

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
(ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ)

на тему: «Використання роздільного привода для формування не напружених елементів»

студента: Новохацького Петра Вікторовича
(Прізвище, ім'я, по-батькові)

група: БМО – 42

факультет: автоматизації і інформаційних технологій

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

Керівник проекту: _____ (доцент Клименко М.О.)
(Посада, прізвище, ініціали)

Київ-2023 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

Допустити до захисту в ДЕК

Зав. кафедри _____ проф. Назаренко І.І.

« _____ » _____ 2023 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА
(ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ)

на тему: «Використання роздільного привода для формування не напружених елементів»

студента: Новохацького Петра Вікторовича
(Прізвище, ім'я, по-батькові)

група: БМО – 42

факультет: автоматизації і інформаційних технологій

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

Керівник проекту: _____ (доцент Клименко М.О.)
(Посада, прізвище, ініціали)

Київ-2023 р.

ЗМІСТ

ВСТУП
 1. ВСТУП
 2. ВСТУП
 3. ВСТУП
 4. ВСТУП
 5. ВСТУП
 6. ВСТУП
 7. ВСТУП
 8. ВСТУП
 9. ВСТУП
 10. ВСТУП
 11. ВСТУП
 12. ВСТУП
 13. ВСТУП
 14. ВСТУП
 15. ВСТУП
 16. ВСТУП
 17. ВСТУП
 18. ВСТУП
 19. ВСТУП
 20. ВСТУП
 21. ВСТУП
 22. ВСТУП
 23. ВСТУП
 24. ВСТУП
 25. ВСТУП
 26. ВСТУП
 27. ВСТУП
 28. ВСТУП
 29. ВСТУП
 30. ВСТУП
 31. ВСТУП
 32. ВСТУП
 33. ВСТУП
 34. ВСТУП
 35. ВСТУП
 36. ВСТУП
 37. ВСТУП
 38. ВСТУП
 39. ВСТУП
 40. ВСТУП
 41. ВСТУП
 42. ВСТУП
 43. ВСТУП
 44. ВСТУП
 45. ВСТУП
 46. ВСТУП
 47. ВСТУП
 48. ВСТУП
 49. ВСТУП
 50. ВСТУП
 51. ВСТУП
 52. ВСТУП
 53. ВСТУП
 54. ВСТУП
 55. ВСТУП
 56. ВСТУП
 57. ВСТУП
 58. ВСТУП
 59. ВСТУП
 60. ВСТУП
 61. ВСТУП
 62. ВСТУП
 63. ВСТУП
 64. ВСТУП
 65. ВСТУП
 66. ВСТУП
 67. ВСТУП
 68. ВСТУП
 69. ВСТУП
 70. ВСТУП
 71. ВСТУП
 72. ВСТУП
 73. ВСТУП
 74. ВСТУП
 75. ВСТУП
 76. ВСТУП
 77. ВСТУП
 78. ВСТУП
 79. ВСТУП
 80. ВСТУП
 81. ВСТУП
 82. ВСТУП
 83. ВСТУП
 84. ВСТУП
 85. ВСТУП
 86. ВСТУП
 87. ВСТУП
 88. ВСТУП
 89. ВСТУП
 90. ВСТУП
 91. ВСТУП
 92. ВСТУП
 93. ВСТУП
 94. ВСТУП
 95. ВСТУП
 96. ВСТУП
 97. ВСТУП
 98. ВСТУП
 99. ВСТУП
 100. ВСТУП

3.3.7. Визначення коефіцієнтів пружності обмежувачів коливань і

<h2 style="margin: 0;">Дипломний проект</h2>				
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб.	Новошацький			
Перев.	Клименко			
Н. контр.				
Затв.	К. Наренко			
Використання роздільного привода для формування не напружених елементів			Літ.	Лист
			3	61
КНУБА, каф.МОТП БМО-42				

Д
о
д
а
т
к
и

.....

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		4

ВСТУП

Вібраційні машини широко використовуються при заводському виробництві залізобетонних виробів. Вони підрозділяються на вібраційні та віброударні.

Різні види вібраційного оснащення по характеру взаємодії з бетонною сумішшю і по конструктивному виконанню чуттєво відрізняються один від одного. Наприклад віброплощадка з вертикальними коливаннями відрізняються від віброплощадок з горизонтальними коливаннями настільки, що їх конструктивні особливості не дозволяють створювати для них єдиної теорії і методики розрахунку. В зв'язку з цим вібраційне обладнання для ущільнення бетонних сумішей при виготовленні залізобетонних сумішей класифікують по виду створюємих коливань, тобто по характеру взаємодії з бетонною сумішшю.

Вібраційні машини розділяються по виду коливань на вертикальні і горизонтальні, колові, комбіновані. Найбільше розповсюдження отримали машини з вертикальними коливаннями. До них відносяться шток-стіл, віброплощадки з закріпленими на них формами і низькочастотні віброударні площадки, в яких виникає співударяння між формою і вібростолом. Ціллю цього огляду є розглянення конструктивних вібраційних машин з вертикальними коливаннями.

Огляд існуючих конструкцій віброплощадок дав можливість обрати оптимальний тип вібраційної установки для формування залізобетонних виробів блочну ударно-вібраційну площадку, проектуванню якої присвячено дипломний проект.

Дана віброплощадка є ефективною, так як забезпечує якісне ущільнення бетонної суміші при достатньо невисоких показників шуму при її роботі, за рахунок гумових прокладок між формою і віброблоком.

Характерною особливістю віброплощадки, що проектується, є її невелика вага.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Задачею дипломного проекту є:

Створення віброплощадки забезпечуючої технологічну стійкість процесу виробництва залізобетонних плит підприємством. При цьому проектуємо віброплощадка повинна задовольняти наступним вимогам:

- Стійко працювати в ударно-вібраційному режимі і забезпечувати можливість керування законом коливання робочого органу;
- Бути простою у виготовленні і монтажі і довготривалою в експлуатації;
- Задовольняти санітарно-гігієнічні норми по рівню шуму і вібрації;
- Параметри формування:
 - Амплітуда $X_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
 - Частота $\omega = 157 \text{ 1/с}$
- розміри формуємого виробу
 - $l \times b \times h \text{ (м)} - 7 \times 1,2 \times 0,1 \text{ (м)}$

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

2. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА ПРОЕКТУ

2.1 Огляд існуючих конструкцій

Віброплощадки з вертикальними коливаннями з вільно встановленими формами були першими створені для виготовлення залізобетонних виробів заводським способом. Вони нерідко використовуються на заводах залізобетонних виробів і в наш час. Є конструкції, які передбачають кріплення форми на столі.

На рисунку 1 приведена схема віброплощадок з вертикальними коливаннями з вільно встановленою формою. Вона являє собою стіл, до якого знизу кріпиться вібратор, створюючий вертикальні коливання, стіл встановлюється на пружних елементах, що спираються на фундамент. Зверху на стіл встановлюється форма, наповнена бетонною сумішшю, яка підлягає ущільненню.

Для приблизних розрахунків рахують, що віброплощадка з вертикальним коливанням здійснює гармонійні коливання з коловою частотою ω , і графік її руху представлений у вигляді синусоїди.

Рівняння руху стола з формою такої віброплощадки звичайно записують у вигляді:

$$Mx + bx + cx = Q \sin \omega t, \quad (1)$$

Де m – маса коливаючихся частин;

B – коефіцієнт опору коливань;

C – шорсткість пружних опорних елементів;

Q – вимушуючи сила вібратора;

ω - колова частота коливань;

t – час;

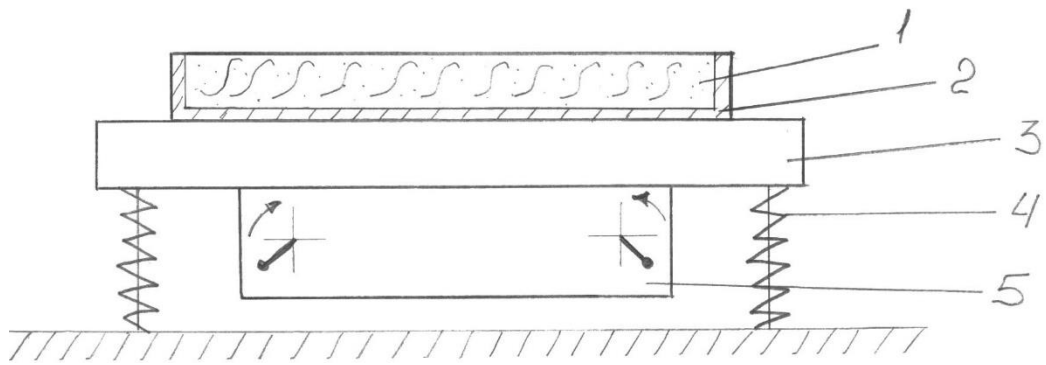


Рисунок 1. Схема віброплощадки з вертикальними коливаннями з вільно встановленою формою.

1-бетонна суміш; 2-форма; 3-вібростіл; 4-пружня опора; 5-вібратор.

Рішенням рівняння (1) є вираз:

X

A Де A – амплітуда коливань.

s Рівняння 2 описує вимушені коливання стола з незакріпленою формою.

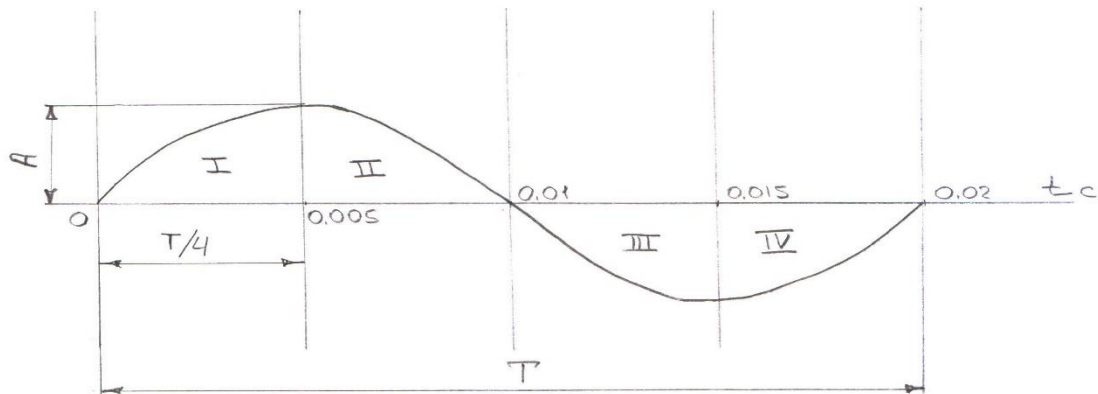


Рисунок 2. Розрахунковий графік гармонійних коливань вібростола віброплощадки з вертикальними коливаннями.

Тоді згідно з виразом (2) графіком руху вібростола з формою буде синусоїда (рис. 2). Величина амплітуди цієї синусоїди, якщо вимкшені коливання системи далекі від резонанса, а опори коливання малі та ними можна знехтувати, буде:

A

Де: M – момент маси дебалансів В-В;

= M

– маса форми з бетонною сумішшю;

– маса вібруючих частин віброплощадки.

Швидкість вимушуючи коливань визначають виразом:

X

= Прискорення коливань виразом:

X

A Власна частота колових коливань вібруючих мас віброплощадки визначається по формулі:

ω

де ω_0 – власна частота коливань.

Таке рішення задачі підходить для багатьох приближених розрахунків віброплощадок. Ним користуються для визначення або призначення амплітуд коливань і розробці критеріїв ущільнюючої здібності віброплощадок. Однак спрощений підхід не повністю відповідає фізичній суті процесу їх роботи і не дозволяє стримати на багато питань, наприклад: які віброплощадки з вертикальними коливаннями більш ефективні, - з щільним з'єднанням форми з вібростолом або з встановленням форми на пружні елементи, які знаходяться між формою і вібростолом (останні названі “ударно-вібраційні” або “віброударними”).

Як вибрати оптимальні параметри віброплощадок:

Чому при вичисленні величин амплітуд коливань віброплощадок з закріпленою формою потрібно враховувати лише 20-40% маси бетонової суміші, що знаходиться в формі і т.д.

В рівнянні (1) в масу частин, що коливаються, включається маса форми з бетоною сумішшю і маса коливаючихся частин самої віброплощадки. Сумування цих мас допустимі тоді, коли вони коливаються разом. Однак, коли форма з бетоном встановлена на вібростолі без закріплення з ним, можливі випадки розділення цих мас, тобто відриву форми від вібростола.

Тоді рівняння (1) не буде повністю відповідати процесу, який там описується. Для уточнення процесу роботи віброплощадки розділим період її коливань на

чотири частини і дослідимо характер руху поетапно, враховуючи що віброплощадки з вертикальними коливаннями з незакріпленими формами мають частоту коливань близько 25 Гц і 50 Гц.

Виходячи з цього, їх період коливань відповідно буде:

$$T_{25} = 0,04 \text{ с або } T_{50} = 0,02 \text{ с.}$$

Якщо спільний рух форми і вібростола відповідає рівнянню (1), то графіком їх руху буде синусоїда з амплітудою A і періодом коливань T (рисунок 2).

При русі вверх в першій чверті періода коливань від точки O до точки D в момент, коли прискорення досягає величини g виникає відрив форми від вібростолів.

При частоті коливань 50 Гц відрив виникає при амплітуді:

$$A$$

А при частоті 25 Гц – при амплітуді:

$$= A$$

Виходячи з цього, якщо амплітуди коливань віброплощадки з формою будуть менше вказаних значень, то відрива від форми вібростола не виникне і режим роботи віброплощадки з незакріпленою формою буде вібраційним. Якщо ж амплітуди коливань будуть вище вказаних, то виникне відрив форми від вібростола і режим буде віброударним. В зв'язку з цим потрібно встановити при яких умовах може виникати відрив форми від вібростола і характер їх послідууючого руху. Необхідною умовою є те, щоб прискорення коливань було рівним, тобто:

$$m \quad X = A w \sin H = g,$$

Де $H = wt$ – кут в момент відрива форми від вібростола;

t – час від початку підрахунку до моменту відрива;

З останнього виразу витікає, що:

$$s$$

і

Знання величини $\sin H$ дозволяє у відповідності з формулою (4) встановити

H

$$q/ A w^2;$$

швидкість форми в момент її відрива від вібростола, яка буде:

$$V$$

А Де: V_0 – швидкість форми в момент її відрива.

м Маса форми, наповнена бетонною сумішшю, має в цей час кінетичну енергію, що визначає вираз:

$$W = \frac{m_f \cdot v_0^2}{2}$$

де W – кінетична енергія форми з бетонною сумішшю.

Висоту підкидання форми з бетонною сумішшю можна визначити виходячи з рівності її кінетичної і потенціальної енергії:

$$m_f g H = \frac{1}{2} m_f v_0^2$$

$$H = \frac{v_0^2}{2g}$$

де H – висота підбору форми з бетонною сумішшю.

Для визначення характеру руху маси M_1 по відомим правилам теоретичної механіки складено відповідне дифференціальне рівняння.

Будем вважати, що форма з бетонною сумішшю відділилась від вібростола в момент коли її швидкість в коливальному русі досягла значення V_0 .

Тоді дифференціальне рівняння, що описується рухом маси M_1 , буде мати вигляд:

$$m_1 \ddot{x} = m_1 q \quad \text{або} \quad \ddot{x}_1 = -q$$

Де:

x_1 – координата положення форми на висоті після її відрива від вібростола.

Інтегруючи цей вираз, отримаємо:

В початковий момент (при $t = 0$) відрива від вібростола маса M_1 мала швидкість v_0 , тоді постійна інтегрування буде:

$$C_1 = V_0.$$

Вираз (10) можна представити в вигляді:

$$X$$
$$V$$

Інтегруючи вираз (11) отримаємо: \circ

$$x_1 = v_0 t - \frac{q \cdot t^2}{2} + C_2$$

В початковий момент при $t = 0$ переміщення маси M_1 рівно 0, виходячи з цього, друга постійна інтегрування буде:

$$C_1 = 0,$$

А рівняння руху форми з бетонною сумішшю буде мати вигляд:

Уява про те, що форма з бетонною сумішшю при русі вгору від вісі синусоїди і досягнення прискорення рівного "q" відірветься від вібростола, потребує уточнення. Таке уточнення зробимо графо-аналітичним методом.

Для цього складемо наступні графіки руху форми і вібростола:

1 – графік спільного руху форми і вібростола в випадку, коли амплітуда їх коливань визначається формулою (3).

2 – графік руху форми (припустимо що відділились від вібростола).

Визначаємо вірогідність дійсного відриву форми від стола в першій чверті періода коливань, тобто в час руху вгору на ділянці від точки О до точки Д (рисунок 2).

В якості приклада розглянемо процес роботи віброплощадки СМЖ-187А з незакріпленою формою. Уявімо, що на столі віброплощадки СМЖ-187А встановлені різні форми з бетонною сумішшю сумарною масою 3000, 5000, 10000 кг.

Тоді розрахункові амплітуди коливань стола з формами на підставі виразу (3) для восьми блоків, моменти дебалансів котрих складають 300, 360 і 480 кг см відповідно будуть:

При моменті 300 кг см:

$$A'' = 0,05 \text{ см}; A^{12} = 0,037; A^{13} = 0,023;$$

При моменті 360 кг см:

$$A^{21} = 0,06 \text{ см}; A^{22} = 0,045 \text{ см}; A^{23} = 0,027;$$

При моменті 480 кг см:

$$A^{31} = 0,08 \text{ см}; A^{32} = 0,06 \text{ см}; A^{33} = 0,036.$$

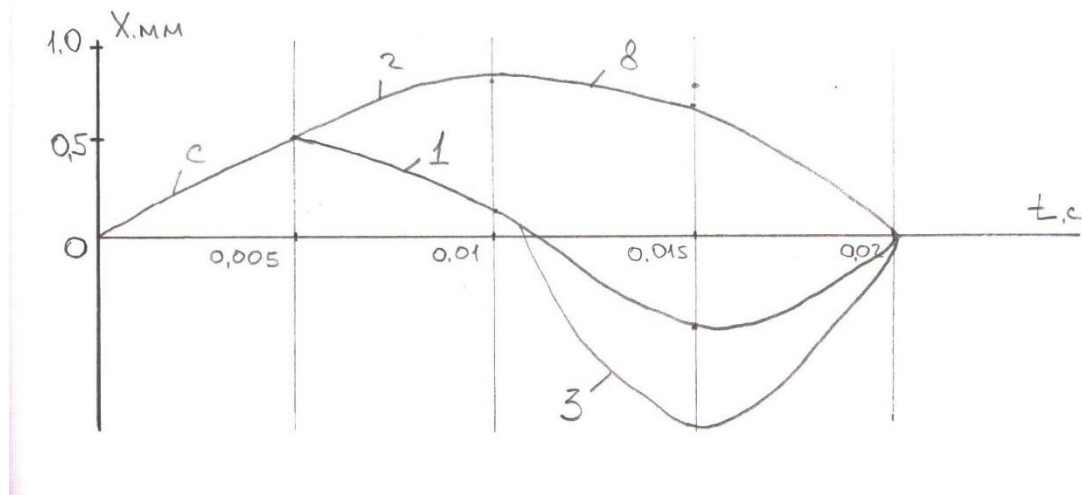


Рисунок 3. Графіки руху форми з бетонною сумішшю на віброплощадці СМЖ-187А.

- 1 – графік (синусоїда) уявляє мого руху вібростола разом з формою;
- 2 – графік руху форми;
- 3 – можливий графік руху стола без форми.

На рисунку 3 представленні у вигляді графіків дані при роботі віброплощадки з формою, наповненою бетонною сумішшю загальною масою 5000 кг, при моментів дебалансів 300 кг см. За початок координат точку О, прийнята точка, що знаходиться на координатній вісі синусоїди 1, амплітуда якої $A^{12} = 0,37$ см відповідає розрахунковому руху вібростола разом з формою, якщо рахувати, що вони невід'ємні і коливаються разом. В точці С при амплітуді коливань рівній 0,11 мм виникає відрив форми від вібростола. Параболою 2 від точки С до точки В відображений графік руху форми з бетонною сумішшю після її відділення від вібростола в точці С. Її рух буде описуватись рівнянням:

$$x = A \omega t - \frac{q \cdot t^2}{2} + 0.11 \text{ мм}$$

Де 0,11 – координати точки С по висоті, що визначається виразом (7).

Після підкидання і отримання максимальної висоти (точка В) форма буде вільно падати до зустрічі з вібростолом. Графік руху вібростола на рисунку 3 не приводиться, так як його рух описується трансцендентним рівнянням, рішення його досить складне.

З рисунка 3 видно, що точка перетину координатної вісі От параболою 2 знаходиться в границях одного періоду коливань і співударяння форми з вібростолом відбувається в проміжку одного періоду. Після удару обидві маси вібростола і форми з бетонною масою будуть рухатись разом, потім цикл повинен повторитись.

Рух форми з бетонною сумішшю і вібростола є періодичним, частота якого рівна частоті збудження, але обидві коливальні рухи – негармонічні і мають різні розмахи.

В якості другого приклада розглянемо графік руху форми з бетонною сумішшю і віброплощадки з моментом дебалансів 360 кг см при вільно встановленій формі масою 5000 кг.

За початок координат, точку О, прийємо точку, що знаходиться на вісі координат синусоїди 1, амплітуда якої ($A_{21} = 0,6$ мм) відповідає розрахунковому значенню, якщо рух вібростола виникає разом з формою. Параболою 2 відображено графік руху форми від точки С. З графіків (рисунок 4) видно, що форма після відділення її від вібростола досягає максимальної висоти підбора в точці В, потім падає під дією тяжіння, а графік її руху перетинається з координатною віссю От в точці В. Ця точка знаходиться за границями першого періоду коливань – в кінці другого періоду. Відповідно частота коливань форми буде в 2 раза менше частоти коливань віброплощадки. Співударяння між формою

і вібростолом, під час яких виникають удари метала об метал з великою частотою, призводить до виникнення шуму при роботі віброплощадки. Рівень шуму значно перевищує допустимий по нормам. Тому з ціллю його зниження було прийнято рішення про закріплення форм на вібростолах, для чого були розроблені механічні, пневматичні і електромагнітні зажимні пристрої.

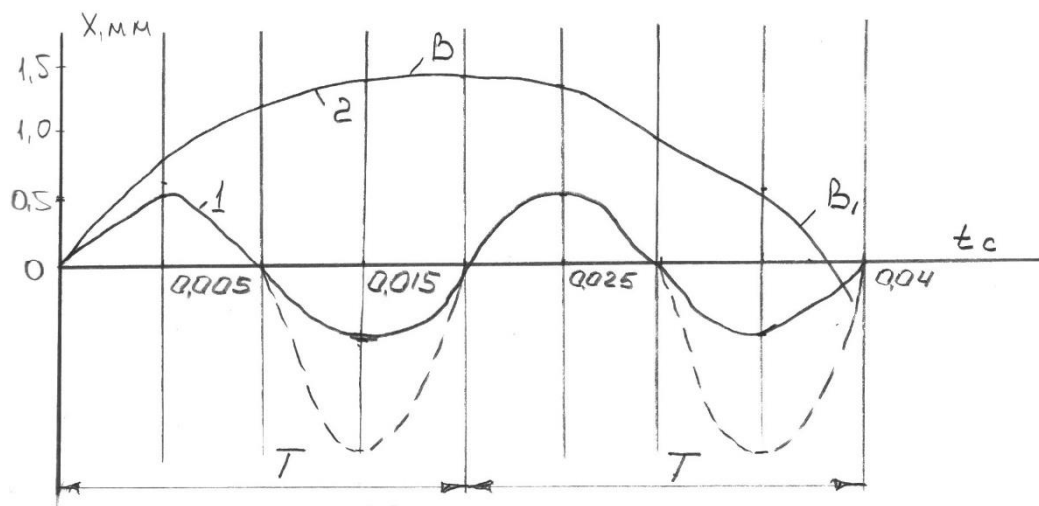


Рисунок 4. Графік руху форми з сумішшю на віброплощадці (СНЖ-127А з моментом маси дебалансів 360 кг см при вільно встановленій формі 3000 кг.

- 1 – графік уявляє мого розрахункового руху вібростола разом з формою;
- 2 – графік руху форми;
- 3 – можливий графік руху стола без форми.

Вище викладене розглянення кінематики і динаміки процесу роботи віброплощадок з вертикальними коливаннями без закріплення форми на вібростолах показує причину і неминучість виникнення співударянь форми з вібростолом, тому процес ущільнення бетонних сумішей на таких віброплощадках одночасно є ударним. Ударний процес ущільнення, при амплітудах більше 0,11 мм виникає з відривом форм від вібростола. Виходячи з цього, віброплощадки з вертикальними коливаннями з незакріпленою на столі формою при частоті 50 Гц працює в ударному режимі, чим і пояснюється їх висока ефективність при ущільненні бетонних сумішей.

Низькочастотна віброплощадка УВП-10 з вертикальними коливаннями з вільно встановленими на неї пружні прокладки формами.

Низькочастотні віброплощадки з вертикальними з вільно встановленими на них через пружні прокладки формами створеними на підприємствах Міністерства транспортного будівництва СРСР з ціллю усунення високого рівня шуму при роботі і підвищення довговічності ряду основних вузлів віброплощадок.

До низькочастотних віброплощадок відносяться ударно-вібраційна площадка УВП-10, розроблена на основі конструкції віброплощадки СМЖ-187А.

Віброплощадка УВП-10 складається з чотирьох віброблоків з прикріпленими до них з низу вібраторами, створюючими вертикальні коливання. На віброблоках закріплені гумові прокладки, на які встановлюється форма з бетонною сумішшю. Рама кожного віброблока спирається на пружні опорні елементи, устанавлюємі на фундаменті.

Вібратори всіх чотирьох віброблоків з'єднані між собою карданными валами так, що забезпечується їх синхронна робота. Привод віброплощадки складається з двох двигунів, які синхронізаторами і карданными валами зв'язані з вібраторами.

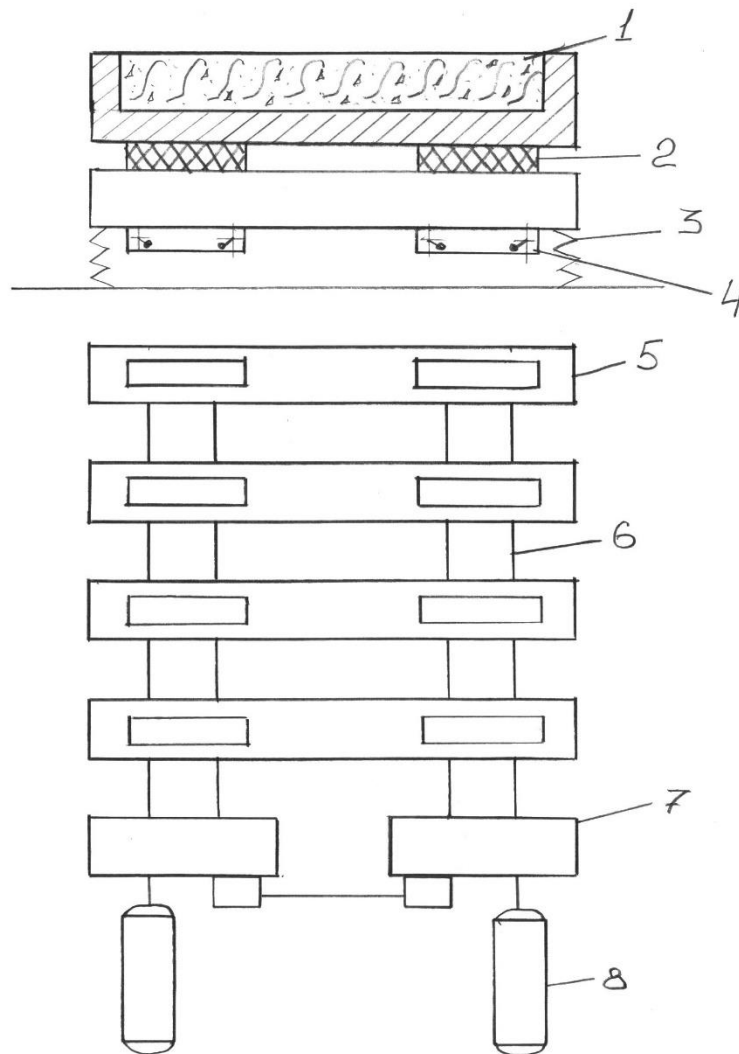


Рисунок 5. Схема низькочастотної ударно-вібраційної площадки УВП-10

1-форма з бетонною сумішшю; 2-пружня прокладка; 3-опорний пружний елемент; 4-вібратор; 5-віброблок; 6-карданний вал; 7-синхронізатор; 8-двигун.

Схема вібраційно-ударної площадки аналогічна схемі віброплощадки з вертикальними коливаннями з вільно встановленою формою, так як введення пружного гумового елемента між вібростолом і формою не змінить характеру її роботи.

Завдяки більшій площі контакту гуми з формою і вібростолом жорсткість гуми буде великою. В цьому випадку її роль зводиться до зменшення рівня шуму і компенсації відхилень поверхні вібростола і форми від заданих. Головною розбіжністю є різниця їх частот коливань. Зниження частоти коливань у віброплощадки УВП-10 в два рази в порівнянні з віброплощадкою СМЖ-187А

приводить до збільшення періода коливань, який буде:

$$T = \frac{1}{f_1} = \frac{1}{25} = 0.04 \text{ с}$$

Де f_1 – частота коливань.

Розглянемо роботу віброплощадки з момента, коли вібростіл разом з формою наповненою бетонною сумішшю, рухається вгору. В цей період руху в віброуючу масу форми вводять маси віброблоку разом з бетонною сумішшю.

Знову потрібно встановити, чи буде форма з сумішшю рухатись вгору за вібростолом або виникне її відрив, так як в порівнянні з вже розглянутим процесом умови змінились – збільшився в 2 рази період коливань.

При розгляді роботи ударно-вібраційної площадки гумову прокладку між формою та вібростолом можна вважати невід'ємною частиною останнього, а її пружні властивості не враховувати із-за великої жорсткості.

В якості прикладу розрахунків розглянемо роботу віброплощадки УВП-10 з формами, маса яких разом з бетонною сумішшю буде складати 3000, 5000 і 10000 кг. Тоді амплітуда коливань вібростола з формами будуть мати такі ж значення, які були визначені при розрахунку віброплощадки СМЖ-187А і приведені в виразі

При відділенні форм з бетонною сумішшю від віброблоків висоту їх підкидання можна визначити використавши формулу (11):

$$H_1 = \frac{v^2}{2q} = \frac{(A\omega_1)^2}{2q}, \text{ де}$$

ω

– кутова частота обертання дебалансів віброплощадки УВП-10, яка складає:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \cdot 1500}{60} = 150 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Для відділення форми з бетонною сумішшю від віброблоків при їх русі вгору в першій чверті періода коливань необхідно виконувати умову: $A\omega_2 = q$. З цієї

умови було знайдено мінімальне значення амплітуди, при якій виникне відрив форми від вібростола. Для частоти $w = 150 \text{ 1/c}$ вона складає $A_{\text{мин}} = 0,45 \text{ мм}$.

Встановлення величини $A_{\text{мин}}$ дозволяє визначити при яких величинах мас форм з бетонною сумішшю процес ущільнення буде відбуватися з відривом форм від вібростола.

В процесі роботи віброплощадки УВП-10 форми з бетонною сумішшю і віброблоки в першій чверті періода коливань будуть рухатись спільно, якщо амплітуда їх коливань буде менше 0,45 мм. Після досягнення верхньої точки синусоїди, яка є графіком руху форми з бетонною сумішшю і віброблоків, почнеться її рух вниз. В верхній точці синусоїди їх швидкість рівна нулю. Знову потрібно встановити чи буде форма з бетонною сумішшю рухатись вниз від верхньої точки синусоїди спільно з віброблоками чи відділиться від них і буде здійснювати самостійний рух, так як форма з бетонною сумішшю, не скріплена з вібростолом, стане рухатись вниз під дією цієї сили тяжіння.

Очевидно, що якщо швидкість руху (падіння) форми з бетонною сумішшю буде менше, чим швидкість руху вниз вібростола, то форма відстане і відділиться від нього.

Якщо ж вібростіл буде рухатись повільніше тобто з меншою швидкістю чим швидкість падіння форма та форма від стола відділитися не зможе. Для рішення цієї задачі складаємо графіки руху віброплощадки у в.п. 10 для випадків установки на ній мінімального і максимального моментів дебалансів.

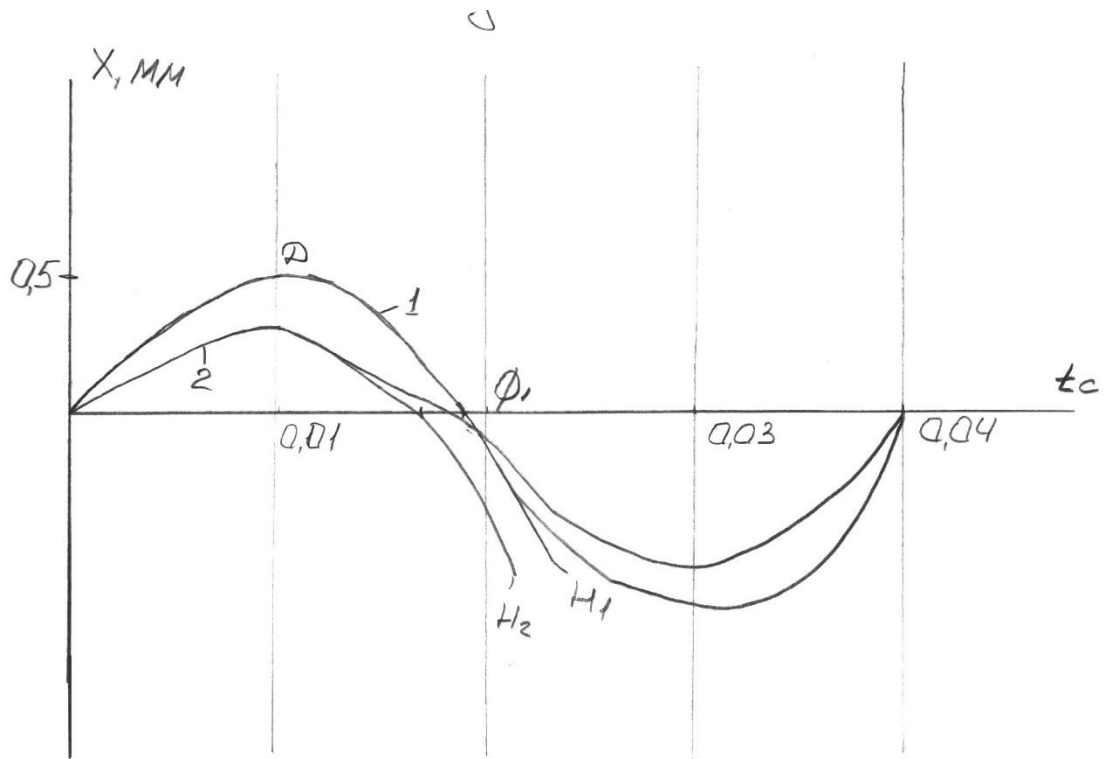


Рисунок 6. Графіки руху для віброплощадки УВП-10 з моментом дебалансів 300 кг см:

1-графіки руху вібростола і форми з бетонною сумішшю масою 5000 кг. 2-графік руху вібростола і форми з бетонною сумішшю масою 10000 кг.

На рисунку 6 приведені графіки руху віброплощадки УВП 10 з моментом дебалансів 300 кг см. Синусоїда 1 представляє собою графік спільного руху вібростола з формою коли форма з бетонної суміші має масу 2000 кілограм рух їх від точки до точки де здійснюється спільно так як амплітуда коливань близька до 0, 05 мм а оскільки форма з бетонною сумішшю на вібростолі встановлена без закріплення то при русі знизу від точки де виникає ймовірність відділення форми від вібростола. Рух форми з бетонною сумішшю після відділення від вібростола буде виникати під дією сили тяжіння. Графіком його руху буде парабола Н1 в другій чверті періоду коливань відповідають ще частина цієї параболи фактично співпадає з частиною синусоїди 1 до точки F_1 що знаходиться на координатній вісі. Отже відрив від стола не виникне. Синусоїди 2 показано графік руху форми з бетонною сумішшю загальною масою 10000 кг і параболою АС 2. Графік імовірного їх падіння під дією сили тяжіння парабола H_2 не перетинає синусоїди 2

тому форма з бетонною сумішшю не може відділитися від вібростола. Графіком їх спільного руху під час всього періоду буде синусоїда 2.

Отже, бетонна суміш не буде зазнавати ударної дії. Процес ущільнення на низькочастотній віброплощадці УВП-10 може проходити як з підкиданням форми, так і без нього. Це можна встановити з виразу (15), в котрому приведені розрахункові амплітуди коливань вібростола спільно з формою. В тих випадках, коли значення розрахункової амплітуди менше 0,46 мм, відрив форми при русі вверх не виникне.

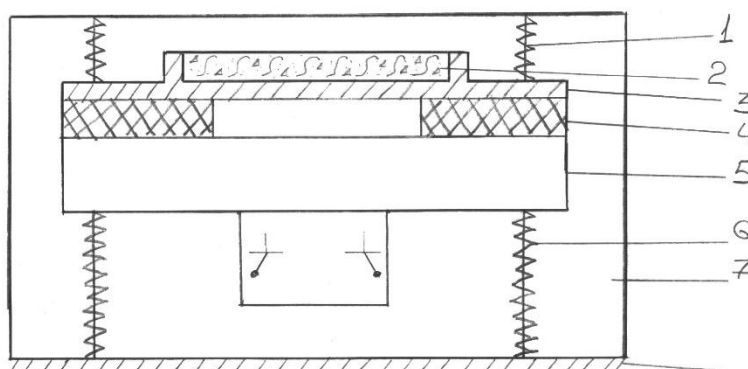


Рисунок 7. Схема віброплощадки з без інерційним віджиманням форми. 1- пружний елемент прижимного пристрою; 2-бетонна суміш; 3-форма; 4-пружня прокладка; 5-вібростіл; 6-пружня опора; 7-прижимний пристрій; 8-фундамент;

Керівництвом по виготовленню залізобетонних конструкцій рекомендується використовувати без інерційні віджимання форми, якщо формується високий масивний виріб. Схема віброплощадки УВП-10 з без інерційним віджиманням форми приведена на рисунку 7.

Форма, наповнена бетонною сумішшю, пружними елементами прижимного пристрою прижимається до вібростола, поверхня якого має гумові прокладки. Вібростіл через пружини опирається на фундамент, на якому змонтовано і прижимний пристрій. З аналізу приведеної на рисунку 7 конструкції прижимного пристрою можна зробити висновок про те, що він виконує електромагніти на віброплощадках з закріпленими формами. Забезпечення безвідривного руху форми з вібростолом визначається в кожному випадку параметрами коливальної

системи і прижимного пристрою.

Якщо прижимний пристрій забезпечує безвідривний рух форми з вібростолом, то робота віброплощадок з закріпленими при допомозі електромагнітів формами лише відрізняється від віброплощадки УВП-10 частотою коливань і наявністю гумової прокладки між формою і вібростолом.

Зниження частоти коливань в поєднанні з гумовою прокладкою приведе до пониження рівня шуму і підвищення довговічності віброплощадки.

2.2 Висновки

В процесі ущільнення бетонних сумішей на віброплощадках з вільно встановленими формами, форма з бетонною сумішшю співударяється з вібростолом, тому процес ущільнення на віброплощадках з вертикальним коливанням є віброударним. Віброплощадки з вертикальними коливаннями з вільно встановленими на них формами при частоті коливань 50 Гц і амплітудах більше 0,11 мм працюють в віброударному режимі, при яких виникає відділення форм від вібростолів, а потім їх співударяння один об одного. Такі режими є ефективними, так як забезпечуються якісне ущільнення бетонних сумішей. Віброударний режим роботи віброплощадок з вертикальними коливаннями з вільно встановленими формами при великих прискореннях може протікати з уменшеною частотою співударянь форми з вібростолом, наприклад при одному співударянні під час двох коливань вібростола.

Віброплощадки з вертикальними коливаннями і закріпленими на них формами забезпечують якісне ущільнення бетонних сумішей при прискореннях коливань від 3 до 9 g. Шум при їх роботі нижче в порівнянні з шумом, що виникає при роботі шок-столів, і віброплощадок з незакріпленими формами, однак його рівень також перевищує допустимий стандартом по техніці безпеки. Великі динамічні навантаження, що виникають при їх роботі, не забезпечують довговічної роботи електромагнітів і карданних валів. Низькочастотна віброударна установка

з частотою коливань 25 Гц з вільно встановленою формою на гумовій прокладці забезпечує віброударний режим роботи при умові, якщо амплітуди коливань будуть більш 0,45 мм. При менших значеннях відрива форми від вібростола не виникає, і режим роботи віброплощадки стає тільки вібраційним і малоефективним. Гумова прокладка між формою і вібростолом значно зменшує шум від співударянь.

Низькочастотна віброплощадка ударної дії СМЖ-538 з гумовою прокладкою, з частотою коливань 25 Гц має переваги віброплощадки УВП-10, але крім того має більш довговічний і економічний по витратам енергії вібропривід.

Через відсутність примусової синхронізації між чотирма віброблоками частота ударних імпульсів, що передається формі, збільшиться в 4 рази в порівнянні з номінальною частотою коливань, що забезпечують високоякісне ущільнення. Однак не дивлячись на незалежний привод кожного віброблока, зменшувати їх число до двох не потрібно, так як при цьому буде порушено віброударний режим роботи.

Існуючі віброплощадки СМЖ-187А, СМЖ-199А і СМІЖ-200А, що виробляються челябінським заводом «Строймашина» мають параметри, що забезпечують ефективне ущільнення бетонних сумішей, в тому числі і жорстких.

Кращою конструктивною схемою для віброударної площадки є схема низькочастотної віброплощадки з вільною, без закріплення установкою форм на вібростолах з гумовою прокладкою і зменшеною частотою коливань. Це дає можливість створити віброплощадки з зменшеним рівнем шуму із більшою довговічністю роботи.

Створення високочастотних віброплощадок є нецільовим придатним через виникнення при цьому проблеми зниження шуму до санітарних норм, так як шум зростає пропорційно квадрату частоти коливань. Ударний процес ущільнення може протікати з підкиданням форми з бетонною сумішшю. В якості основного критерію для оцінки ефективності віброплощадки з вертикальними коливаннями потрібно прийняти потужність, що затрачується на ударний процес ущільнення в

відповідності з фізикою явищ, що виникають при роботі.

Вибір статичного моменту маси дебалансів для низькочастотних віброплощадок з вертикальними коливаннями потрібно виконувати в залежності від маси форми з виробом так, щоб забезпечити ударний режим роботи.

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		24

3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОПЛОЩАДКИ, ЩО ПРОЕКТУЄТЬСЯ

3.1 Опис конструкції віброплощадки.

Машина що проектується складається з двох кінематичного не зв'язаних блоків. Форма з сумішшю що ущільнюється вільно встановлюється на пружні прокладки що закріплені на верхній частині гідроблока. Гідроблок представляє собою зварну конструкцію вібро ізольовано від фундаменту опорними амортизаторами.

Ударно-вібраційна площадка складається з слідуючих вузлів:

- 1-відроблок
- 2-привод
- 3-відрозбудник
- 4-гумові прокладки
- 5-клинові ремні
- 6-пружні опори
- 7-монтажні провусини

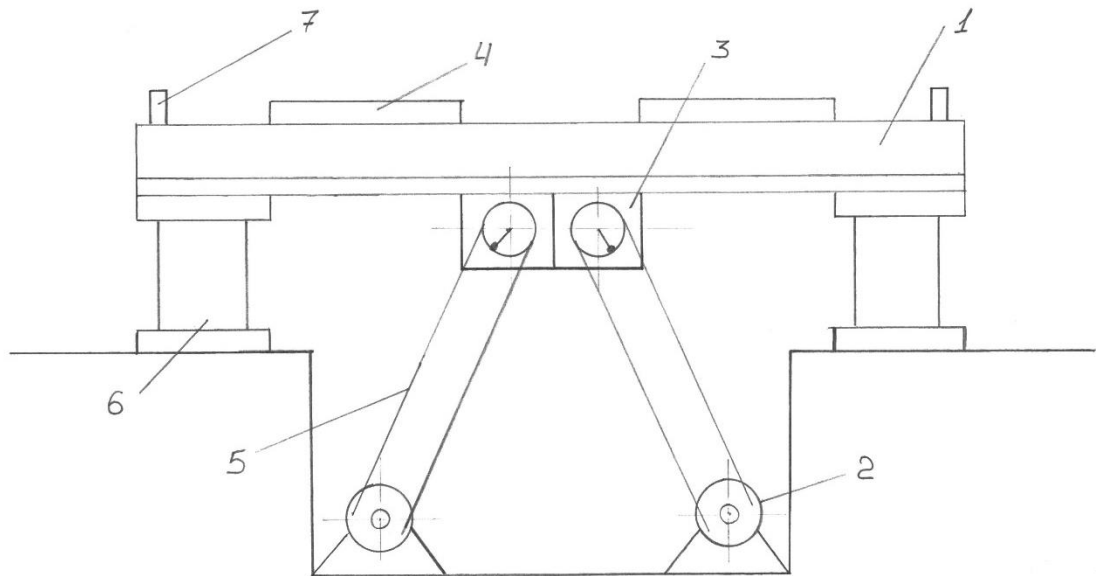


Схема проектуємої віброплощадки

3.2 Загальний розрахунок віброплощадки

Вихідними даними до розрахунку є геометричні розміри формує мого виробу, що характеризується:

- висотою $H = 0,1$ м
- шириною $B = 1,2$ м
- довжиною $L = 7$ м
- щільністю бетонної суміші $P = 2400$ кг/м³
- амплітудою коливань $X_0 = 1,0$ мм

Частотою коливань $\omega = 157$ 1/с

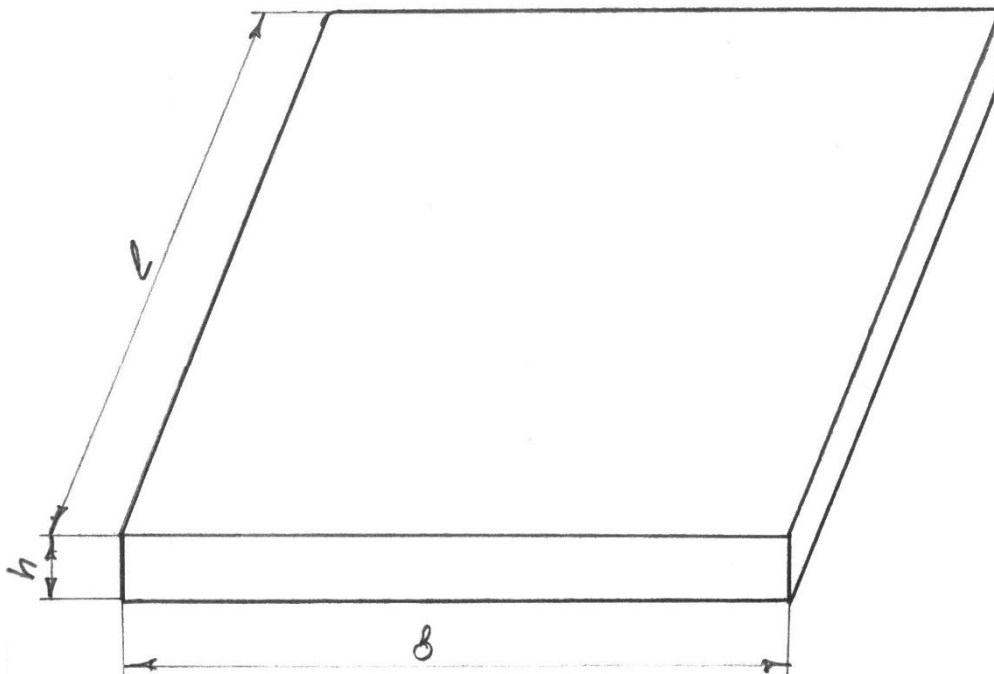


Рисунок 4.2.1 Ескіз виробу

3.2.1 Визначення мас системи, що коливаються

Маса бетонної суміші:

$$m_b = 2.4 \cdot 10^3 \cdot 0.84 = 2.01 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

$$m_b = \rho \cdot V$$

Де $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$ – щільність суміші.

Маса форми:

$$m_\phi = 2 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

Маса коливаючихся частин віброплощадки:

$$m_e = 2 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

Повна маса:

$$m_n = m_\phi + m_b + m_e$$

$$m_n = 2,01 \cdot 10^3 + 2 \cdot 10^3 + 2 \cdot 10^3 = 6 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

4.2.2 Розрахунок дебаланса

Загальний статичний момент маси дебаланса:

$$m_0 r_0 = x_0 \cdot m_{\text{повн}}$$

Де $m_0 r_0$ – статичний момент маси дебаланса:

x_0 – амплітуда коливань;

$$x_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$M_{\text{повн}}$ – повна маса частин, що коливаються, $M_{\text{повн}} = 6 \cdot 10^3 \text{ кг}$

$$m_0 r_0 = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^3 = 6 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Статичний момент маси одного дебаланса:

$$m_{01} r_{01} = \frac{m_0 r_0}{n \cdot K_y}, \text{ де}$$

n – число дебалансів.

$$m_{01} r_{01} = \frac{6}{4 \cdot 2} = 0,75 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Площа колового сектора дебаланса:

$$S = \Pi \cdot R^2 - \Pi r^2, \text{ де}$$

$R = 0.1$ – радіус дебаланса

$R = 0,04 \text{ м}$ – радіус.

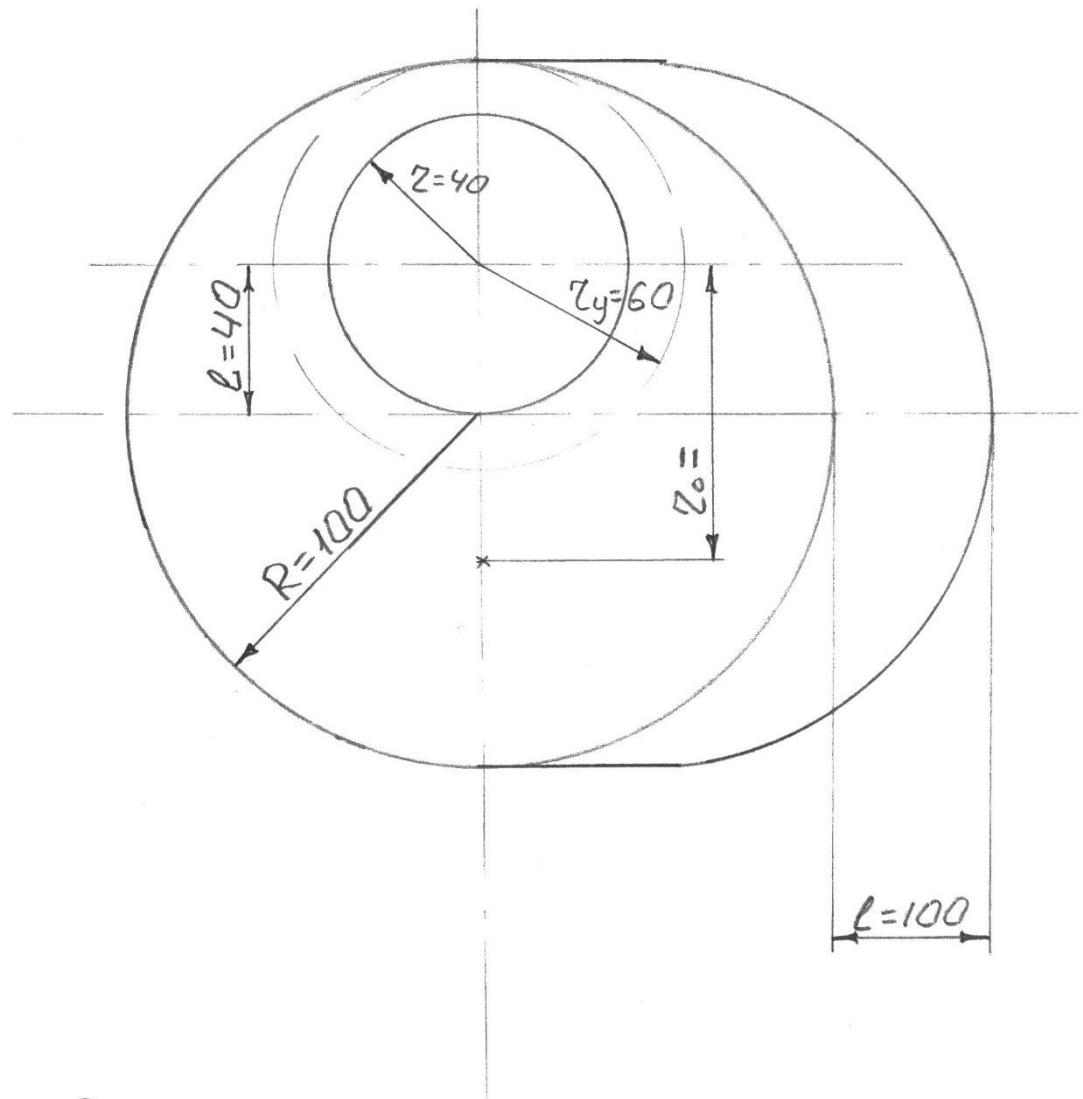


Рисунок 4.2.2 Схема дебаланса

$$S = 3.14 \cdot (0.1^2 - 0.04^2) = 0.026 \text{ м}^2$$

Ексцентриситет дебаланса:

$$r_{01} = \frac{R^2 \cdot l}{R^2 - r^2}$$

$$r_{01} = \frac{0.1^2 \cdot 0.04}{0.1^2 - 0.04^2} = 0.048 \text{ м}$$

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Площа неврівноваженої частини дебаланса:

$$S_{nr} = \Pi R^2 - \Pi(R-l)^2$$

$$S_{nr} = 3.14 \cdot 0.1^2 - 3.14(0.1 - 0.04)^2 = 0.02 \text{ м}^2$$

Товщина дебаланса

$$l = \frac{m_{01}r_{01}(R^2 - r^2)}{\rho_{nr} \cdot \rho \cdot R^2 \cdot l},$$

Де: $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ - щільність сталі:

$$l = \frac{0.75 \cdot (0.1^2 - 0.04^2)}{0.02 \cdot 7.8 \cdot 10^3 \cdot 0.1 \cdot 0.04} = 0.1 \text{ м.}$$

Маса одного дебаланса

$$m_{01} = \frac{m_{01}r_{01}}{r_{01}} = \frac{0.75}{0.048} = 15.63 \text{ кг.}$$

3.2.2 Розрахунок дебаланса зі змінними вантажами.

Статичний момент одного дебаланса.

$$m_{01}r_{01} = 0,75 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Визначення геометричних параметрів дебаланса:

$$\alpha_{рад} = \frac{\Pi \alpha_0}{180^0}, \text{ приймаємо } \alpha = 90^0$$

$$\alpha_{рад} = \frac{3,14 \cdot 90^0}{180^0} = \frac{3,14}{2} = 1,57$$

Площа кільцевого сектора

$$S = \alpha_{рад}(R^2 - r^2)$$

$$S = 1.57(0.15^2 - 0.05^2) = 0.032 \text{ м}^2$$

R – приймаємо 0,15 м.

r – приймаємо 0,05 м.

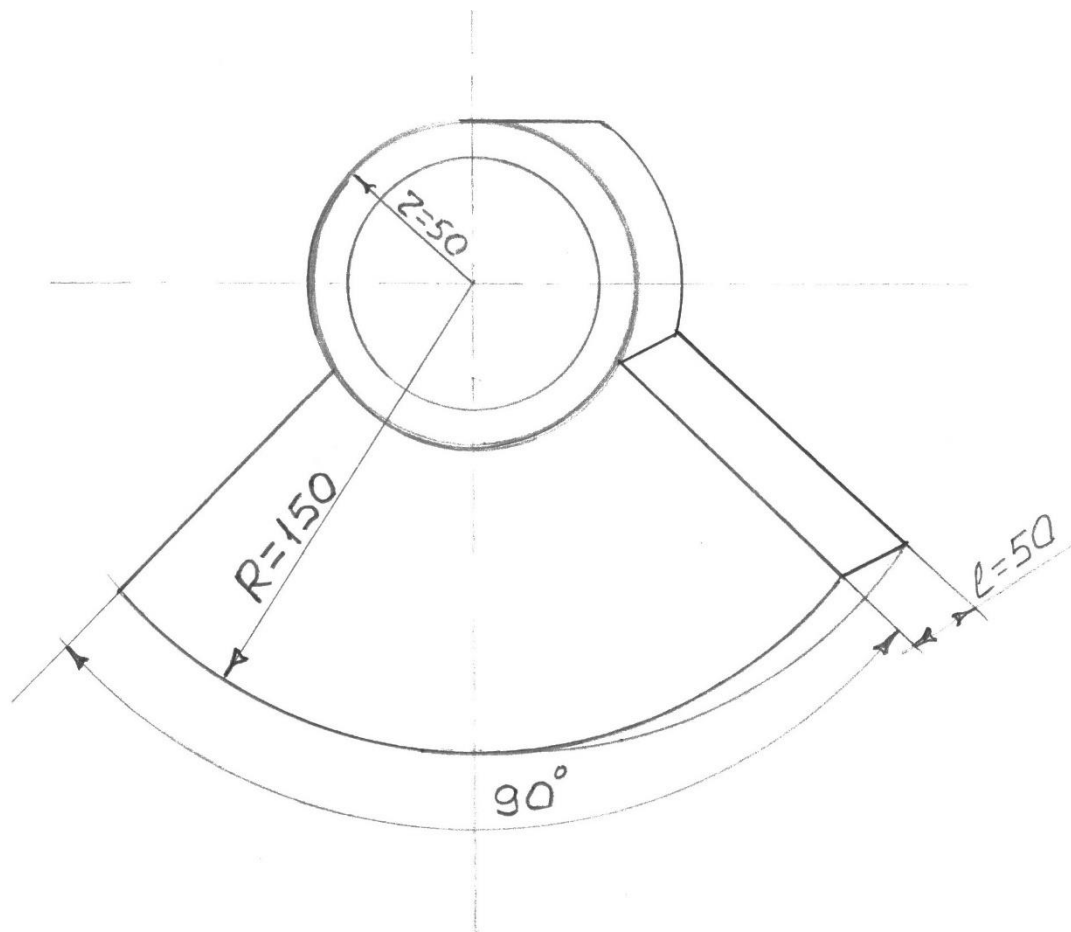


Рисунок 4.2.3 Схема дебаланса

Ексцентриситет:

$$\Gamma_{01} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \cdot \frac{\sin \alpha}{\alpha_{\text{рад}}};$$

$$\Gamma_{01} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,15^3 - 0,05^3}{0,15^2 - 0,05^2} \cdot \frac{\sin 90}{1,57} \approx 0,07;$$

Маса дебаланса

$$m_{01} = \frac{0,75}{0,07} = 10,7 \text{ кг.}$$

Товщина дебаланса

$$l_{\text{об}} = \frac{m_{01}}{S \cdot \rho} = \frac{10.7}{0.032 \cdot 7.8 \cdot 10^3} = 0.05 \text{ м.}$$

3.2.3 Розрахунок потужності привода віброзбудника

Для віброзбудника з направленими гармонійними коливаннями потужність привода визначається за формулою:

$$P_{\text{об}} = \frac{m_{\text{ax}} \cdot P_{\text{op}} + P_{\text{tr}}}{1000 \cdot \eta}, \text{ де.}$$

$M_{\text{ax}} P_{\text{cp}}$ – середньомаксимальна потужність на коливання.

$P_{\text{тр}}$ – потужність сил тертя в підшипниках віброзбудника.

N – КПД привода; $N = 0,75$.

$$\max P_{\text{cp}} = \frac{1}{4} F_0 X_0 \omega,$$

Де:

F_0 – вимушуючи сила коливань:

$$F_0 = 2F_{01} = 2 \cdot m_{01} \cdot r_{01} \cdot \omega^2,$$

Де:

ω – кутова швидкість обертання дебалансів.

$$\omega = 2\pi f, \text{ де } f - \text{ частота коливань, } f = 25 \text{ Гц}$$

$$\omega = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157 \text{ с}^{-1}$$

Тоді:

$$F_0 = 2F_{01} = 2 \cdot 0.75 \cdot 157^2 = 36973.5 \text{ Н}$$

$$\max \cdot P_{\text{cp}} = \frac{1}{4} 36973.5 \cdot 1.0 \cdot 10^{-3} \cdot 157 = 1451.3 \text{ Вт.}$$

Потужність сил тертя:

$$P_{тр} = F_0 \cdot \mu \cdot \frac{d_c}{2} \cdot \omega; \text{ Вт}$$

Де:

μ – коефіцієнт тертя в підшипниках

$$\mu = 0,007$$

d_c – діаметр цапфи підшипника

$$d_c = 0,075.$$

$$P_{тр} = 36973,5 \cdot 0,007 \cdot \frac{0,075}{2} \cdot 157 = 1523,75$$

Тоді потужність привода буде рівна:

$$P_{дв} = \frac{1451,3 + 1523,75}{1000 \cdot 0,75} = 3,96 \text{ кВт}$$

Число обертів вала двигуна:

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} = \frac{157 \cdot 30}{3,14} = 1500 \text{ об/хв}$$

В якості привода віброзбудника вибираємо два двигуна типа:

ЧА 90L4X3; N = 2.2 кВт

N = 1425 об/хв..

3.2.4 Міцністний розрахунок вала віброзбудника

Перевіряємо вибраний діаметр вала на міцність:

По теорії міцності:

$$G_{-1} = \frac{M_{np}}{W} \leq [G_{-1}], \text{ де:}$$

G

– розривний згинальний момент на валу,

W – момент опору перерізу вала.

G

– допустиме знакоперемінне напруження для вала:
 $[G_{-1}] = 40 \cdot 10^6 \text{ Па}$ для вуглецевої сталі.

$$M_{np} = \sqrt{M_{зг}^2 + T^2}$$

Де:

$M_{зг}$ – максимальний згинаючий момент.

T – крутячий момент на валу вібробудника.

$$T = \frac{N_{dv}}{\omega_{dv}} \eta_{dv} \cdot \eta_{pn} \cdot U_{pn}, \text{ де:}$$

ω_{dv} – кутова швидкість обертання вала двигуна.

$$\omega_{dv} = \frac{\Pi \cdot n_{dv}}{30} = \frac{3.14 \cdot 1425}{30} = 149.15 \text{ с}^{-1}$$

$N_{dv} = 0,80$ – ККД двигуна.

$N_{pn} = 0,95$ – ККД ременної передачі.

$U_{pn} = 0,95$ – передаточне відношення.

$$T = \frac{2.2 \cdot 10^3}{149.15} \cdot 0.85 \cdot 0.95 \cdot 0.95 = 11.32 \text{ Нм.}$$

Визначимо максимальний згинальний момент $M_{зг}$:

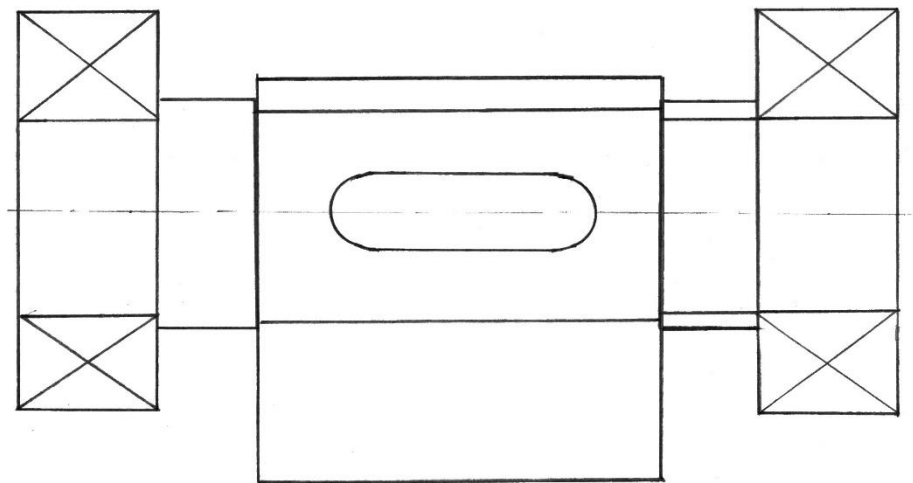
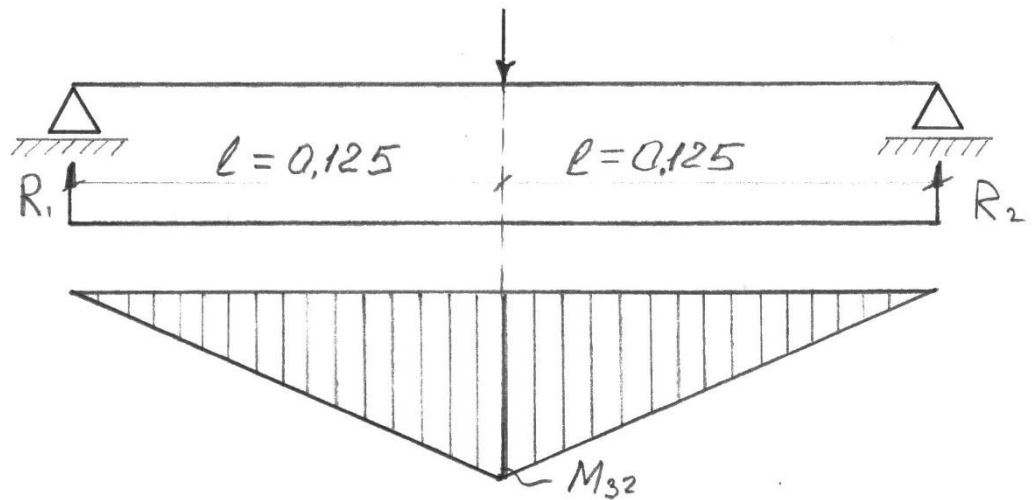


Рисунок 4.2.5. Схема вала

$$R_1 = R_2 = \frac{F_0}{2} = \frac{18486.75}{2} = 9243.38 \text{ Н.}$$

$$M_{32} = R_1 \cdot l = 9243.38 \cdot 0.125 = 1155.5 \text{ Нм.}$$

Тоді

$$M_{np} = \sqrt{11.32^2 + 9243.38^2} = 1155.5 \text{ Нм}$$

Момент опору перерізу

$$W = \frac{nD^3}{32};$$

Де: $D = 8 \cdot 10^{-2}$ м – діаметр вала.

Тоді
$$G_{-1} = \frac{1155.5}{3.14 \cdot 8^3} \cdot 32 = 23 \text{ Мра}$$

$$G_{-1} = 23 \text{ Мра} \leq 40 \text{ Мра} = [G_{-1}]$$

Умова міцності виконується.

3.2.5 Розрахунок опор вала

Вибір підшипників кочення:

В якості опор вала вибираємо роликові радіальні сферичні двухрядні підшипниками:

№ 3615; динамічна вантажопідємність підшипника 3615 $C_k = 200000$ Н;
номінальна довговічність підшипника $L_n = 5000$ г.

Номінальна довговічність підшипника в млн.. об:

$$L = \frac{60 \cdot n}{10^6} \cdot L \cdot h = \frac{60 \cdot 1500}{100000} 5000 = 450 \text{ млн.об.}$$

Номінальна довговічність підшипника в млн.. об. $L = (C/P)^m$, де

C – розрахункова контактна динамічна вантажопідйомність

M

– степенева показник розрахункового навантаження на підшипник

$$P = X \cdot V \cdot F_2 \cdot K_b \cdot K_T, \text{ де}$$

F

– радіальне навантаження на підшипник;

$X = 1$ – коеф. Радіального навантаження

$V = 1$ – коефіцієнт обертання;

$K_6 = 1$ – коефіцієнт безпеки

$K_T = 1$ – коефіцієнт температури

$P = 1 \cdot 1 \cdot 9243,38 \cdot 1 \cdot 1 = 9243,38 \text{ Н}$

Тоді
$$\frac{C}{P} = L^{\frac{1}{m}} = 450^{\frac{3}{10}} = 7.5$$

$$c = 7.5 \cdot p = 7.5 \cdot 9243.38 = 69325.35$$

Порівнюємо C з каталожною C_k

$C = 69325,35 < 200000 = C_k$

Підшипник 3615 задовільняє перевірці по динамічній вантажопідемності.

3.2.6 Розрахунок шпоночного з'єднання

Вихідні дані:

Діаметр вала d , мм – 80

Довжина ступиці l , мм – 100

Крутячий момент на де балансному валу, Н мм – 29,3 кН.

Підбираємо призматичну шпонку по СТЄВ 189-75, для якої $b \times h \times l$ 22x14x80

Матеріал вала – сталь 45

Матеріал ступиці – сталь 45

Матеріал шпонки – сталь 45

Перевіряємо шпоночне з'єднання на зминання

$$G_{з.м} = \frac{2M_{кр}}{dl_p K} \leq [G_{з.м}], \text{ де:}$$

L_p – робоча довжина шпонки – 80 мм

K – довідковий розмір для розрахунку на зминання – 3,3 мм.

$G_{з.м}$ – допустиме напруження на зминання для шпоночного з'єднання 100 МПа.

$$G_{з.м} = \frac{2 \cdot 22.3}{0.08 \cdot 0.0033 \cdot 0.08} = 11.1 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$11.1 \cdot 10^6 < [G_{з.м}]$$

Перевіряємо шпоночне з'єднання на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2M_{кр}}{dl_p b} \leq [\tau_{з.м}], \text{ де:}$$

b – ширина шпонки, $b = 22$ мм

$T_{зр}$ – допустиме навантаження на зріз для шпонки – 80 МПа.

$$\tau = \frac{2 \cdot 22.3}{0.08 \cdot 0.08 \cdot 0.022} = 31.6 \text{ МПа.}$$

$$31.6 < [\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа}$$

Вибираємо шпонка задовольняє умову зминання та зрізу.

3.2.7 Визначення коефіцієнтів пружності обмежувачів коливань і опор віброплощини.

Знаходження їх розмірів.

Коефіцієнт пружності обмежувачів коливань знаходиться з співвідношення:

$$c = l^2 m_{pr} \omega^2 = 1.3 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 157^2 = 1.12 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$$

Визначення основних параметрів обмежувачів виконується в слідкуючій послідовності:

$$s = 2x_0 \cdot \left(1 - ctg^2 \frac{\varepsilon \tau_1}{2} \right) = 2 \cdot 1.5 \left(1 - ctg^2 \frac{\Pi}{2} \right) = 1.9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

знаходимо максимальне зжимання обмежувача;

- висоту обмежувача встановлюємо за формулою:

$$h_{обм} = 15 \cdot S_0 + 5 \cdot 10^{-3} = 15 \cdot 1.9 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3} = 3.3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Площу обмежувача встановлюємо виходячи з формули:

$$S_{обм} = \frac{Ch_{обм}}{E \cdot y}, \text{ де:}$$

Ед – динамічний модуль пружності суми, рівний:

$$(2,1 \div 9) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

$$S_{обм} = \frac{1,2 \cdot 10^8 \cdot 3,3 \cdot 10^{-2}}{6,5 \cdot 10^6} = 0,312 \text{ м}^2$$

Поділивши отриману площу на два, так як віброплощадка складається з 2-х блоків, отримуємо площу обмежувача, що приходить на 1 блок:

$$S_{обм} = \frac{S_{обм}}{2} = \frac{0,312}{2} = 0,156 \text{ м}^2.$$

На кожному блоці можна встановити по два обмежувача. Тоді площа перерізу одного обмежувача буде рівною:

$$S_{пр} = \frac{S_1}{2} = \frac{0,156}{2} = 0,078 \text{ м}^2.$$

Таким чином на кожному віброблоці можна закріпити по дві прокладки з розмірами в плані 0,28x0,28 м і висотою $h = 3,3 \cdot 10^{-2}$ м

Коефіцієнт пружності опор віброплощадки, проектуємих з гуми, знаходимо з умови віброізоляції.

3.2.8 Гумометалічні пружні опори

Перевага такого типу амортизаторів в порівнянні з пружинами є в суттєвому зменшенні маси, збільшенні довговічності за рахунок відсутності частин що труться, а також в більш ефективному гашенні вібрації, обумовленому великим

внутрішнім тертям гуми.

Навантаження на одну опору знаходиться в залежності:

$$F_{обм} = \frac{(m_1 + m_2)g}{n}, H, \text{ де:}$$

N – кількість опор, n = 8

$$F_{обм} = \frac{(1.01 + 5.992)g}{8} = 8.58 \cdot 10^3 H$$

Тоді площу опори можна визначити в залежності:

$$S = \frac{F'_{обм}}{[G]_d} = \frac{8.58 \cdot 10^3}{4.5 \cdot 10^5} = 1.9 \cdot 10^{-2}$$

Висоту опори визначимо виходячи з модуля пружності гуми:

$$E_d = (2.1 \div 9) \cdot 10^6 H / m^2$$

По формулі:

$$h = \frac{E_d \cdot S}{C'_0} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 1.9 \cdot 10^{-2}}{0.6 \cdot 10^6} = 1.6 \cdot 10^{-2} m$$

Де C_0 – коефіцієнт пружності однієї опори.

$$C'_0 = \frac{C_0}{n} = \frac{4.5 \cdot 10^6}{8} = 0.6 \cdot 10^6 H / m^2$$

Таким чином приймаємо розміри для гумо металічних пружних опор:

$D = 1,16 \text{ м}; d = 0.05 \text{ м}; h = 0,16 \text{ м}.$

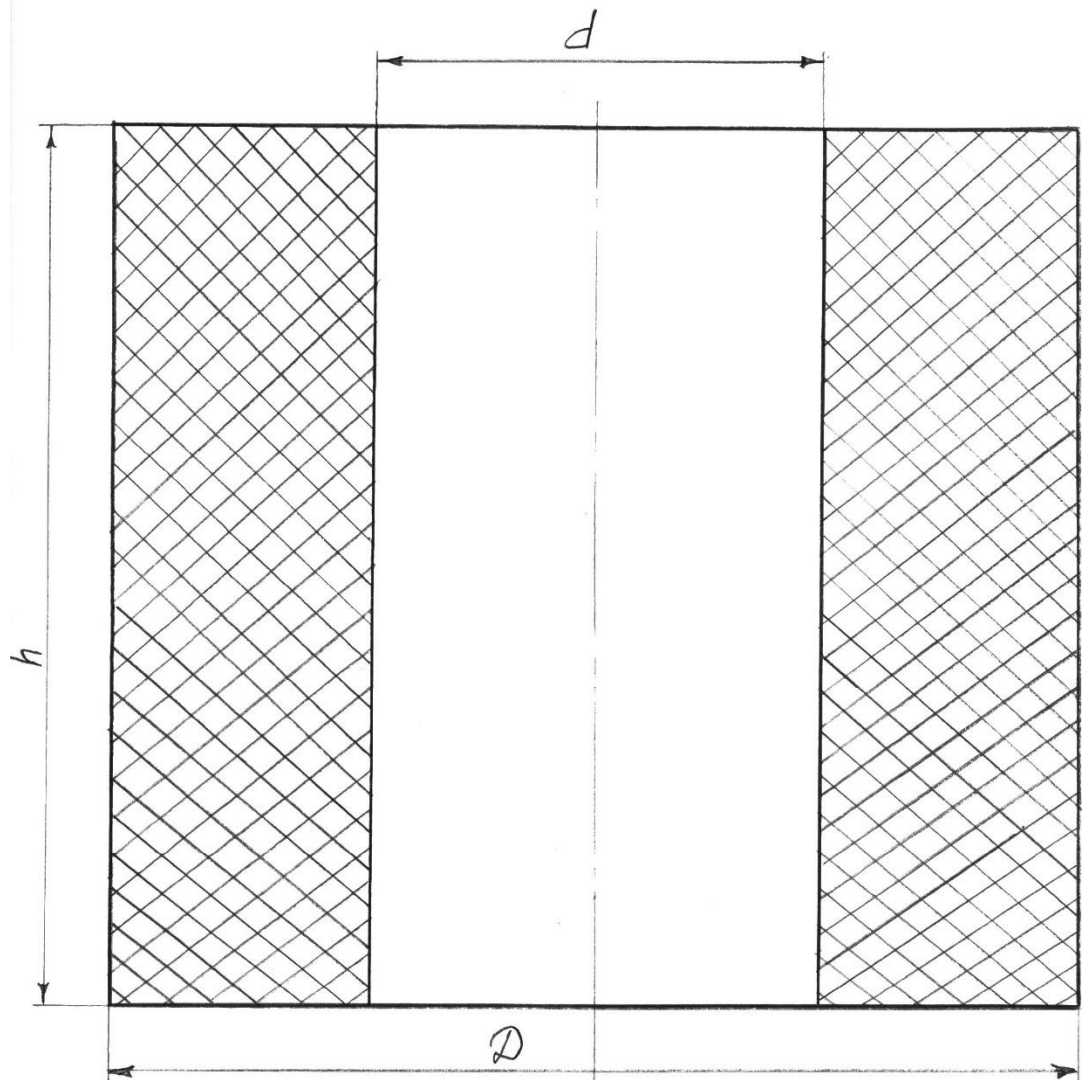


Рисунок 4.2.8 Гумометалічна опора.

Перевірка:

$$S_{pr} = \frac{\Pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{3.14}{4} (0.16^2 - 0.05^2) = 1.8 \cdot 10^{-2} m$$

$$S_{pr} = S, \text{ умову виконано.}$$

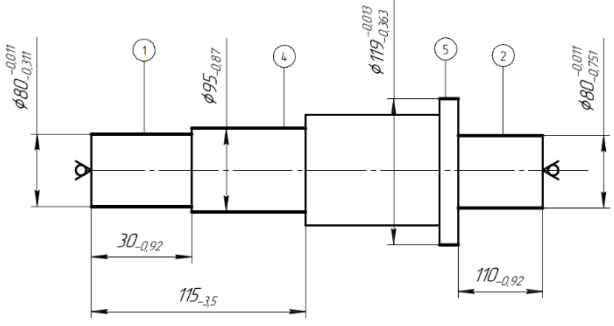
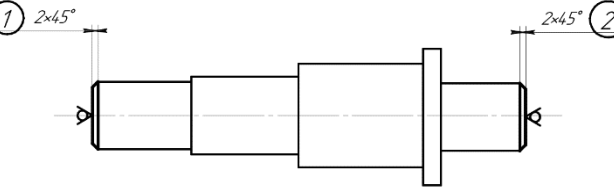
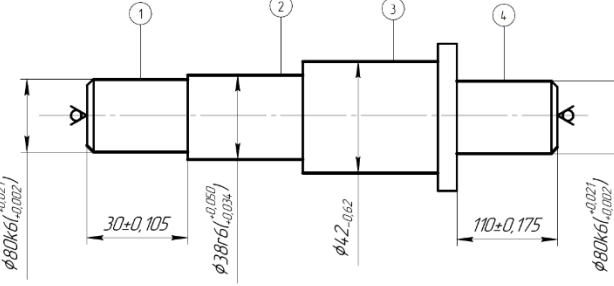
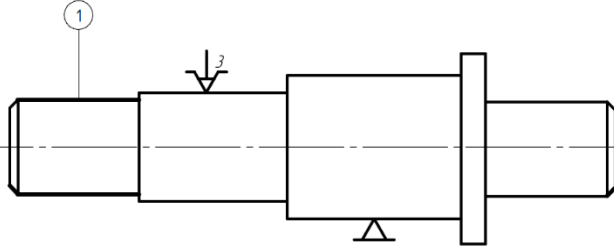
3.3 Паспорт вібромашини

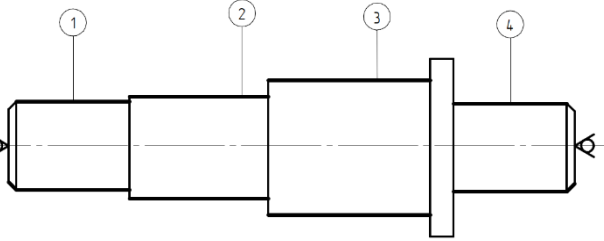
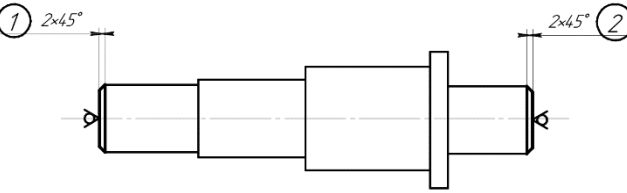
Віброплощадка призначена для формування залізобетонних виробів масою до 6 тон (разом з формою).

Віброплощадка працює в ударно-вібраційному режимі впливу на бетонне середовище.

Технічна характеристика

Вантажопідємність, т	6
Характер коливань	вертикально-направлені
Ударні	
Частота коливань	157 с ⁻¹
Амплітуда коливань	1 мм
Максимальний розмір формуємих виробів, мм:	
Довжина	7000
Ширина	1200
Висота	100
Встановлена потужність, кВт	8,8 кВт
Маса, кг	6000

<p>010 Токарна чорнова.</p> <p>Точити поверхні начорно, витримуючи розміри 1-5</p>		<p>Гідрокопіювальний напівавтомат 1Н713;</p> <p>поводковий парон; центра; різець прохідний відігнутий Т5К10</p>
<p>015 Токарна чорнова.</p> <p>Точити поверхні начорно, витримуючи розміри 1-2</p>		<p>Гідрокопіювальний напівавтомат 1Н713;</p> <p>поводковий патрон; центра; різець прохідний відігнутий Т5К10</p>
<p>020 Токарна чистова.</p> <p>Точити поверхні начисто, витримуючи розміри 1-4, точити канавки для виходу шліфувального круга, витримуючи розміри</p>		<p>Токарно-гвинторізний 16К20Ф3;</p> <p>поводкові центра; різець прохідний відігнутий Ø Т30К4</p>
<p>025 Шпоночно - фрезерна</p> <p>Фрезерувати шпоночний паз, витримуючи розміри 1</p>		<p>Шпоночно - фрезерний 6Д92;</p> <p>призми; фреза шпоночна Ø 8 мм ГОСТ 9140-78.</p>
<p>030 Термообробка</p>		<p>Піч СВЧ</p>

<p>035 Круглошліфувальна. Шліфувати поверхню, витримуючи розміри 1, 2, 3, 4</p>		<p>Круглошліфувальний 3М151, поводковий патрон, центра; шліфувальний круг</p>
<p>040 Круглошліфувальна. Шліфувати поверхні, витримуючи розміри 1-2.</p>		<p>Теж саме</p>

4.2 Вибір устаткування, пристосувань та ріжучого інструменту

Для того, що б перевірити правильність вибраного устаткування наведемо коротку характеристику верстатів, використаних при обробці заданої деталі. Дані відносно потужностей двигунів знадобляться надалі для розрахунку режимів різання.

1. Фрезерно – центрувальний полу автомат МР-76М

Діаметр оброблюваної заготовки, мм 25...80

Довжина оброблюваної заготовки, мм 500-1000

Число швидкостей шпинделя фрези 7

Частота обертання шпинделя фрези, хв.⁻¹ 270;354;1254

Найбільший хід головки фрези, мм 20...400

Кінець фрезерного шпинделя по ГОСТ 836-72 50

Потужність всіх електродвигунів, кВт 6,6

Габаритні розміри 3300x1575

2. Токарний – копіювальний багаторізцевий полуавтомат 1Н713

Найбільший діаметр оброблюваної деталі: 400 мм.

Найбільша довжина оброблюваної деталі: 500 мм.

Найбільший повздовжній робочий хід копіювального супорта: 385 мм.

Найбільший перетин різців: 25x32 мм.

Потужність електродвигуна головного руху: 17 кВт.

3. Токарний с ЧПУ 16К20Ф3

Найбільший діаметр оброблюваної деталі: 400 мм.

Частота обертання шпинделя, об/хв. 12,5 – 2000

Число швидкостей шпинделя 22

Найбільше переміщення супорту:

повздовжнє 900

поперечне 250

Подача суппорту, мм/об

повздовжня 3-1200

поперечна 1,5-600

Потужність електродвигуна головного руху: 10 кВт.

Габаритні розміри 3620x3700

4. Шпонково – фрезерний верстат 6Д931

Ширина фрезерує мого пазу, мм 3...20

Діаметр оброблює мого валу, мм 8...80

Найбільша довжина фрезованого пазу 300

Розмір робочою поверхні стола, мм 200*800

Конус шпинделя 40 (ГОСТ 836-72)

Частота обертання шпинделя, хв.⁻¹ 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 200; 2500; 3150; 4000.

Потужність електродвигуна, кВт:

головного приводу 2,2

приводу подач 0,8

Габаритні розміри 1320x1380

5. Круглошліфувальний 3М151

Найбільший розмір заготовки

діаметр, мм 140

довжина, мм 500

Рекомендований діаметр шліфування 50

Найбільша довжина шліфування 450

Висота центрів над столом 90

Найбільше повздовжнє переміщення стола 500

Частота обертання, об/хв. 50-10000

Найбільші розміри шліфувального круга

діаметр 500

висота 50

Найбільше переміщення шліфувальної бабки 100

Частота обертання шпинделя шліфувального круга, об/хв. 1910;1340

Потужність електродвигуна головного руху: 5,5 кВт.

Габаритні розміри 3070x2400*2075

Для детального опису інструменту, який бере участь у механічній обробці ступінчатого валу, весь вибраний інструмент та пристрої зводимо до таблиці 2.2.

4.3 Вибір технологічних баз

Технологічна база – використовується для визначення положення заготовки або деталі в процесі виготовлення чи ремонту. В процесі обробки на верстатах необхідно визначити поверхні, лінії або точки відносно яких будуть орієнтовані інші поверхні заготовки, які обробляються на даному установі.

При механічній обробці необхідно дотримуватися принципу постійності баз, тобто, прагнути до використання однієї і тієї ж технологічної бази, не допускаючи без необхідності зміни технологічної бази. Прагнення виконати обробку на одній технологічній базі, обґрунтовується тим, що зміна технологічної бази підвищує похибку взаємного розміщення поверхонь, оброблених відносно різних технологічних баз, вносячи додаткову похибку взаємного розміщення самих технологічних баз, від яких проводилась обробка поверхонь.

Для більшості деталей, які являються тілами обертання головною базою є вісь заготовки. Тому за чистову базу для обробки ступінчатого валу обираємо вісь заготовки і її торці, що обробляються на першій операції – фрезерно – центрувальній.. Для підготовки чистової бази потрібно обрати чорнову базу, яка для даної деталі буде зовнішнім діаметром валу. Після підготовки чорнової бази для подальшої обробки використовують чистову базу, отже чистовою базою для обробки валу є центрові отвори, та торці валу. В тих випадках, коли потрібно змінювати базу, тобто для закріплення деталі приймати інші поверхні, необхідно звести похибки базування до мінімуму, для цього використовують спеціальні пристрої та обладнання. Таким випадком є нарізання шпонкового пазу, тоді деталь закріплюється за зовнішній діаметр деталі у призмах. Для більш точного

позиціювання деталі при нарізанні шпоно чого пазу можна окрім призм використовувати центра, але за таких умов значно збільшується підготовчо – заключний час на цю операцію.

4.4 Проектування заготовки

Заготовку проектуємо по ГОСТ 7505-89. Для проектування нам потрібні наступні данні відносно деталі: маса поковки, група сталі, ступінь складності, клас точності.

Масу поковки визначаємо за формулою:

$$m_{пок} = m_{дет} \cdot K_p$$

де $m_{дет}$ – маса деталі;

K_p - коефіцієнт що враховує відходи металу в стружку при механічній обробці поковки;

Д

$$m_{пок} = 1,4 \cdot 1,5 = 2,1 \text{ кг}$$

Група сталі М2, так як заготовка має 0,4% карбону.

Розрахункове значення ступеня складності визначається по формулі:

$$C = M_p / M_{\phi}$$

де M_p – маса поковки;

M_{ϕ} – маса простої фігури, в яку може бути описана заготовка;

$M_{\phi} = 2948,0706$ гр. (з твердотільної моделі заготовки).

Так як заготовка – поковка на ГKM, то клас точності Т4.

Вихідний індекс – 11.

По вихідному індексу назначаємо припуски, та їх значення заносимо до таблиці

4.2.

Д

Л

я

Н

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		48

Г

Таблиця 4.2 – Припуски на механічну обробку

Розмір	Припуск	Допуск
Ø35	2·1,5	+0,8 -0,4
Ø43	2·1,5	+0,6 -0,5
Ø48,8	2·1,4	+0,8 -0,4
Ø35	2·1,5	+0,8 -0,4
Ø30	2·1	+0,8 -0,4
	2·1,3	+1,3 -0,7
	2·1,3	+1,1 -0,5
	2·1,6	+1,1 -0,5
	2·1,3	+1,1 -0,5
	2·1,3	+1,1 -0,5
	2·1,3	+1,3 -0,7

4.5 Розрахунок режимів різання

Режими різання розраховуємо табличним методом [7].

Розглянемо методику розрахунку на прикладі першої операції – 005 фрезерно – центрувальна.

Визначаємо довжину робочого ходу супорту за формулою:

$$L_{p.x} = L_{різ} + u + L_{доп};$$

де $L_{різ}$ – довжина різання;

u - підвід, врізання та перебіг інструменту;

$L_{доп}$ - додаткова довжина ходу, яка обумовлюється в деяких випадках особливостями наладки і конфігурацією деталей;

Вибираємо данні з маршруту обробки та табличних даних [6]

$$L_{різ} = 17\text{мм}; u = 5\text{ мм}; L_{доп} = 0$$

$$L_{p.x} = 17 + 5 = 22 \text{ мм}$$

Призначаємо величину подачі супорта на оборот шпинделя:

$$s_0 = 0,55 \text{ мм/об};$$

Визначаємо стійкість інструменту по нормативам:

$$T_p = 50 \text{ хв};$$

Розрахуємо рекомендоване число обертів шпинделя верстата за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot 88}{3,14 \cdot 38} = 774,39 \text{ хв}^{-1}$$

Уточнюємо швидкість різання по прийнятому значенню числа обертів шпинделя, за формулою:

$$V = \frac{3,14 \cdot 38 \cdot 630}{1000} = 75,17 \text{ м/хв};$$

Розрахуємо основний машинний час обробки за формулою:

$$t_M = L_{p.x} \cdot s_0 \cdot n;$$

де $L_{p.x}$ - довжину робочого ходу супорта;

s_0 - подача супорта на оборот шпинделя;

$$t_M = 220,6 \cdot 630 = 0,063492 \text{ хв};$$

Аналогічним методом розраховуємо режими різання на інші операції, визначенні дані записуємо до таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Дані режимів різання

Найменування операції	Швидкість різання ,м/хв	Подача S,мм/об	Глибина різання t,мм	Кількість проходів шт.	Частота обертання n, 1/хв	Машинний час T _о , хв.	Стійкість інструмента T _{хв} .
005 Фрезерно – центрувальна							
010 Гідрокопіювальна чорнова							
Гідрокопіювальна чорнова							
020 Токарна чистова з ЧПУ							
025 Шпоночно - фрезерна							
035 Шліфувальна							
040 Шліфувальна							

5. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів при роботі віброплощадки.

Вібраційні площадки із-за своєї функціональної особливості є джерелом коливань і шуму. Шум призводить до швидкого втомлення, сприяє виникненню хвороб і знижує продуктивність праці.

Коливання можуть передаватись на фундамент, опорну конструкцію і на людину. Вони шкідливі для торкаючихся з машиною конструкцій і особливо для сприймаючого вібрацію чоловіка.

ГОСТ 12.1.0,12-78 із 1982 року – стандарт СЄВ 1932-79, якого потрібно притримуватись при створенні віброізолюючих пристроїв, що захищають людину на робочому місці, а нормами ГОСТ 12.1.003-76 встановлюють допустимі рівні звукового тиску.

З ціллю попередження виробничого травматизму, професійних захворювань, аварій приведемо аналіз причин, що викликають нещасні випадки і відмітимо шляхи їх рішення.

При експлуатації віброплощадки такого типу можна передбачити дію слідуючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які зведені в таблицю

Таблиця 1. Перелік небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Фактори	Джерело виникнення	Якісна оцінка	Документи
Вібрація	Віброплощадка	$A=1,5 \cdot 10^{-3}$ м	ГОСТ 12.1.012-
Електричний струм	Привод	$U = 380$ В	ГОСТ 12.2.020-
Шум	Співударяння Блоків з формою, дебаланси	$F = 50$ Гц $A = 85$ Дбл	ГОСТ 12.1.003-
Падіння форми при встановленні			
Вологість повітря	Система обігріву бетонна суміш		
Травмотизм	Елементи, що обертаються		

5.2 Розрахунок фундаменту під віброплощадку

Для ізоляції від шкідливої вібрації робочого місця бетонника фундамент, на якому стоїть віброплощадка повинен бути розрахований з врахуванням віброзахисту.

Найменша вага фундаменту, при якому амплітуда вимушуючи коливань не перевищує допустимої величини (A_ϕ), визначається по формулі:

$$G_\phi = \frac{g}{\omega_0^2} \left(K_V + \left[\frac{a_n}{a_\phi} \right] \cdot K_n \right) - G_{nm}, \text{ де}$$

$$K_V = F_\phi \cdot C_z = 8 \cdot 4472 = 35777 \text{ кг / м.}$$

F_f – площа підошви фундаменту 8 м

C_z – коефіцієнт пружнього рівномірного стискання для суттєвої основи з ґрунтом, розрахункові опори котрого $K = 2 \text{ кг/см}^2$ і площею підошви $F < 10 \text{ м}^2$

$$C_z = 4000 \sqrt{\frac{10}{8}} = 4472.12 \text{ кг/м}^2$$

W

– найменша колова частота вібрації бетону, на яку розрахована віброплощадка.
 $\omega_0 = 2\pi f_0 = 2 \cdot 3.14 \cdot 25 = 157 \text{ Гц}$

A_p – найбільша амплітуда коливань площадки в робочому режимі з загального розрахунку $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

A_f – допускаємо амплітуда коливань фундаменту ГОСТ 12.1.012-78, рівна 9 м.

$$[a_\phi] = \alpha [a_p] = 0.5 \cdot 0.04 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м, де}$$

$A_p = 0,04 \text{ м}$ – допустима амплітуда загальних вібрацій на робочому місці при $f_0 = 10 \text{ Гц}$, $\alpha = 0,5$ для $f_0 < 25 \text{ Гц}$.

K_l – коефіцієнт жорсткості віброізолятора площадки в вертикальному напрямку (з загального розрахунку), рівний $9,94 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

$G_{\text{нл}}$ – вага нерухомих частин віброплощадки (опорна рама), рівна 2000 кг.

$$G_\phi = \frac{9.81}{157} \left(35777 + \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 9.94 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^{-5}} \right) - 2000 = 26364,412 \text{ кг} \approx 26,36 \text{ т}$$

Найменша вага фундаменту під віброплощадкою повинна складати 26,36 тон.

Електробезпека роботи віброплощадки з електричним приводом

Для безпеки роботи дебалансів віброплощадки з електричним приводом, що живиться від мережі з напругою 380 В, необхідно виключити будь-яку можливість поразення обслуговуючого персоналу електричним струмом.

Для цього необхідно вірно заземлити машину.

Захисне заземлення – це преднамірене електричне з'єднання з землею

металічних неструмовідних частин, які можуть статись під напругою.

Принцип дії захисного заземлення оснований на зниженні до безпечних значень напруги на корпусі машини. Знижують напругу шляхом зменшення потенціалу зазеленого обладнання за рахунок зменшення опору заземлення.

Опір заземленню пристрою, що використовується для заземлення, повинно бути не більше 40 м. В якості заземлення приймаємо електроди з кутового профілю №10 довжиною $l = 2$ м, а полоса зв'язку між ними стальна, шириною $b = 40$ мм, товщиною $\delta = 4$ мм.

Заглиблення полоси зв'язку $h = 800$ мм

Питомий опір ґрунту з піска рівний $\rho = 150$ Ом м.

Глибина забивки електрода $H = 1,8$ м.

Визначаємо опір вертикального одиночного кутового електрода розтіканню струму

$$R_{tr} = 0.366 \frac{\rho}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + 0.5 \lg \frac{4H + l}{4H - l} \right), \text{ де}$$

d – еквівалентний діаметр кутового профілю шириною полки $b = 0,1$ мм.

$d = 0,95 \cdot 0,1 = 0,095$ м.

$$R_{tr} = 0.366 \frac{150}{2} \left(\lg \frac{2 \cdot 2}{0.095} + 0.5 \lg \frac{4 \cdot 1.8 + 2}{4 \cdot 1.8 - 2} \right) = 47.98 \text{ Ом},$$

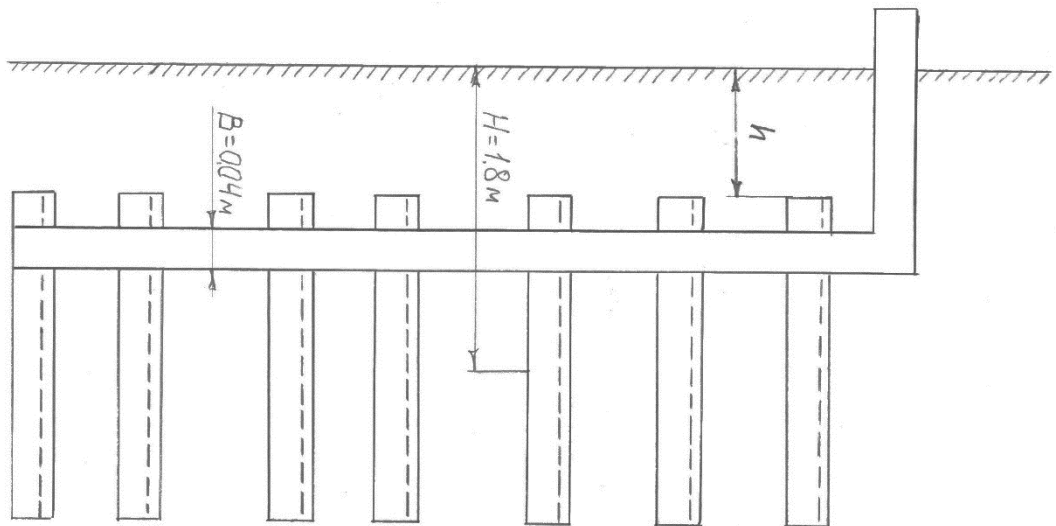


Рисунок 5 – Схема заземлювального пристрою

Визначаємо опір сталюї полоси, з'єднуючі стержньові заземлювачі:

$$R_n = \frac{\rho'_{pos}}{2\pi l} \ln \frac{l^2}{dh} = \frac{885}{2 \cdot 3.14 \cdot 50} \cdot n \frac{50^2}{0.02 \cdot 0.8} = 2.82 \cdot 1.95 = 33.7 \text{ Ом}$$

де: l – довжина полоси – 50 м;

H – проміжок від полоси до поверхні землі – 0,8 м;

$D = 0,5 \cdot 8 = 0,5 \cdot 0,04 = 0,02$ м.

$R_{роз}$ – розрахунковий питомий опір ґрунту при довжині полоси 50 м;

$R_{роз} = 150 \cdot 5,9 = 885$ Ом м;

Визначаємо орієнтовно число n одиничних електродів:

$$n = \frac{R_t}{[\eta] \eta_v} = \frac{47.98}{4 \cdot 1} = 12 \text{ шт}$$

Де:

N – допустимий по нормам опір заземлюючого пристрою.

N – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів.

Приймаємо роз положення вертикальних заземлювачів по контуру з роз положенням між сусідніми заземлювачем 2л.

По довіднику «З техніки безпеки» знаходимо дійсні значення коефіцієнта використання:

$$N_B = 0,76; N_T = 0,74$$

Визначаємо необхідне число вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_B}{[\eta]\eta_v} = \frac{47,98}{4 \cdot 0,76} = 16 \text{ шт}$$

Знаходимо загальний розрахунковий опір заземлюючого пристрою:

$$R_z = \frac{R_{tr} \cdot R_n}{R_{tr} \cdot \eta_v + R_n \cdot \eta_r \cdot \Pi} = \frac{47,98 \cdot 33,7}{47,98 \cdot 0,74 + 33,7 \cdot 0,76 \cdot 16} = 3,81 \text{ Ом}$$

Розрахунок виконано вірно, так як $R_z < N_z$, тобто $3,81 < 4$. Приймаємо для заземлення машини 16 кутових електродів.

5.3 Розрахунок освітлення вібростола

По СНиП –II-4-79 (53)

$$F = \frac{E \cdot S \cdot K \cdot Z}{\eta}$$

Де:

S – площа поста, рівна $S = 20 \cdot 10 = 200 \text{ м}^2$

K = 1,5

N = 0,6 – коефіцієнт використання

Z

E = 200 лк – нормальне освітлення

$$F = \frac{200 \cdot 200 \cdot 1,5 \cdot 1,2}{0,6} = 120000 \text{ лм}$$

Необхідна кількість світильників:

$$n = \frac{F}{F_1};$$

Де:

F

– світловий потік, створений світильником типу H123;
 = 13200 Лм необхідний світловий потік.

$$n = \frac{120000}{1320} = 90.9 \approx 91 \text{ світильник}$$

Інженерне рішення по зниженню рівня шуму передбачене конструкцією ударної віброплощадки.

При роботі ударно-вібраційних площадок співударяння металічних частин викликають з'явлення шуму з високочастотними складаючими спектра, що незадовільно впливає на організм людини. Для зниження від'ємної дії шуму були передбачені наступні заходи:

- співударяючі частини (блок і форма) запобігають ся від удару пружними гумовими прокладками, закріпленими на віброблоках машини;
- при формуванні багатопустотних плит пуансон жорстко кріпляться до віброблоків що надає конструкції жорстку систему і запобігає від бовтанки і брязкоту;
- в якості опорних амортизаторів застосовуються гумові опори зжимання замість металічних пружин.

5.4 Вказівки мір безпеки при роботі на ударно-вібраційних машинах

При підготовці до роботи віброплощадки необхідно притримуватись мір безпеки, котрі викладені в «Единых требованиях безопасности к конструкции строительных и дорожных машин и оборудования для промышленности

строительных материалов, строительного механизированного инструмента и строительного-отделочных машин» (ЦНИИ ТЭ Строймаш, 1971).

Розрівнювати бетону суміш в формі лопатами під час вібрації забороняється.

Категорично забороняється виходити обслуговуючому персоналу на працюючу віброплощадку (форму), працювати з несправним заземленням.

Робоче місце оператора повинно бути добре освітленим.

На період переривів в роботі і по закінченні роботи автоматичний вимикач шкафа-пульту повинен бути вимкненим.

Оглядати, виконувати ремонти тільки при відключеній напруженій мережі напруження.

Фундамент під віброплощадку повинен бути виконаний згідно з будівельними нормами СН-190-61 і СН-18-58 і забезпечувати рівень вібрації на робочому місці в границях санітарних норм. Проєм вібрації повинен бути закритий плитами перекриття.

Заземлення електрообладнання віброплощадки повинно виконуватись згідно з п.п 1-7-26, 1-7-28 і 1-7-29 «Правила устроювання електроустановки» (ПУЭ). Переріз заземлюючих проводів по ГОСТ 21130-75. З'єднання контактні електричні по ГОСТ 10434-75.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Назаренко І.І. Машина для виробництва будівельних матеріалів. – К.: Либідь, 1999. – 386 с.
2. Назаренко І.І., Туманська О.В. Машина і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та особливості експлуатації. – К.: Вища школа, 2004. – 590 с.
3. Анурьев В. И. «Справочник конструктора машиностроителя» - М. Стройиздат, 1982 год.
4. Бауман В. А., Быховский И. И. «Вибрационные машины и процессы в строительстве» - М: Высшая школа 1977 г.
5. Бауман В. А. Быховский И. И. «Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов» Справочник-М: Машиностроение 1984 г.
6. Гузенков П. Г. «Детали машин» - М: высшая школа 1982 г.
7. Руководство по технологии формирования железобетонных изделий М: Стройиздат 1977 г.
8. Савинов О. А., Лавренович Е. В. «Теория и методы виброформирования железобетонных изделий» - М:Стройиздат 1972 г.
9. Чубук Ю. Ф., Назаренко И. И., Гарнец В. Н. «Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей» Киев: Высшая школа 1985 г.

ДОДАТКИ

					Дипломний проект	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		61