Н}\cdot\text{мм}. \quad (5.24)$$

Сумарне напруження від згину

$$\sigma_3 = \frac{M_{np}}{W}, \text{ МПа}, \quad (5.25)$$

де W – момент опору перерізу, мм⁴

$$W = 0.1d^3 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right], \text{ мм}^4. \quad (5.26)$$

Розраховуємо діаметр гідроциліндра для підйому механізму формування розтруба.

Визначимо навантаження на механізм підйому розтрубоутворювача



$$G=(G_1+G_2)\cdot k_0, \text{ Н}, \quad (5.27)$$

де G_1 – вага траверси розтрубоутворювача, Н; $G_1=8340$ Н;
 G_2 – вага бетону в розтрубі, Н; $G_2=980$ Н; k_0 – коефіцієнт
неврахованих опорів, $k_0=1,1\dots1,2$.

Відповідно зусилля, яке повинен розвивати гідроциліндр
при $i_6=0,5$, отримаємо із рівняння

$$P_2 = \frac{G}{i_p \cdot \eta}, \text{ Н}, \quad (5.28)$$

де i_p – передаточне відношення важеля механізму підйому, $i_p=0,5$.

Тому діаметр гідроциліндра при робочу тискові $p=5,9$
МПа

$$D_{ц} \geq \sqrt{\frac{4P_2}{\pi \cdot p \cdot \eta}}. \quad (5.29)$$

Таблиця 5.1

Вихідні дані до вправи №5

н/п	$D_{вн}$, мм	H_m , мм	n
1	2	3	4
1	300	45	40
2	400	55	42
3	500	60	44
4	800	85	46
5	300	35	50
6	600	70	48
7	1000	90	46
8	1200	95	42
9	800	80	40
10	300	40	42
11	600	80	41
12	400	45	43
13	800	85	44
14	400	60	47
15	300	40	48
16	600	65	49
17	1000	85	50



продовження табл. 5.1

1	2	3	4
18	400	50	42
19	600	75	45
20	1200	90	46
21	800	85	48
22	600	75	50
23	500	50	40
24	1000	90	47

Вправа №6

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

Вихідні дані:

Пинципова схема машини роликowego формування наведена на рис. 6.1.

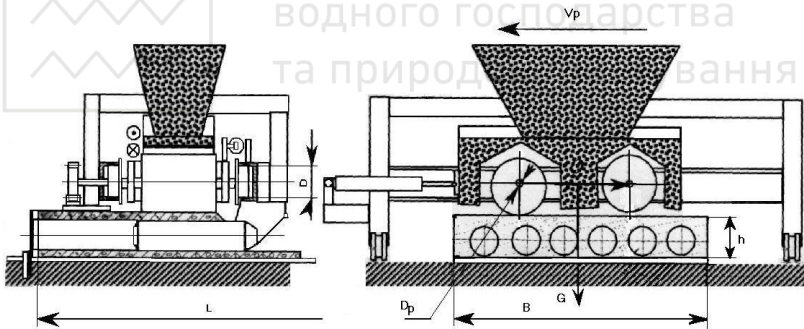


Рис. 6.1. Машина роликowego формування

Геометричні розміри формованої плити, м, $L \cdot B \cdot h$

Радіус ущільнюючого ролика, м, R_p ;

Швидкість переміщення форм, v_ϕ , м/с;

Швидкість переміщення візка з роликами, v_p , м/с;

Задана кількість проходів, N , шт.;

$f = 0,35$ – коефіцієнт тертя сталі по бетону;



$f_1=0,58$ – коефіцієнт тертя бетонної суміші по суміші;
 $\tau_0=300$ Па – початковий опір зсуву.

1. Радіус ущільнюючого ролика визначаємо із $R/H \geq 1,1$ співвідношення, де H – висота формованого виробу, (див. табл. 6.1);

2. Мінімальне підсіпання, що захоплюється роликками:

$$h_{n,\min} = \left\{ R \left[1 - \cos \left(\arctg \frac{f + f_1}{1 - f \cdot f_1} \right) \right] \right\} \cdot e^{\left(\frac{N-1}{k_1 \cdot N} \right)}, \quad (6.1)$$

де N – номер проходу, для якого визначається підсіпання (таблиця 6.1); k_1 – коефіцієнт, що враховує етап обробки (для перших трьох-чотирьох проходів роликів $k_1=0,75 \dots 1$, для $N > 3$, $k_1=0,3 \dots 0,45$).

3. Довжина ролика

$$L_P = \frac{v_\Phi \cdot t_{\Pi\Phi} \cdot h}{h_{n,\min}}; \quad (6.2)$$

$t_{\Pi\Phi}$ – час переміщення форми за один прохід роликів, с;

$$t_{\Pi\Phi} = t_{\Pi P} - t_{зас}, \quad (6.3)$$

$t_{\Pi P}$ – час одного проходу роликками, з ($t_{\Pi P} = 5 \dots 8$ с),

$t_{зас}$ – час, що затрачується на надходження суміші за один прохід з рукавів бункера, з ($t_{зас} = 0,5 \dots 1,0$ с).

4. Довжина ходу візка з роликками

$$L_X = 2R_p + a + 2\delta, \quad (6.4)$$

де δ – зазор між стінкою рукава і роликком ($\delta=0,01 \dots 0,2$); a – ширина випускного отвору розподільних рукавів бункера

$$a \geq \frac{2L_p \cdot \tau_0 (2 + \sin \alpha_1) \cdot k_1}{L_p \cdot \rho_0 \cdot g - 2\tau_0 (2 + \sin \alpha_1)}, \quad (6.5)$$

де α_1 – кут внутрішнього тертя в бункері ($\alpha_1=30^\circ$); ρ_0 – середня щільність бетонної суміші в бункері ($\rho_0=2400$ кг/м³); g – прискорення вільного падіння, м/с; k_1 – коефіцієнт, що враховує можливість неточного визначення механічних властивостей суміші, $k_1=1 \dots 1,6$.

5. Робоча продуктивність устаткування



$$\Pi = \frac{V_{L_p} + V_{ЯЗ}}{t_1 + t_2 + t_3} + \frac{V_{L_{OCT}} - V_{ЯЗ}}{t_4} = \frac{(1,4 \dots 1,6)L_p \cdot B \cdot h}{t_1 + t_2 + t_3} + \frac{[L_{OCT} - (0,4 \dots 0,6)L_p] \cdot B \cdot h}{t_4}, \quad (6.6)$$

де V_{L_p} , $V_{L_{OCT}}$, $V_{ЯЗ}$ – обсяги суміші, що формуються на початковій ділянці, на інших $\{V_{ЯЗ} = (0,4 \dots 0 \dots 0,6)V_{L_p}$, $L_{OCT} = 0,2 \dots 0,5$ м}; t_1 – допоміжний час, який необхідно для установки машини в початкове положення над порожньою формою і яке визначається організацією технологічного процесу ($t_1 = 60 \dots 80 \dots 80$ с); t_2 – час, який необхідно затратити для укладання бетонної суміші у форму ($h_{CП} = h$) при нерухомій формі на ділянці, довжина якого дорівнює довжині ролика:

$$t_2 = L_p \cdot h_{CП} \cdot B / (V_C \cdot n_{PP}), \quad (6.7)$$

де V_C – витрати суміші за 1 с з видаткового рукава ($V_C = 0,002$ м³/с); де n_{PP} – кількість видаткових рукавів ($n_{PP} = n_p + 1$), де n_p – кількість роликів ($n_p = 4$); t_3 – час, необхідний для здійснення заданої кількості проходів при нерухомій формі з урахуванням часу на зупинку робочого органа t_{OCT} в крайніх положеннях, ($t_{OCT} = 2$ с)

$$t_3 = \left(\frac{L_X}{V_P} + t_{OCT} \right) \cdot n_{П}, \quad (6.8)$$

t_4 – час, необхідний для формування іншої частини виробу після початку переміщення форми

$$t_4 = \frac{L_6}{V_{\Phi}}, \quad (6.9)$$

6. Потужність на ущільнення

$$N = \frac{(1 - 2\theta)}{3R_p} \cdot F(2l_K + 3R_p \cdot f) \cdot V_p \cdot n_p, \quad (6.10)$$

де θ – коефіцієнт, який враховує умови взаємодії ролика з бетонною сумішшю, що ущільнюється, ($\theta = 0,1 \dots 0,5$);

$$l_K - \text{довжина дуги контакту} \left(l_K = \frac{R_p \sin \phi}{1 - \theta} \right); \quad (6.11)$$

F – рівнодіюча сил контактної зони



$$F = \frac{L_P \cdot E \cdot \sin^2 \cdot \phi (1 - \theta)}{14,14(1 - \nu^2) \cdot \theta}, \quad (6.12)$$

де E – модуль пружності (для дрібнозернистих сумішей $E = (200 \dots 300) 10^4 \text{ Н/м}^2$); ν – коефіцієнт Пуансона (для дрібнозернистих сумішей $\nu = 0,25 \dots 0 \dots 0,35$); ϕ – кут захоплення підсіпки, $\phi < \arctg(f + f_1) / (1 - f - f_1)$; k_2 – коефіцієнт ефективності роботи ущільнюючих роликів

$$k_2 = (\rho_{0OB} - \rho_{0OBC}) / (n_{II} \cdot \rho_{0OB}); \quad (6.13)$$

ρ_{0OB} – середня густина бетону ($\rho_{0OB} = 2100 \text{ кг/м}^3$);

ρ_{0OBC} – середня щільність бетонної суміші ($\rho_{0OBC} = 1800 \text{ кг/м}^3$).

Таблиця 6.1

Вихідні дані до вправи 6.

№ з/п	Геометричні розміри формованого виробу, м			Швидкість переміщення форми, v_ϕ , м/с	Швидкість переміщення візка з рамками v_p , м/с	Необхідна кількість повторних проходів N , шт
	L	B	H			
1	2	3	4	5	6	7
1	3,0	2,0	0,10	0,004	0,23	8
2	4,0	2,0	0,10	0,003	0,24	10
3	4,0	1,5	0,08	0,002	0,25	6
4	4,0	1,2	0,08	0,003	0,26	6
5	4,5	1,0	0,10	0,004	0,27	8
6	4,0	1,0	0,12	0,005	0,24	10
7	4,5	1,2	0,12	0,004	0,28	10
8	4,0	1,4	0,10	0,003	0,29	8
9	4,0	1,4	0,12	0,002	0,25	8
10	5,0	1,2	0,10	0,005	0,26	10
11	4,5	1,0	0,10	0,003	0,27	8
12	5,0	1,0	0,10	0,004	0,28	10
13	3,0	2,0	0,12	0,005	0,23	10
14	5,0	1,2	0,12	0,003	0,26	10
15	4,0	1,2	0,10	0,002	0,28	8
16	4,5	1,0	0,12	0,004	0,29	10



1	2	3	4	5	6	7
17	5,0	1,2	0,10	0,003	0,24	8
18	4,5	1,4	0,12	0,004	0,25	10
19	4,0	1,2	0,12	0,002	0,26	10
20	5,0	1,4	0,10	0,005	0,27	6
21	4,0	1,4	0,10	0,004	0,28	8
22	4,5	1,4	0,10	0,003	0,26	8
23	5,0	1,2	0,12	0,004	0,24	10
24	3,0	1,5	0,12	0,003	0,25	10

Вправа №7

РОЗРАХУНОК ПРЕСІВ

Розрахунку підлягає механізм пресування, що представлений на рис. 7.1.

Q – пресове зусилля, МН;

h – осадження маси при пресуванні, мм;

l_w – довжина шатуна, мм;

r – радіус кривошипа, мм;

l – відстань від осі до штовхальника поршня, мм;

l_p – довжина пресуючого важеля, мм;

S – робочий хід поршня, мм.

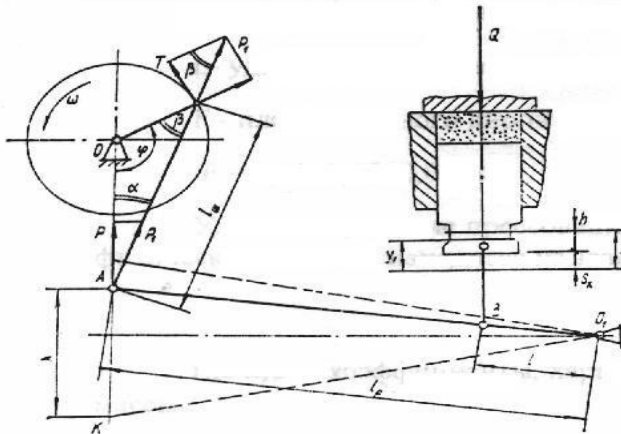


Рис. 7.1. Діаграма пресування силікатної маси.



Для двох видів пресів технічні дані механізмів пресування пред'явлені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1

Параметри	СМ-816	МС-152
Радіус кривошипа, r , мм	200	200
Відстань від осі до штовхальника поршня, l , мм	290	275
Довжина пресуючого важеля, l_p , мм	1156	1050
Довжина шатуна, $l_{ш}$, мм	500	550
Робочий хід поршня, S , мм	100	104

1. Зусилля робочого ходу
2. Пресове зусилля визначається питомим тиском пресування суміші, що формується в пресформі:

$$Q = m \cdot p \cdot F, \text{ МН} \quad (7.1)$$

де m – кількість виробів, що пресуються одночасно; p – питомий тиск пресування, МПа; F – площа однієї цеглини, м^2 , (для стандартної цегли $F = 0,12 \cdot 0,25 = 0,03 \text{ м}^2$).

Питомий тиск пресу властивостей, знаходиться з залежності:

$$p = a \cdot e^{b \cdot h}, \text{ МПа}, \quad (7.2)$$

де a , b – коефіцієнти, що характеризують властивості силікатної маси, яка пресується; h – осадження маси при пресуванні, мм. (див рис. 7.1); $e = 2,72$.

Коефіцієнт b у діапазоні питомих тисків $p = 6 \dots 40 \dots 40$ МПа для всіх мас можна приймати постійним і рівним 1,4. Коефіцієнт a для різних силікатних сумішей змінюється в межах $0,005 \dots 0,035$ МПа.

3. Зусилля на пресуючому важелі

$$P = Q \cdot \frac{l}{l_p}, \text{ Н} \quad (7.3)$$

(Значення див. табл. 11.1).

4. Зусилля, що діють на шатун, Н

$$P_1 = \frac{P}{\cos \alpha}, \text{ Н} \quad (7.4)$$

Кут α визначається зі співвідношення



$$l_{uu} \cdot \sin \alpha = r \cdot \sin \phi; \quad \sin \alpha = \frac{r \cdot \sin \phi}{l_{uu}} \quad (7.5)$$

де ϕ – кут повороту колінчастого вала, град, $\phi = 180^\circ$
(Значення l_{uu} і r див. табл. 7.1)

Тангенціальне зусилля на кривошипі колінчастого вала:

$$T = \frac{P \cdot \sin(\alpha + \phi)}{\cos \alpha} = Q \frac{l}{l_p} \cdot \frac{\sin(\alpha + \phi)}{\cos \alpha}, \text{ Н}, \quad (7.6)$$

а крутний момент на колінчастому валу знаходимо з рівняння

$$M_{KP} = T \cdot r, \quad (7.7)$$

де r – радіус кривошипа колінчастого вала, м. (див. табл. 7.1)

Максимальний крутний момент спостерігається в проміжному положенні кривошипа при дотриманні умови $90^\circ < \phi < 180^\circ$.

2. Потужність привода преса

$$N = \frac{M_{\max} \cdot \omega}{1000 \eta \cdot b}, \quad (7.8)$$

де M_{\max} – максимальний крутний момент, Нм; ω – кутова швидкість вала, рад./с; b – коефіцієнт перевантаження електродвигуна ($b = 1,5 \dots 1,8$); η – загальний ККД передачі від електродвигуна до колінчастого вала ($\eta = 0,8$).

У зв'язку з короткочасною дією максимального крутного моменту при пресуванні, враховується можливість перевантаження приводного електродвигуна коефіцієнтом перевантаження.

Таблиця 7.2

Вихідні дані до вправи № 7

№ з/п	Осадження маси при пресуванні, h , мм	Коефіцієнт, a , МПа	Кількість цеглин, що пресуються одночасно, m , шт.	Кут повороту колінчастого вала, ϕ , град	Кутова швидкість обертання вала, ω , рад/с
1	2	3	4	5	6
1	20	0,035	4	120	20,7
2	25	0,030	3	130	21,6



1	2	3	4	5	6
3	30	0,015	2	140	22,5
4	35	0,010	2	150	23,0
5	40	0,008	3	160	24,2
6	45	0,006	2	105	25,6
7	50	0,005	2	110	28,2
8	30	0,015	3	115	22,5
9	20	0,035	2	120	20,1
10	25	0,030	2	125	30,2
11	35	0,010	3	130	22,4
12	45	0,006	2	135	21,8
13	50	0,007	2	140	25,4
14	20	0,035	4	145	24,6
15	35	0,010	3	150	23,2
16	20	0,008	2	120	22,5
17	30	0,015	3	130	22,0
18	40	0,010	4	140	23,0
19	45	0,007	2	125	30,0
20	35	0,008	3	145	24,0
21	25	0,005	2	135	25,0
22	30	0,015	2	115	23,5
23	25	0,030	4	125	21,6
24	45	0,006	3	140	24,8

Список літератури.

1. Бауман В. А., Клушанцев Б. В., Мартынов В. Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. М. : Машиностроение, 1981.

2. Морозов М. К. Механическое оборудование заводов сборного железобетона. К. : Выща шк., 1986.

3. Морозов М. К. Механическое оборудование заводов сборного железобетона (Расчетно-практические упражнения и курсовое проектирование). К. : Выща шк. 1982.

4. Бауман В. А., Лапир Ф. А. Строительные машины: Справ. Т.2. М. : Машиностроение, 1977.



5. Сапожников М. Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. М. : Высш. шк., 1971.
6. Назаренко І. І. Машины для виробництва будівельних матеріалів. К. : КНУБА. 1999.
7. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1, 2, 3. М. : Машиностроение, 1973.
8. Чернавский М. Г. Курсовое проектирование деталей машин. М. : Машиностроение, 1987.
9. Силенок С. Г. Оборудование предприятий строительной индустрии. М. : Машиностроение, 1990.
10. Лапир Ф. А. Оборудование и средства автоматизации при производстве бетона и железобетона. М. : Машиностроение, 1973.
11. Федоров Г. Д., Иванов А. Н., Савченко А. Г. Механическое оборудование предприятий вяжущих материалов и изделий из них. Курсовое проектирование. Харьков : «Выща школа». 1986.
12. Сівко В. Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів. К. : ІСДО, 1994.
13. Сапожников М. Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов. Атлас конструкций. М. : Машиностроение, 1978.
14. Гиберов З. Г., Сапожников М. Я., Силенок Г. С. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. Атлас конструкций. М. : Машиностроение, 1977.