

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: «Вібропрес для виготовлення стінових елементів із використанням доменних шлаків»

студента: Нікітіна Владислава Олексійовича
(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: «Вібропрес для виготовлення стінових елементів із використанням доменних шлаків»

студента: Нікітіна Владислава Олексійовича
(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.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра Машин і обладнання технологічних процесів
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП

_____ /д.т.н., проф. **І.І. Назаренко/**
“ _____ ” _____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

на дипломний проект студенту
Нікітіну Владиславу Олексійовичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Вібропрес для виготовлення стінових елементів із використанням доменних шлаків**

Керівник проекту: Клименко Микола Олександрович, канд.техн.наук, доцент.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора КНУБА № 1949/2 від “15” грудня 2022 року.

2. Строк подання студентом проекту 29 травня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту:

Номінальне зусилля пресування - 1800 кН; кількість одночасно пресованих виробів - 2 шт.; продуктивність - 32 шт./хв.; висота виробів – 65-100 мм.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): Вступ. Огляд та аналіз існуючих конструкцій вібропресів. Загальні розрахунки. Розрахунки на міцність деталей та вузлів. Технологічні розрахунки. Техногенна безпека.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Загальний вид вібропресу – 2 арк., механізм пресування – 1 арк., колінчастий вал – 1 арк., креслення деталей – 1 арк.; технологічна схема виготовлення вала – 1 арк.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техногенна безпека	к.т.н., доцент Гаркавенко О.М.		

7. Дата видачі завдання 19 грудня 2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки.	20.03.2023	25%
2.	Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів.	17.04.2023	50%
3.	Розрахунки та робочі креслення деталей.	15.05.2023	75%
4.	Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист.	29.05.2023	100%

Студент _____
(підпис)

Керівник проекту _____ Клименко Микола Олександрович, к.т.н., доцент

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ ВИРОБІВ	8
1.1 Класифікація способів без вібраційного ущільнення та фізика процесу пресування	8
1.2 Існуюче обладнання для пресування будівельних виробів.....	11
1.3 Огляд машин, що захищені патентами та авторськими правами	32
1.4 Аналіз і висновки	41
2 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК МАШИНИ.....	42
2.1 Вибір та обґрунтування конструктивної схеми	42
2.2 Визначення коливальних мас	46
2.3 Визначення необхідного режиму коливань	47
2.4 Визначення сумарного статичного моменту	48
2.5 Розрахунок конструктивних розмірів дебалансів.....	50
2.6 Вибір й розрахунок пружних зв'язків.....	52
2.7 Розрахунок потужності електромеханічного вібратора	54
3 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ МАШИНИ НА МІЦНІСТЬ	56
3.1 Розрахунок дебалансного вала вібратора.....	56
3.2 Розрахунок підшипникових опор дебалансного вала вібратора.....	58
3.3 Розрахунок шпоночного з'єднання.....	59
3.4 Розрахунок болтів кріплення вібратора	60
3.5 Розрахунок зварювальних швів	62
3.6 Розрахунок міцності елементів рамної конструкції	63

4	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	65
4.1	Визначення економічного ефекту заходу НТП	65
5	ОХОРОНА ПРАЦІ	70
5.1	Аналіз потенційно небезпечних й шкідливих факторів.....	70
5.2	Інженерні рішення, що запобігають надлишковій вібрації.....	71
5.3	Висновки та пропозиції щодо заходів захисту від потенційно небезпечних й шкідливих факторів.....	76
	ЛІТЕРАТУРА	77
	ДОДАТКИ	78

ВСТУП

Бетонні стінові блоки ГОСТ 6122-84 "Камни бетонные стеновые. Технические условия" використовують у відповідності до будівельних норм та правил для несучих та загороджувальних конструкцій житлових, громадських й промислових будівель, головним чином у малоповерховому будівництві. Великим попитом користуються у індивідуальному будівництві.

Технологія виробництва стінових блоків проста, складається всього з декількох предметів – дозування, змішування і формування – а тому може бути засвоєна у будь-якому, навіть малому господарстві. Незначні капітальні вкладення, простота устаткування та використання у якості заповнювача місцевих відходів виробництва гарантує рентабельність виробництва.

Машина для виготовлення бетонних стінових блоків розміром 39031903188 мм з щілиноподібними пустотами зібрана на звареній рамі і включає станіну, вібростіл, форму, пуансон, бункер-заповнювач, витратний бункер та каретку подачі піддонів. Вібростіл встановлюється на чотирьох пружних зв'язках. Принцип його роботи полягає у створенні вібраційного впливу на бетон, що міститься у формі.

Завданням проектувальника вібраційних машин є створення коливальних систем, які забезпечують динамічні параметри впливу на бетонну суміш, що задані технологією. Завданням проекту є розробка вібропреса, який забезпечує технологічний процес формування бетонних стінових блоків. При цьому машина, що проектується, повинна:

1) працювати у заданому режимі:

- кутова швидкість вібростола $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$;
- амплітуда коливань $x_0 = 0,4...0,5 \text{ мм}$;

- час вібрації $t = 7$ сек;
- зусилля пресування $1,4 \cdot 10^6$ Па.

2) устаткування повинно розроблятися згідно ГОСТ 15.005-86, як виріб дрібносерійного виробництва (нестандартне), що збирається на місці експлуатації.

1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ ВИРОБІВ

1.1 Класифікація способів без вібраційного ущільнення та фізика процесу пресування

Безвібраційний спосіб ущільнення сумішей оснований на застосуванні тиску на суміш, що перебуває у формі або у спеціальній формувальній порожнині. Принципова відмінність безвібраційного способу ущільнення сумішей від вібраційного полягає в тому, що переміщення частинок матеріалу відбувається головним чином в напрямі прикладеного тиску. За такої дії фактично не проявляється поперечне макропереміщення частинок у формі.

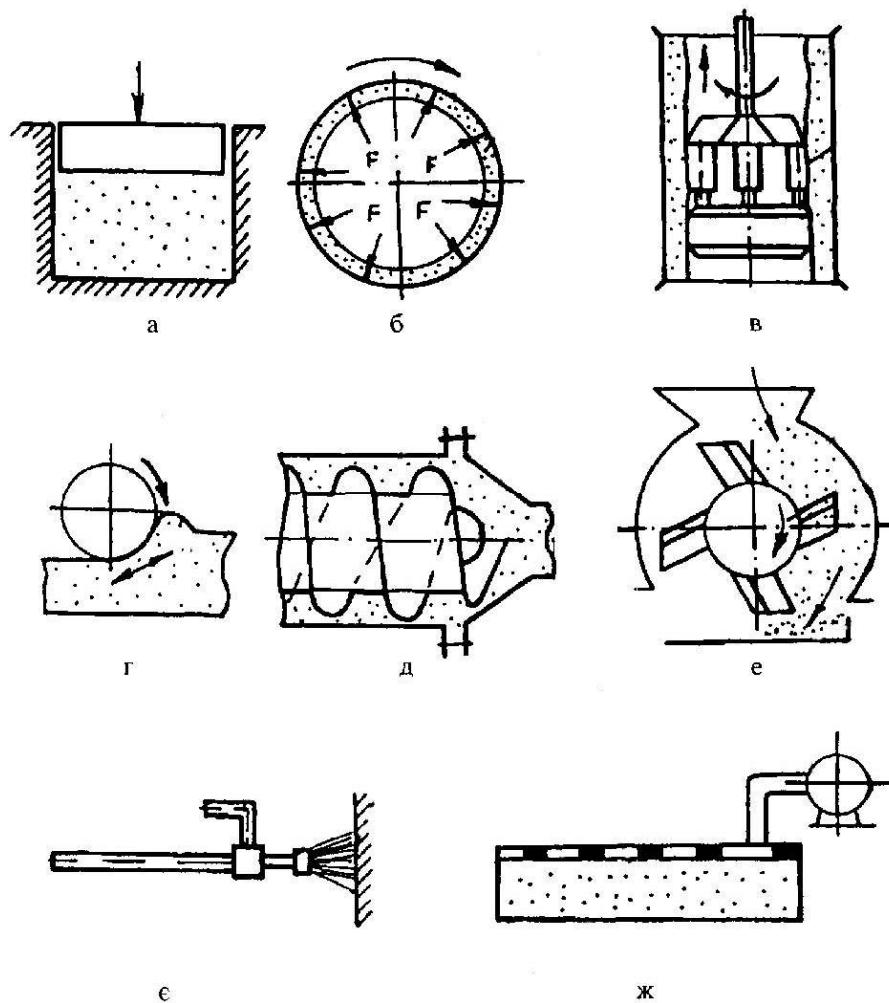
Означений спосіб застосовується для виробництва деяких будівельних виробів і матеріалів (плит, панелей, залізобетонних труб, бетонних порожнистих блоків, шлакоблоків, цеглин тощо).

Безвібраційні способи ущільнення суміші поділяють на статичні і динамічні. До статичних належать [1] пресування, прокат, екструзія, вакуумування, до динамічних – пневматичний і механічний набризки. Такий поділ певною мірою є умовним, оскільки все залежить від швидкості прикладання сил і фізико-механічних властивостей матеріалу, що підлягає ущільненню.

На рис. 1.1 зображені існуючі способи безвібраційного ущільнення сумішей [7].

Загальна фізична сутність процесу пресування полягає в такому.

При пресуванні необоротна зміна об'єму матеріалу, що стискується, можлива лише при отриманні деформації, яка перевищує пружну. Залишкова



а, б, в – статичне пресування; г – роликве пресування; д – екструзійне пресування; е – механічний набризк; є – пневматичний набризк; ж – вакуумний спосіб

Рисунок 1.1 - Способи безвібраційного ущільнення сумішей

деформація виникає в матеріалі при певному прикладеному до нього навантаженні, яке прийнято називати граничним. Упродовж всього часу (циклу) пресування в будь-якій фіксований момент збільшення навантаження викликає нарощування пластичної деформації і зміну щільності матеріалу. Кінетика процесу ущільнення матеріалу при пресуванні визначається умовами пластичної деформації підданого стиску пористого тіла, механічні властивості якого залежать від фізико-механічних і технологічних властивостей сировинної маси.

В якості показника пресування беруть зміну щільності, міцності і пружності матеріалу залежно від тиску пресування або зміну зусилля пресування від

деформації матеріалу. У зоні, яка відповідає початку пресування, відбувається більш швидке зменшення об'єму матеріалу завдяки вільному переміщенню і зсуву частинок. При цьому з матеріалу вибухає більша частина повітря і на ущільнення витрачається небагато енергії. В зоні ущільнення можливе лише за деформації частинок матеріалу, внаслідок чого необхідною є значна витрата кількості енергії. Наприкінці процесу пресування при найбільшому тиску відбувається перехід пружної деформації в пластичну, через що структура виробу зміцнюється і зберігається задана форма. На пресах, що застосовуються в промисловості, неможливо здійснити так зване квазістатичне пресування, оскільки необхідне відносно повільне прикладання навантаження. У більшості випадків швидкість органу, що пресує, достатньо велика, а тому в результаті невідповідності швидкості деформації і релаксації напружень на діаграмі пресування виникає ділянка, яка відображає розширення виробу після зняття навантаження.

Для підвищення ефективності пресування [1] використовують ефект поєднання тиску і вібрації робочим органом 1 (рис. 1.2), що дає змогу на початковій стадії ущільнення зруйнувати взаємозв'язок частинок і поліпшити їх взаємну рухливість. Внаслідок спільної дії вібрації і тиску складається більш компактна структура майбутнього виробу. Тривалість вібрації 3...30 с. Застосування вібрації дає також можливість зменшити тиск пресування до 0,5...5,0 МПа.

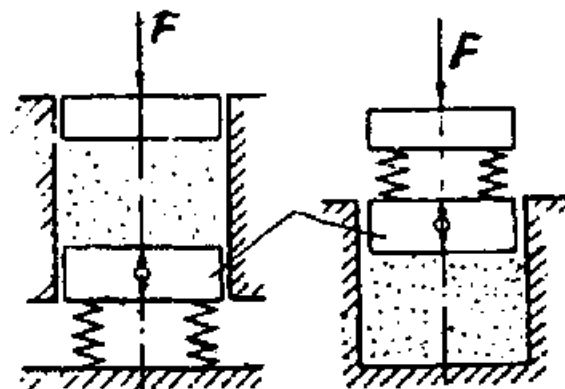


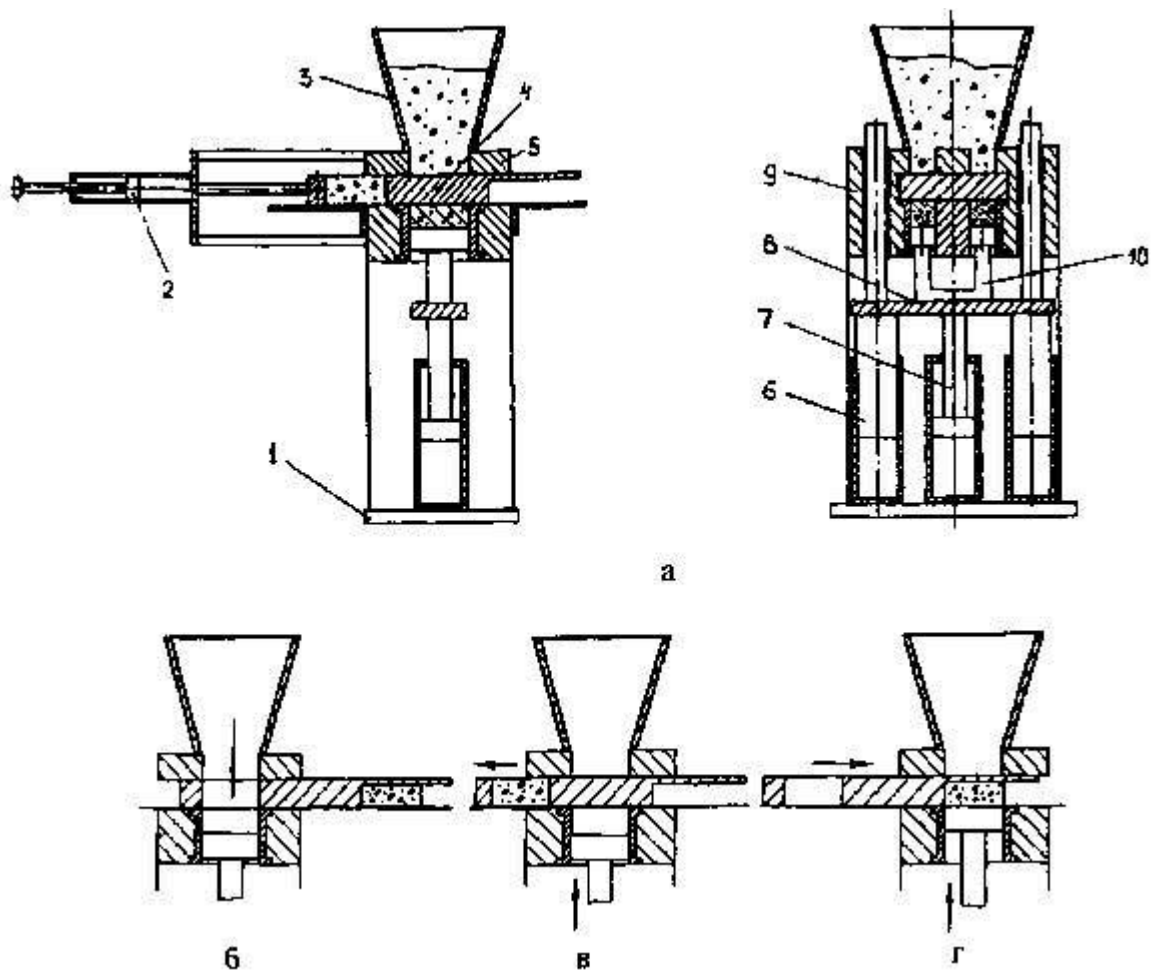
Рисунок 1.2 - Схема до визначення фізики процесу вібропресування

1.2 Існуюче обладнання для пресування будівельних виробів

1.2.1 Гіперпрес для виготовлення цегли

Традиційна технологія виготовлення цегли напівсухим способом [7] передбачає ущільнення суміші на пресах, що забезпечують тиск 10...15 МПа з наступною операцією випалювання. Гіперпресування відрізняється застосуванням набагато більшого тиску (40...60 МПа) і виключає операцію випалювання, що є перевагою цього способу порівняно зі звичайним пресуванням. Крім цього, технологія гіперпресування дає змогу виготовляти цеглу з дуже точними геометричними розмірами (відхилення розмірів від норм не перевищує 0,2 мм), значно більшої міцності та високими показниками морозостійкості. Якщо для напівсухого способу цегли використовується, як правило, прес-порошок на основі глини з різними добавками, то для гіперпресування можна застосовувати різні відходи виробництва. Так, у технологічній лінії гіперпресування (розробник – науково-виробниче підприємство "Конвеєр", м. Київ) використовуються відходи гірських порід териконів, що мають дуже низьку вологість (менше 1%). За умовою цієї технології величина заповнювача становить для цегли – 0...5 мм, а в'язуче – цемент (7%). Для виробництва кольорової цегли додають фарбу, а також невелику частину води. Головною машиною у технологічній лінії є прес, що складається (рис. 1.3) із механізму пресування, вузла шибера і завантажувального бункера. Всі механізми змонтовані на станині, яка являє собою закриту раму, що складається з двох вертикальних стояків і двох траверс – верхньої і нижньої. На нижній траверсі 1 встановлено три гідроциліндри, які забезпечують зусилля пресування. Два гідроциліндри 6 плунжерні, а один 7 – поршневий. Штоки цих циліндрів

з'єднані з рухомою траверсою 8, яка тримає на собі пуансон 10. Траверса рухається строго вертикально завдяки напрямним 9, що ковзають через спеціальні



а - схема конструкції; б-г - схеми процесу формування

Рисунок 1.3 - Гіперпрес

втулки, вмонтовані у верхню траверсу. Рух напрямних обмежується гвинтовими упорами, які визначають нижнє і верхнє положення рухомої траверси з пуансоном. Нижнє положення пуансона визначає об'єм матриці і відповідно товщину готового виробу. Контроль руху пуансона здійснюється спеціальними датчиками, що закріплені на стійках і мають відповідні контактні елементи, котрі знаходяться на рухомій траверсі. Верхня траверса несе на собі бункер 3. Останній має подвійні стінки, поміж якими в порожнинах циркулює мастило, котре передає своє тепло на стінки, чим запобігає налипанню на них формувальної суміші. Між

верхньою траверсою і матрицею міститься шибер 4, що здійснює зворотно-поступальний рух у горизонтальній площині за допомогою гідроциліндра 2. Шибер має вікна (кількість вікон визначається кількістю цеглин, що формуються одночасно), через які суміш з бункера потрапляє у порожнину, утворену матрицею і пуансоном. Для зменшення зносу шибера поверхня його покрита зносостійкими плитами 5, а одна із сторін шибера має вибірку, в якій розміщується цеглина після її формування.

Робота преса здійснюється в автоматичному режимі в такій послідовності: формувальна маса потрапляє у бункер преса і після переміщення шибера у крайнє праве положення (рис. 1.3, б) через вікна шибера заповнює матрицю; пуансон при цьому опускається і по досягненні нижнього його положення відбувається цілковите заповнення матриці; щодо шибера, то він в цей момент починає рухатися у зворотному напрямку і перекриває отвір між бункером і матрицею, утримуючи в своїх вікнах залишки суміші. При підході матриці у середнє положення ліворуч (отвір бункера перекритий) (рис. 1.3, в) пуансон рухається вгору, здійснюючи в такий спосіб процес ущільнення. При досягненні максимального тиску відбувається остаточне пресування, яке триває кілька секунд, і потім по команді від реле часу тиск на виріб знімається, а шибер переміщується далі у ліве крайнє положення, при якому вивільняється простір, утворений виточкою в шибери, куди при русі пуансона вгору піднімається готовий виріб (рис. 1.3, г). Далі шибер робить зворотний рух праворуч, і стінкою, що утворена вибіркою, він виштовхує цеглину, а вікна шибера тепер співпадають з отвором бункера і суміш знову заповнює порожнину матриці, відкриваючи таким чином шлях до наступного циклу формування.

1.2.2 Механічний колінно-важільний прес СМ-1085А

Механічний колінно-важільний прес [7] СМ-1085А призначений для напівсухого пресування будівельної цегли.

Найбільша продуктивність преса по нормальній цеглі (250×120×65 мм) складає 2160 шт/год, при сумарній потужності електродвигунів (привода преса, регулятора глибини і електричних підігрівників) 45,4 кВт. Найбільше зусилля пресування 6300 кН при загальній масі преса 32,6 т. Максимальна товщина виробів складає 0,01 м при найбільшій глибині засипання порошку 0,02 м. Режим пресування – двосторонній, одноступінчатий при можливості одночасного пресування чотирьох цеглин.

Прес СМ-1085А (рис. 1.4) складається зі станини, пресувального механізму, столу, приводного, проміжного і колінчатого валів, регулятора глибини засипання прес-порошку, засипної каретки, штампа, пневматичного амортизаційного пристрою, пневматичного зйомника, привода і централізованої мастильної системи.

Станина 27 виконана суцільнозварною з опорами під приводний 34, проміжний 37 і колінчатий 22 вали, стіл і вал каретки 10. У станині маютьс я бічні стійки 18 для встановлення пресувального механізму. У передній середній частині станини встановлена ексцентрикова вісь з роликом 24 для виштовхування виробів. Направляючі штанги 17 зв'язують пресувальний механізм, що складається з верхньої 15 і нижньої 13 серг, з'єднаних осями 12, 14, 16.

Станина в нижній частині має фундаментальну плиту 26.

Пресувальний механізм (рис. 1.5) являє собою тверду раму з двох направляючих штанг 17, 19, зв'язаних між собою вгорі віссю 21, а внизу - нижньою пресувальною траверсою 9. Рама може вертикально переміщатися по бічних стійках 18 (рис. 1.4) станини для забезпечення виштовхування виробів із

прес-форм і двостороннього пресування. До осей 21, 23, 24 із втулками 20, 22, 25 шарнірно підвішені верхня 15 і нижня 14 серги з п'ятою 13, повзуном 12 з верхньої 11 і нижньої 10 пластинами і шатуном 4 із кришкою 3.

Верхній пресувальний повзун 12 вертикально переміщується по площині штанг 17, 19, прикріплених спеціальними шпонками 16 і 18 до верхньої і нижньої траверс. Шарніри мають бронзові вкладиші 25, 26 ковзання, рознімна голівка шатуна 4 також має бронзові вкладиші 5, 6 ковзання, встановлені в півкільці 7 і кришці 3. У нижній частині шатуна 4 закріплені змінні копіри 1, 2 виштовхування (для виробів товщиною 65-80 і 100 мм). Положення пресувального механізму по вертикальній осі змінюють з допомоги піднімального гвинта циліндра 8 (рис. 1.5).

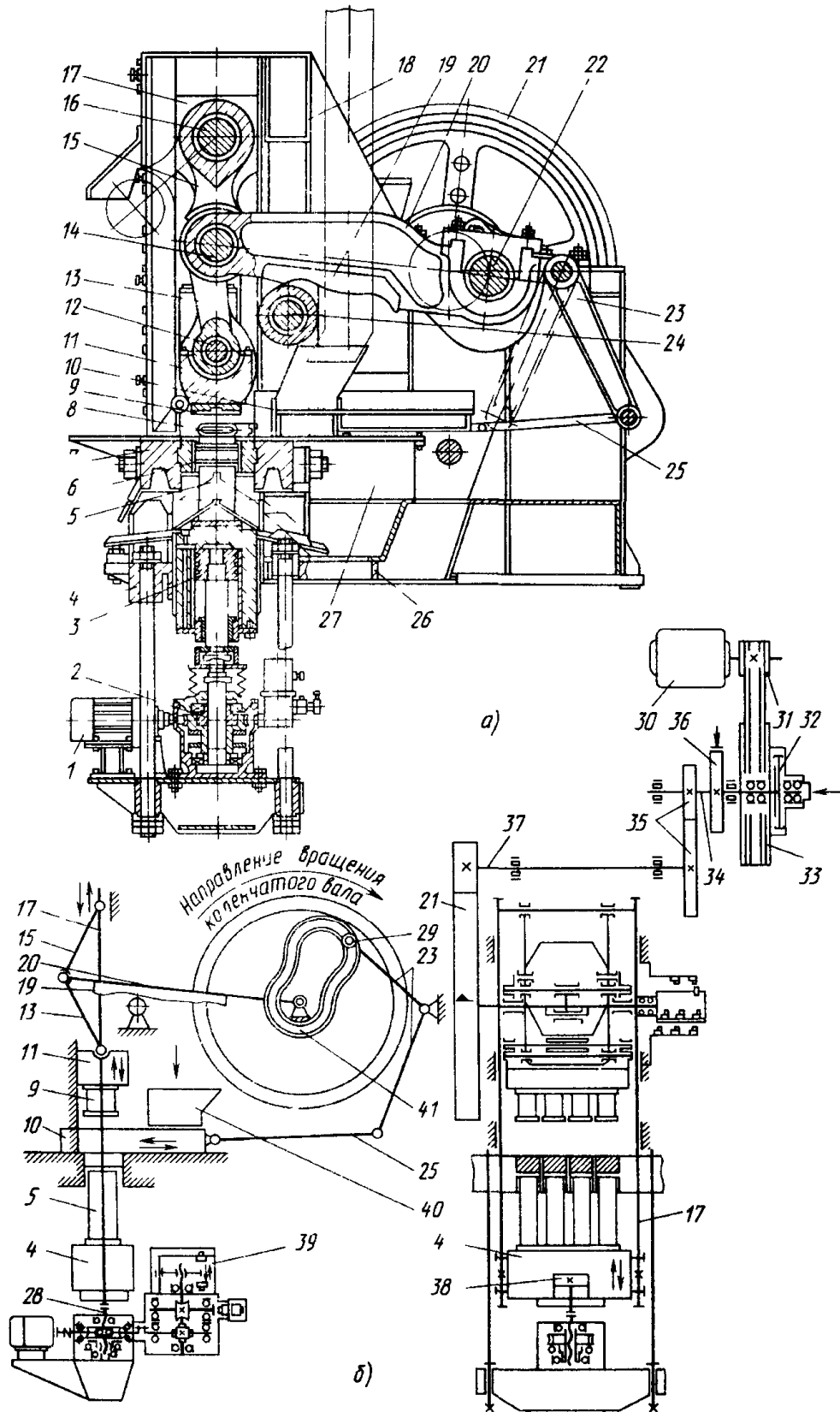
Стіл преса (рис. 1.4) являє собою раму 7, що складається з переднього і заднього брусів, стягнутих за допомогою двох шпильок, між якими змонтовані прес-форми 6. Рама 7 столу вмонтована в пази станини 27 і жорстко закріплена болтами і клинами.

Регулятор 2 глибини засипання прес-порошку призначений для зміни положення нижніх штемпелів шляхом зміни положення по висоті рами пресувального механізму за допомогою електродвигуна 1, на траверсі 4 якого жорстко змонтований нижній штемпель 5. Зусилля підйому передається через поршень 3 піднімальним гвинтом 28.

Регулятор (рис. 1.6) являє собою спеціальний черв'ячний редуктор з піднімальним гвинтом 7, черв'як 11 якого одержує обертання від електродвигуна через пружну муфту, що складається з напівмуфт 20, 22 із зірочкою 21. Гвинт 7 шарнірно зв'язаний зі штоком 18 циліндра траверси 9 механізму пресування. Черв'ячний редуктор встановлений під пресувальним механізмом на траверсі 9, підвішеної на двох колонках 2 і 5.

Засипна каретка 10 призначена для подачі порошку з засипної шухляди в порожнину прес-форм 6 (рис. 1.4).

Подача массы из мешалки-питателя



а - загальний вид; б-кінематична схема

Рисунок 1.4 - Колінно-важільний прес СМ-1085А

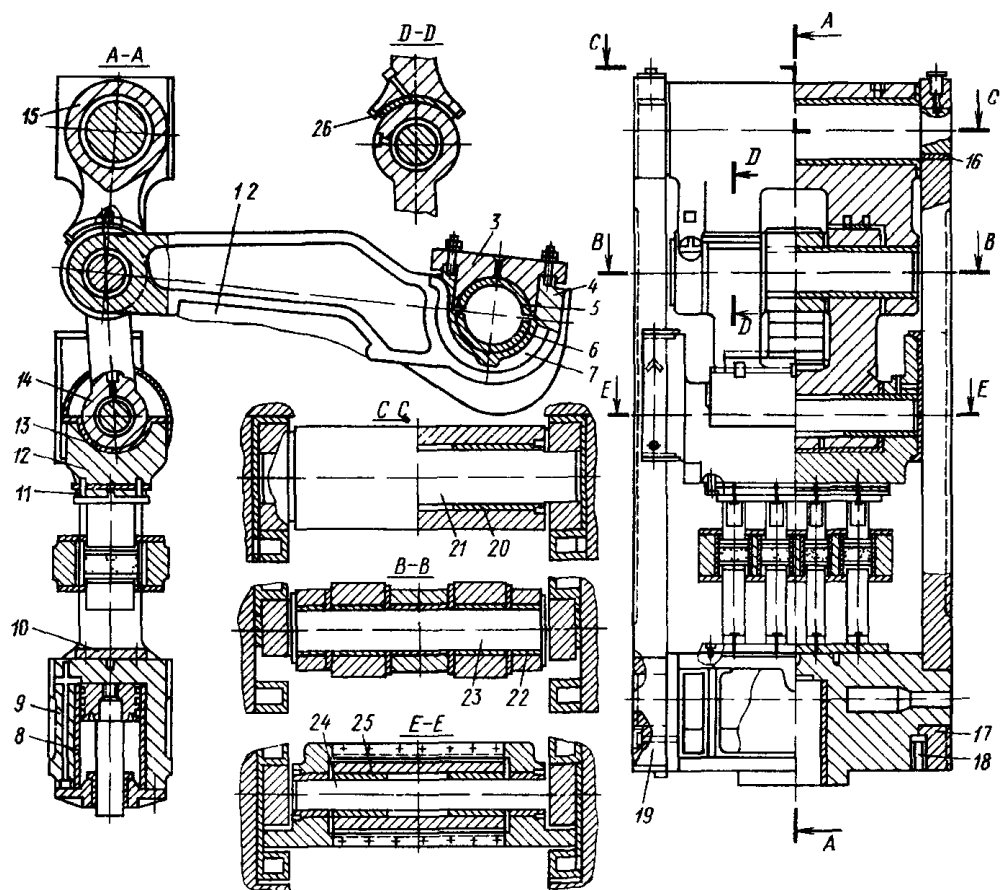
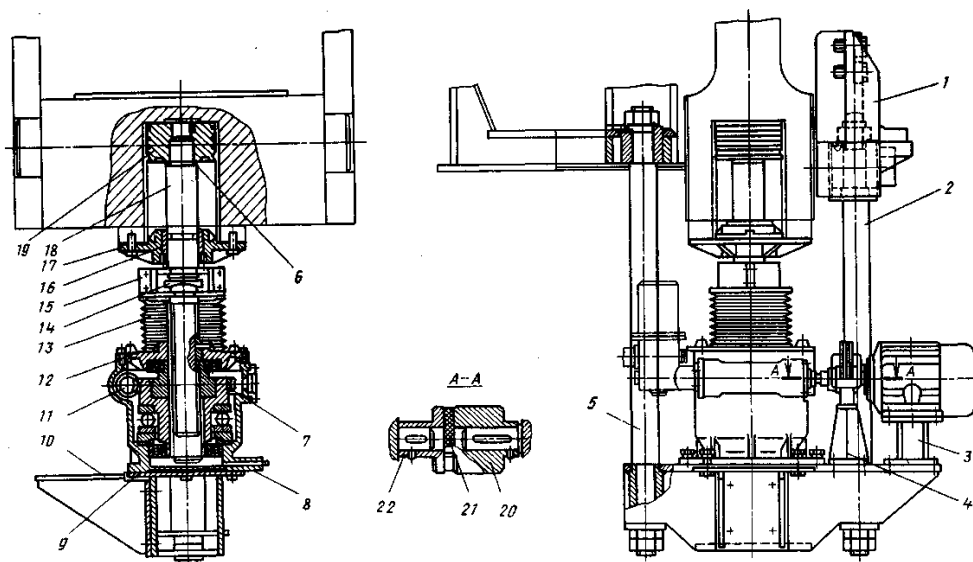


Рисунок 1.5 – Пресувальний механізм



1 - кронштейн; 2 - передній стовпчик; 3, 4 - стійки; 5 - задній стовпчик; 6 - прокладка; 7 - гвинт; 8 - виконавчий механізм регулятора; 9 - траверса; 10 - кронштейн; 11 - черв'як; 12 - скоба; 13 - кожух; 14 - сухар; 15 - напівхомут; 16 - втулка; 17 - кришка; 18 - шток; 19 - поршень; 20 - напівмуфта; 21 - зірочка; 22 - ведена напівмуфта

Рисунок 1.6 - Регулятор глибини засипання прес-порошку

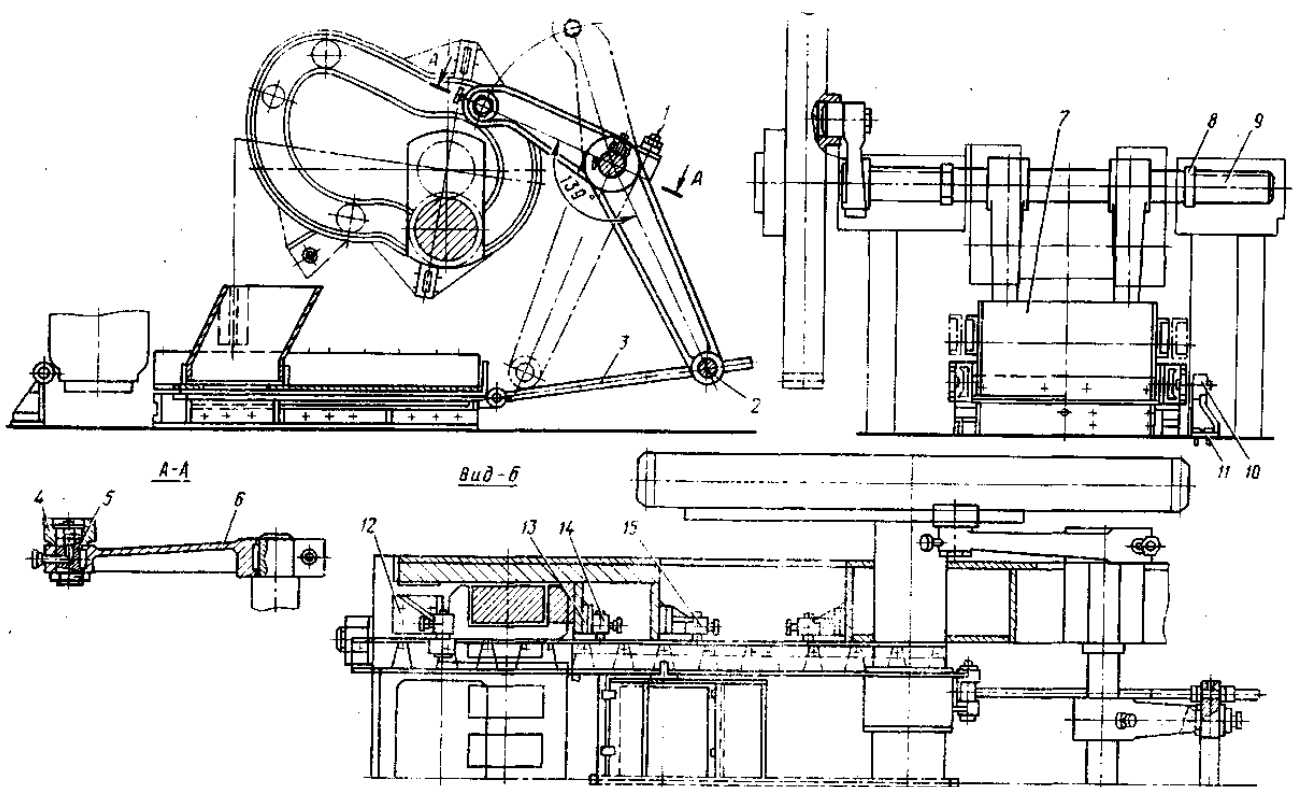
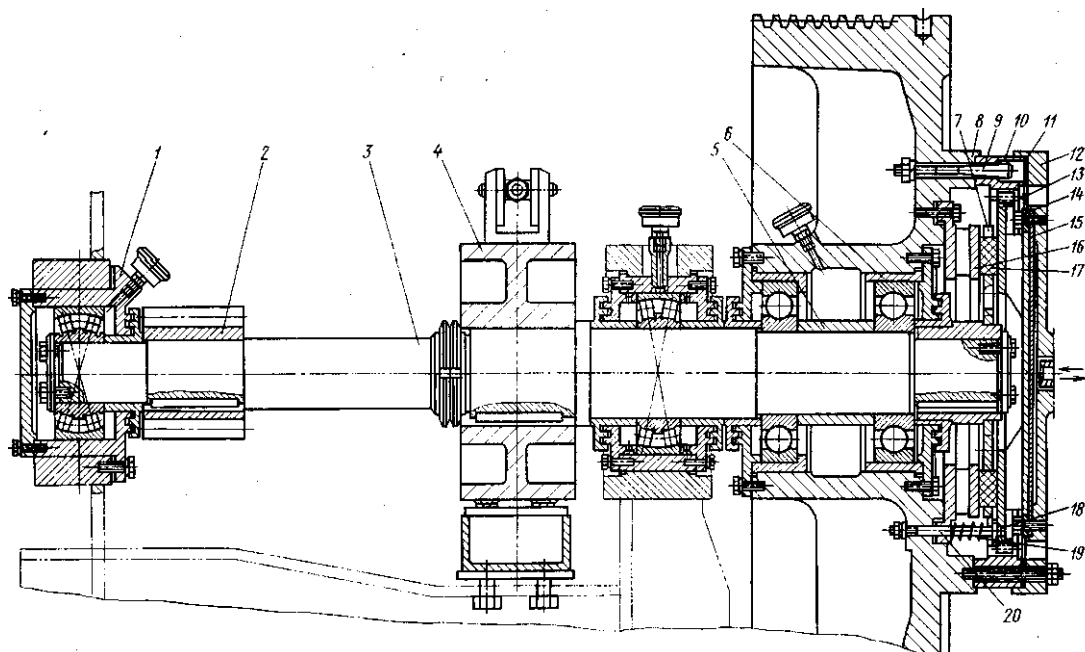


Рисунок 1.7 - Засипна каретка і засипний ящик



1 - стакан; 2 - шестірня; 3 - вал; 4 - гальмовий шків; 5 - розпірна втулка; 6 - стакан; 7 - фрикційний диск; 8 - шків-маховик; 9 - зубчатий вінець; 10 - конічний штифт; 11 - регульовальна прокладка; 12 - кришка; 13 - зубчатий натискний диск; 14 - кільце; 15 - діафрагма; 16 - упорний диск; 17 - фрикційний вкладиш; 18 - штир; 19 - пружина; 20 - конічний штифт

Рисунок 1.8 - Приводний вал

Каретка (рис. 1.7) складається з верхньої і нижньої частин, засипної шухляди 7, вала переміщення каретки 9 з важелями 2, 6 і регулювальними гайками 8, прикріпленими гвинтом 1, а також пальця 5 і ролика 4 тяги 3, роликоопор 10, 12, 14, 15. Верхня частина пересувається напрямними по восьми роликових опорах. Одна пара роликових опор 12 встановлена на передньому брусі столу, а три пари роликових опор 14, 15 змонтовані на ребрах станини. Положення роликів регулюється прокладками 11.

Роликоопори 14 прикріплені до плити 13. Нижня частина каретки - що плаває, складається зі звареної рами з гумовими ущільнювальними смугами.

Штамп призначений для пресування виробів і складається з чотирьох прес-форм, чотирьох верхніх і нижніх штемпелів. Прес-форми являють собою сталевий корпус з чотирма порожнинами прямокутного перетину, стінки яких мають невеликий нахил 0,4...0,5 % в бік для полегшення виштовхування виробів. У порожнині вставляються лицьовальні змінні пластини. Сталевий корпус прес-форм вставляється в пази столу і кріпиться двома горизонтальними шпильками. На верхньому і нижньому штемпелях маються по чотирьох пуансона, на яких установлюють підкладкові і лицьові плити з електричними підігрівниками для запобігання налипанню прес-порошку на поверхні лицьових плит.

Пневматична амортизаційна система служить для зм'якшення ударів пресувальний механізм, після виштовхування сирцю. Система складається з циліндра, регулювальної апаратури і трубопроводів. Удар сприймає повітряна подушка в порожнині між поршнем і дном циліндра.

Приводний вал (рис. 1.8) призначений для передачі крутного моменту від привода до проміжного вала. Приводний вал складається з власного вала 3, шестірні 2, гальмового шківів 4, шківів-маховика 8, однобічного пневматичного фрикційного диска 7.

Проміжний вал (рис. 1.9) передає крутний момент від приводного вала до колінчатого і складається з власного вала 4 і двох шестірень 3 і 13. Колінчатий вал (рис. 1.10) спирається на підшипники 5 ковзання і передає рух через шатун 6

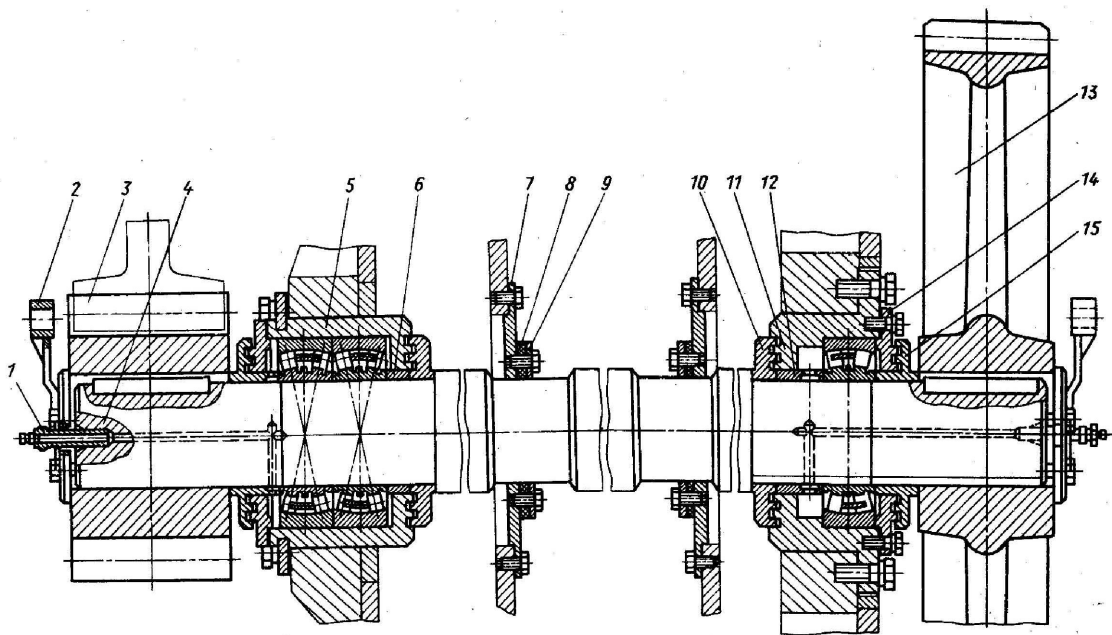
на механізм, що пресує. Вал складається з власне вала 4, губчатого колеса 1, на внутрішній поверхні якого болтом 3 з потаємною голівкою жорстко прикріплений профільний кулак 2 переміщення каретки.

Пневматичний знімач 8 (рис. 1.4) служить для видачі сирців за зону преса й укладання їх на конвеєрну стрічку. Пневматичний знімач складається з п'яти діафрагмових захоплень, з яких три середніх - здвоєні. Пневматичні захвати змонтовані на передній частині каретки.

Привод преса складається з електродвигуна 30, на валу якого насаджений змінний шків 31 із клинопасовою передачею для передачі крутного моменту через шків-маховик 33, гальмо 36 на велике зубчасте колесо 21. Зміна частоти обертання колінчатого вала 22 на 6, 8, 5 чи 9 об/хв виконується встановленням змінних шківів на валу електродвигуна 30.

Пресування відбувається за один оберт колінчатого вала 22. При включенні фрикційної пневматичної муфти 32 обертання через зубчасту пару 35 передається від приводного вала 34 через проміжний вал 37 на колінчатий вал 22. Від колінчатого вала 22 через шатун 20 рух передається верхнім 15 і нижнім 13 сергам.

Повзун 11 з верхніми штемпелями 9 робить при цьому зворотно-поступальний рух по вертикалі. Спочатку пресування нижні штемпелі 5 опущені. При обкатуванні ролика 29 по профілі кулака 41 відбувається зворотно-поступальний рух каретки 10 і при цьому засипається прес-порошок. Копір 19 шатуна 20, обкатуючи по ролику 24, піднімає раму пресувальний механізм, при цьому відбувається одночасний стиск прес-порошку верхніми 9 і нижніми 5 штемпелями. Потім нижні штемпелі 5 відриваються від виробів, а верхні 9 разом з пресувальним механізмом спираються на відпресовані вироби. При подальшому обкочуванні копіра 19 по ролику 24 рама пресувальний механізм, піднімається, в той же час верхні штемпелі 9 відкриваються від виробу, а нижні штемпелі 5 виштовхують вироби на стіл 7, відкіля вони пневматичними захоплювачами знімача 5 виносяться за зону преса.



1-штуцер; 2- спеціальна шайба; 3,13-шестерня; 4- вал; 5,11- стакани; 6,12- втулки ;7,9- півкільця; 8-ущільнення; 10,14,15-лабіринтні кришки

Рисунок 1.9 - Проміжний вал

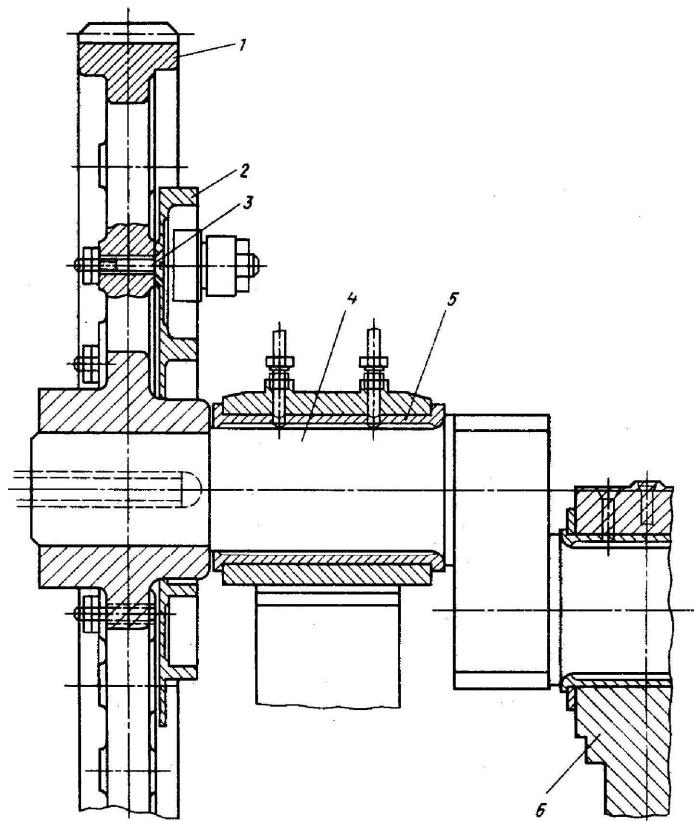


Рисунок 1.10 - Колінчастий вал

Механічний колінно-важільний прес К/РК-125 [7] з гідравлічним протитиском призначений для напівсухого пресування керамічних плиток. Зусилля пресування складає 1250 кН при роботі з однієї плиткою 200 × 200 мм, із двома плитками одночасно 150 × 150 мм, із трьома плитками 100×100 мм і з матрицею для мозаїчних плиток.

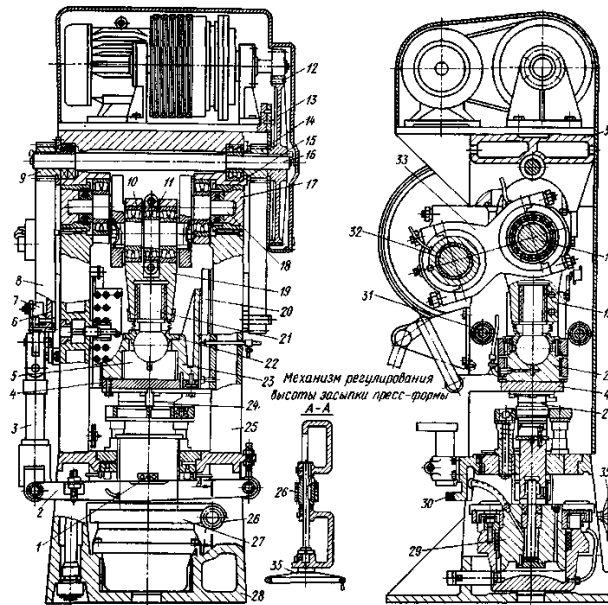
Пресс (рис. 1.11) складається з електродвигуна, станини 28, приводного вала 16, проміжного 32 і пресувального 18 колінчатих валів, пресувального шатуна 19, повзуна 23, системи гідравлічного протитиску, засипного і виштовхуючого механізмів, механізму регулювання висоти засипання.

Станина 28 преса лита з чавуна і складається з підстави, колон 25, з'єднаних верхньою траверсою 34. У нижній частині станини змонтований гідроциліндр 29 протитиску і стіл 30 з матрицями і нижнім штемпелем. Між колонами встановлені дві фіксуючі труби 31 із пропущеними стяжними болтами.

Пресувальний механізм (рис. 1.12) складається з пресувального колінчастого вала 16 і проміжного колінчастого вала 17, з'єднаних між собою проміжним шатуном 23. Проміжний колінчастий вал 17 приводиться в обертання приводним валом 21. Пресувальний колінчастий вал 16 приводиться в рух шатуном 24, на якому закріплений повзун 14 з верхнім штемпелем.

Проміжний колінчастий вал 1 (рис. 1.13) установлений на дворядних роликотідшипниках 2 з розпірними кільцями 6 і кільцями 5 між ними. На шейку вала 8 установлений рознімний підшипник ковзання 3 з бронзовими вкладишами 4, що затискається рознімною голівкою шатуна. Змазуються підшипники за допомогою масельничок 7. Ексцентриситет шийки 5 щодо осі кінців 1 вала складає 98 мм.

Пресувальний колінчастий вал (рис. 1.14) установлений на дворядних роликотідшипниках 4, 5 із втулкою 3 і складається з правої 6 і лівої 7 шийок, установлених на шпонках і пресових посадках на шейку вала 1 і застопорених контргайкою 2. Ексцентриситет шийок пресувального колінчастого вала складає 135 мм.



а - загальний вид; б - механізм регулювання висоти засипання; 1 - упор; 2 - важіль, що виштовхує; 3 - Г-подібний важіль; 4 - плита; 5 - кульова п'ята; 6 - копір; 7 - ролик; 8, 9 - шестірні; 10, 11 - дворядні роликові підшипники; 12 - малий косо зуба шестірня; 13 - велика косо зуба шестірня; 14 - мала циліндрична шестірня; 15 - упорний кульковий підшипник; 16 - приводний вал; 17 - гайка; 18 - пресувальний колінчатий вал; 19 - пресувальний шатун; 20 - направляючі призми; 21 - кульовий гвинт; 22 - кришка; 23 - повзун; 24 - верхній штемпель; 25 - колони; 26 - черв'як; 27 - черв'ячна шестірня; 28 - станина; 29 - гідравлічний циліндр протитиску; 30 - стіл; 31 - фіксуючі труби; 32 - проміжний колінчатий вал; 33 - проміжний шатун; 34 - верхня траверса; 35 - маховик

Рисунок 1.11 - Коліно-важільний прес К/ПК-125

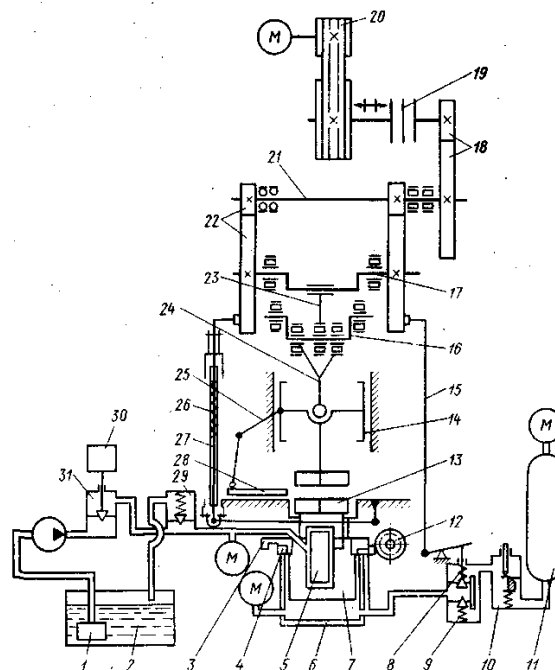
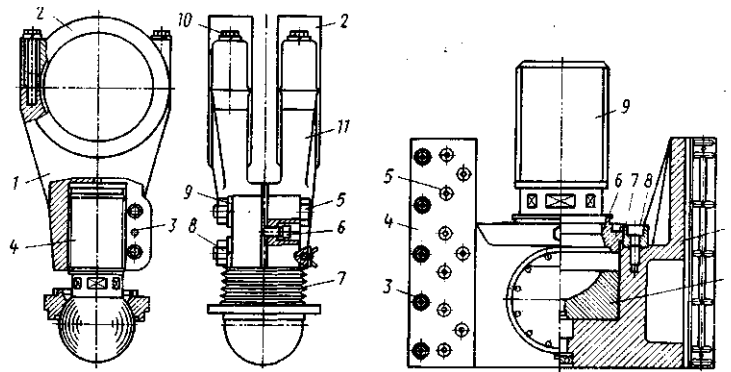


Рисунок 1.12 - Кінематична схема колінно-важільного преса К/ПК-125



1 - шатун; 2 - кришка; 3 – контрольний штифт; 4 - гвинт; 5, 6, 10 - болти; 7 - чохол; 8- гайка; 9 - шайба; 11-вухка

1 - корпус; 2 - кульова п'ята; 3, 5, 8 - болти; 4 - планка; 6,7 - внутрішнє і зовнішнє кільця; 9 - кульовий гвинт

Рисунок 1.13 - Пресувальний шатун

Рисунок 1.14 - Повзун преса

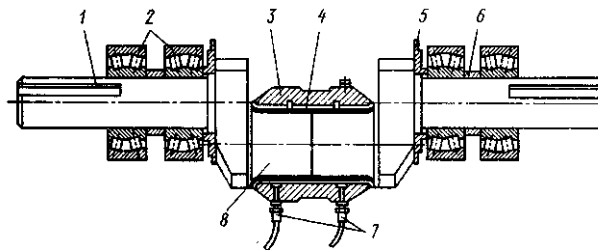


Рисунок 1.15 - Проміжний колінчастий вал

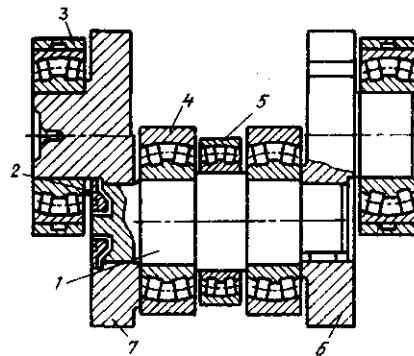


Рисунок 1.16 - Пресувальний колінчастий вал

Пресувальний шатун 1 (рис. 1.13) з кульовим гвинтом 4 являє собою сталеве кування з двома симетричними вушками. Повзун призначений для передачі тиску від колінчастого пресувального вала, через пресувальний шатун на верхні штемпелі (рис. 1.14).

Приводний вал 16 (див. рис. 1.11) встановлений у колонах 25 преса в підшипниках кочення. На лівому кінці вала консольно насаджена мала циліндрична шестірня 9, на правому кінці - мала циліндрична шестірня 14 і далі велика косозуба шестірня 13, що входить у зачеплення з малою косозубою шестірнею 12 приводного шківів.

Механізм засипання прес-форм (рис. 1.12) призначений для видачі прес-порошку з видаткового бункера в порожнину прес-форм і зштовхування відпресованих плиток на конвеєр. Механізм складається з засипної каретки 28 і системи 25 важелів, зв'язаних з повзуном 14 преса. У крайнім переднім положенні каретка 28 переходить через передню крайку порожнини прес-форм на 25-30 мм, забезпечуючи тим самим зштовхування плитки. У момент початку опускання повзуна 14 засипна каретка 28 відходить у крайнє заднє положення. Висота засипання прес-порошку регулюється обертанням маховика по годинній стрілці, що ввертає черв'ячне колесо 12 в опорне кільце 3, закріплене на корпусі циліндра 6 протитиску, натискає на заплічки 4 поршні 7 і тим самим змушує опуститися поршень 5 з нижніми штемпелями 13 разом з поршнем 7.

Механізм підйому (опускання) нижніх штемпелів (рис. 1.12) служить для періодичного змащення і чищення поверхні штемпелів від налиплих часток прес-порошку. Механізм складається з поршня 5, масляного (шестеренного) насоса, регулювального клапана 31, масляного бачка 2 з фільтром 1, запобіжного 29 і регулювального 31 клапанів, електромагніта 30. При верхнім положенні повзуна 14 і зупинці преса включається шестеренний насос, що подає мастило з бачка 2 у порожнину гідроциліндра, і поршень 5 піднімається разом з нижніми штемпелями 13. Електромагніт 30 відкриває регулювальний клапан 31 при пуску електродвигуна насоса.

Механізм виштовхування плитки (рис. 1.12) являє собою систему Г-подібних порожніх важелів 27 із пружиною 26 для компенсації. Важелі 27 зв'язані з роликом, що обкатується по поверхні профільного копіра, жорстко змонтованого на внутрішній частині зубчастого колеса 22 проміжного колінчатого вала 17. Ролик 1 (рис. 1.17), закріплений на одному кінці важеля 2 при обкатуванні поверхні профільного копіра 3, піднімає другий кінець важеля 2, що зв'язаний з підпруженою тягою 10. Один кінець важеля закріплений на одному кінці коромисла 7, а другий кінець прикріплений до столу преса болтами 6 з гайками 4 і 5. Обмежувальним болтом 9 регулюють висоту виштовхування плитки. На коромислі 7 закріплений сухар 5, що упирається в сухар виштовхувача.

Система гідравлічного протитиску (рис. 1.12) служить для забезпечення сталості зусилля пресування і складається з повітряного балона 11, циліндра 6 з поршнем 7 протитиску, редукційного клапана 5, що зв'язаний через тягу 15 з важелем, на кінці якого мається ролик, що обкатується по профільному копіру (на малюнку не показаний), закріпленому на зовнішньому ободу зубчастого колеса, запобіжного 9 і дросельного 10 клапанів. Порожнина гідроциліндра 6 з'єднана з балоном 11, обсяг якого на 1/3 заповнений стиснутим під тиском 2-3 МПа повітрям і на 2/3 олією.

Через систему тяг 15 і важелів з роликом від профільного копіра регулюється положення редукційного клапана 8 і тим самим повідомляється порожнина гідроциліндра 6 з балоном 11. У процесі пресування тиск у гідроциліндрі дорівнює тиску в балоні. Як тільки тиск пресування перевищить тиск рідини в балоні, штемпель разом з поршнем 7 опускається, тому що клапан 8 відкривається. Олія з гідроциліндра 6 перетікає в балон 11. У процесі вторинного пресування клапан 8 закритий і олія не перетікає з гідроциліндра в балон 11. У цей момент олія при опусканні повзуна 14 стискується до встановленого максимального тиску. Максимальний тиск оливи в системі складає 1,0- 1,5 МПа і контролюється запобіжним клапаном 29, відрегульованим на тиск 1,6-2,0 МПа.

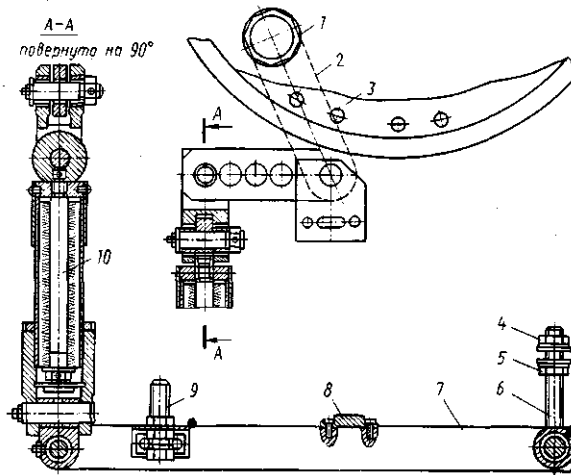


Рисунок 1.17 - Механізм виштовхування

Після другої ступіні пресування клапан 5 знову відкривається і тим самим вирівнюються тиски під поршнем 7 і в балоні 11. Для запобігання гідравлічного удару в момент відкриття клапана 8 і безперешкодного перетікання мастила в балон служить дросельний клапан 10. Зусилля пресування на другій ступіні регулюється пружиною редукційного клапана 5.

Привод преса (рис. 1.12) складається з електродвигуна, укріпленого на станині преса, клинопасової передачі 20, електромагнітної муфти 19, вмонтованої у приводному шківі, і зубчастої передачі 18.

Електромагнітна муфта (рис. 1.18) складається з котушки 2 електромагнітів із сердечником 10, що знаходяться у внутрішнім пазі шківів 1, і обертається на шарикопідшипниках 13, установлених на валу 11. Напруга на котушки подається через контактні пластини 14 і контактні кільця 12. На торці приводного шківів 1 закріплені болтами 9 півкільця 3 зчеплення із сегментами 5 ферродо. На валу 11 на ковзній шпонці встановлений диск 7 зчеплення, що передає крутний момент на вал 11, на кінці якого розміщене мале зубчасте колесо. Під дією електромагнітного поля, створюваного в сердечнику 10 електромагніта, диск 7 зчеплення переміщається в подовжньому напрямку до шківів 1 і через пластини 3 ферродо обертання шківів 1 передається диску 7 зчеплення з пружинами 6 і валу 11

починає обертатися. При відключенні муфти напруга пропадає і диск 7 зчеплення під дією пружин 6 відходить від шківів і притискається до гальмового диска 4 з кільцями, прикріпленими болтами 5, на яких наклепані сегменти 3 ферродо. Зазор між сегментами ферродо на шківі і диском зчеплення повинний бути не менш 0,3 мм і не більш 1,3 мм.

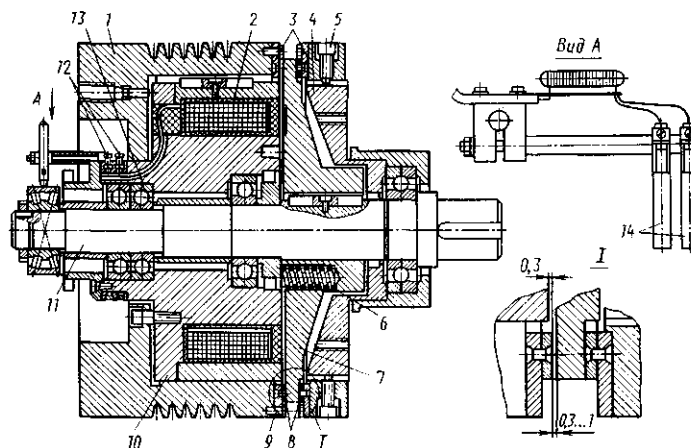


Рисунок 1.18 - Електромагнітна муфта

При включенні електромагнітної муфти 19 (рис. 1.18) крутний момент, через зубчасту пару 18, приводний вал із зубчатою парою 22 передається на проміжний колінчатий вал 17, а від нього за допомогою шатуна 23 одержує рух колінчатий пресувальний вал, 16. Зворотно-посаді натільний рух через пресувальний шатун 24 передається повзуну 14 зі штемпелями.

За один оберт проміжного колінчастого вала 17 зв'язаний з ним колінчастий пресувальний вал, 16 робить два хитання - зліва на право і справа вліво - і шатун 24 двічі опускає повзун 14 зі штемпелями і відбувається двоступінчасте пресування. Прес-порошок у форми засипають за допомогою засипної каретки 28.

1.2.3 Вібраційний прес для формування бетонних виробів

Для виготовлення тротуарних плит, плит підлог, фігурних елементів мостіння та інших малогабаритних виробів із особливо жорстких піщаних бетонів розроблені і застосовуються преси, процес формування в яких здійснюється за рахунок комплексної дії вібрації та статичного тиску на весь об'єм суміші, що ущільнюється.

Усі відомі вібропреси аналогічні за конструкцією та принципом дії. Одна із конструктивних схем наведена на рис. 1.19 [1]. Прес складається зі сталеві станини 7, на якій встановлено чотири колони 5. На останніх змонтовано матрицю 4 і пневмоциліндр 7 з пуансоном 6. У матриці 4 передбачене встановлення змінних калібрів, внутрішні обриси яких відповідають зовнішньому контуру формувального виробу. На станині 7 встановлено пневмовипресувальник 72, який через штангу 10 може піднімати формувальну плиту 8. Обмежувачі ходу 77 дозволяють підніматися формувальній плиті 8 точно до рівня верхньої площини матриці 4. Вібростіл 9 з двовальними відцентровими віброзбуджувачами ІЗ спирається на станину 7 через пружини 14. Приведення в рух віброзбуджувачів здійснюється через пружні муфти від двох співвісно встановлених електродвигунів 2 і 3. Кутова швидкість обертання електродвигуна 2 $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$, а електродвигуна 3 $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$. Дозувальний пристрій оснащений бункером 18 з бетонною сумішшю, мірним ящиком 75, що переміщується гідроциліндром 17 по напрямним. Для знімання готових виробів мірний ящик оснащений упором 19. При переміщенні мірного ящика в позицію формування горловина бункера 18 перекривається шибером 16.

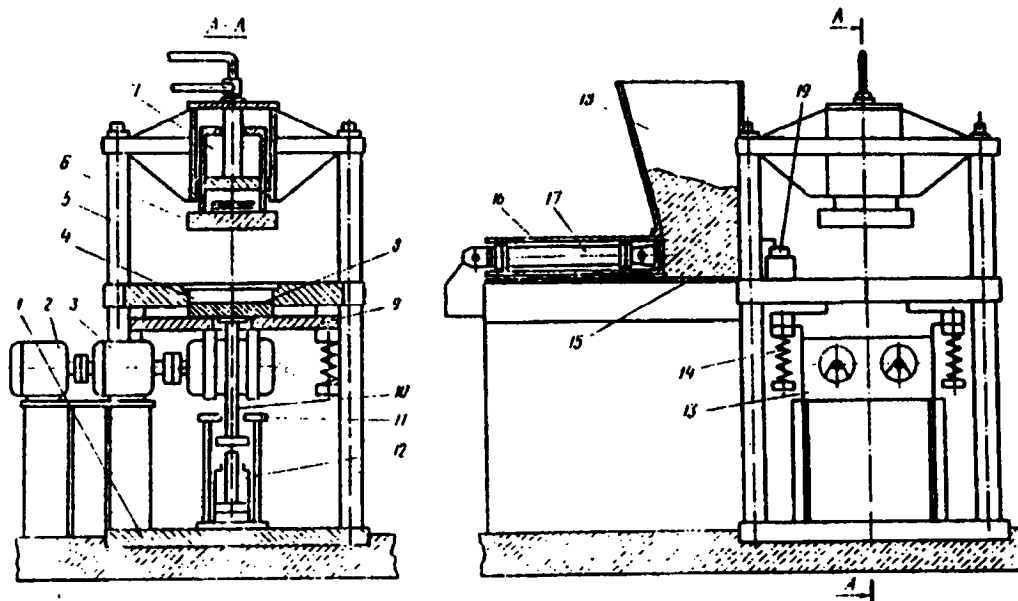


Рисунок 1.19 – Конструктивна схема вібраційного преса

Вібропрес працює таким чином. Пневмопресувальник 12 піднімають до упорів 77, формувальна плита 8 з відформованим у попередньому циклі виробом в цей час знаходиться під бункером 18, заповненим бетонною сумішшю. При ввімкненні гідроциліндра 77 мірний ящик 75 з сумішшю переміщується в позицію формування, закриваючи одночасно шибером 16 горловину бункера 18. При цьому упор 19 виштовхує готовий виріб в приймальний пристрій. Пневмопресувальник 12 опускається в крайнє нижнє положення і формувальна плита 8 лягає на вібростіл 9. На 2...4 с вмикається віброзбуджувач з частотою коливань $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$. При цьому бетонна суміш заповнює робочу порожнину матриці 4. Гідроциліндр 77 повертає мірний ящик 75 під горловину бункера 18. По тому пневмоциліндр 7 опускає пуансон 6 і за рахунок його сили ваги і зусилля, що розвиває пневмоциліндр, виникає статична дія на бетонну суміш. Одночасно на 4...5 с вмикаються віброзбуджувачі з частотою $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$. При цьому суміш ущільнюється. Пневмоциліндр 7 піднімає пуансон 6 у верхнє положення, а пневмовипресувальник 12 піднімає готовий виріб. Далі цикл повторюється.

Зарубіжними фірмами [1, 4, 5] розроблені конструкції пресів, в яких відбувається не тільки одночасний, а й послідовний вплив вібрації і тиску із

застосуванням двостадійного вібропресування. Таке рішення дає змогу підвищити ефективність процесу ущільнення, а також повністю автоматизувати процес формування у роботизованих комплексах. Значних успіхів у виготовленні подібних пресів досягла машинобудівна фірма "ХЕСС" (Німеччина), яка пропонує преси для виробництва різних бетонних елементів, що застосовують в будівництві. Фірма випускає мобільні пересувні машини "Гідромат БФ", стаціонарні бетоноформувальні машини "Мультимат РХ", а також бетоноформувальні машини з кантувальною формою "Пдромат ХС", "Пдромат ХТ" і "Гідромат ХБ". Відмінність цих машин полягає в тому, що вироби формуються лицьовою стороною вниз. Перед розпалубленням форма повертається навколо поздовжньої осі на 180° і відформований виріб укладається на підлогу ("Гідромат ХБ") або дерев'яний піддон ("Гідромат ХС і ХТ"). Названі машини застосовують для виробів, які виготовити традиційними методами складно або взагалі неможливо (наприклад: кабельні лотки, водостічні жолоби, стовпчики для огорож і т. ін.). Вироби, що виготовляються за такою технологією, відзначаються високою міцністю на стиск (до 90 МПа), поліпшеною якістю поверхні, низьким водопоглинанням, високою морозостійкістю.

1.3 Огляд машин, що захищені патентами та авторськими правами

1.3.4 Спосіб ущільнення бетонних й тому подібних сумішей

(11) 511214

(51) М Кл² В 28 В 1/08

(53) УАК 666.97.033.1 (088.8)

Опис до авторського свідоцтва

(61) Доповнення до авторського свідоцтва

(22) Заявлено 25.11.74 (21) 2078062/33 з приєднанням заявки № -

(23) Пріоритет –

(43) Опубліковано 25.04.76. Бюлетень №15.

(45) Дата опублікування опису 28.06.76.

(72) Автори винаходу І.Н. Глуховцев, А.В. Знахар, В.С. Цветков.

(71) Заявник Державний всесоюзний дорожній науково-дослідний інститут.

(54) Спосіб ущільнення бетонних й тому подібних сумішей.

Винахід відноситься до способу ущільнення бетонних й тому подібних сумішей, які полягають у одночасному впливі на ущільнену у форму суміш вібрацією й навантаженням пресування.

У відомому способі ущільнення напівсухих мас реалізується впливом вертикальних нелінійних коливань форми й статичного тиску привантажу величиною до 1,2 кг/см² при співвідношенні статичного питомого тиску та динамічного впливу джерела коливань, рівному 0,4 – 0,7.

Відомий також спосіб виготовлення пористих керамічних виробів, згідно з яким ущільнення здійснюється шляхом спільного впливу на виріб вібрацією

промислової частоти з амплітудою 0,4 – 0,6 мм і статичного навантаження у вигляді привантажу величиною 0,3 – 0,7 кг/см². Співвідношення між величинами статичного питомого навантаження й питомого тиску від вібрацій за цим способом становлять 0,15 – 0,35.

Вказані способи мають ряд особливостей:

- ущільнення маси здійснюється навантаженням, що призводить до защемлення й заклинення дискретних компонентів між собою й знижує ефект від вібрації;
- ущільнення маси здійснюється відносно малим питомим навантаженням (до 1,2 кг/см²), що не дозволяє у повний мірі використовувати й отримувати вироби з більш високими фізико-механічними показниками;
- величина питомого статичного навантаження становить 0,15 – 0,7 від вібраційного, що зумовлює пасивне ведення процесу ущільнення;
- вібрування компонентів суміші, що ущільнюється, здійснюється шляхом прикладення вібрацій промислової частоти (50 Гц), що не дозволяє для деяких матеріалів отримувати й використовувати ефект тикроскопії.

Мета винаходу – підвищення щільності виробів й зниження розходу в'язучої речовини.

Для цього пресувальне навантаження прикладають з періодами 0,1 – 10 Гц, при цьому час прикладення навантаження дорівнює 0,2 – 0,8 часу $a =$ періоду, і, відповідно, питомий тиск пресування й тиск вібрації відносяться як 1450.

Частота вібраційних коливань становить 10–300 Гц в залежності від виду матеріалу, що ущільнюється, а величина навантаження пресування – 1–400 кг/см².

На рис. 1.20 зображена принципова схема спільного впливу на суміш вібраційного й пресувального навантажень; на рис. 1.21 показано закономірності зміни у часі навантажень, прикладених до матеріалу, що ущільнюється.

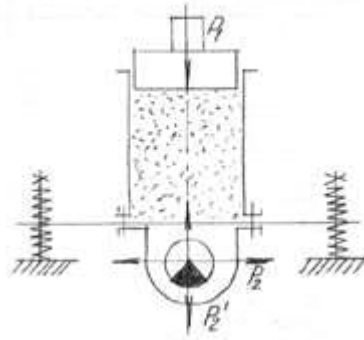


Рисунок 1.20 – Принципова схема спільного впливу на суміш вібраційного й пресувального навантажень

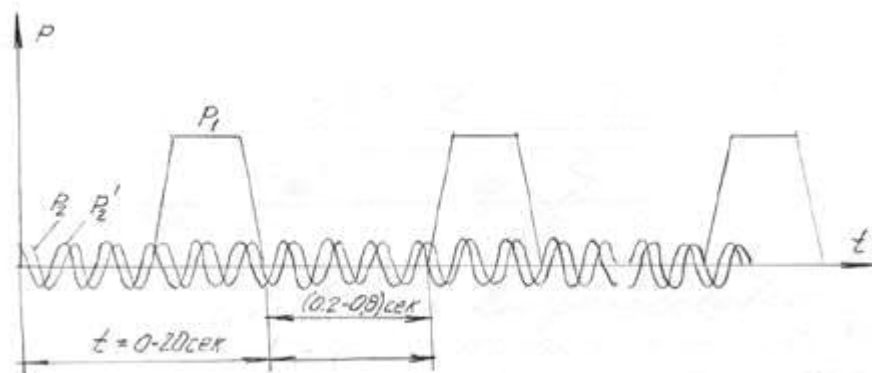


Рисунок 1.21 – Зміни у часі навантажень, прикладених до матеріалу, що ущільнюється

1.3.5 Пристрій для вібропресування

(11) 1308488 A1

(51) 4 В 28 В 1/08

(53) УДК 667.97.033 (088.8)

Опис до авторського свідоцтва

(21) 3796998/29-33

(22) Заявлено 04.10.84

(46) Опубліковано 07.07.87. Бюлетень №17

(71) Заявник Центральний науково-дослідний інститут будівельних конструкцій

ім.. Кучеренко В.А.

(72) Автори винаходу В.К.Воробйов і В.А.Черняхівський

(56) Авторське свідоцтво СРСР №863342, кл. В 28 В 1/08, 1981.

Патент Великобританії №1359768, кл. В 28 В 1/08, 1974.

(54) Пристрій для вібропресування

Пристрій відноситься до виробництва виробів збірного бетону й залізобетону та дозволяє підвишити якість виробів.

Пристрій для вібропресування, зображений на рис. 1.22, містить основу 1, віброраму 2, яка встановлена на основі за допомогою пружних опор 3, верхній 4 та нижній 5 пуансон у вигляді поршню відповідних силових циліндрів 6 та 7, матрицю 8, траверсу 9.

Мета винаходу – підвищення якості виробів.

Вказана мета досягається тим, що пристрій для вібропресування обладнаний траверсом 9, пружними елементами 10 для з'єднання матриці 8 з віброрамою 2, остання – з вертикальними напрямними 11 з пружинами 12, які з'єднані з траверсою 9 для її пересування у вертикальній площині, а верхній пресувальний пуансон 4 виконаний з розташованими по його периметру буртиком 13, що контактує з матрицею 8.

Пристрій працює наступним чином.

Матрицю 8 заповнюють матеріалом, що формується, вмикають вібратори 14 віброрами 2, при цьому починають вібрувати нижній пуансон 5 з матеріалом й матриця 8. Коливання матриці передаються через пружні зв'язки 10, які служать амортизаторами, в результаті характеристика коливань матриці 8 відрізняється від коливань нижнього пуансона 5.

Різниця характеристик призводить до зниження тертя між матеріалом й стінками матриці, що сприяє ущільненню виробів. Одночасно або з невеликим запізненням за допомогою верхнього 6 та нижнього 7 силових циліндрів верхній пуансон 4 входить у контакт з порошком в матриці 8 й ущільнює його.

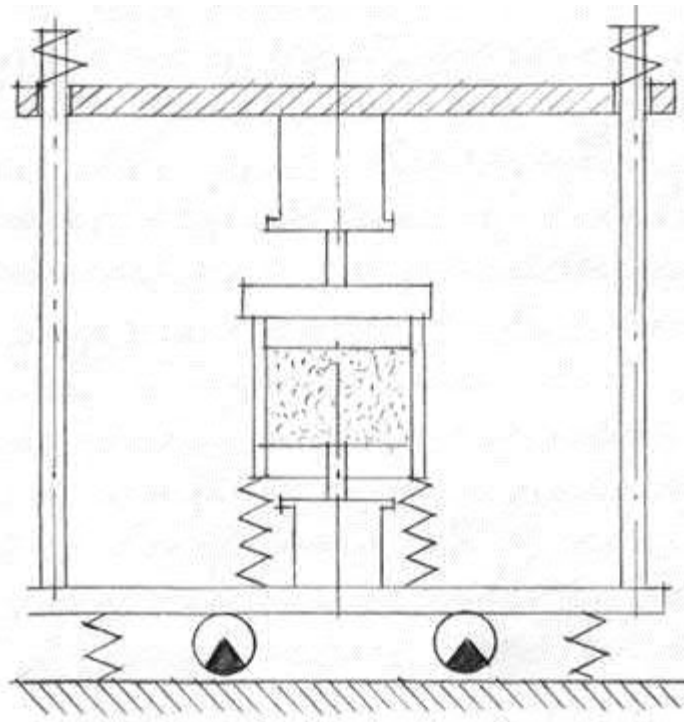


Рисунок 1.22 - Пристрій для вібропресування

Задля забезпечення відриву верхнього пуансона 4 від пресуючого матеріалу з метою забезпечення можливості вільного переміщення порошку в матриці 8 верхній пуансон 4 має завдяки наявності пружин 12, що амортизують вібрацію, меншу амплітуду коливань, ніж нижній пуансон 5. Продовжуючи ущільнювати матеріал, верхній пуансон 4 заглиблюється у матрицю 8, опускає її униз, імітуючи пресування вверх нижнього пуансона 5 і створюючи ефект двостороннього пресування.

Пружні елементи 10 при цьому стискаються. По закінченні процесу вібропресування навантаження з верхнього пуансона 4 знімається, подається на нижній пуансон 5 нижнім силовим циліндром 7, й відпресований виріб вштовхується з матриці 8. Матриця повертається у вихідне положення.

1.3.6 Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей

(11) 100 40 97

(51) М Кл³ В 28 В 1/08

(53) УДК 666.97.033.16 (088.8)

Опис до авторського свідоцтва

(61) Доповнення до авторського свідоцтва

(21) 3226075/29-33

(22) Заявлено 03.01.80 з приєднанням заявки № -

(23) Пріоритет -

(46) Опубліковано 15.03.83. Бюлетень №10

(72) Автори винаходу Л.І.Епштейн та В.М.Сирцов

(71) Заявник Науково-дослідницька лабораторія фізико-хімічної механіки матеріалів й технологічних процесів Ордена Леніна Головного управління промисловості будівельних матеріалів й будівельних деталей при Мосміствиконкомі

(54) Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей

Найбільш близьким технічним рішенням до рішення, що пропонується, є пристрій для формування виробів з бетонних сумішей, який містить змонтовані на загальній станині пуансон й матрицю, днище якої пов'язане з товкачем механізму вертикальних переміщень й спирається на рухому раму вібростола.

Недоліком відомого пристрою є те, що механізм вертикального переміщення встановлений на вібростолі й зазнає сильні вібраційні впливи, що різко знижує надійність в роботі, призводить до частих поломок, збільшує час простою й робить дорожчим обслуговування. Крім того, аби запобігти руйнуванню свіжо відформованих виробів при випресуванні їх, виникає необхідність або здійснювати гальмування приводу, що призводить до його перевантажень й частому виходу з ладу, або чекати закінчення резонансного вибігу при вимиканні вібратора, а відповідно збільшувати цикл формування й

зменшувати продуктивність.

Крім того, у відомих пристроях між днищем матриці й піддоном, що вільно лежить на ньому, попадає бетон, який створює нестійке й невірне положення піддону під час формовки й випресовки, а відповідно порушує умови формовки й призводить до руйнування виробів при їх транспортуванні.

Мета винаходу – зручність експлуатації й підвищення продуктивності.

Вказана мета досягається тим, що у пристрої для формування виробів з бетонних сумішей, що містить змонтовані на загальній рамі пуансон й матрицю, днище якої пов'язане з товкачем механізму вертикальних переміщень, останній обладнаний обмежувальною плитою, товкач – опорною шайбою, а днище матриці – закріпленою на товкачі змінною формувальною плитою, причому зазор між опорною шайбою й обмежувальною плитою дорівнює глибині засипки матриці.

На рис. 1.23 схематично зображено загальний вид пристрою для формування виробів з бетонних сумішей.

Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей складається з станини у вигляді опорної плити 1, на якій жорстко закріплено чотири колони 2 зі змонтованих на них матрицею та пуансоном 4. На колонах 2 за допомогою амортизаторів 5 підвішена рухома рама 6 вібростола з вібраторами 7, які поєднані з електроприводом 8, жорстко встановленим на стійках 9. На опорній плиті 1 встановлений механізм вертикальних переміщень 10, пов'язаний з днищем матриці 3, у вигляді силового циліндру 11 з поршнем 12, над штоком 13 якого розміщена опорна шайба 14, яка жорстко закріплена у нижній частині товкача 15, а верхньою поєднана з днищем матриці 3. Днище матриці 3 виконане складеним з формувальної плити 16 та випресувальної шайби 17.

Механізм вертикального переміщення 10 обладнаний обмежувальною плитою 18, змонтованою на стійках 19.

Матриця 3 складається з закріпленою на колонах 2 рами 20 і змінного калібру 21 з внутрішнім обрисом, який відповідає зовнішньому контуру виробу 22.

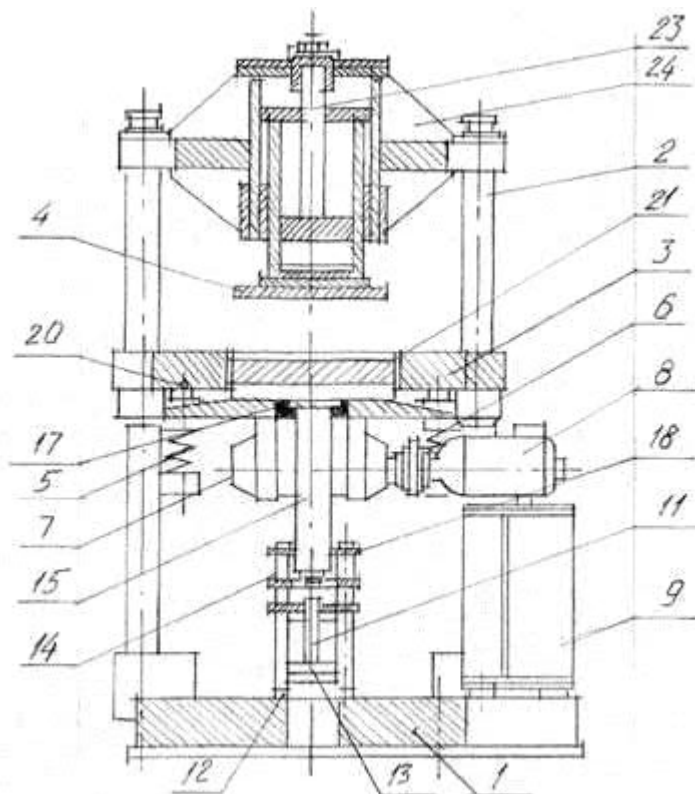


Рисунок 1.23 - Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей

Пуансон 4 поєднаний з силовим циліндром 23, який підвішений до траверси 24.

Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей працює наступним чином.

У вихідній позиції пристрою, що пропонується, пуансон 4 знаходиться у вертикальному положенні. Формувальна плита 16 матриці 3 встановлена у верхньому положенні так, що площина А формувальної плити 16 співпадала з верхньою площиною Б рами 20. При цьому мірна коробка знаходиться під бункером 26. Після заповнення мірної коробки 25 бетонною сумішшю подається команда на його переміщення в зону формування над матрицею 3 за допомогою гідроциліндру 27. Під час руху мірної коробки 25 вузол 28 очищує площину пуансона 4. Під час знаходження мірної коробки 25 над матрицею 3 вихідний отвір бункера 26 перекривається шибєрним листом 29.

Після встановлення мірної коробки 25 над матрицею 3 формувальна плита 16 встановлюється на рухомій рамі 6 вібростола, а шток 13 займає положення, при

якому опорна шайба 14 не дотикається обмежувальної плити 18. Потім вмикаються вібратори 7, і заповнення матриці 3 сумішшю з мірної коробки 25 здійснюється під дією вібрації.

Глибина засипки матриці 3 та відстань між опорною шайбою 14 і обмежувальною плитою встановлюється однаковими (H).

Опорна шайба 14 встановлені над штоком 13 з зазором h (вільний хід). Хід силового циліндра 11 дорівнює сумі глибини засипки H та зазору h :

$$L = H + h.$$

При зміні товщини виробу, що формується, глибина засипки H збільшується, а зазор h зменшується, а величина ходу L силового циліндру залишається сталою.

Після припинення вібровпливу мірна коробка 25 повертається у вихідне положення для завантаження бетоною сумішшю під бункер 26. Вібратори 7 вмикаються знову з початком руху пуансону 4, який опускається на бетонну суміш й здійснює вібропресування.

Ефективність вібропресування при використанні пристрою, що пропонується, питомо підвищується завдяки тому, що вібраційні впливи не передається на механізм вертикального переміщення 10. Після закінчення вібропресування вмикаються вібратори 7 без процесу гальмування й вмикається силовий циліндр 11. Шток 13, упершись у опорну шайбу 14, піднімає за допомогою товкача 15 й випресовочної шайби 17 формувальну плиту 16 з виробом 22 угору.

У верхньому положенні опорна шайба 14 упирається в обмежувальну плиту 16 з готовим виробом 22. У цей момент подається команда на чергове переміщення мірної коробки 25, в процесі якого упор 30 пересуває сформований виріб 22 з плити 16 на приймальний пристрій 31. Завдяки жорсткому закріпленню на товкачі 15 формувальної плити 16 напрямними є стінки змінного калібру 21 матриці 3.

1.4 Аналіз і висновки

Розглянуті описи винаходів до авторських свідоцтв дають можливість зробити висновок, що дані винаходи дозволяють підвищити продуктивність формування й якість виробів.

Однак усі перелічені винаходи не відповідають ГОСТ 15.005-86, так як є надто складними як у роботі, так і у процесі розробки й не можуть розроблятися як вироби дрібносерійного виробництва (не стандартизоване), що збирається на місці експлуатації.

Задля виконання поставленої задачі – проектування машини для формування стінових бетонних блоків – можна скористатися декотрими вузлами й механізмами з перелічених вище авторських свідоцтв.

Згідно авторського свідоцтва (11) 1004097 (51) М Кл³ В 28 В 1/08 (53) УДК 666.97.033.16 (088.8) пропонується заповнення матриці за допомогою мірної коробки. Під час знаходження мірної коробки над матрицею вихідний отвір бункеру перекривається шибєрним листом, вмикається вібростіл і під впливом вібрації матриця заповнюється бетонною сумішшю.

Для того, щоб сила пресування не впливала на пружні зв'язки вібростола, можна використати буфери для обмеження пересування вібростола, а для запобігання удару при вібрації вібростола об обмежувачі й при пересуванні вібростола потрібний зазор між ним та обмежувачами.

2 ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК МАШИНИ

2.1 Вибір та обґрунтування конструктивної схеми

Проектування починається з встановлення конструктивної схеми машини, її габаритів в залежності від заданих вихідних даних. Задача проектування вібраційних машин полягає в створенні коливальних систем, які забезпечують задані технологією формування динамічні параметри впливу на бетонну суміш.

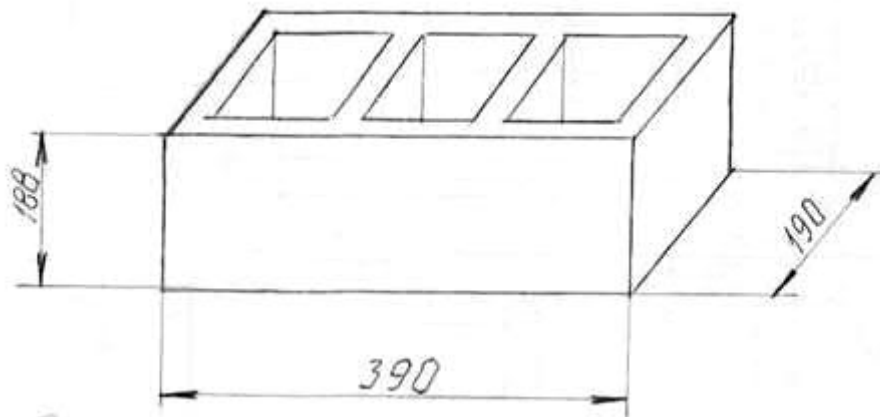
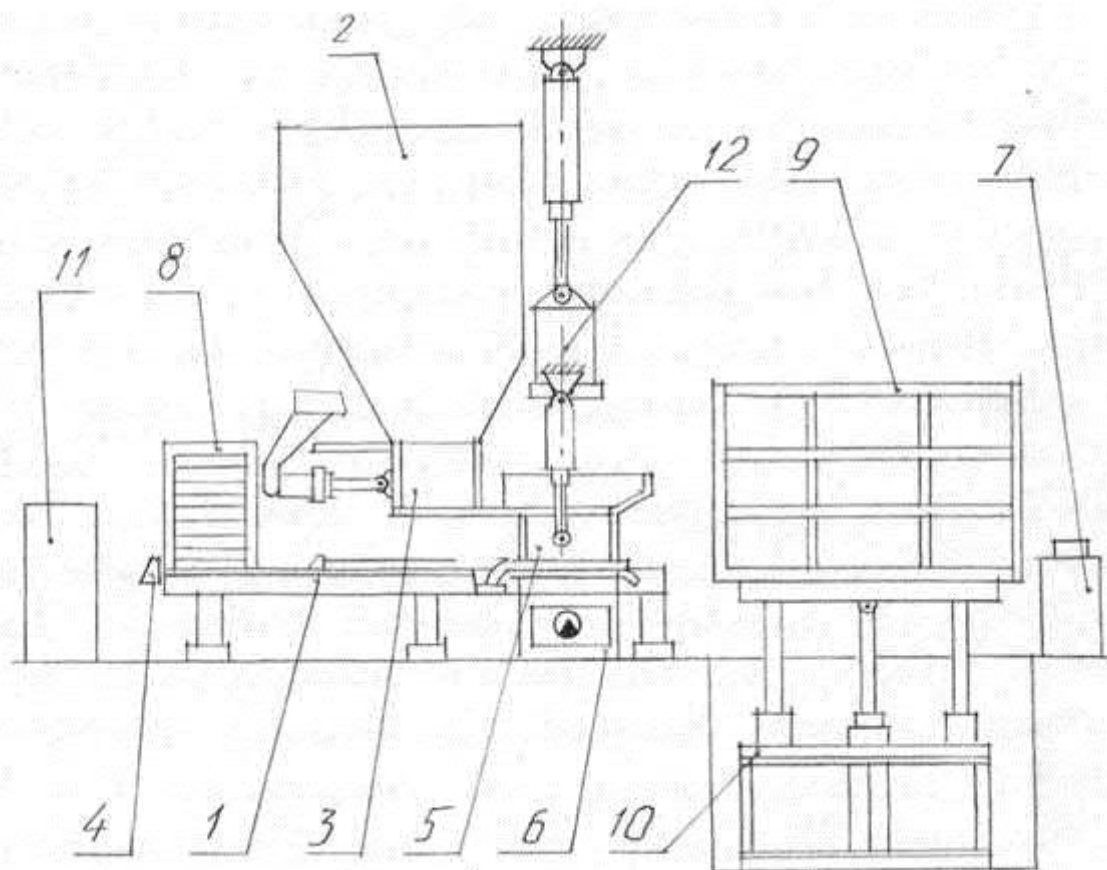


Рисунок 2.1 – Ескіз виробу

Машина для виготовлення керамзитобетонних блоків розмірами 390x190x188 з щілиноподібними пустотами (рис.2.1) складається власно з машини, гідронасосної установки й пульта керування. Машина зібрана на зварній рамі й включає станину, вібростіл, форму, пуансон, привантаж, живильник, магазин піддонів, каретку подачі піддонів.

Станина складається з нижньої та верхньої частин рами та двох колон, що знаходяться між ними. Поміж колон пересувається форма на повзунах. Вібростіл встановлюється на чотирьох пружних зв'язках.



1 – рама; 2 – бункер витратний; 3 – бункер-заповнювач; 4 – транспортер; 5 – матриця; 6 – вібростіл; 7 – станція насосна; 8 – контейнер піддонів; 9 – контейнер-накопичувач; 10 – підйомник; 11 – шафа електроустаткування; 12 – пуансон.

Рисунок 2.2 – Формувальний пост виготовлення керамзитобетонних блоків

Форма зварена з листової сталі й поділена перегородками для одночасного формування трьох виробів. Внутрішня частина форми викладена накладками, у яких закріплено пустотоутворювачі. Форма кріпиться до повзунів пальцями й чотирма пружними зв'язками так, що при її опусканні зусилля від повзунів до форми не передається, а при коливанні вібростола до форми не передається вібрація на всю конструкцію.

Нижня частина пуансона повторює просвіти між пустотоутворювачами й пересувається на колонах.

Живильник складається з ящика-дозатора й шиберного затвора. Дозатор наповнюється масою й пересувається уперед, заповнюючи форму.

У магазині піддони складено стопкою, й нижній піддон висувається з неї

упорами, і при кожному русі вперед-назад каретки подачі піддонів пересувається на один крок.

Каретка подачі піддонів 4 робить ходу вперед-назад, при цьому піддон захоплюється з магазину для піддонів 8 й пересувається на один крок. Далі при кожному ході каретки подачі піддонів останні пересуваються на один крок. При досягненні піддоном вібростола форма 5 спускається на піддон, що лежить на столі, так, щоб піддон був щільно зажатий між формою та вібростолом 6. Живильник 3 висувається уперед, при цьому вмикається вібратор 6, і форма під впливом вібрації заповнюється керамзитобетонною сумішшю. Потім живильник висувається уперед у вихідне положення. Через деякий час вібратори вимикаються, і за допомогою гідроциліндра виконується допресування бетонної суміші пуансоном 12. Після цього форма піднімається (ніби знімається з сформованого виробу). Потім піднімається пуансон, і готовий виріб залишається на піддоні. Далі каретка подачі піддонів робить рух вперед-назад, піддон з сформованими виробами висувається в контейнер-нагромаджувач 9, з магазину висувається черговий піддон. При заповненні верхнього ярусу контейнера-нагромаджувача за допомогою гідропідйомника останній піднімається таким чином, щоб наступний ярус співпадав по горизонталі з верхньою частиною вібростола.

Виходячи з габаритів виробу та враховуючи рекомендації [2, 3], обираємо віброплощадку з гармонійними коливаннями блочної конструкції. Віброплощадка, робочий орган якої складається з двох електромеханічних вібраторів, найбільш доцільна.

Загальна кількість пружних опор та дебалансів визначаємо згідно зі схемою:

кількість пружних опор $n_{оп} = 4$,

кількість дебалансів $n_{дб} = 4$.

Таке компонування дозволяє зменшити металоємність й створити оптимальні коливання й хвильові процеси у бетонній суміші.

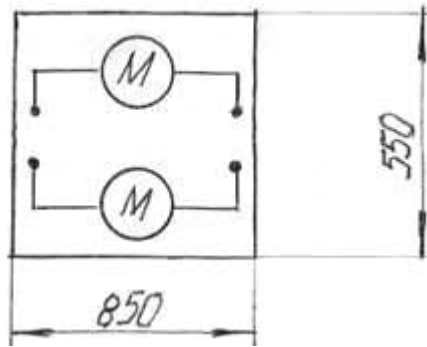


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема вібробуджувача

Для забезпечення заданої висоти керамзитобетонної суміші при формуванні виробу також використовуємо допресування, а задля запобігання впливу сили пресування на пружні зв'язки віброплощадки використовуємо буфери для обмеження пересування вібростола.

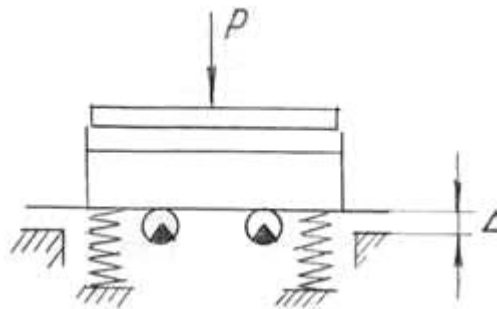


Рисунок 2.4 – Динамічна модель вібропреси

З метою запобігання удару віброплощадки об обмежувачі при вібрації та передачі зусилля при пресуванні на пружні зв'язки необхідно розрахувати зазор між віброплощадкою й обмежувачами:

$$\Delta = x_6 + (2...3);$$

$$\Delta = 5 + 3 = 8 \text{ мм.}$$

Після обрання конструктивної схеми робочого органа машин для виробництва керамзитобетонних блоків компонуємо кінематичну схему.

Послідовність операцій при виготовленні блоків наведена у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Послідовність операцій при виготовленні стінових блоків

Операція	Механізм виконання	Привод
1. Подача піддона 2 на вібростіл 18	Каретка подачі піддонів 19	Гідроциліндр 13
2. Форма опускається на піддон 2		Гідроциліндр 11
3. Заповнення форми 16 керамзитобетонною сумішшю	Мірна коробка 14	Гідроциліндр 12
4. Ущільнення керамзитобетонної суміші	Вібростіл 18	Електромеханічний вібратор
5. Допресування керамзитобетонної суміші	Пуансон 10	Гідроциліндр 6
6. Зняття форми 16 з готового виробу		Гідроциліндр 11
7. Пересування піддонів на один крок	Каретка подачі піддонів 19	Гідроциліндр 13

2.2 Визначення коливальних мас

У коливанні беруть участь маси вібростола, форми піддона, мірної коробки, бетонної суміші, а також самого вібробуджувача.

Маса бетонної суміші знаходяться з її об'єму:

$$V = V_{\text{повн}} - V_{\text{пуст}},$$

де $V_{\text{повн}}$ – повний об'єм суміші, $1,39 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$;

$V_{\text{пуст}}$ – об'єм пустот, $9,893 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

Оскільки $V_{\text{повн}} = 1,39 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ і $V_{\text{пуст}} = 9,893 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, то об'єм бетонної суміші, що знаходиться у формі

$$V = 1,39 \cdot 10^{-2} - 9,893 \cdot 10^{-4} = 1,29 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$$

Тоді маса бетонної суміші:

$$m_6 = V \cdot \rho,$$

де V – об'єм бетонної суміші;

ρ - густина матеріалу, 1500 кг/м^3 .

$$m_6 = 1,29 \cdot 10^{-2} \cdot 1500 = 19,35 \text{ кг.}$$

При одночасному формуванні трьох виробів

$$m_6 = 3 \cdot 19,35 \approx 58 \text{ кг.}$$

Маса форми, вібростола, піддона, мірної коробки приймаємо по аналогії з машиною для формування керамзитобетонних блоків СМ-678:

маса вібростола $m_b = 185 \text{ кг}$;

маса форми $m_f = 131,2 \text{ кг}$;

маса піддона $m_n = 3 \text{ кг}$;

маса мірної коробки $m_k = 55 \text{ кг}$.

Повна коливальна маса:

$$m_{\text{повн}} = m_b + m_f + m_n + m_6 + m_k;$$

$$m_{\text{повн}} = 185 + 131,2 + 3 + 58 + 55 = 427,2 \text{ кг.}$$

2.3 Визначення необхідного режиму коливань

Віброплощадка з дебалансним електровібробуджувачем, яка проектується, являє собою одномасну систему, так як маса, що коливається, безпосередньо пов'язана з фундаментом пружними зв'язками [1, 4, 7]. Така система може працювати тільки в позарезонансному режимі, зі значним віддаленням від резонансу. Резонансний режим тут неможливий, бо він потребує значної жорсткості пружних зв'язків і віброізоляція фундаменту у даному випадку неможлива.

Робота в позарезонансному режимі досягається за рахунок вибору пружних

зв'язків, які забезпечують частоту власних коливань значно меншу, ніж частота примусових коливань.

Для цього обираємо співвідношення частот у відповідності до [2]:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = 7 \dots 10,$$

де ω - частота примусових коливань;

ω_0 - частота власних коливань.

Тоді частота власних коливань системи:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{7}.$$

Для виконання санітарно-технічних норм забезпечення позарезонансного режиму коливань знаходимо сумарну жорсткість пружин:

$$c_0 = \omega_0^2 \cdot m_{\text{повн.}}$$

Маємо

$$\omega_0 = 314 / 7 = 44,9 \text{ с}^{-1},$$

тоді

$$c_0 = 44,9^2 \cdot 427,2 = 860417,36 \text{ Н/м.}$$

2.4 Визначення сумарного статичного моменту

Задана амплітуда коливань може бути забезпечена, якщо буде забезпечена примусова сила, яка може подолати не тільки активні й реактивні опори самої віброплощини, а й силу реакції бетонної суміші при її взаємодії з робочим органом [2]:

$$x_{\bar{\sigma}} = \frac{m_0 r_0}{m} \mu,$$

де m_0 – маса бетонної суміші, 58 кг;

m – повна маса системи, 427,2 кг;

μ - коефіцієнт динамічності коливань робочого органа.

Визначаємо для співвідношення

$$m_0/m = 58/427,2 = 0,14$$

за табл.4.5 [2] приймаємо коефіцієнт динамічності

$$\mu = 1,01.$$

Визначаємо статичний момент маси дебалансів при максимальній та мінімальній амплітуді.

При амплітуді коливань $x_0^{\max} = 0,5$ мм

$$m_0 r_0^{\max} = \frac{x_0^{\max} m}{\mu};$$

$$m_0 r_0^{\max} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 427,2}{1,01} = 0,22 \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

При амплітуді коливань $x_0^{\min} = 0,4$ мм

$$m_0 r_0^{\min} = \frac{x_0^{\min} m}{\mu};$$

$$m_0 r_0^{\min} = \frac{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 427,2}{1,01} = 0,17 \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо статичний момент маси одного дебаланса.

При максимальній амплітуді коливань:

$$m_{0_1} r_{0_1}^{\max} = \frac{m_0 r_0^{\max}}{4};$$

$$m_{0_1} r_{0_1}^{\max} = \frac{0,22}{4} = 0,055 \text{ кг}\cdot\text{м};$$

При мінімальній амплітуді коливань:

$$m_{0_1} r_{0_1}^{\min} = \frac{m_0 r_0^{\min}}{4};$$

$$m_{0_1} r_{0_1}^{\min} = \frac{0,17}{4} = 0,042 \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

Примусова сила вібростола, що створюється дебалансним

вібробуджувачем:

при максимальній амплітуді коливань:

$$F_0^{\max} = m_0 r_0^{\max} \cdot \omega^2;$$

$$F_0^{\max} = 0,22 \cdot 314^2 = 21691,12 \text{ Н}.$$

при мінімальній амплітуді коливань:

$$F_0^{\min} = m_0 r_0^{\min} \cdot \omega^2;$$

$$F_0^{\min} = 0,17 \cdot 314^2 = 16716,32 \text{ Н}.$$

Примусова сила одного дебаланса:

при максимальній амплітуді коливань:

$$F_{0_1} = m_{0_1} r_{0_1}^{\max} \cdot \omega^2;$$

$$F_{0_1} = 0,055 \cdot 314^2 = 5422,78 \text{ Н}.$$

при мінімальній амплітуді коливань:

$$F_{0_1} = m_{0_1} r_{0_1}^{\min} \cdot \omega^2;$$

$$F_{0_1} = 0,042 \cdot 314^2 = 4141,032 \text{ Н}.$$

2.5 Розрахунок конструктивних розмірів дебалансів

Приймаємо конструкцію дебаланса у вигляді сектора [2, 4, 7] із центральним кутом 120°. Радіус маточини дебаланса $r = 20$ мм. Радіус зовнішнього кола дебаланса $R = 60$ мм.

Тоді площа статично не зрівноваженої частини дебаланса:

$$S = \alpha_{\text{рад}} (R^2 - r^2);$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 60}{180} (0,06^2 - 0,02^2) = 0,00335 \text{ м}^2.$$

Відстань від вісі обертання дебаланса до центра його не зрівноважених мас:

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

$$r_{01} = \frac{2}{3} \cdot \frac{0,06^3 - 0,02^3}{0,06^2 - 0,02^2} \cdot \frac{0,86}{1,097} = 0,0222 \text{ м.}$$

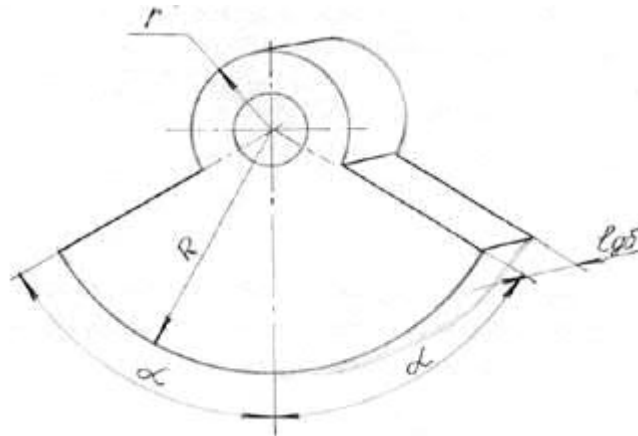


Рисунок 2.5 - Дебаланс

Тоді маса статично не зрівноваженої частини дебаланса:

$$m_{01} = \frac{m_{01} r_{01}}{r_{01}};$$

$$m_{01} = \frac{0,055}{0,0222} = 2,48 \text{ кг.}$$

Товщина дебаланса:

$$l_{\text{дб}} = \frac{m_{01}}{S \cdot \rho},$$

де ρ - густина сталі, для сталі Ст3 $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

$$l_{\text{дб}} = \frac{2,48}{0,0033 \cdot 7,8 \cdot 10^3} = 0,024 \text{ м.}$$

Для регулювання амплітуди коливань використовують установку двох спарених дебалансів однакової маси й товщини с наступним поворотом на заданий кут ω . При цьому змінюється ексцентриситет загальної маси спарених

дебалансів.

Таким чином, остаточно приймаємо конструкцію дебаланса у вигляді пари дебалансів, один з яких закріплений на валу нерухомо, а інший має можливість повертатися по відношенню до першого.

Товщина одного дебаланса:

$$l_{\delta\delta_1} = \frac{l_{\delta\delta}}{2},$$

$$l_{\delta\delta_1} = \frac{0,024}{2} = 0,012\text{ м} = 12\text{ мм}.$$

Необхідний кут розсуву ω дебалансів, який забезпечує регулювання статичного моменту і амплітуди коливань системи, визначається із залежності, що пов'язує найбільший та найменший статичні моменти [1, 4]

$$m_0 r_0^{\min} = m_0 r_0^{\max} \cos \frac{\varphi}{2}.$$

Тоді $\cos \frac{\varphi}{2} = \frac{m_0 r_0^{\min}}{m_0 r_0^{\max}}$, а кут розсуву ω дебалансів визначається рівнянням

$$\varphi = 2 \arccos \frac{m_0 r_0^{\min}}{m_0 r_0^{\max}},$$

$$\varphi = 2 \arccos \frac{0,17}{0,22} \approx 78^\circ.$$

2.6 Вибір й розрахунок пружних зв'язків

Для машини з вертикальними коливаннями найбільш доцільною є конструкція з двох пружних зв'язків, що працюють спільно [2, 3, 9, 10]. Це дозволяє більш ефективно гасити вібрацію, яка зумовлена великим внутрішнім тертям гуми.

Жорсткість одного комплекту

$$c_1 = c_0 / n_{\text{пр}};$$

$$c_1 = 860417,36 / 4 = 215104,34 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість нижнього амортизатора:

$$c_H = (2/3)c_1;$$

$$c_H = (2/3) \cdot 215104,34 = 143402,89 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість верхнього амортизатора:

$$c_B = (1/3)c_1;$$

$$c_B = (1/3) \cdot 215104,34 = 71701,45 \text{ Н/м.}$$

У [2] маємо залежність для знаходження навантаження на одну опору:

$$F'_{on} = \frac{mg}{n},$$

де n – кількість пружних зв'язків, $n = 4$.

Тоді маємо

$$F'_{on} = \frac{427,72 \cdot 9,81}{4} = 1047,8 \text{ Н.}$$

Тоді площа опори при допустимому напруженню на стискання гуми $[\sigma]_д = 25 \cdot 10^5 \text{ Па}$:

$$S = \frac{F'_{on}}{[\sigma]_д};$$

$$S = \frac{1047,8}{25 \cdot 10^5} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Висота нижнього амортизатора:

$$h_1 = \frac{E_d S}{c_H};$$

де $E_d = 63 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – динамічний модуль пружності.

$$h_1 = \frac{63 \cdot 10^5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4}}{143402,89} = 0,02 \text{ м,}$$

Висота верхнього амортизатора:

$$h_2 = \frac{E_d S}{c_\delta};$$

$$h_2 = \frac{63 \cdot 10^5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4}}{71701,45} = 0,04 \text{ м.}$$

2.7 Розрахунок потужності електромеханічного вібратора

Енергія, яка витрачається вібростолом, складається з енергії, що витрачається на подолання активних й реактивних опорів у самій віброплощині та бетонній суміші при коливаннях о форму, й енергії на подолання сил тертя у підшипниках вібратора [2, 7].

Отже, необхідна потужність має дві складові – потужність на коливання P_k й потужність на подолання сил тертя $P_{тр}$.

Потужність на коливання розраховується по максимальному значенню примусової сили:

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 x'_\delta \omega,$$

де x'_δ - амплітуда пересувань робочого органа.

$$x'_\delta = \frac{m_0 r_0}{m_\delta a_1 + m},$$

де $a_1 = 0,7$ - хвильовий коефіцієнт реактивного опору.

Тоді

$$x'_\delta = \frac{0,22}{58 \cdot 0,7 + 427,2} = 0,47 \cdot 10^{-4},$$

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} 21691,12 \cdot 0,47 \cdot 10^{-4} \cdot 314 = 780,7 \text{ Вт} = 0,7807 \text{ кВт.}$$

Потужність на тертя в підшипникових вузлах:

$$P_{mp} = \frac{1}{2} F_0^{\max} \mu d_{ц} \omega,$$

де $\mu = 0,005$ – кутовий коефіцієнт тертя,

$d_{ц} = 0,025$ – діаметр підшипника.

Маємо

$$P_{mp} = \frac{1}{2} 21691,12 \cdot 0,005 \cdot 0,025 \cdot 314 = 340,6 \text{ Вт} \approx 0,34 \text{ кВт}.$$

Потужність вібратора з урахуванням ККД:

$$P_{\epsilon} = \frac{P_{mp} + \max P_{cp}}{\eta};$$

$$P_{\epsilon} = \frac{0,34 + 0,78}{0,95} = 1,14 \text{ Вт}.$$

Обираємо два електромеханічних вібратора НВ-98 ($P = 0,55 \text{ кВт}$, $n = 3000 \text{ об/хв}$, $U = 36 \text{ В}$, $f = 50 \text{ Гц}$).

3 РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ МАШИНИ НА МІЦНІСТЬ

3.1 Розрахунок дебалансного вала вібратора

Незважаючи на те, що в установці використовується стандартний електромеханічний вібратор НВ-98, ми повинні виконати перевірочний розрахунок його дебалансного вала та підшипників дебалансного вала. Необхідність такого розрахунку викликана використанням в вібраторі дебалансів, що мають розміри, відмінні від розмірів серійної моделі. В зв'язку із цим, зусилля, що діє на дебалансний вал, є іншим, а отже, змінюється характер і величина напружень у дебалансному валі.

Виконаємо розрахунок, приймаючи за розрахункове навантаження вимушуючу силу $F_{0_1}^{\max}$ (пункт 2.4), яка створюється однією парою дебалансів при їх повному зведенні. Схема розрахунку дебалансного вала подана на рисунку 3.4. Значення довжин (l_1 – відстань між підшипниковою опорою і дебалансом, l_2 – відстань між підшипниковими опорами) приймемо за серійною моделлю НВ-98 [5]:

$$l_1 = 90 \text{ мм}, \quad l_2 = 200 \text{ мм}.$$

Оскільки величина крутного моменту в порівнянні із величиною згинаючого моменту незначна, при виконанні розрахунків будемо враховувати тільки навантаження від вимушуючих сил $F_{0_1}^{\max}$, що прикладені з обох сторін дебалансного вала рисунок 3.4.

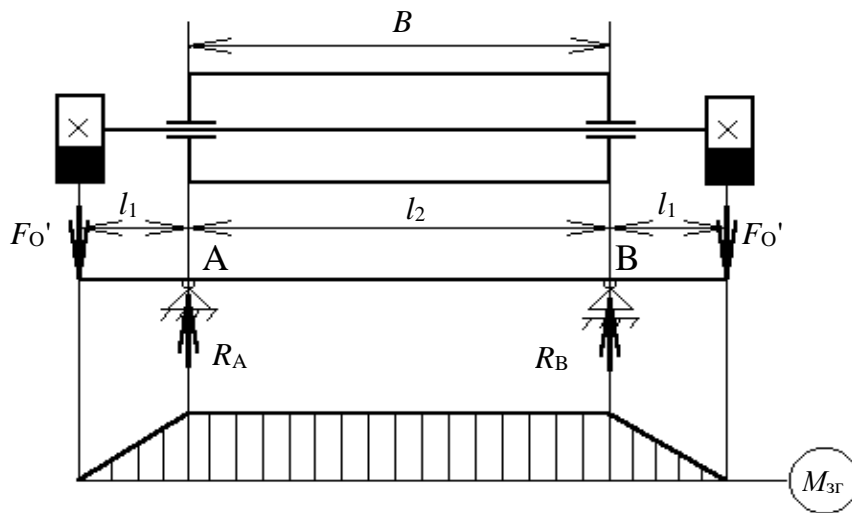


Рисунок 3.1 – Схема до розрахунку дебалансного вала

Оскільки система є симетрично навантаженою ($l_1 = l_2 = 90$ мм), реакції в опорних точках А і В дебалансного вала однакові і становлять

$$R_A = R_B = F_{0_1}^{\max} = 5422,78 \text{ Н}$$

Визначимо згинаючий момент в небезпечному перерізі дебалансного вала. Таким перерізом є ділянка вала між точками А і В – тобто між підшипниковими опорами. Максимальний згинаючий момент

$$M_{32}^{\max} = F_{0_1}^{\max} \cdot l_1 = 5422,78 \cdot 0,09 = 488,05 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Діаметр вала в небезпечному перерізі визначимо за формулою [12]

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{M_{32}^{\max}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

де $[\sigma]_{-1}$ – допустиме напруження при симетричному циклі згину, для сталі 40Х $[\sigma]_{-1} = 90 \text{ МПа}$. Тоді

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{488,05}{0,1 \cdot 90 \cdot 10^6}} = 0,038 \text{ м}.$$

Таким чином, оскільки діаметр вала під підшипниковими опорами серійного вібратора НВ-98 більше 38 мм, то перевірка на міцність вала від дії

згинаючих зусиль виконується, а вал здатний нести навантаження збільшених дебалансів.

3.2 Розрахунок підшипникових опор дебалансного вала вібратора

Розрахунок підшипникових опор дебалансного вала виконаємо для однієї з опор (наприклад А), а опору В приймемо такою самою. Це є можливим, оскільки, як зазначалося вище, система є симетрично навантаженою:

$$R_A = R_B = F_{0_1}^{\max} = 5422,78 \text{ Н} .$$

Окрім зазначених вище радіальних навантажень (реакцій), в підшипниковому вузлі відсутні інші радіальні та осьові навантаження. Тому для розрахунку підшипникових опор визначимо динамічну вантажопідйомність підшипника [12]:

$$C = P_{екв} \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{дб} \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} ,$$

де $P_{екв}$ – еквівалентне навантаження, яке діє на підшипник, H ;

$n_{дб}$ – частота обертання дебалансного вала, об/хв;

L_h – планова кількість годин роботи підшипникового вузла, приймаємо, що вузол повинен пропрацювати не менше 5000 годин;

p – показник ступеня, для роликових підшипників $p = 10/3$.

$$P_{екв} = R_A \cdot \kappa_{б} \cdot \kappa_m ,$$

де $\kappa_{б}$ – коефіцієнт безпеки роботи підшипникового вузла, $\kappa_{б} = 2$;

κ_m – температурний коефіцієнт підшипникового вузла, $\kappa_m = 1,1$ (тобто планова температура роботи вузла 150°C).

Тоді еквівалентне навантаження

$$P_{екв} = 5422,78 \cdot 2 \cdot 1,1 = 11930,11 \text{ Н},$$

а необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника

$$C = 11930,11 \cdot \left(\frac{60 \cdot 3000 \cdot 5000}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} = 91815,8 \text{ Н}.$$

Приймаємо для дебалансного вала підшипниковий вузол із роликівими сферичними радіальними дворядними підшипниками 3608 за ГОСТ 5721-75 [13]. Даний підшипник має динамічну вантажопідйомність $C = 95000 \text{ Н}$.

Таким чином, даний підшипник задовольняє перевірці на динамічну вантажопідйомність.

3.3 Розрахунок шпоночного з'єднання

Перевірочний розрахунок призматичного шпоночного з'єднання проводиться на стискання й на зріз [12].

Перевірочний розрахунок шпоночного з'єднання на стискання:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{d l_p h} \leq [\sigma_{см}],$$

де T – момент обертання;

$d = 20 \text{ мм}$ – діаметр вала;

$b = 6$ – ширина шпонки;

$l_p = 22$ – робоча довжина шпонки;

$h = 6$ – висота шпонки;

$[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$ - допустиме напруження на стискання.

Момент обертання:

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega},$$

де P – потужність вібратора,

ω - кутова швидкість,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

де $n = 3000$ – частота обертання вібратора.

Тоді

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ c}^{-1};$$

$$\sigma_{ст} = \frac{4 \cdot 1,75}{20 \cdot 22 \cdot 6} = 26 \cdot 10^{-3}.$$

Маємо $\sigma_{ст} < [\sigma_{ст}]$, що задовольняє умові на стискання.

Перевірочний розрахунок шпоночного з'єднання на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{dl_p b} \leq [\tau_{зр}],$$

де $[\tau_{зр}] = 60 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на зріз.

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 1,75}{20 \cdot 22 \cdot 6} = 1,3 \cdot 10^{-3}.$$

Маємо $\tau_{зр} < [\tau_{зр}]$, що задовольняє умові на зріз.

3.4 Розрахунок болтів кріплення вібратора

Для розрахунку необхідно визначити діаметр нарізної частини болта кріплення вібратора. Величина сили, що діє на болти, - це величина примусової сили електромеханічного вібратора.

Для запасу міцності болтового з'єднання приймаємо, що примусова сила діє безпосередньо на кожен болт.

Напруження в болтовому з'єднанні виникають після прикладення

навантаження.

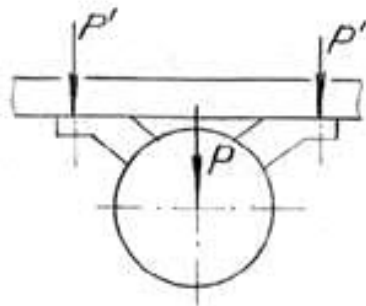


Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку кріплення вібратора

Умова міцності болта:

$$\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [\delta_p] = P,$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\delta_p]}},$$

де P – сила, що діє вздовж вісі болта, Н;

d_1 – внутрішній діаметр різьби, см;

$[\delta_p]$ – допустиме напруження при розтягуванні (стисканні), Па.

Для сталі 35 по II випадку навантаження [14] $[\delta_p] = 1250$ Па, і тоді

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 5422,78}{3,14 \cdot 1250 \cdot 10^6}} = 20 \text{ мм}.$$

Для стандартного електромеханічного НВ-98 приймаємо болти з метричною різьбою М20.

3.5 Розрахунок зварювальних швів

Розрахунок зварних швів полягає у визначенні довжини зварного шва обмежувача пересування вібростола на обмежувач зусилля величиною $P = 140000$ Н.

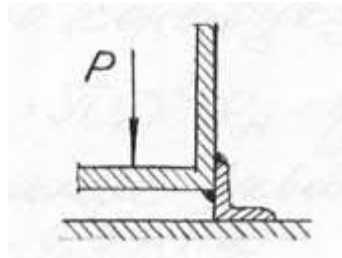


Рисунок 3.3 – Схема до розрахунку зварювальних швів

По [14] для сталі 2 допустиме напруження $[\delta_p] = 140$ МПа.

Допустиме зусилля даного з'єднання:

$$P = 0,7 [\tau_{зр}] KL,$$

де $[\tau_{зр}]$ - допустиме напруження для зварного шва на зріз;

K – катет шва, приймаємо $K = 0,9 \cdot 2 = 1,8$ см;

L – весь периметр кутових швів.

Маємо

$$[\tau_{зр}] = 0,6 [\delta_p],$$

де 0,6 – коефіцієнт, що враховує допустиме напруження на зріз згідно [14].

$$[\tau_{зр}] = 0,6 \cdot 140 \cdot 10^6 = 84 \text{ МПа},$$

Тоді

$$L = \frac{P}{0,7[\tau_{cp}]K};$$

$$L = \frac{140 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 84 \cdot 10^6 \cdot 0,18} = 29,8 \text{ см} = 298 \text{ мм.}$$

Зварний шов робити по всій довжині грані $L_y = 400$ мм.

3.6 Розрахунок міцності елементів рамної конструкції

При пресуванні бетонної суміші зусилля пресування передається на конструкцію, і для міцності конструкції необхідно підібрати такі її елементи, що мають необхідну міцність для витримування даного зусилля.

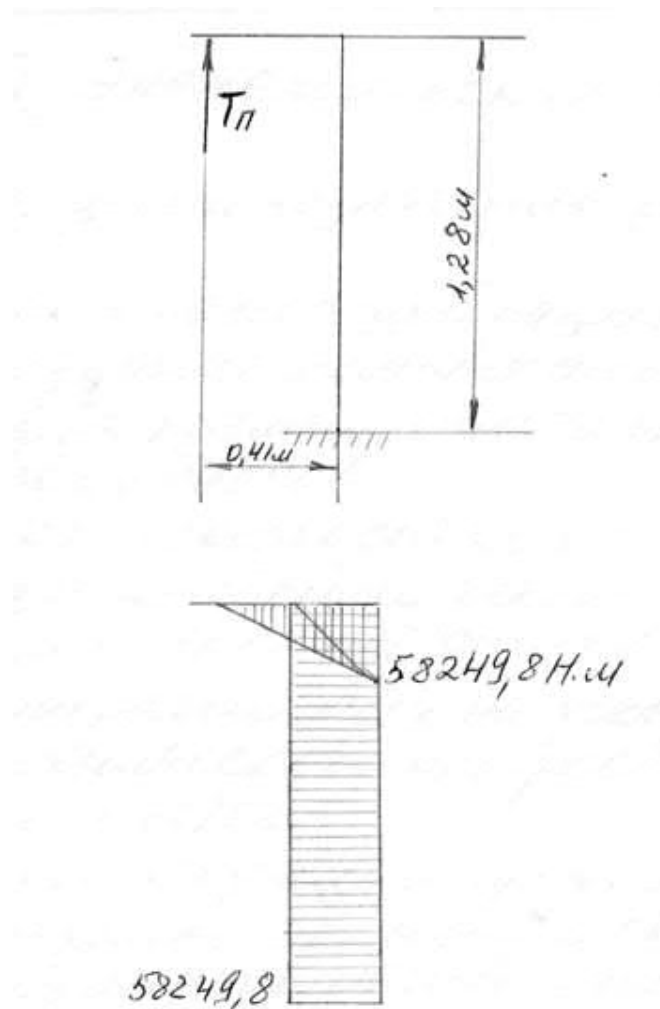


Рисунок 3.4 – Схема до розрахунку рамної конструкції

Навантаження на конструкцію від гідроциліндра:

$$T_n = \pi D^2 P_H \eta_{г.м.},$$

де P_H – номінальний тиск в гідросистемі, $P_H = 6,3$ МПа;

D – діаметр поршню, $D = 80$ мм;

$\eta_{г.м.}$ - гідромеханічний коефіцієнт.

$$T_n = 3,14 \cdot 80^2 \cdot 6,3 \cdot 0,98 = 142072,7 \text{ Н.}$$

Приймаємо межу міцності на вигиб $[\delta] = 250$ МПа згідно [14].

$$\delta_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\delta],$$

$$W = \frac{M_{\max}}{[\delta]},$$

$$W = \frac{58249,8}{250 \cdot 10^6} = 2,02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Отже, прийняті два швелери 16а ГОСТ 8240-72, що були прийняті умовно, задовольняють умові $W_x = 103,0 \text{ см}^2$.

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Визначення економічного ефекту заходу НТП

Економічний ефект від впровадження нових видів будівельних машин визначається при умові стабільності обсягів виробництва, показників якості, витрат і результатів за строк служби НТ.

Сумарний по роках розрахункового періоду економічний ефект визначаємо за формулою:

$$E_z = \frac{P_p - Z_p}{K_p + E_n},$$

де P_p – незмінна вартісна оцінка результатів реалізації заходу НТП за рік;

Z_p – вартісна оцінка витрат на реалізацію заходів НТП за рік, тобто вартісна оцінка витрат по розробці, виготовленню, випробуванню тестового зразку нової будівельної техніки, а також поточні витрати при експлуатації машин (без урахування амортизації);

K_p – норма реновації при використанні устаткування, визначається з урахуванням фактору часу;

E_n – норматив приведення часових витрат й результатів, чисельно рівний нормативу ефективності капітальних вкладень, $E_n = 0,1$.

Величина економічного ефекту визначається за умовою використання продукції й є базою для встановлення цін на науково-технічно продукцію.

4.1.1 Вартісна оцінка результатів реалізації заходу НТП за рік (P_z)

Вартісна оцінка головних результатів заходу визначається по нижченаведеній формулі, як для засобів праці довготривалого використання:

$$P_t^0 = C_t \cdot A_t \cdot B_t,$$

де C_t – ціна одиниці продукції (з урахуванням ефективності її застосування), що виробляється за допомогою нових засобів труда на протязі року;

A_t – обсяг застосування нових засобів праці за рік;

B_t – продуктивність засобів праці за рік.

Ціна одиниці продукції, що виробляється за допомогою нових засобів труда протягом року (дані заводу стінових блоків, продукція якого прийнята за аналог у даному розрахунку):

$$C_t = 59 \text{ грн/м}^3 = 0,76 \text{ грн/шт.}$$

Обсяг застосування нових засобів праці за рік:

$$A_t = 20 \text{ шт/рік.}$$

Річна продуктивність одиниці нової техніки визначається за формулою:

$$B_t = B_{\text{эч}} \cdot T_2,$$

де $B_{\text{эч}}$ – середньогодинна експлуатаційна продуктивність одиниці устаткування, шт/год;

T_2 – кількість машино-годин роботи техніки у рік (на одиницю устаткування), маш·год/рік.

Середньогодинна експлуатаційна продуктивність однієї установки розраховується по формулі:

$$B_{\text{эч}} = B_{\text{м.ч.}} \cdot K_{\text{и.о.}},$$

де $B_{\text{м.ч.}}$ – технічна продуктивність, шт/год; $B_{\text{м.ч.}} = 375 \text{ шт/год}$;

$K_{\text{и.о.}}$ – коефіцієнт використання устаткування, яке працює у технологічних

лініях; $K_{u.o.} = 0,943$ (стр.156 "Инструкции по определению экономической эффективности" ЦНИИТЭ Строймаш).

Тоді

$$B_{эч} = 375 \cdot 0,943 = 354 \text{ шт/год.}$$

Кількість машино-годин роботи техніки на рік визначається по формулі:

$$T_z = \frac{T_\phi}{\frac{1}{T_{cm} \cdot K_{cm}} + D_p + \frac{2}{T_{об}}},$$

де T_ϕ – річний фонд робочого часу;

T_{cm} – середня тривалість зміни, маш-год;

K_{cm} – коефіцієнт змінності роботи техніки;

D_p – простої у всіх видах технічного обслуговування й ремонту, дні/маш-год;

$D_p = 0,001$ дн/маш-год згідно "Рекомендаций по расчету экономической эффективности технических решений";

$T_{об}$ – середня кількість машино-годин роботи на одному об'єкті.

Тоді

$$T_z = \frac{220}{\frac{1}{8 \cdot 2} + 0,001 + \frac{2}{500}} = 3259 \text{ маш-год/рік.}$$

Тоді маємо річну експлуатаційну продуктивність

$$B_t = 354 \cdot 3259 = 1153686 \text{ шт/рік.}$$

Тоді вартісна оцінка результатів реалізації заходу НТП за рік

$$P_z = 0,76 \cdot 20 \cdot 1153686 = 17536027,2 \text{ грн/рік.}$$

4.1.2 Вартісна оцінка витрат на здійснення заходу НТП (Z_2)

Вартісна оцінка витрат на здійснення заходу НТП визначається по формулі:

$$Z_2 = I \cdot A + (K_p + E_n) \cdot K \cdot A + Z^{НИР} \cdot E_n,$$

де I – річні поточні витрати при використанні продукції (без урахування амортизації);

A – обсяг застосування нових засобів праці за рік;

K_p – норма реновації основних фондів при використанні продукції, яка визначається з урахуванням фактору часу;

E_n – норматив ефективності капіталовкладень ($E_n = 0,1$);

K – одноразові затрати при використанні продукції (вартість основних фондів).

Річні поточні витрати розраховується по формулі:

$$I = T_2 \cdot C_{\text{ман-год}},$$

де T_2 – кількість машино-годин роботи техніки у рік (на одиницю устаткування), маш·год/рік;

$C_{\text{ман-год}}$ – вартість однієї машино-години роботи.

Вартість однієї машино-години роботи ($C_{\text{ман-год}}$) згідно СНиП IV-3-82, частина IV, глава 3, п.1414 та додатку 21 до "Инструкции по определению экономической эффективности кузнечно-прессового оборудования" становить 2,64 грн/маш·год. Тоді

$$I = 3259 \cdot 2,64 = 8603,76 \text{ грн/рік.}$$

Одноразові витрати при використанні продукції становлять

$$K = H + П + O,$$

де H – витрати на науково-дослідницькі роботи;

$П$ – витрати на проектні розробки;

O – витрати на засвоєння та доробку тестових зразків (орієнтовна вартість техніки).

Маємо

$$K = 125,0 + 75,0 = 200,0 \text{ тис.грн.}$$

Тоді вартісна оцінка витрат на здійснення заходу НТП становить:

$$Z_2 = 8603,76 \cdot 20 + (0,1296 + 0,1) \cdot 200000 \cdot 20 + 200000 \cdot 0,15 = 1120475,2 \text{ грн.}$$

4.1.3 Визначення сумарного економічного ефекту заходу НТП по умовах його використання

Таким чином, сумарний економічний ефект за строк служби НТ з урахуванням обсягу використання НТ становить:

$$E_z = \frac{17536027,2 - 1120475,2}{0,1296 + 0,1} = 71496306,6 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від впровадження заходу НТП з урахуванням обсягу впровадження НТ становить:

$$E_z' = 17536027,2 - 1120475,2 = 16415552,0 \text{ грн/рік;}$$

Річний економічний ефект від провадження одиниці НТ становить:

$$E_{z.од.} = 8603,76 + (0,1296 + 0,1) \cdot 200000 + \frac{200000}{20} \cdot 0,15 = 56023,76 \text{ грн/рік.}$$

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційно небезпечних й шкідливих факторів

Результати аналізу потенційно небезпечних й шкідливих факторів зведемо у таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Потенційно небезпечні й шкідливі фактори

Фактор	Джерело	Кількісна оцінка	Нормативний документ
Вплив вібрації	Електромеханічний вібратор ИВ-98	$v = 0,12 \cdot 10^{-2}$ м/с 87 дБ	ГОСТ 12.1.012-90 ¹ ГОСТ 12.1.049-86
Електричний струм	Електромеханічні вібратори	$U_1 = 380$ В $U_2 = 36$ В	ГОСТ 12.1.002-84 ²
Електричний струм	Вологість, струмопровідна конструкція	Вологість $\geq 85\%$	ГОСТ 12.1.030-81 ³
Рівень шуму	Вібростіл, насосна станція	$f = 100$ Гц 20 дБ	ГОСТ 12.1.003-83 ⁴ ГОСТ 12.1.050-86
Підвищення температури	Ізоляція електропроводів	$t \leq 120^\circ\text{C}$	ГОСТ 12.1.004-91 ⁵
Недостатнє освітлення	Електричні лампи, природне освітлення	Коефіцієнт природного освітлення (КПО) для роботи дуже малої точності	ГОСТ 12.1.046-85 ⁶
Пожежонебезпека	Дерев'яні піддони	$t \geq 220^\circ\text{C}$	ГОСТ 12.1.033-81 ⁷ ГОСТ 12.1.044-89

¹ ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования
ГОСТ 12.1.049-86 ССБТ. Вибрация. Методы измерения на рабочих местах
самоходных колесных строительно-дорожных машин

² ГОСТ 12.1.002-84 ССБТ. Электрические поля промышленной частоты.
Допустимые уровни напряженности и требования к проведению контроля на
рабочих местах

³ ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление

⁴ ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности

ГОСТ 12.1.050-86 ССБТ. Методы измерения шума на рабочих местах

⁵ ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования

⁶ ГОСТ 12.1.046-85 ССБТ. Строительство. Нормы освещения строительных
площадок

⁷ ГОСТ 12.1.033-81 ССБТ. Пожарная безопасность. Термины и определения

ГОСТ 12.1.044-89 ССБТ. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов.
Номенклатура показателей и методы их определения

5.2 Інженерні рішення, що запобігають надлишковій вібрації

5.2.1 Розрахунок віброшвидкості коливань

Вібраційні машини через свої функціональні особливості є джерелом коливань. Ці коливання можуть передаватися на фундамент, опорну конструкцію та на людину, для здоров'я якої вони є шкідливими. Тому при проектуванні й експлуатації вібромашин обов'язково повинні бути передбачені заходи по віброізоляції, тобто по запобіганню впливу вібрації. Критерієм оцінки шкідливості вібрації, яка сприймається людиною, є санітарно-гігієнічні норми.

Норма поділяється в залежності від виду впливу вібрації:

- вібрація передається талики на руки людини;
- вібрація передається на всю людину.

Керівним документом по нормуванню вібрації, яка передається на руки людини, є ГОСТ 17.7.70-72.

З 1990 року діє ГОСТ 12.1.012-90 і з 1986 року – стандарт ГОСТ 12.1.049-86, якими й потрібно керуватися при створенні віброізолюючих приладів, які захищають людину на її робочому місці.

Шкідливий вплив вібрації на людину визначається двома параметрами – амплітудою пересування й частотою коливання. Обидва вони при певних значеннях й сполученні можуть негативно впливати на здоров'я людини. Добуток цих параметрів являє собою віброшвидкість коливань, для якої нормами встановлюються гранично допустимі значення в різних діапазонах частот.

У нашому випадку шкідливі впливи передаються на раму.

Вихідні дані:

- амплітуда коливань $x_0 = 0,5$ мм;
- частота $\omega = 314$ рад/с;
- маса робочого органу $m = 427,2$ кг;
- жорсткість пружних зв'язків $c = 215104,34$ Н/м.

Віброшвидкість визначається за формулою:

$$v_{p.o.} = x_0 \cdot \omega ,$$

де x_0 – амплітуда коливань;

ω - частота коливань.

Тоді

$$v_{p.o.} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 314 = 0,157 \text{ м/с.}$$

З використанням нормативних даних про допустимі значення віброшвидкості можна визначити умови, при яких фундамент й пов'язане з ним робоче місце не будуть коливатися з перевищенням нормативів (рисунок 5.1).

Амплітуда коливань фундаменту визначається по формулі:

$$x_{\phi} = \frac{c_0 x_0}{m_{\phi} \omega^2},$$

де c_0 – жорсткість пружних зв'язків, Н/м;

x_0 – амплітуда коливань робочого органу, м;

m_{ϕ} – маса фундаменту, кг;

ω – частота коливань робочого органу, рад/с.

Тоді

$$x_{\phi} = \frac{215104,34 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{10000 \cdot 314^2} = 1,09 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

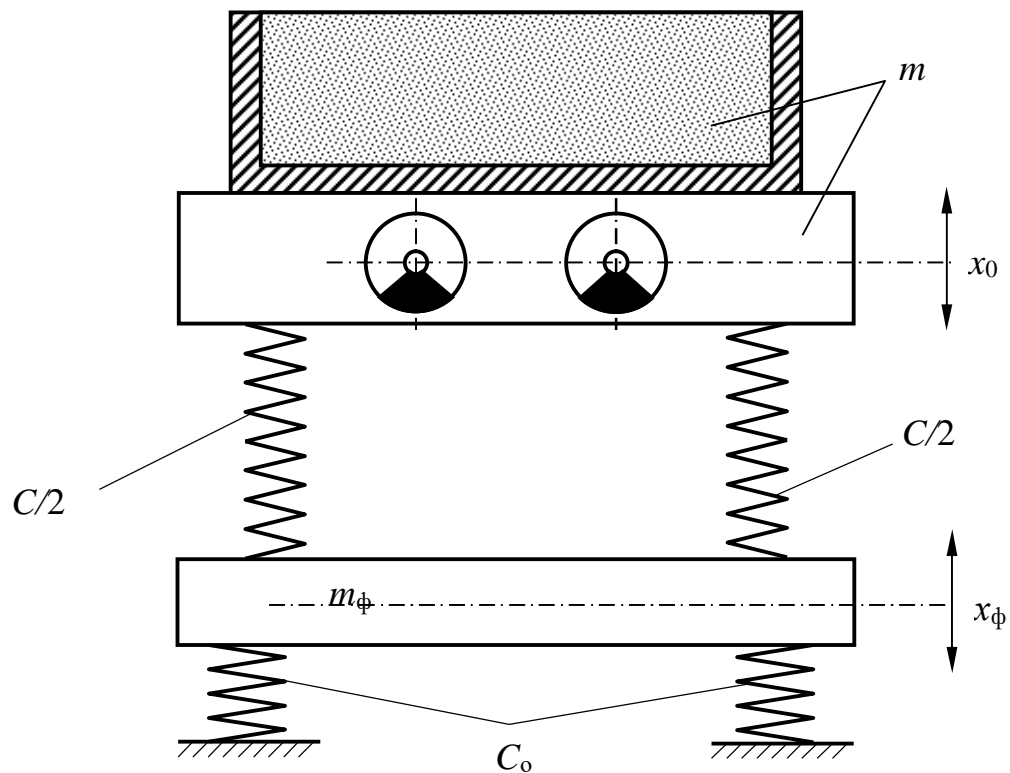


Рисунок 5.1 – Схема до розрахунку віброшвидкості та жорсткості пружних зв'язків

При завданих умовах й значенні x_{ϕ} знаходимо масу фундаменту, необхідну для дотримання санітарних норм вібрації:

$$m_{\phi} = k_{\phi} \frac{c_0 x_0}{x_{\phi} \omega^2},$$

де k_{ϕ} – коефіцієнт запасу, рівний (1,1...1,2);

c_0 – жорсткість пружних зв'язків, Н/м;

x_0 – амплітуда коливань робочого органу, м;

x_ϕ – амплітуда коливань фундаменту, м;

ω – частота коливань робочого органу, рад/с.

Маємо

$$x_\phi = \frac{1,1 \cdot 215104,34 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3}}{1,9 \cdot 10^{-7} \cdot 314^2} = 11057 \text{ кг.}$$

Віброшвидкість машини визначається за формулою:

$$v_p = x_\phi \cdot \omega,$$

де x_ϕ – амплітуда коливань фундаменту, м;

ω – частота коливань, рад/с.

Тоді

$$v_p = 1,09 \cdot 10^{-7} \cdot 314 = 3,14 \cdot 10^{-5} \text{ м/с.}$$

При таких масі фундаменту й віброшвидкості фундаменту прийняті параметри вібромашини будуть відповідати санітарним нормам.

Також нормуються рівні віброшвидкості L :

$$L = 20 \lg \left(\frac{v}{5 \cdot 10^{-8}} \right),$$

де v – віброшвидкість рами, м/с;

$5 \cdot 10^{-8}$ – початковий рівень відліку.

$$L = 20 \lg \left(\frac{3,14 \cdot 10^{-5}}{5 \cdot 10^{-8}} \right) = 63,01 \text{ дБ.}$$

Нормальний рівень для частоти $f = 45 \div 90$ Гц забезпечується рівнем віброшвидкості $L_n = 92$ дБ на робоче місце.

5.2.2 Вибір і розрахунок пружних зв'язків

Для машини з вертикальними гармонійними коливаннями доцільною є конструкція з двох спільно працюючих пружних зв'язків (рисунок 5.1), що дозволяє більш ефективно гасити вібрацію, яка зумовлена більшим внутрішнім тертям гуми.

Жорсткість одного комплекту:

$$c_1 = c_0 / 4,$$

де c_0 – сумарна жорсткість, Н/м.

$$c_1 = 860417,36 / 4 = 215104,34 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість нижнього амортизатора:

$$c_H = (2/3)c_1;$$

$$c_H = (2/3) \cdot 215104,34 = 143402,89 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість верхнього амортизатора:

$$c_B = (1/3)c_1;$$

$$c_B = (1/3) \cdot 215104,34 = 71701,45 \text{ Н/м.}$$

Навантаження на одну опору:

$$F'_{on} = \frac{mg}{n},$$

де n – кількість пружних зв'язків, $n = 4$.

$$F'_{on} = \frac{427,72 \cdot 9,81}{4} = 1047,8 \text{ Н.}$$

Тоді площа опори при модулі зсуву $\nu_\partial = 25 \cdot 10^5$ Па:

$$S = \frac{1047,8}{25 \cdot 10^5} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Висота нижнього амортизатора:

$$h_1 = \frac{E_\partial S}{c_H};$$

де $E_\partial = 63 \cdot 10^5$ Па – динамічний модуль пружності.

$$h_1 = \frac{63 \cdot 10^5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4}}{143402,89} = 0,02 \text{ м,}$$

Висота верхнього амортизатора: $h_2 = \frac{E_0 S}{c_0}$;

$$h_2 = \frac{63 \cdot 10^5 \cdot 4,2 \cdot 10^{-4}}{71701,45} = 0,04 \text{ м.}$$

5.3 Висновки та пропозиції щодо заходів захисту від потенційно небезпечних й шкідливих факторів

1. Для виключення передачі вібраційного впливу від коливальних мас системи на робочі місця спроектована система встановлюється на гумових віброізолюючих опорах, які виконуються з верхнього та нижнього амортизаторів із площею опорної поверхні $4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Висота нижнього амортизатора повинна становити 20 мм, а верхнього – 40 мм. При такій конструкції вібрація на робочих місцях на всьому діапазоні октавних частот на перевищує граничних значень, передбачених санітарно-гігієнічними нормами.
2. Під віброплощадкою слід обов'язково влаштувати фундамент. При масі фундаменту 10000 кг, рівень віброшвидкості фундаменту і пов'язаних із ним робочих місць буде становити 63,01 дБ, що менше регламентованого санітарно-гігієнічними нормами значення $L_n = 92 \text{ дБ}$ на всьому діапазоні робочих частот формуючого обладнання від 45 до 90 Гц.
3. Для забезпечення безпеки при доторканні до частини установки, що не знаходяться під напругою, повинно бути виконане улаштування захисного заземлення та захисного занулення.
4. З метою зменшення шумового тиску віброуючі елементи обладнання, які є джерелом значного шуму, повинні по можливості заглиблюватися у приямки і захищатися звуконепроникними кожухами. Крім того, як додатковий захід працівникам необхідно використовувати навушники.

ЛІТЕРАТУРА

1. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів. – К.:КНУБА, 1999. – 488с.
2. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.:Вища школа, 1985. – 168 с.
3. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. К.: ІСДО, 1993. – 216 с.
4. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Вища школа, 1987. – 168с.
5. Мартынов В.Д., Алешин Н.И., Морозов Б.П., Строительные машины и монтажное оборудование. – М.: Машиностроение, 1990.
6. Силенок С.Г. Механическое оборудование предприятий строительной индустрии. – М.: Стройиздат, 1973. – 374 с.
7. Борщевский А.А., Ильин А.С. Механическое оборудование для производства строительных материалов изделий. – М.: Высшая школа, 1987.
8. Тимошенко С.П., Д.У. Янг, У. Уивер. Колебания в инженерном деле: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1985. – 427 с.
9. Писаренко Г.С. Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости материала. – К.: Наук. думка, 1970. – 376 с.
10. Зубанов М.П. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей и грунта. М.: Машиностроение, 1964. – 195 с.
11. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. – К.: Вища школа, 1980. – 232с.
12. Киркач Н. Ф., Баласаян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991ю – 276 с.
13. Подшипники качения: Справочник-каталог/ Под ред. В.Н. Нарышкина. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
14. Соппротивление материалов / Под ред. Г.С. Писаренко. – К.: Вища шк., 1986. – 775 с.

ДОДАТКИ