КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:
" Дослідження параметрів та режимів роботи вібротрамбівки"
(назва)

Міщенко Катерина Володимирівна
(прізвище, ім`я та по батькові повністю)

Київ 2022 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
_____
(факультет)
Кафедра машин і обладнання технологічних процесів
_____
(назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“___” _____ 2022 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ

НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:
" Дослідження параметрів та режимів роботи вібротрамбівки"
(назва)

Виконав студент групи: ЗБМО-2 маг

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
(спеціальність)
Спеціалізація: Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання

Міщенко Катерина Володимирівна
(прізвище, ім`я та по батькові повністю)

Керівник Свідерський А.Т.
(прізвище та ініціали)
к.т.н., професор
(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2022 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет: автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра: машин і обладнання технологічних процесів
Освітній рівень: «магістр за ОПП»
Спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

"ЗАТВЕРДЖУЮ"
Завідувач кафедрою МОТП
_____д.т.н., проф. І.І. Назаренко
"___"_____2022 р.

ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

Міщенко Катерина Володимирівна
(прізвище, ім'я, по батькові магістранта)

1.Тема АМР: Дослідження параметрів та режимів роботи вібротрамбівки.
Затверджена наказом ректора КНУБА № 625/2 від 27.06.2022 р.
2. Керівник роботи Свідерський Анатолій Тофілійович, к.т.н., професор
(прізвище, ім.`я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
Науковий керівник і тема наукового дослідження затверджена рішенням Ради факультету, протокол № _4_ від 22.06.2022 р.
3. Строк подання студентом роботи до захисту 15 листопада 2022 року
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:
Р.1. Аналіз конструктивних та технологічних параметрів машин для ущільнення будівельних сумішей в стислих умовах.
Р.2. Динаміка гідравлічної трамбівки для ущільнення будівельних сумішей.
Р.3. Аналіз експериментальних досліджень динаміки віброударної трамбівки із гідравлічним приводом.
Р.4. Принципи конструювання та розрахунку ущільнюючої техніки.
Р.5. Техногенна безпека.
5. Графічний матеріал за розділами:
Р.1. Огляд та аналіз конструктивних та технологічних параметрів вібротрамбівок- 4л.
Критерії ефективності вібротрамбівок -1л.
Р.2. Дослідницька частина- 5л.
Р.3. Конструкторська частина-1л.
Р.4. Рекомендації по вдосконаленню вібротрамбівок- 1л.
6. Календарний план виконання роботи

№	Види робіт та їх зміст	Дата виконання
1	Розділ 1. Аналіз конструктивних та технологічних параметрів машин для ущільнення будівельних сумішей в стислих умовах.	Вересень 2022 р.
2	Розділ 2. Динаміка гідравлічної трамбівки для ущільнення будівельних сумішей.	Вересень 2022 р
3	Розділ 3. Аналіз експериментальних досліджень динаміки віброударної трамбівки із гідравлічним приводом.	Листопад 2022 р.
4	Розділ 4. Принципи конструювання та розрахунку ущільню	

	чої техніки.	
5	Розділ 5. Техногенна безпека.	Листопад 2022 р.
6	Остаточне оформлення роботи	Листопад 2022 р.
7	Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	15 листопада 2022 р.
8	Попередній захист роботи на кафедрі	Грудень 2022 р.

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

№	Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірив	
			Дата	Підпис
9	Розділ 1.	доц. Дєдов О.П.	02.09.2022	
10	Розділ 2.		01.10.2022	
11	Розділ 3.		15.10.2022	
12	Розділ 4.		15.10.2022	
13	Розділ 5.	доц. Гаркавенко О.М.	01.11.2022	

8. Дата видачі завдання 1 вересня 2022 року

Керівник _____проф. Свідерський А.Т.
(підпис)

Консультант _____доц. Дедов О.П.
(підпис)

Студент_____Міщенко К.В.
(підпис)

РЕЗЮМЕ

Київський національний університет будівництва і архітектури

Міщенко Катерина Володимирівна
факультету автоматизації і інформаційних технологій,

група ЗБМО-2м

Тема атестаційної випускної роботи:

«Дослідження параметрів та режимів роботи вібротрамбівки»

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»,

Науковий керівник: Свідерський Анатолій Тофілійович,

кандидат технічних наук, професор кафедри машин і обладнання технологічних процесів

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів 5 , стор. 137 , таблиць 9 , рис. 52 , графічна частина – 15 аркушів формату А1. завдання, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми. В будівництві широко використовуються трамбівки для ущільнення сумішей. За конструктивною ознакою здебільшого застосовують одномасні та двомасні трамбівки, які використовуються як самохідні машини так і в якості навісного обладнання. Підвищення ефективності робочих процесів цього класу машин може бути досягнуто шляхом точності розрахунку на заданий режим та пошук більш раціональних конструкцій. Одним із шляхів є застосування тримасних машин , які дають можливість зменшити енергоємність процесу, відкривають нові можливості для реалізації спектру раціональних режимів роботи. В зв’язку з цим тема атестаційної випускової роботи є своєчасною і актуальною.

У вступі формулюється мета і задачі роботи: вдосконалення конструктивної схеми гідравлічної вібротрамбовки та дослідження її параметрів та режимів роботи на основі врахування безперервної зміни напружено-деформованого стану ущільнюваного середовища, показано зв`язок із програмами, планами, темами.

У першому розділі «Аналіз конструктивних та технологічних параметрів машин для ущільнення будівельних сумішей в стислих умовах» розглянуто конструкції найбільш відомих та перспективних машин для ущільнення будівельних сумішей, які випускаються провідними світовими виробниками: AMMANN (Німеччина) , Atlas Copco (Швеція), BATMATIC (Італія), Belle (Великобританія), BOMAG (Німеччина), Chicago Pneumatic (США), Daemo Engineering Co., Ltd. (Корея) GHEDINI ing. FABIO & C,(Італія), MIKASA (Японія). Проаналізовано існуючі методи розрахунку вібротрамбівок. Крім того проведено оцінку параметрів даних ущільнюючих машин за критеріями оцінки сили, оцінки динамічного тиску під ущільнюючою плитою, оцінки матеріалоємності та оцінки можливості зміни режимів роботи (управління).

У другому розділі «Динаміка гідравлічної трамбівки для ущільнення будівельних сумішей» вибрано та описано принципову схему трамбівки, після чого розглянуто її динамічну та математичну модель, проаналізовано конструкції гідравлічних та електрогідравлічних вібраційних механізмів. На основі вище викладеного складено рівняння руху слідкуючих гідравлічних механізмів та описана динаміки досліджуваної вібротрамбовки.

У третьому розділі **«**Аналіз експериментальних досліджень динаміки віброударної трамбівки із гідравлічним приводом» поставлені задачі експериментальних досліджень , передумови та припущення, описана схема експериментальної установки, та проведено комп'ютерний експеримент.

У четвертому розділі «Принципи конструювання та розрахунку ущільнюючої техніки» наведено методику інженерного розрахунку визначення основних параметрів вібраційних машин із гідроприводом та виконано загальний розрахунок лабораторної трамбівки.

У п'ятому розділі «Техногенна безпека» розглянуто заходи по охороні праці .

Ключові слова: вібротрамбівка, будівельна суміш, межа міцності, критерії ефективності, гідравлічний виконуючий механізм, гідророзподільник, амплітудно-частотні характеристики, віброзбуджувач.

Keywords: vibration ramp, construction mixture, strength limit, performance criteria, hydraulic actuator, hydrodistributor, amplitude-frequency characteristics, vibration exciter.

Якість оформлення проекту. Атестаційна випускова робота магістра оформлена у відповідності до діючих нормативних документів та методичних вказівок до виконання дипломної роботи для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Загальний висновок стосовно роботи та присвоєння авторові освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр». Робота виконана на високому рівні, студент продемонстрував високий рівень теоретичної підготовки та сформованих практичних навичок в області сучасних інформаційних технологій. Заслуговує оцінки «добре».

Науковий керівник _____/ проф., к.т.н., Свідерський А.Т./

(підпис)

Посада, місце роботи. КНУБА, пр-т. Повітрофлотський, 31, професор кафедри машин і обладнання технологічних процесів.

«_1_» __листопада____ 2022 р.

Зміст

Вступ 9
Розділ 1 Аналіз конструктивних та технологічних параметрів машин для ущільнення будівельних сумішей в стислих умовах 11
1.1 Класифікація машин для ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах 11
1.2 Огляд конструкцій та характеристик вібротрамбівок та віброплит 11
1.3 Вібротрамбівки провідних закордонних виробників. 20
1.4 Критерії оцінки параметрів вібротрамбовок. 28
1.5 Аналіз існуючих методів розрахунку вібротрамбовок. 37
Розділ 2 Динаміка гідравлічної трамбівки для ущільнення будівельних сумішей 41
2.1 Опис принципової схеми машини та основні припущення 41
2.2 Аналіз конструкцій гідравлічних та електрогідравлічних вібраційних механізмів 44
2.2.1 Загальні відомості 44
2.2.2 Пульсуючі гідравлічні вібратори 45
2.2.3 Слідкуючі гідравлічні вібратори 51
2.2.4 Автоколивальні гідравлічні вібратори 52
2.2.5 Електрогідравлічні вібраційні установки 55
2.2.6 Самокеровані гідравлічні вібратори 59
2.3 Рівняння руху слідкуючих гідравлічних механізмів 61
2.4 Опис динаміки досліджуваної вібротрамбовки 62
2.5 Загальні висновки 67
Розділ 3 аналіз експериментальних досліджень динаміки віброударної трамбівки із гідравлічним приводом 69
3.1 Задачі експериментальних досліджень , передумови та припущення 69
3.2 Опис схеми експериментальної установки 72
3.3 Послідовність проведення експериментів та обробка отриманих даних 74
3.4 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз 76
3.5 Загальні висновки 78
3.6 Дослідження гідравлічного вібратора пульсуючого навантаження 78
3.7 Загальні висновки 83
Розділ 4 Принципи конструювання та розрахунку ущільнюючої техніки 84
4.1 Методика інженерного розрахунку 84
4.2 Розрахунок основних параметрів ротаційного розподільника 86
4.3 Інженерний розрахунок лабораторної гідравлічної віброударної трамбівки. 90

4.3.1 Вихідні дані до розрахунку. 90
4.3.2 Конструктивна схеми установки. 90
4.3.3 Порядок роботи машини. 91
4.3.4 Розрахунок основних параметрів трамбівки. 91
4.3.5 Основні параметри трамбівки. 93
4.4 Розрахунок основних параметрів ротаційного гідророзподільника пульсаторного типу. 93
4.4.1 Вихідні дані до розрахунку. 93
4.4.2 Вибір конструктивної схеми розподільника. 94
4.4.3 Порядок роботи гідророзподільника. 94
4.4.4 Розрахунок параметрів ротаційного гідро розподільника. 94
4.4.5 Основні параметри ротаційного гідророзподільника. 96
4.5 Розрахунки на міцність 96
4.5.1 Розрахунок гідроциліндра 96
4.5.2 Розрахунок пальця і проушини. 98
4.5.3 Розрахунок пружин. 99
4.5.4 Розрахунок валу золотника. 102
4.5.5 Вибір підшипників. 104
4.5.6 Вибір муфти. 105
4.5.7 Вибір шпонки. 105
4.5.8 Розрахунок буфера ударника. 105
Розділ 5 Техногенна безпека 108
5.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів 108
5.1.1 Розрахунок віброізоляції гідравлічної трамбівки. 111
5.2 Пожежна безпека 115
Загальні висновки 119
Список використаних джерел 120
Додатки 123

Вступ

В промисловому та цивільному будівництві та будівництві доріг важливою складовою технології виконання робіт було і залишається якісне ущільнення різних типів грунтів, асфальтобетонних та будівельних сумішей. На сучасному етапі розвитку, коли вимоги до ущільнення стають жорсткішими, для виконання цих задач для забезпечення міцності та надійності покриття все ширше використовуються ущільнюючі засоби динамічного типу: віброкатки, віброплити та вібротрамбовки особливо в стислих умовах та при невеликих об'ємах виконуваних робіт. Вони мають певні переваги та можливості до вдосконалення, в більшості випадків здатні ефективно замінити традиційні машини статичного типу, які мають високу металоємкість та енергоємність, недостатню продуктивність, і тому все ширше застосовуються в багатьох країнах світу. Практика показала, що резерви подальшої оптимізації конструктивних параметрів традиційних машин вичерпали себе і не дають суттєвих результатів.

Розвиток науки та промислове використання революційних технологій в області створення нових матеріалів, застосування сучасних технологічних процесів, комп'ютерної техніки зробив економічно вигідним використання динамічних машин нового покоління та їх подальше вдосконалення. Відносна складність подібних машин та підвищена собівартість сьогодні відступають на другий план у порівнянні з можливостями використання значних конструктивних переваг, розширення функціональних можливостей подібних машин а також можливості автоматизації робочого процесу. Шлях до покращення показників ущільнення вимагає змін, як конструкцій робочих органів, так і використання принципово нових технологій ущільнення. Сьогодні вчені і конструктори намагаються дослідити фізико-механічні перетворення будівельних сумішей під дією вібро-ударних навантажень, врахувати зміну напружено-деформованого стану середовища в процесі ущільнення робочим органом машини для підвищення продуктивності та ефективності ущільнення будівельних сумішей при мінімальних енергозатратах. Їх робота призвела до створення цілої низки ущільнюючих машин, огляд конструкцій яких дозволив зробити загальні висновки:

реалізація навісним обладнанням будь-якого "чистого" метода ущільнення: укочування, вібрування, вібротрамбування, трамбування - не приводить до бажаного результату Перспективним напрямком у вирішенні цієї проблеми є реалізація робочим органом машини переваг комбінованого методу із змінними у часі амплітудно-частотними характеристиками, які визначаються і контролюються в ході ущільнення.

Сьогодні при створенні того чи іншого зразка машини в першу чергу розглядається комплекс показників, які визначають доцільність застосування

того чи іншого механізму. Це, в першу чергу, об'єми виконуваних робіт, продуктивність ущільнення, умови виробництва, товщина шару грунту, що ущільнюється, гранулометричний склад будівельної суміші та заданої проектом необхідної питомої ваги(коефіцієнту ущільнення), ступінь універсальності грунтоущільнюючого засобу, а також вартість ущільнення, енергоємність, металоємність та експлуатаційна надійність. По цим показникам для роботи в стиснених умовах та важкодоступних місцях будівельного майданчика ударно-вібраційні машини та обладнання на вітчизняні будівельні машини з гідроприводом підходить якнайкраще.

Різноманітність грунтів та будівельних сумішей, відмінність технологічних умов проведення ущільнюючих робіт значно утруднюють обґрунтування та вибір раціональної конструкції машини в зв'язку з тим, що існуючі ущільнюючі машини розраховані, як правило, на незмінний у часі режим роботи, який не враховує тривалість дії та інтенсивність зміни навантажень, а також нелінійність реологічних властивостей будівельних сумішей.

Ідея створення універсальної ущільнюючої машини може базуватись на застосуванні приводу, який дає можливість змінювати параметри у відповідності до умов роботи та фізико-механічних властивостей сумішей, що ущільнюються.

Одним із приорітетних та перспективних напрямків розвитку цієї теми є створення віброущільнюючого обладнаднання з гідромеханічним і, особливо, гідравлічним приводом, які теоретично якнайкраще підходять для вирішення цієї технічної проблеми. На відміну існуючим багато масні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання мають принципову можливість до створення самоадаптованих систем та до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини. Застосування гідроприводу для віброударних машин потребує створення і поглибленого теоретичного обгрунтування динамічної моделі, яка представляє собою гібридне поєднання багатомасної коливальної системи (конкретної конструкції машини), складної нелінійної фізичної моделі будівельної суміші та гідравлічного виконуючого механізму (ГВМ).

Виходячи із даної ідеї і формулюється мета і задачі роботи: вдосконалення конструктивної схеми гідравлічної вібротрамбовки та дослідження її параметрів та режимів роботи на основі врахування безперервної зміни напружено-деформованого стану ущільнюваного середовища.

РОЗДІЛ І АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В СТИСЛИХ УМОВАХ

1.1 Класифікація машин для ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах

Наявність багатьох типів таких машин пов'язана з різноманітним органічним вмістом та фізико – механічними властивостями грунтів, вимогами до ущільнення , умовами його проведення , масштабами та організацією робіт .

Класифікують машини для ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах за наступними домінуючими ознаками :

1) за характером взаємодії робочого органу з ущільнюючим середовищем :

а) *машини статичної дії* :

- *пресуючі* ;
- *укочуючі* ;

б) *машини динамічної дії* :

- *вібраційні* ;

2) за способом пересування та встановлення :

а) *самопересувні* (пересуваються завдяки нахиленому напрямку їх " стрибків " – самопересувні вібраційні плити та трамбівки) ;

б) *самохідні* (пересуваються за допомогою коліс , гусениць та ведучих вальців – самохідні катки) ;

в) *причіпні* (що буксуються на гачку тягача – причіпні катки) ;

г) *навісні* (підвішуються на кронштейнах тягача – навісні вібраційні плити).

3) за видом та характером робочого органу :

а) *трамбівки* ;

б) *катки* .

1.2 Огляд конструкцій та характеристик вібротрамбівок та віброплит

Основною характеристикою, що визначає трамбовку приймається її можливість застосування в стислих умовах ущільнення ґрунтів.

У тих важкодоступних місцях проведення земляних робіт, де недостатньо простору для використання самопересувних плит чи котків використовуються навісні вібраційні машини на крани та екскаватори. Ущільнення підкосів високих насипів і конусів мостів є важливою технологічною задачею по забезпеченню їх стійкості, особливо в період будівництва та початку експлуатації дороги, коли природні укріплення (посів трав) ще не відбувся або не проявив свої властивості, а такі фактори як дощ, сніг, вітер можуть суттєво пошкодити частину насипу, якщо він не ущільнений. Спеціальних машин для ущільнення підкосів сьогодні немає, тому використання навісних ущільнюючих машин є не замінним у будівництві.

Розглянемо конструкції найбільш відомих та перспективних машин для ущільнення будівельних сумішей та грунтів в стислих умовах та умовах будівельного майданчика з гідравлічним та гідромеханічним приводом.

Причіпна ударно-вібраційна трамбівка Уральського електромеханічного інституту інженерів залізничного транспорту (рис. 1.1).

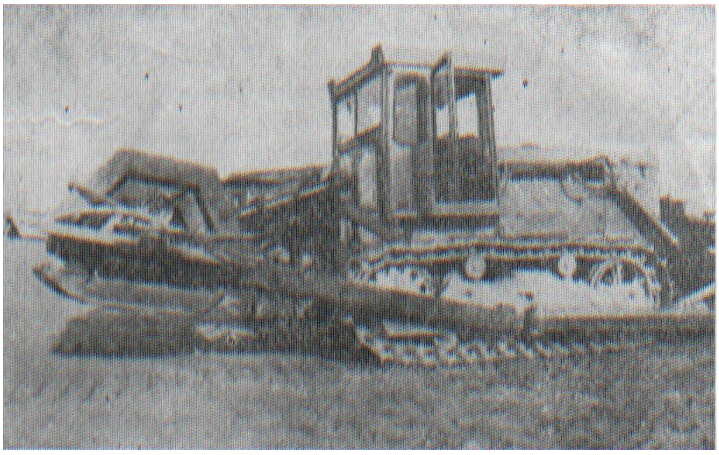


Рис. 1.1. Трамбівка Уральського електромеханічного інституту

Використовується для виконання земляних робіт по ущільненню незв'язаних та малозв`язаних ґрунтів при спорудженні насипів залізниць та автошляхів, аеродромів, дамб, зворотних засипок пазух фундаментів, водопропускних труб, траншей, конусів мостів, бровок насипів та інші.

Навісна трамбівка складається з тягача 1 (рис.1.2), шарнірно закріпленої на ньому рами опорної, яка за допомогою тяг коробчатого перерізу 2 приєднана до тягача.

Опорна рама виконана у вигляді паралельно встановлених коробчатого перерізу П – подібних балок 3, кінці яких з кожного боку об'єднані кондукторами 4. Кондуктори мають вигляд прогонів швелероподібного перерізу.

Гідро циліндри 5 являються другим верхнім зв'язком опорної рами з базовою машиною. Між прогонами кондукторів розташована платформа 6 із робочими плитами 7 і привод 8, з'єднаний з валом 9 (Рис.1.2) та шківами 10.

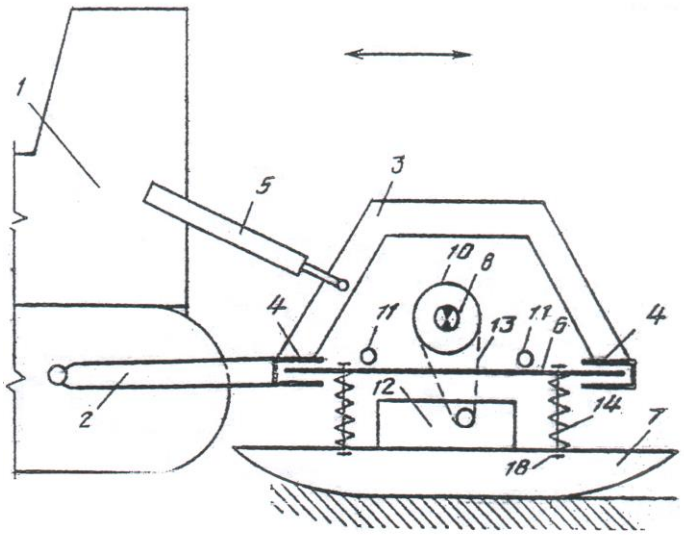


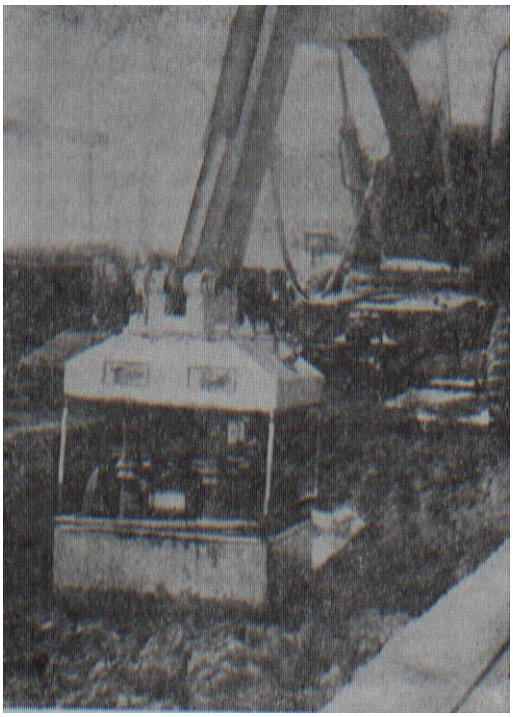
Рис. 1.2. Конструктивна схема трамбівки

Для висування платформи в боки є гідроциліндри 11. Робочі плити 7 мають віброелементи 12, з'єднані пружною передачею 13 із шківами 10. Платформа 6 знаходиться на пружних елементах, які виконані у вигляді вільно встановлених пружин 14. Пружини, надіті на патрубки 15 і 16, зображені на рис.1.4 закріплені на платформі та на робочих плитах. Всередині патрубків встановлені обмежувальні гільзи 17, причому, на верхніх патрубках гільзи закріплені. Всередині гільз співосно розташовані стержні 18, з обмежувачами по вертикалі та в плані із зазором. Пружні елементи виключають передачу вібрації на корпус тягача, що захищає працюючого від шкідливого впливу вібрації.

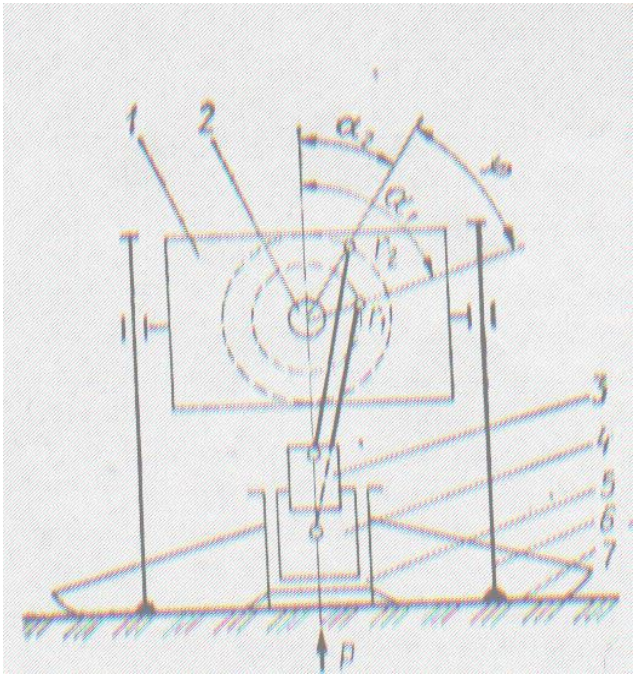
Навісна гідравлічна вібротрамбовка використовується у стиснених умовах для ущільнення зв'язаного та незв'язаного ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями.

Вібраційна трамбівка ВТН-80

Навісна вібраційна трамбівка ВТН-80 з гідравлічним приводом та кривошипно-шатунним збуджувачем коливань СКБ "Будмеханізація" міста Володимир (рис.1.3).



а)



б)

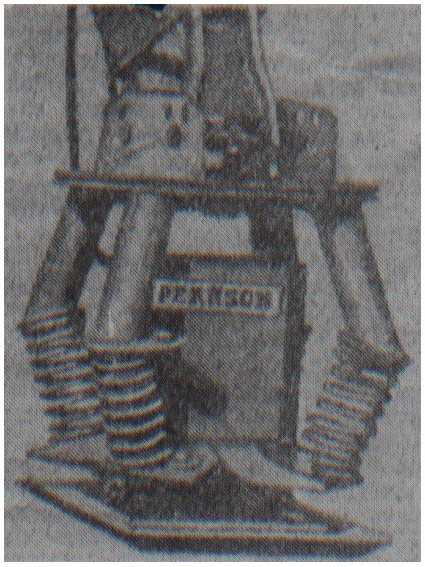
Рис. 1.3 Вібраційна трамбівка ВТН-80:
а) – загальний вигляд; б) – конструктивна схема

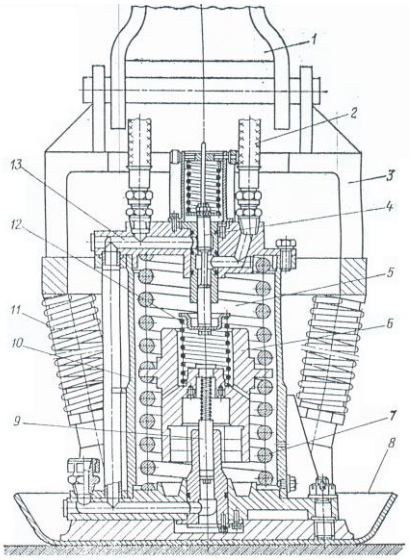
Вібротрамбовка містить шабот 7 з направляючими 6, на яких через пружні елементи закріплено корпус 1 з гідромеханічним приводом та кривошипно-шатунним механізмом 2. На кривошипному валу розташовані поршні 3, 4 з шатунами.

Машина відрізняється від попередньої кількістю ударних мас (3 поршні), які шарнірно закріплені на приводному валу і забезпечують кращу ефективність ущільнення. Це досягається підбором параметрів: φ - відносного зсуву фаз між ударними поршнями, α - кута відносного положення кривошипа в момент удару, ω - частоти обертання валу та величини зусилля привантажа.

Навісна трамбівка фірми “PEARSON” (Англія) (Рис.1.4).

Представляє собою двомасну конструкцію з автоколивальним ГВМ з пружним зворотним зв’язком (рис.1.6). Реалізує низькочастотний вібраційний режим.





а) б)

Рис. 1.4 Навісна трамбівка фірми “PEARSON” :
а) – загальний вигляд; б) – конструктивна схема

Представляє собою двомасну конструкцію з автоколивальним ГВМ

Причіпна гідроінерційна вібротрамбовка.

Трамбівка відноситься до будівельно-дорожніх машин, призначених для ущільнення ґрунтів і може бути використана при пошаровому ущільненні насипів залізниць та автошляхів, аеродромних майданчиків, насипних дамб, плотин.

Вібротрамбовка включає в себе монтажну раму 1 (Рис.1.5), закріплену на базовій машині 2 і підвішену за допомогою гідроциліндру 3, опорний елемент 4, з’єднаний зі штоком 5 поршня 6 і шарнірно зв’язаний з трамбуючим башмаком 7, інерційну масу 8, в яку вмонтований гідророзподільний апарат, пов’язаний із напірною 9 та зливною 10 магістраллю. Інерційна маса 8 утворює із розміщеним в ній поршнем 6 поршневу 11 та штокову 12 порожнини.

Гідророзподільний апарат складається з двопозиційного розподільника 13 із підпружиненим золотником 14 та пружно притиснутим за допомогою пружин 15 до установочного сідла шариковим запірним елементом 16, гідроакумуляторів 17 і зворотнього клапана 8.

Підторцева порожнина 19 з’єднана з напірною магістраллю 9 та гідролінією 20, каналом 21 із штоковою робочою порожниною 12. Зв’язок порожнини із зливною розточкою 22 перекритий пружно піджатим кульковим запірним елементом.

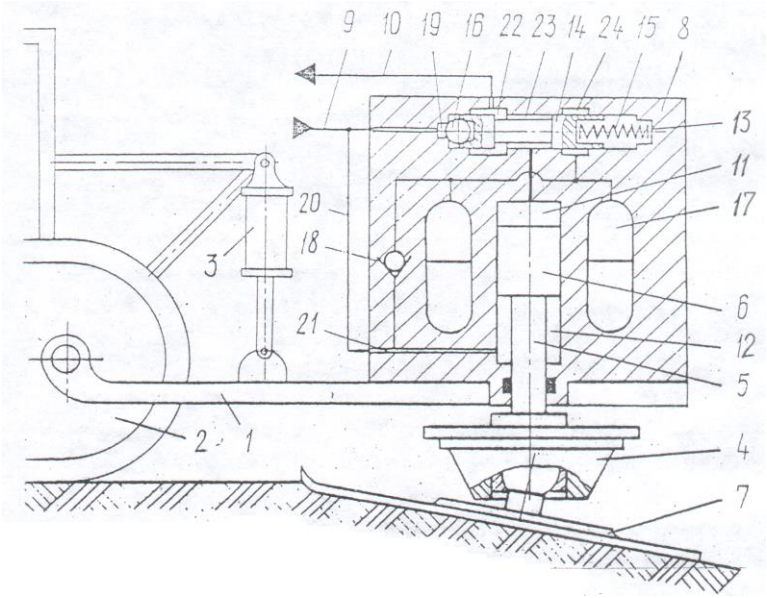


Рис. 1.5 Причіпна гідроінерційна вібротрамбовка

Трамбівка має такі переваги: проста надійна конструкція за рахунок простих складових елементів; можливість зміни частоти та енергії трамбуючих імпульсів регулюванням продуктивності насоса і величини тиску.

Недоліком цієї машини є низька ефективність роботи із-за обмеження частоти ходів та зниження технологічних можливостей.

Гідроінерційна вібротрамбовка

Гідроінерційна вібротрамбовка вміщує направляючі колони 1,2, закріплені у верхній 3 та трамбуючій плиті 4, інерційну масу 5, встановлену на пружні опори 6. В центральній порожнині інерційної маси 5 розташований гідророзподільний апарат, складений із плунжера 7, притиснутого пружиною 8 до кулькового запірного елементу 9, який притиснутий до сідла штовхача 10. Штовхач має повздовжні лиски і взаємодіє з упором 11, який встановлений з можливістю переміщуватись.

На трамбуючій плиті 4 жорстко закріплена шайба 12, пов’язана за допомогою крепіжного з’єднання з обмежувачем 13, розташованим співвісно з упором 11. Робочі порожнини 18,19 пов’язані з додатковою розточкою 20, яка виконана в центральній порожнині інерційної маси, отворами 21, 22, а також за допомогою отвору 22 з’єднані з підторцевою порожниною 24 плунжера 7. Розточка 20 через лиски штовхача 10 сполучена із підклапанною порожниною кулькового запірного елемента 9 (рис. 1.8).

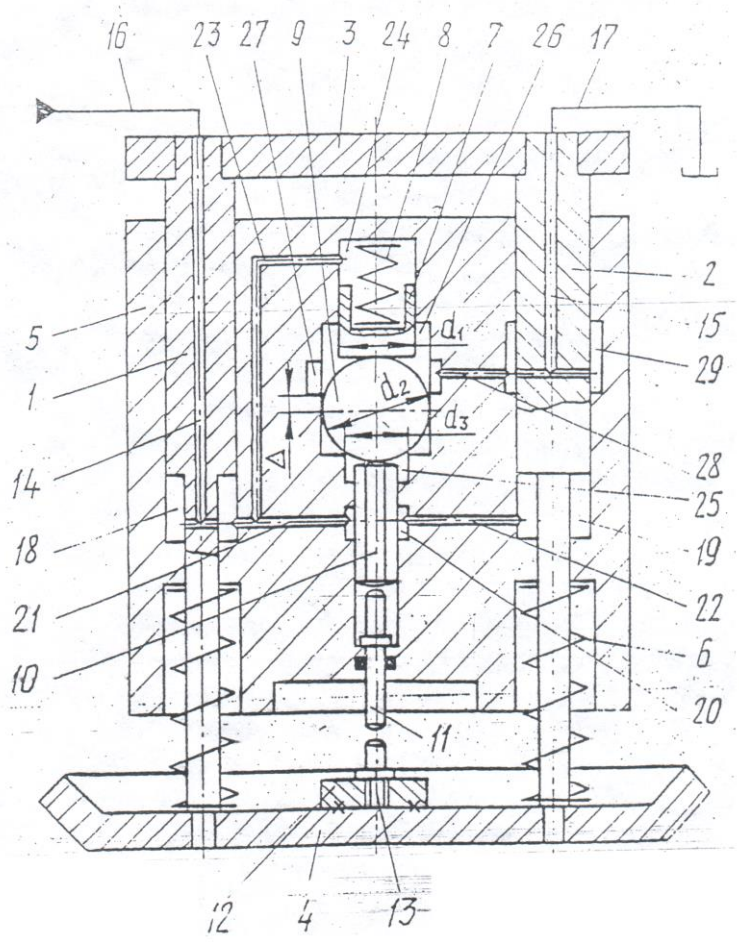


Рис. 1.6 Гідроінерційна вібротрамбовка

Трамбівка має такі переваги:

Незалежність керування основними параметрами – частотою силових імпульсів та їх енергією. Можливість плавно регулювати частоту і амплітуду імпульсів у широкому діапазоні при використанні насоса постійної продуктивності.

Гідропневмоударна трамбівка

Гідропневмоударна трамбівка (Рис. 1.7) складається з робочого органу 1, який в свою чергу складений з корпусу, в якому розташований бойок 9, утворюючий з корпусом порожнину 10 взвода бойка і порожнину управління 11, інерційного елемента 12, утворюючого з корпусом поясками 13 і 14 порожнину взвода інерційного елемента і порожнину 16 управління відкриттям золотника. Присутні також блок 3 управління пересуванням трамбівки, силовий циліндр 4, в корпусі якого виконана проточка з отвором 5, причому циліндр шарнірно з'єднаний з блоком 3 і трамбуючою плитою 6, яка через шабот 7 шарнірно з'єднана з робочим органом 1. На трамбуючій плиті змонтований кінцевий вимикач 8. Інерційний елемент 12 і верхня частина бойка 23 утворюють порожнину пневмоакумулятора

24, а корпус 2, бойок 9, інерційний елемент 12 – зливну порожнину 25. Для підводу і відводу робочої рідини є напірна 27 та зливна 28 магістралі. Паралельно зливної магістралі біля блока 19 керування встановлений регульований дросель 29. Для сполучення порожнин є з'єднувальні трубопроводи 30-32. В корпусі 2 є аксіальна проточка 33, напірні 34, 35, зливні 36, 37 отвори, а також отвори 38-44 для подачі робочої рідини.

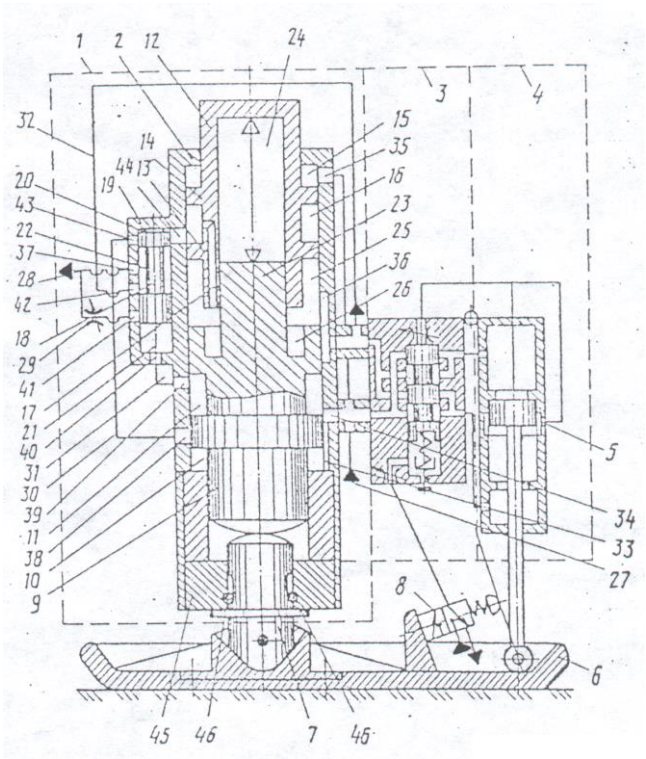


Рис. 1.7 Гідропневмоударна трамбівка

В корпусі 2 жорстко встановлена напрямляюча втулка 45, по поверхні якої спряжений шабот 7, причому пальці 46 обмежують рух шабота 7 і корпуса 2 один відносно другого. Блок з керування пересуванням трамбівки складається із корпуса 47, розділеного золотником 48 на золотникову 49, надзолотникову 50 і дві проміжні порожнини 51, 52. Каналом 55, який має регулюючий дросель 56 і гнучким трубопроводом 57 золотникова порожнина 49 з'єднана з кінцевим вимикачем 8. Надзолотникова порожнина 50 через канал 58 та трубопровід 59 з'єднується проточкою з отвором 5 силового циліндра 4, причому в каналі встановлений регульований дросель 60. Напірна магістраль через канал 64 з'єднана з надпоршневою порожниною 65 силового циліндра і каналом 66 та трубопроводом 32 із зливною магістраллю.

Таким чином, при зміні ступеня ущільнення ґрунту частота ударів змінюється таким чином, що чим більший опір ґрунту, тим менша частота ударів, і навпаки.

Гідравлічна віброударна трамбівка КІБІ

Гідравлічна трамбівка представляє собою автоколивальний контурний гідравлічний вібратор з пружним механічним зворотним зв'язком між золотником і робочим органом. Застосовується трамбівка для ущільнення зв'язаних та незв'язаних ґрунтів в умовах будівельного майданчика. Реалізує вібраційний та віброадарний режими.

Трамбівка складається з корпусу 1 (рис. 1.8), в якому на направляючих 2, 3 розміщені пружини 4, 5.

На пружинах встановлена інерційна маса 6. На її нижній частині болтом 7 жорстко закріплений ударник 8 із гумовим буфером 9. Інерційна маса через шарнірний пристрій 10 з'єднана із штоком 11 гідроциліндру 12, жорстко закріпленого в корпусі. З корпусом пружинами 13, 14 з'єднана трамбуюча пли та 15. У верхній частині корпуса знаходиться віброізолюючий пристрій 16, який захищає базову машину від вібрації. Напірна порожнина штока з'єднана трубопроводом 18 з гідро розподільником 19 гідравлічного керування, який складений із корпуса 20 золотника 21, зворотної пружини 22. Камера управління 23 з'єднана з напірною порожниною трубопроводом 24 через керований дросель 25. Паралельно дроселю в трубопровід під"єднаний зворотний клапан 26. Магістраль 27 з'єднує гідророзподільник 19 з акумулятором 28, вони з'єднані паралельно з напірною гідромагістраллю базової машини. Переваги трамбівки – автоматичне налаштовування на оптимальний режим роботи. Недолік – залежність режиму роботи від жорсткості пружин золотника, обмеження по частоті коливань.

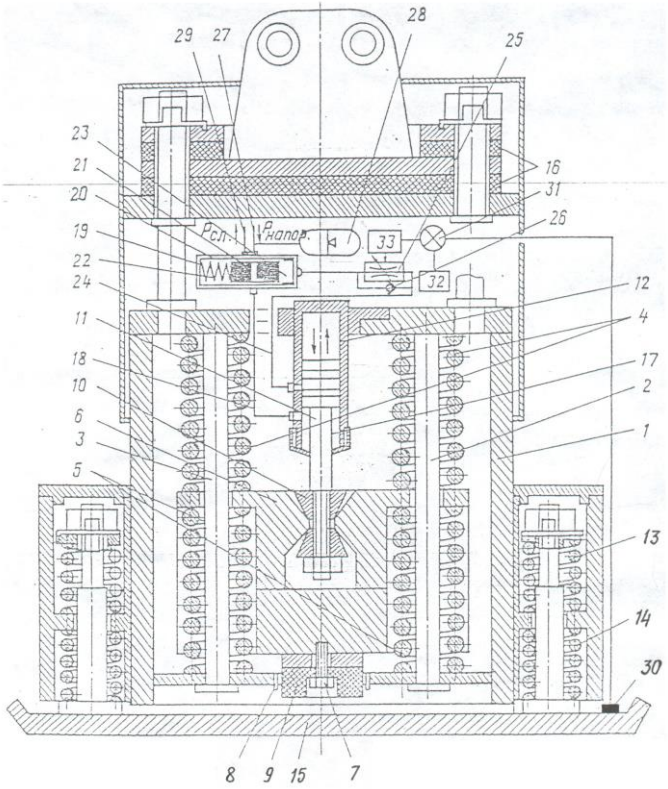


Рис. 1.8 Гідравлічна трамбівка КІБІ

1.3 Вібротрамбівки провідних закордонних виробників.

Сьогодні найбільш поширеними є вібротрамбівки закордонного виробництва.

Існуючі трамбовки закордонного виробництва, які були знайдені при пошуку відносяться до одного типу конструкції, а саме: одномасна трамбовка з дебалансним віброзбуджувачем, що приводиться в рух гідродвигуном, який живиться від гідравлічної системи базової машини (екскаватора).

Ряд трамбівок КНР з загальною масою від 185 до 1300 кг, що можуть бути використані для ущільнення різних типів будівельних сумішей (рисунок 1.9, а).

Трамбовки Но-Рас® , Genpac, КОМАС мають різну масу та розміри ущільнюючої плити (рисунок 1.9, б ,г, д)

Торгова марка RNC виготовляє дві вібротрамбовки, що мають регульовані режими роботи (рисунок 1.11,в).

Провідним виробником у виробництві техніки для ущільнення є фірма AMMAN, яка спільно з RAMMAX пропонує навісну вібротрамбовку з гідроприводом від базової машини (рисунок 1.10, а).

Також PneuVibe, OCADA, BOBCAT пропонують свою продукцію (рисунок 1.10, б, в , д)

Виробник STEHR має спеціальні трамбовки SBV 30, SBV 60, SBV 120, що мають ущільнюючу плиту у формі шестикутника та використовуються для ущільнення каналізаційних приямків (рисунок 1.10, г)

Фірма NRK пропонує серію навісних вібротрамбовок, яка перекриває широкий діапазон робіт, що виконуються у будівництві, оригінальна пропозиція від даного виробника – відвал, який змонтований на трамбовці та дозволяє попередньо планувати будівельну суміш, що ущільнюється (рисунок 1.10, е) .

Досить цікава пропозиція у фірми Felko – поєднання екскаваторного ковша і трамбовки в одному агрегаті. Такий підхід вирішує проблему зміни навісного обладнання та є вершиною уніфікації землерийних машин (рисунок 1.11, а).

Причіпні ущільнюючі машини виготовляють російські виробники, так трамбовка ВУ разом з бульдозером Т-170 складають достатньо потужний та продуктивний агрегат для ущільнення (1.11 в).

Трамбовка БЦМ-43 (рисунок 1.11, г) є достатньо легкою машиною тому використовується частіше для ущільнення асфальтобетонних сумішей.

Не менше відома фірма KAMATSU- є власником гідравлічної трамбовки з змінними робочими параметрами. Зміна вимушуючої сили реалізується за рахунок зміни кутової швидкості обертання дебалансного віброзбуджувача (рисунок 1.9, е).

а)

б)

в) г)

д) е)

Рисунок 1.9 – Існуючі закордонні навісні гідравлічні трамбовки:

а) – КНР, Ірландія; б) – Но-Рас®, США; в) – RNC, Австралія;

г) – Genpac, Корея; д)–КОМАС, Корея; е) – KAMATSU, США.

а) б)

в) г)

д) е)

Рисунок 1.10 – Існуючі закордонні навісні гідравлічні трамбовки:

а) – RAMMAX, США; б) – PneuVibe, Австралія; в) – OCADA, США;

г) – STEHR, Німеччина; д)– BOBCAT, США; е) – NPK, США.

Технічні характеристики наведених машин для ущільнення наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

№ п/п	Виробник	Модель	Маса, кг	Вимушуюча сила, кН	Гідросистема		Амплітуда, мм	Габаритні розміри		Частота обертання дебаланса, об/хв
					Подача, л/хв	Тиск, МПа	Тиск, МПа	Ширина, мм	Довжина, мм	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	KHP	KHP6	185	29.4	25-35	10-14	10.4	530	570	1200-1600
2		KHP12	425	45	50-60	10-14	11.2	560	840	1700
3		KHP25	748	68.7	95-115	10-14	11.2	660	960	2100
4		KHP30	850	89.5	95-120	10-14	8.6	760	1020	2200
5		KHP50R	1100	127.5	170-190	10-14	8.7	924	1100	2400
6		KHP75i	1300	400	200	35	13	1115	1400	2500
7	Ho-Pac®	500	227	17,5	34-68	14		300	690	2000
8		1000	478	35,5	45-79	14		610	810	2000
9		1600	725	71,2	129	14		740	810	2100
10		2300	994	106,8	178	16		860	970	2100
11	RNC	90PC	420	28-35	95	10-14		600	915	
12		150PC	720	60-75	120	12-14		740	1150	
13	Genpac	GE-970	450	65		14		600	900	2200
14	KOMAC	KMS15	120	10	35	12		290	500	1500
15		KMS30	350	30	90	12		600	840	2400
16		KMS60	650	60	190	14		700	900	2400
17		KMS110	950	110	190	16		850	1100	2400
18	KAMATSU	JHPC70	325	17-32				584	889	1800-2600

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
19	KAMATSU	JHPC145	385	32-65				584	889	1800-2600
20	RAMMAX	RAV700-P	700	82		16		725	1050	30Гц
21		RAV1000-P	1000	110		16		850	1150	30Гц
22	PneuVibe	CP15	105	8,8	20-55			510	285	2500
23		CP30	195	15,8	20-55			670	310	2500
24		CP51	325	29	50			875	450	2300
25		CP100	490	39,5	70			920	590	2300
26		CP201	685	81	150			1000	680	2300
27		CP301	890	109	150			1000	800	2100
28	OKADA	OAC100	130	15	10	14		290	750	2100
29		OAC200	380	30	20	12		600	750	2000
30		OAC300	680	61	30	12		710	980	2000
31		OAC400	1000	90	40	12		860	1100	2000
32		OAC500	1000	110	50	14		860	1100	2100
28		OAC100	130	15	10	14		290	750	2100
29		OAC200	380	30	20	12		600	750	2000
30		OAC300	680	61	30	12		710	980	2000
31		OAC400	1000	90	40	12		860	1100	2000
32		OAC500	1000	110	50	14		860	1100	2100
33	Stehr	SBV 55 H2	820	2 x 55	50-70	20	2,12	1710	650	40-60Гц

=

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
34	Stehr	SBV 55 H3	1315	3 x 55	50-70	20	2,12	2550	650	40-60Гц
35		SBV 55 H3C	1235	3 x 55	50-70	20	2,12	2150	650	40-60Гц
36		SBV 55 H1S	640	55	50-70	20	2,12	850	800	40-60Гц
37		SBV 55 H1D	570	55	50-70	20	2,12	690	800	40-60Гц
38		SBV 120	980	120	150	20		980	980	25Гц
39		SBV 60	380	60	50	16		550	550	50Гц
40		SBV 30	125	30	30	16		300	300	50Гц
41	BOBCAT	PC 30	235	17				475	660	2100
42		PC 60	405	30				597	863	2000
43		PC62	400	30				597	863	2000
44	NPK	C-2C	172	16	42-49	10-12		305	640	2600
45		C4C	436	35	38-83	10-12		580	860	2100
46		C6C	778	73	106-125	12-16		740	1020	2200
47		C-8C	1056	110	133-150	14-18		850	1170	2200
48		C10C	1540	154	150-210	14-18		1020	1320	2200
49		C12C	2030	204	210-265	14-18		1140	1470	2200
50	ВУ+Т-170	-	5300		210-260	10				20Гц
51	БЦМ-43	-	1100		70	10				50Гц

1.4 Критерії оцінки параметрів вібротрамбовок.

Створення нової машини або удосконалення існуючої повинно бути обгрунтоване на основі вибору бажаних тих чи інших параметрів даного типу машин. Для порівняння варіантів сукупності параметрів машини слугують критерії оцінки. Для ущільнюючих машин та процесу ущільнення у першому наближенні можна використати такі критерії оцінки:

- максимальний коефіцієнт ущільнення, що може бути досягнутий;
- час ущільнення до заданої щільності;
- глибина активного ущільнення;
- енергоємність процесу (потужність приводу);
- собівартість ущільнення;
- продуктивність;
- універсальність ущільнюючого обладнання (можливість ефективногоущільнення різних видів будівельних сумішей та грунтів).

Наведені критерії дають змогу провести попередню оцінку, але для розрахунків потркбують вибору конструктивних та технологічних критеріїв, які повязані з конструктивними параметрами вібраційних машин. Тому для швидкого та якісного оцінювання непридатні.

Процес ущільнення та його ефективність можна також оцінювати швидкістю зміни напруженого стану, що є причиною послаблення або порушення звязків між частинками грунту, сприяє їх зближенню, витисканню повітря, а отже зменшує час на ущільнення. Також критерієм оцінки може слугувати енергія, що витрачається на ущільнення, при цьому цей показник не повинен перевищувати потрібну величину.

Свої корективи вносять обмеження по потужності (наявність конкретної базової машини). Тому порівняння режимів руху по: конструкції, приводу, потужності, масі та призначенню ущільнюючих машин використовувались і використовуються слідуючи критерії:

1) питома енергоємність (по Г.Л.Полонському)- для гідравлічних вібраційних машин:

питома енергія удару

$A_{уд} = A / p;$

питома частота ударів:

$n_{уд} = n / Q$;

2) к.к.д. використання потужності базової машини;

3) питома продуктивність: $n = \frac{P}{H}$;

4) інтесивність динамічного навантаження (по Маслову А.Г.):

$$I = \sigma_0 \cdot \omega$$

5) усереднена інтенсивність по висоті активної зони (по Назаренко І.І.)

$$n_{cp} = \frac{1}{h}\int \sigma(h).\upsilon(h)dh;$$

6) питома робота віброущільнення (по Назаренко І.І.):

$$A = p.t.$$

В загальному випадку для оцінки машин використовують критерії наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Рівень оцінки	показник	Аналітична залежність	Умова оптимізації	Призначення
1	2	3	4	5
1	Приведені питомі витрати	$Z_{num}=C_{num}+E_HK_{num}$	$Z_{numе} \rightarrow$ min	Інтегральна оцінка техніко-економічної ефективності
2	Загальний показник	$П_{Pmn} = P_{num}$ $/(П_{num}\cdot n_{num})$ $П_{Pmn} = P_{num} – П_р/П^3$	$П_{Pmn} \rightarrow$ min	Загальна оцінка по економії енергетичних і матеріальних ресурсів праці при постійному значенні питомого показника витрат в грн. на одиницю потужності і за одиницю часу
3	Енергоємність	$P_{mun}=P/П$	$P_{mun} \rightarrow$ min	Оцінка економії енергетичних ресурсів
4	Матеріалоємність	$m_{num}=m/П$	$m_{num} \rightarrow$ min	Оцінка економії матеріальних ресурсів

5	Питома продуктивність	$П_{num}=П/m$	$П_{num} \rightarrow min$	Оцінка економії матеріальних ресурсів

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5
6	Загальний показник енергоємності та матеріалоємності	$П_{Pm}=P_{num}/П_{num}$ $П_{Pm}=P \cdot m/П^2$	$П_{Pm} \rightarrow max$	Загальна оцінка по економії енергетичних і матеріальних ресурсів праці при постійному значенні питомого показника витрат в грн. на одиницю потужності і за одиницю часу
7	Виробіток на одного робітника	$П_{num}= П / П_р$	$П_{num} \rightarrow max$	Оцінка економі трудових ресурсів
8	Продуктивність (теоретична, технічна, експлуатаційна)	$П=V/T_ц$ $П=SV_р$	$П \rightarrow max$	Оцінка збільшення продуктивності
9	Довго тривалість циклу і робочих операцій	$T_ц=\sum_{1}^{m} t_i$	$T_ц \rightarrow min$	Оцінка довготривалості циклу і робочих операцій
10	Відносні величини (питомий опір, ККД, ін.)	$K_{num}, \eta, \ldots$	$K_{num} \rightarrow min$ $\eta \rightarrow 1$	Оцінка часткових ефектів
11	Оцінка	$K_{В.ч.}, K_{Г.}$	$K_{В.ч} \rightarrow 1$	Оцінка якості

	надійності		$К_{Г.} \rightarrow 1$	машини
12	Окремі технічні параметри (потужність, маса, лінійні параметри та ін.)	P, m, l	-	Оцінка окремих параметрів

Проведемо оцінку параметрів даних ущільнюючих машин за деякими критеріями, а саме:

Критерій оцінки сили:

$$K_1 = \frac{F_0}{m \cdot g}, \quad (1.1)$$

де F_0 – вимушуючи сила, кН;

m – маса трамбовки, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Критерій оцінки динамічного тиску під ущільнюючою плитою:

$$K_2 = \frac{F_0}{a \cdot b}, \quad (1.2)$$

де a – ширина ущільнюючої плити трамбовки, м;

b – довжина ущільнюючої плити трамбовки, м.

Критерій оцінки матеріалоємності:

$$K_3 = \frac{P}{m}, \quad (1.3)$$

де $P = Q \cdot p$ – потужність гідравлічного приводу базової машини;

Q – подача в гідросистемі, м^3/с;

p – тиск в гідросистемі, Па;

Критерій оцінки можливості зміни режимів роботи (управління):

$$K_4 = \left|U(x_0, \omega)\right| \le F, \quad (1.4)$$

де f - частота коливань, Гц.

Таблиця 1.3 – Числові значення розрахованих критеріїв.

№ п/п	Модель машини	К1	К2	К3
1	2	3	4	5
1	КНР6	16.20	0.10	44.14
2	КНР12	10.79	0.10	32.94

3	KHP25	9.36	0.11	35.87
4	KHP30	10.73	0.12	32.94
5	KHP50R	11.82	0.13	40.30
6	KHP75i	31.37	0.26	89.74
7	500	7.86	0.08	69.90

Продовження таблиці 1.3.

№ п/п	Модель машини	К1	К2	К3
1	2	3	4	5
8	1000	7.57	0.07	38.56
9	1600	10.01	0.12	41.52
10	2300	10.95	0.13	47.75
11	90PC	8.49	0.06	52.78
12	150PC	10.62	0.09	38.89
13	GE-970	14.72	0.12	0.00
14	KMS15	8.49	0.07	58.33
15	KMS30	8.74	0.06	51.43
16	KMS60	9.41	0.10	68.21
17	KMS110	11.80	0.12	53.33
18	JHPC70	10.04	0.06	-
19	JHPC145	17.21	0.13	-
20	RAV700-P	11.94	0.11	-
21	RAV1000-P	11.21	0.11	-
22	CP15	8.54	0.06	-
23	CP30	8.26	0.08	-
24	CP51	9.10	0.07	-

25	CP100	8.22	0.07	-
26	CP201	12.05	0.12	-
27	CP301	12.48	0.14	-
28	OAC100	11.76	0.07	17.95
29	OAC200	8.05	0.07	10.53

Продовження таблиці 1.3.

№ п/п	Модель машини	К1	К2	К3
1	2	3	4	5
30	OAC300	9.14	0.09	8.82
31	OAC400	9.17	0.10	8.00
32	OAC500	11.21	0.12	11.67
33	SBV 55 H2	20.51	0.15	28.46
34	SBV 55 H3	12.79	0.10	17.74
35	SBV 55 H3C	13.62	0.12	18.89
36	SBV 55 H1S	8.76	0.08	36.46
37	SBV 55 H1D	9.84	0.10	40.94
38	SBV 120	12.48	0.12	51.02
39	SBV 60	16.10	0.20	35.09
40	SBV 30	24.46	0.33	64.00
41	PC 30	7.37	0.05	-
42	PC 60	7.55	0.06	-
43	PC62	7.65	0.06	-
44	C-2C	9.48	0.08	56.98
45	C4C	8.18	0.07	38.07
46	C6C	9.56	0.10	42.84
47	C-8C	10.62	0.11	42.61

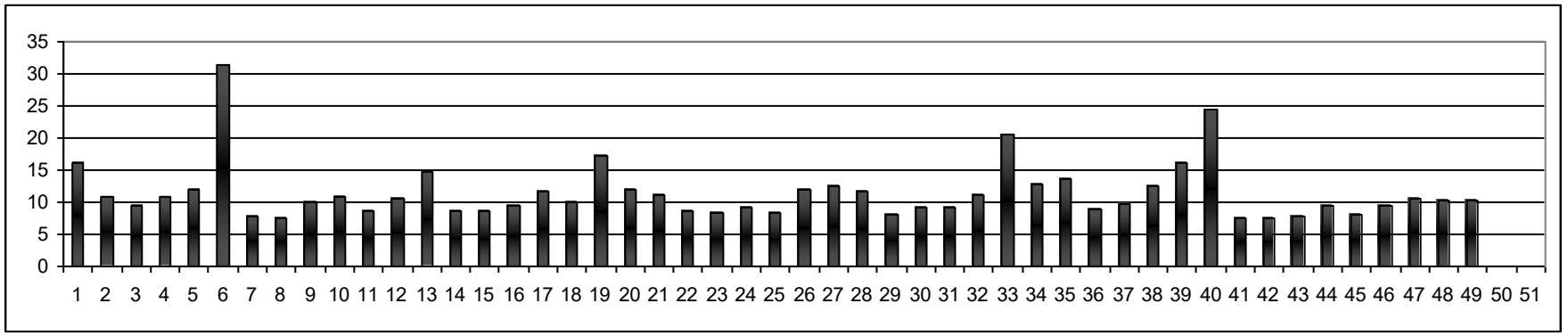
48	С10С	10.19	0.11	40.91
49	С12С	10.24	0.12	39.16
50	ВУ+Т-170	-	-	8.18
51	БЦМ-43	-	-	10.61

Графічне відображення критеріїв оцінки наведено на рисунках (1.12 – 1.15).

Як слідує із наведених гістограм можна побачити, що обрані критерії оцінки змінюються в достатньо широких межах. Так наприклад, критерій оцінки сили змінюється в межах від 0,7 до 3, критерій оцінки матеріалоємності – від 8 до 89,7, щодо критерію управління то лише декілька машин мають можливості зміни режимів роботи.

Очевидно, що основною причиною є відсутність загальноприйнятої моделі системи трамбовка – ущільнююче середовище, можлива і відсутність єдиних методів розрахунку, про необхідність аргументації фізичної та математичної моделі робочого процесу. Тому розглянемо існуючі моделі та можливі залежності для розрахунку основних параметрів вібротрамбовок.

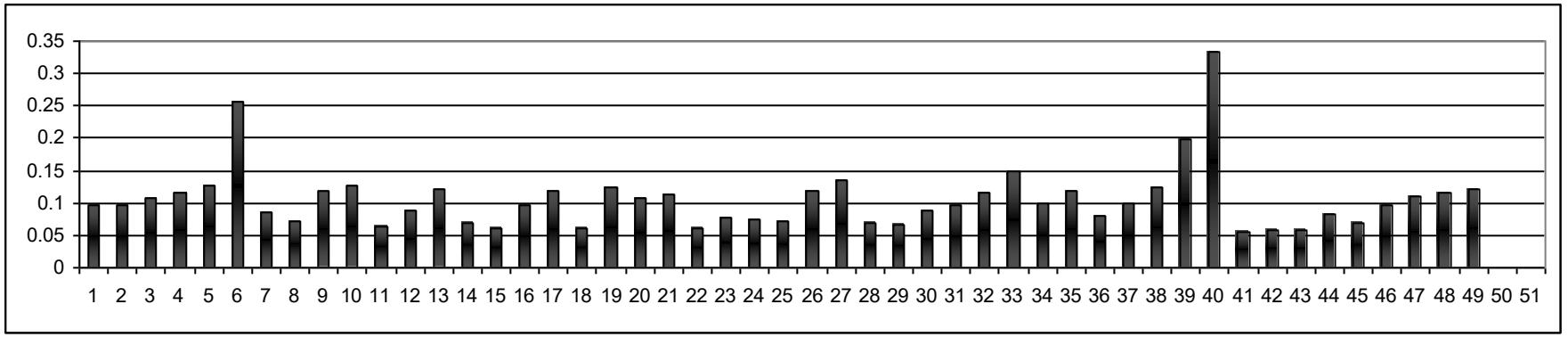
K1



Порядковий номер машини за таблицею 1.3

Рис. 1.12

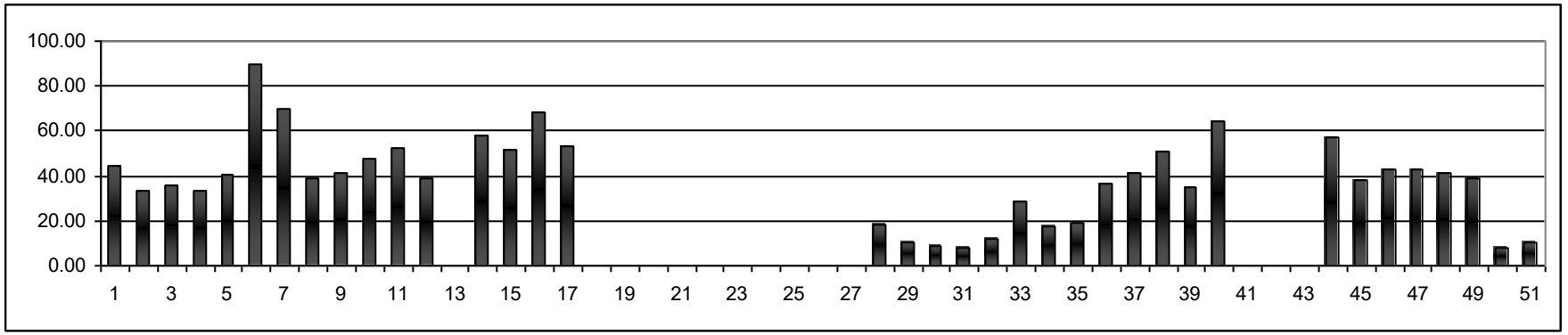
K2



Порядковий номер машини за таблицею 1.3

Рис. 1.13

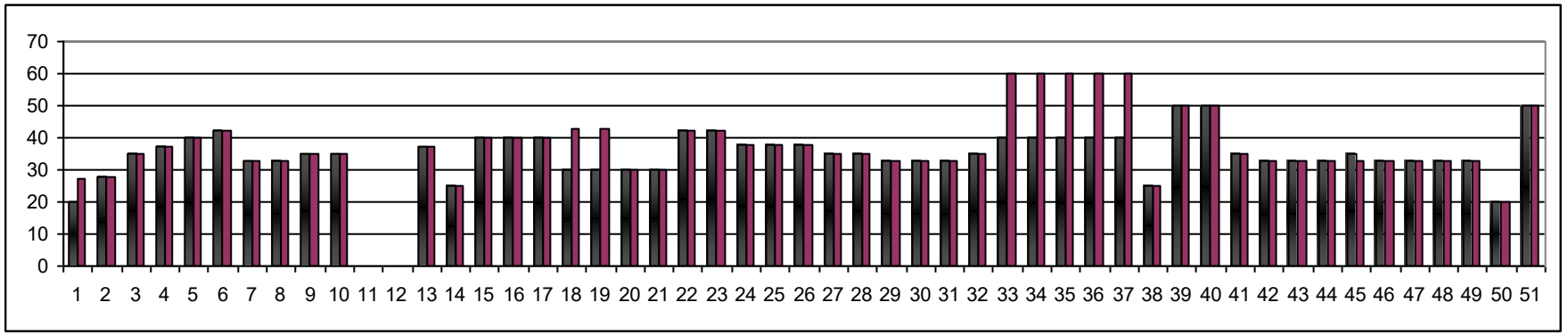
К3



Порядковий номер машини за таблицею 1.3

Рис. 1.14

К4



Порядковий номер машини за таблицею 1.3

Рис. 1.15

1.5 Аналіз існуючих методів розрахунку вібротрамбовок.

Проектування машин для ущільнення ґрунтів пов'язане з необхідністю попереднього визначення таких основних параметрів, як розміри робочих органів (площа ущільнюючої плити S), коливальних мас, частоти ω, амплітуди x_0, швидкості ударної маси в момент удару υ_0 та вимушуючої сили F. Крім того для ефективної роботи машини важливе значення має правильний вибір статичного $\sigma_{ст}$ та динамічного тиску $\sigma_д$ машини на будівельну суміш. Вихідними даними для вибору та розрахунку є тип та стан грунту, які визначаються вмістом глини $\Delta\%$ та вологості W, глибина ущільнення $H_{упл}$, вихідна та необхідна питома вага на поверхні $\delta_{отн0}$ та нижній межі зони ущільнення $\delta_{отнZ}$.

На сьогоднішній день існує декілька методик щодо розрахунку основних робочих параметрів машин подібного типу, але загальноприйнятого підходу до розрахунку, а також вибору режиму роботи немає, що в основному обумовлюється різними підходами до вибору моделей та конструкцій машин (див. рис.1.11.-1.13. та табл.1.1). Тож в більшості випадків роботи по ущільненню будівельних сумішей, а саме ґрунтів, проводяться із застосуванням емпіричних залежностей або використання моделей з дискретними параметрами .

Методика розрахунку та основні принципи вибору параметрів вібраційних, вібротрамбуючих, віброударних та трамбуючих машин найбільш глибоко та досконало описані в роботах. Хархути Н.Я., Бородачова І.П., Баладінського В.Л., Федулова А.І., Назаренка І.І., Чубука Ю.Ф., Попова Г.Н., Разумова С.В., Костельова М.П. та інш. .

В основу методики розрахунку були прийняті наступні положення:

1. Ефект ущільнення розглядається як функція питомого імпульсу. удару:

$$I_{уд} = \frac{Q\sqrt{2gH}}{qS}, \qquad (1.5)$$

де Q - вага робочого органу машини;

H - висота падіння робочого органу;

S - площа робочого органу;

g - прискорення вільного падіння.

1 Деформації пропорційні напруженням, що діють в середовищі, яке ущільнюється.

2 Величина імпульсу може бути прикладена з а один удар, або за декілька.

3 Гранична товщина ущільнювального шару рівна глибині, на якій величина напруження, що діє, забезпечує оптимальну щільність ґрунту.

Таким чином, враховуючи, що імпульс дорівнює зміні кількості рухутрамбовки отримаємо:

$$\int_0^{\tau} F dt = \frac{Q}{q}\sqrt{2gH}, \tag{1.6}$$

звідки визначається величина максимального тиску:

$$\sigma_{max} = \frac{2Q}{qS\tau}\sqrt{2gH}, \tag{1.7}$$

На основі дослідних даних отримана залежність напруження по глибині ущільнювального шару:

$$\sigma = \frac{\sigma_0}{1 + c\left(\frac{h}{D}\right)^n}, \tag{1.8}$$

де σ - напруження на глибині;

σ_0 - напруження на поверхні ґрунту;

h - глибина, що розглядається;

D - діаметр трамбівки;

c, n - коефіцієнти, які отримані емпірично.

Час удару під час ущільнення має експонентну залежність і визначається за формулою:

$$\tau_n = \frac{\tau_k}{1 - e^{-\alpha\frac{n}{n_0 - n}}}, \tag{1.9}$$

де τ_k - час удару при ущільненому грунті;

n_0 - загальна кількість ударів необхідна для ущільнення до оптимальної щільності;

n - порядковий номер удару, при якому ведеться розрахунок часу удару;

α - коефіцієнт, що залежить від типу ґрунту.

Знаючи значення питомого імпульсу та часу удару , максимальні напруження на поверхні грунту визначаються за наступною залежністю:

$$\sigma_{max} = \frac{1.7 I_{num}}{\tau}, \tag{1.10}$$

У випадку вільного падіння трамбовки

$$\sigma_{max} = \frac{1.7Q\sqrt{2gH}}{Sq\tau}, \tag{1.11}$$

За методикою Г.Н.Павлова та С.В.Розумова, які на основі попередньо розглянутих формул склали систему рівнянь :

$$\left.\begin{aligned} q_{ñò} &= \frac{0{,}015 \cdot \upsilon_{óä}}{k} \\ i &= \frac{\sigma_0 \cdot \tau}{à} \\ \upsilon_{óä} &= \frac{g \cdot i}{q_{ñò}} \end{aligned}\right\}, \text{ де} \qquad (1.12)$$

$k = \frac{\left(k_{\sigma}/\gamma - 1\right)}{\left(H_{óï\,ë}/\alpha_m\right)^{3/2}}$ - безрозмірний коефіцієнт затухання напружень, який залежить від співвідношення $\upsilon_{óä}/q_{ñò}$.

При наявності у віброударній системі шабота, який сприймає удари коливальної маси і передає їх на ущільнювальну суміш, також значно впливає на роботу системи. Як відмічається в роботах [87,88], введення в конструкцію шабота хоча і знижує амплітудні значення контактного тиску, але одночасно забезпечує безвідривний процес, при цьому збільшується час удару, і, як наслідок, дія параметрів напружень, що зменшує затухання імпульсу з глибиною. Внаслідок деякого пом'якшення удару знижується перенапруження і щільність верхнього слою грунту збільшується, ніж при відсутності шабота при цьому:

$$\sigma_0 = k_m \cdot \frac{a \cdot i}{\tau}. \qquad (1.13)$$

Маса шабота (ущільнюючої плити):

$$M_ш = M_{уд} \cdot (0{,}25 \div 0{,}35). \qquad (1.14)$$

А згідно Федулову ([84], с.40-41):

$$M_ш = (1 \div 2{,}5) M_{уд} \approx 1{,}2 M_{уд}. \qquad (1.15)$$

Таким чином єдиної методики розрахунку машин для ущільнення ґрунтів не існує, кожен автор обґрунтовує свою точку зору і знаходить основні параметри, керуючись різними припущеннями.

Більшість формул містять емпіричні коефіцієнти, які призводять до неточності розрахунку, а в деяких випадках до суперечностей, так як мають різні значення в окремих авторів. Методи розрахунку у більшості випадків відносяться до цілком конкретної конструкції машини, і тому користуватись такою методикою для іншого типу машин неможливо.

РОЗДІЛ II ДИНАМІКА ГІДРАВЛІЧНОЇ ТРАМБІВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

2.1 Опис принципової схеми машини та основні припущення

Дослідження комбінованих коливальних систем та розробка потужних вібраційних машин з широкою зміною параметрів і досі залишається однією із головних проблем вітротехніки , до яких можна сміливо віднести розробку віброударних механізмів з гідравлічним приводом . Дослідженню їх динаміки та розрахунку прсвячена значна кількість робіт відомих авторів (Баранов В. Н. , Матвєєв І. Б. , Башта Т. М. , Іванов Р. А. , Федулов А. І.) . Їх аналіз показує , що застосування гідроприводу у вібраційних механізмах вивчено не достатньо глибоко і особливо в машинах для ущільнення будівельних сумішей . Як відзначалося в розділі I , досліджувана система представляє собою тримасну віброударну трамбівку (рис 2.1) із пульсуючим гідравлічним вібратором , в якому застосовано ротаційний гідророзподільник із примусовим обертанням золотника .

Принципово гідравлічна трамбівка включає : корпус 1 із віброізолюючим пристроєм 2 (верхню масу) , інерційну масу 3 , яка разом із жорстко закріпленим ударником 4 та резиновим буфером 5 складають ударну масу (робочий орган) ; ущільнюючу плиту 6 , гідроциліндр 7 та гідророзподільник 8 . Корпус з’єднаний з ущільнюючою плитою пружними елементами 9 , 10 , а з ударником – пружними елементами 11 , 12 . Інерційна маса через шарнірний пристрій 13 з’єднана зі штоком 14 гідроциліндра 7 , жорстко закріпленого у корпусі .

Трамбівка працює наступним чином : робоча рідина з бака 15 базової машини за допомогою насоса 16 потрапляє у вхідний отвір 17 розподільника 8 . При повороті золотника 18 в напрямку , показаному на малюнку , вхідний отвір 17 розподільника відкривається і рідина через вихід 19 потрапляє у без штокову порожнину гідро циліндра 7 . В той же час вихідний отвір 20 розподільника відкривається і робоча рідина зі штокової порожнини гідроциліндра через вхідний 21 і вихідний 20 отвори та переливний клапан 22 потрапляє у бак 15 . При цьому шток 14 гідроциліндра разом з ударною масою рухається вниз із певною швидкістю . При повному відкритті вхідного отвору 17 швидкість руху ударника 4 стає максимальною , і в цей час відбувається взаємодія останнього через резиновий буфер із ущільнюючою плитою 6 Максимум швидкості ударника 4 досягається у тому випадку , коли кути φ та α рівні

між собою . Надлишок гідравлічної рідини , яка подається насосом 16 , через запобіжний клапан 23 повертається у бак 15 .

Оскільки гідро циліндр 7 закріплюється на корпусі 1 , то для зменшення динамічних навантажень на останній і отримання максимального ефекту від удару , зростання швидкості ударника 4 від нульового до максимального значення при русі вгору та вниз повинно здійснюватись по певному закону . Цей закон визначається законом зміни поперечного перерізу вхідного отвору 17 в процесі обертання золотника 18 з тією чи іншою частотою ω . В процесі ущільнення грунту швидкість руху ударника і ущільнюючої плити зменшується від максимального значення до нуля внаслідок сил опору будівельної суміші та поступового перекриття впускного отвору 19 при подальшому обертанні золотника . Закон зміни швидкості ущільнюваної плити 11 , а з нею і ударника на цьому етапі буде визначатись силою опору будівельної суміші , а в разі її відносно невеликої величини (у випадку дуже рихлого грунту на початку ущільнення) законом зміни площі поперечного перерізу отвору 19 в процесі перекриття його золотником 18 . При повному перекритті отворів 19 , 21 ударник , а з ним і ущільнююча плита зупиняються . На цьому закінчується процес руху плити вниз .

Подальше обертання золотника 18 призводить до поступового відкриття отворів 21 , 19 і робоча рідина від насосу через отвори 17 , 21 потрапляє у штокову порожнину гідроциліндра 7 . В цей же час рідина зі штокової порожнини через отвори 19 , 20 потрапляє на злив у бак 15 . При цьому ударник починає рухатись вверх .

При повністю відкритих отворах 21 , 19 ударник досягає максимальної швидкості . Після цього отвори 17 , 20 починають перекриватись і при досягненні повного перекриття ударник з поршнем зупиняється у верхньому крайньому положенні . Далі цикл повторюється .

Таким чином , за півоберту золотника 18 ударник виконує один цикл зворотно –

поступального руху , а ущільнююча плита 6 сприймає один удар та вібраційне

навантаження через пружні елементи 9 , 10 . При обертанні золотника 18 з постійною швидкістю *($\omega = const$)* ударник здійснює постійні коливання , частота яких та імпульс удару залежать від частоти обертання золотника . Він приводиться в

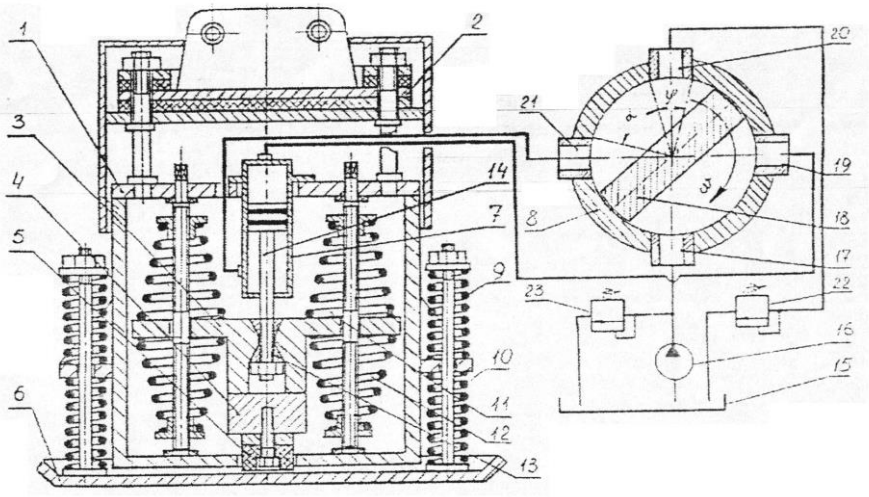


Рис . 2.1 – Принципова схема трамбівки :

1 – корпус ; 2 – віброізолюючий пристрій ; 3 – інерційна маса ; 4 – ударник ; 5 – буфер ; 6 – ущільнююча плита ; 7 – гідро циліндр ; 8 – гідро розподільник ; 9, 10, 11 , 12 – пружні елементи ; 13 – шарнірний пристрій ; 14 – шток поршня ; 15 – бак ; 16 – насос НШ – 46 ; 17 , 19 , 20 , 21 – вхідні отвори ; 18 – золотник ; 22 , 23 – перепускні клапанипереливні клапани

рух від окремого приводу (електродвигуна постійного струму з реостатом , або аксіально – поршневого гідромотора з дроселем) , який може регулювати частоту ω його обертання в певних межах від ω_0 до ω_1 (0 до 50 Гц) .

Відштовхуючись від вищевикладеного матеріалу та аналізу попередніх робіт , в якості математичної моделі прийнята система із трьома ступенями вільності із наступними припущеннями :

1) навантаження на поршень гідроциліндра складаються з сил :

- сухого тертя , постійної по значенню та напрямку (силою в’язкого тертя нехтуємо ;
- пружності ;
- в’язкого опору ;
- інерції ;

2) тиск , температура та в’язкість робочої рідини постійні ;

3) робоча рідина не стискується та стінки гідроциліндра не деформуються ;

4) зміна сили пружності , яка виникає в підвісці ударної маси та корпуса , відбувається за законом Гука ;

5) опором під’єднуючих трубопроводів можна знехтувати ;

6) хвильові процеси у трубопроводах відсутні ;

7) золотник та поршень симетричні , початкове перекриття робочих вікон золотника дорівнює нулю ;

1) режим руху робочої рідини у з'єднувальних трубопроводах турбулентний ;
2) перетікання між порожнинами гідроциліндра та витікання пропорційні відповідним перепадам тисків .

2.2 Аналіз конструкцій гідравлічних та електрогідравлічних вібраційних механізмів

2.2.1 Загальні відомості

Встановлено , що використання направлених вібрацій спеціально підібраної частоти та амплітуди покращує якість виробленої продукції , сприяє автоматизації та механізації трудомістких процесів , підвищує продуктивність праці та покращує техніку безпеки . Вібраційні машини дозволяють здійснювати такі технологічні операції , виконання яких неможливе звичайними машинами .

У технології машинобудування цілеспрямовані коливання використовуються для вібраційних досліджень , вібраційного лиття , вібропресування , віброзварювання та інтенсифікації різноманітних допоміжних операцій .

Вібратори , що використовуються для технологічних цілей у машинобудуванні , за принципом збудження поділяються на наступні види :

1 . *механічні* ;
2 . *електричні* ;
3 . *пневматичні* ;
4 . *гідравлічні* .

Існують вібратори , які являються комбінацією цих типів . Класифікацію вібраторів наведемо у вигляді схеми (рис . 2.2) . Кожен з наведених вібраторів має наступний діапазон робочих частот (Гц) : *механічні інерційні* – 3 ... 200 ; *механічні ексцентрикові* – 2 ... 300 ; *пневматичні* – до 200 ; *електромагнітні* – до 400 ; *гідравлічні* – 0 ... 1000 ; *електродинамічні* – 10 ... 5000 і вище .

Кожен вібратор , незважаючи на свої конструкційні та технологічні властивості повинен задовольняти вимогам *" оптимального "* вібратора для виконання поставлених технологічних цілей у машинобудуванні :

1) *достатня потужність для виконання конкретної технологічної операції* ;
2) *найменші габаритні розміри за заданої потужності* ;
3) *спрощене регулювання за частотою та амплітудою заданих вібрацій у межах , встановлених відповідними технологічними вимогами* ;

4) *довговічність при роботі у несприятливих умовах* ;

5) *стабільність частотних характеристик у межах встановленого допуску при зміні маси або сили навантаження* ;

6) *нескладне компонування із робочим органом та оптимальна вага коливальних складових частин* ;

7) *найменший час входження у заданий режим роботи* ;

8) *простота , нескладність у виготовленні та економічність* ;

9) *плавна безударна робота без зайвих шумів* ;

3) *використання стандартних джерел підведеної потужності* .

Зупинимось більш детально на гідравлічних вібраторах . За даними теоретичних та аналітичних досліджень конструкцій машин даного класу , гідравлічні вібратори різних типів , у тому числі ***ГВМ*** пульсуючого типу , є досить перспективними і знайшли широке використання на сьогоднішній день під час вібраційних випробовувань , вібраційного різання , у ливарному виробництві , а також для механізації допоміжних операцій .

Гідравлічним вібратором є гідравлічний привод , коливальний рух виконавчого органу якого створюється за рахунок енергії постійного потоку робочої рідини . Цією особливістю і відрізняється гідравлічний вібратор від гідравлічного пульсатора .

Завдяки своєму досить широкому використанню , гідравлічні вібратори діляться на наступні основні класи :

1 . *пульсуючі* ;

2 . *слідкуючі* ;

3 . *автоколивальні* ;

4 . *самокеровані* .

Електрогідравлічним слідкуючим приводом вібраційної машини є слідкуючий привод , який відпрацьовує періодичні вхідні сигнали звукових частот довільної форми із корекцією вихідного сигналу електричними ланками загальної зворотного зв’язку . У електрогідравлічному слідкуючому приводі вібраційної машини у якості виконавчого механізму використовується гідравлічний вібратор : *пульсуючий* або *слідкуючий* .

2.2.2 Пульсуючі гідравлічні вібратори

Як було зазначено раніше , навісна гідравлічна трамбівка із керованими параметрами коливань , що була розроблена кафедрою МОТП при КНУБА , відноситься до машин із ***ГВМ*** пульсуючого типу . У якості вібраційного механізму у даній конструкції використовується пульсуючий гідравлічний вібратор . *Пульсуючим гідравлічним* назвемо вібратор , в якому коливання

пружного елементу , виконаного звичайно у вигляді підпружиненого виконуючого органу , збуджуються пульсуючим потоком робочої рідини , що отримується перетворенням постійного потоку шляхом використання гідророзподільника . У якості гідророзподільника використовується золотник із приводом від електро – або гідродвигуна , що має здатність обертатись або відтворювати зворотно – поступальний рух . Частота заданих коливань регулюється зміною частоти обертання золотника , що обертається , або частоти коливань – що рухається зворотно – поступально . Амплітуда регулюється зміною тиску потоку робочої рідини , що підводиться .

У п. 2.2.2 вже говорилось , що гідравлічні вібратори на сьогоднішній день є найбільш перспективними і знайшли досить широке застосування ; пульсуючі вібратори використовуються , зокрема , у вібростендах для випробовувань на віброміцність та вібростійкість , для здійснення резонансних випробовувань , процесу різання та буріння (у гірничій справі) . Серед існуючих ***ГВМ*** пульсуючого типу можна виділити декілька досить цікавих і наближених до дослідної установки КНУБА конструкцій .

НДІ *“ Тракторосільхозмаша “* була розроблена конструкція *гідрогвинтового вібратора* (рис. 2.3) Перетворення постійного потоку , що створюється гвинтовим насосом 2 у пульсуючий потік здійснюється за рахунок золотника 1 , що має здатність обертатись і скомпонований у вигляді одного агрегату із насосом . Напірна порожнина насоса з’єднана одночасно із робочою порожниною гідроциліндра 4 трубопроводом 3 і золотником , що обертається . Цей золотник періодично з’єднує напірну порожнину насоса із баком , створюючи тим самим пульсуючий потік робочої рідини . Частота коливань регулюється частотою обертання насосу у межах від 100 до 200 Гц за максимального тиску у робочій порожнині гідроциліндра від 100 до 200 кгс / $см^2$.

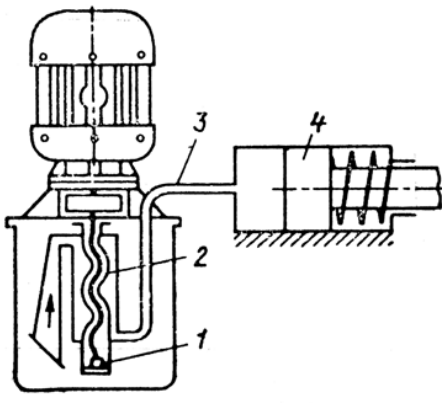


Рис . 2.3 – Принципова схема гідрогвинтового вібратора

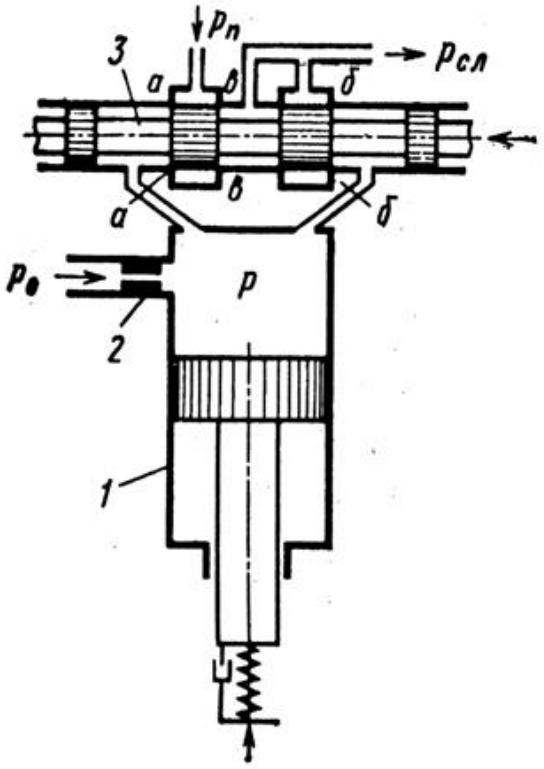


Рис . 2.4 – Принципова схема гідравлічного вібратора із зворотньо-поступальним рухом золотника

МВТУ ім. Н. Е. Баумана було розроблено вібратор , що забезпечує великий розмах пульсації тиску при збереженні постійного статичного тиску . Принципова схема вібратора (рис. 2.4) включає у себе золотник , причому його конструкція на відміну від попередніх відтворює не обертальний , зворотно – поступальний рух . Робоча порожнина гідроциліндра 1 з'єднана із маслонасосною станцією через постійний дросель 2 і золотник 3 . Через постійний дросель підводиться робоча рідина за постійного тиску p_0 , через золотник – за постійного тиску p_n **.** Золотнику надаються коливальні рухи . Під час першого періоду відкрито робоче вікно *а – а* , робочі вікна *б – б* та *в – в* закриті , і у порожнину гідро циліндра подається через золотник деякий об'єм рідини , тиск *р* у порожнині зростає порівняно із статичним тиском p_0 . У наступний період робоче вікно *а – а* , робочі вікна *б – б* та *в – в* відкриті і рідина під тиском p_n через вікно *в – в* уходить до зливної лінії . Одночасно деякий об'єм рідини під тиском p_0 витікає із робочої порожнини гідроциліндра через вікно *б – б* до зливної лінії , тиск *р* у порожнині падає порівняно із тиском p_0 . Таким чи – ном , у процесі роботи статичний тиск p_0 зберігається постійним . Вібратор працює при частоті у 30 ... 150 Гц , $p_0 = 150$ *кгс / см*^{2} , $\Delta p = 30$ *кгс / см*^{2} , $Q = 77 , 5$ *л / хвл* . Дослідний зразок вібратора успішно пройшов випробовування та забезпечив розмах пульсації тиску у

робочій порожнині гідроциліндра поршня до 44 % від статичного тиску у діапазоні частот 5 ... 100 Гц .

На базі цієї ж установи було розроблено та досліджено дослідний зразок гідравлічного вібратора , призначеного для створення пульсуючих та знакозмінних навантажень . За своєю конструкцією та роботою він є найбільш наближеним до дослідної установки , розробленої кафедрою МОТП при КНУБА .

Конструктивна схема вібратора пульсуючого навантаження наведена на рис . 2.5 .

Вібратор складається : з двох нерухомих жорстко закріплених між собою гідро циліндрів 3 та 5 , загального для них поршня 1 і кришок 2 , 4 та 7

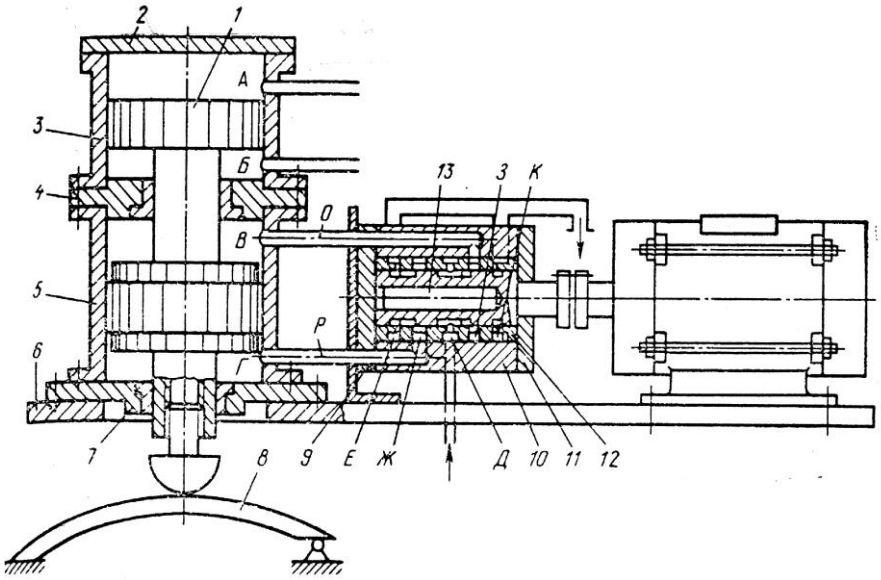


Рис . 2.5 – Схема вібратора пульсуючого навантаження

. Гідроциліндр 3 призначений для створення статичної (знакопостійної) сили , циліндр 5 – для створення динамічної (знакозмінної) сили .

Керування гідроциліндром динамічного навантаження здійснюється за допомогою розподільника , що обертається , який складається : із корпусу 10 , втулки 12 , золотника 13 та кришок 9 , 11 . Віз розподільника робоча рідина поступає через короткі металеві труби до робочої порожнини гідроциліндра 5 . Золотник через перехідну муфту обертається від електродвигуну постійного струму ***МІ – 22*** . Регулювання частоти коливань вібратора здійснюється зміною частоти обертання привідного електродвигуну за допомогою електромагнітного підсилювача ***ЕМУ – 5А3*** .Шток поршня 1 підведений до пружного елементу 8 , що імітує досліджуваний елемент конструкції . Увесь вібратор (гідроциліндри , розподільник , привідний електродвигун , пружній

елемент) встановлено на плиті 6 . На пружній елемент наклеюють тензодатчики , включені за мостовою схемою . Електричний сигнал з тензодатчиків через тензометричний підсилювач ***УТС – 1 – 12 / 25*** записується на плівку шлейфового осцилографа ***Н – 700*** . Робоча рідина підводиться до вібратора від двох маслонасосних станцій , від яких одна живить гідроциліндр статичного навантаження , а інша – гідроциліндр динамічного навантаження .

Гідроциліндр статичного навантаження керується за допомогою золотника із електромагнітним керуванням ***Г73 – 12*** , який має два робочих положення : від упору до упору . У першому робочому положенні порожнина ***А*** циліндра 3 з'єднується із напірною лінією , порожнина ***Б*** – із зливною , під дією різниці тисків на торці поршень рухається вниз , навантажуючи пружній елемент . У другому пружному положенні порожнина ***Б*** з'єднується із напірною лінією , а порожнина ***А*** – із зливною і відбувається зворотній хід поршня , пружній елемент розвантажується .

До розподільника , що обертається , робоча рідина подається у порожнину ***Д*** . Крім цієї порожнини , золотникова втулка 12 має ще чотири порожнини : напірні ***Ж*** та ***З*** і зливні ***Е*** та ***К*** . Золотник має чотири ряди пазів відповідно до порожнин . У кожному ряду розташовано по шість пазів , зміщених відносно один одного на 60^0 . При положенні золотника, показаному на схемі , робоча рідина із порожнини ***Д*** через порожнину ***З ,*** паз золотника і канал ***О*** попадає у робочу порожнину ***В*** гідроциліндра 5 , з'єднуючи її із напірною лінією . У той же самий час робоча порожнина ***Г*** гідро циліндра 5 через канал ***Р*** , поржнину ***Ж*** , паз золотника і порожнину ***Е*** з'єднується із зливною лінією . При повороті золотника на наступні 60^0 робочі порожнини гідро циліндра 5 міняються ролями , що забезпечує знакозмінну складову сили поршня 1 . Наявність шести пазів збільшує частоту знакозмінної складової поршня у 6 разів порівняно із коловою частотою золотника .

Ефективна площа гідро циліндра статичного навантаження $F_1 = 28 , 26$ *см*^{2} , площа гідро циліндра динамічного навантаження $F_2 = 15 , 7$ *см*^{2} , вага рухомих частин $G = 3 , 2$ *кгс* , площа відкриття робочих вікон золотника $f_{зол} = 1 , 13$ *см*^{2} , робоча рідина – олива індустріальна 20 . Для підведення робочої рідини до гідро циліндру статичного навантаження було використано двох оплетений шланг *12 * 25 *3000 мм* .

Аналіз конструкцій гідравлічних вібраторів пульсуючого типу дозволяє виділити наступні основні типи гідравлічних виконуючих механізмів (***ГВМ***) :

1) *однобічний поршневий із золотниковим керуванням* (рис . 2 .6 , а) *із механічною або гідравлічною пружиною* ;

2) *двобічний поршневий із золотниковим керуванням* (рис . 2.6 , б) ;

3) *комбінаційний поршневий із незалежним керуванням циліндрами динамічного навантаження і статичного керування* (рис . 2.6 , в) ;

4) *однобічний поршневий із керованим зливом* (рис . 2.6 , г) .

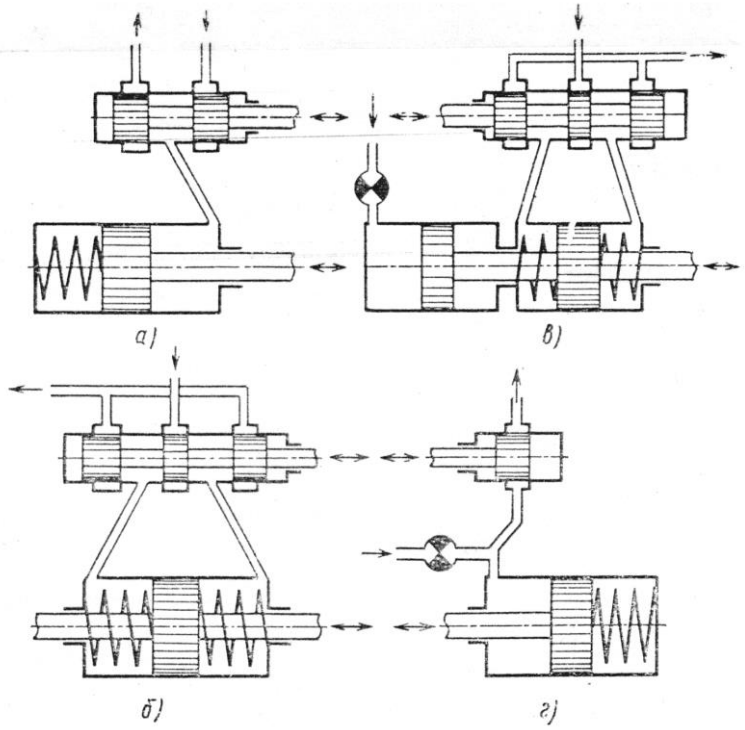


Рис . 2.6 – Схема ГВМ пульсуючих гідравлічних вібраторів основних типів :

а – однобічний поршневий із золотниковим керуванням ; б – двобічний із золот – никовим керуванням ; в – комбінаційний поршневий ; г – однобічний поршневий із керованим зливом

Гідравлічні вібратори пульсуючого типу наділені наступними перевагами :

1) *довговічність* , оскільки завдяки використанню у якості силового кінематичного зв'язку стовпчика робочої рідини виключаються підшипники та інші вузли , котрі досить швидко зношуються під дією вібраційних навантажень ;

2) *велика вібротягова сила* за малих габаритних розмірів самої машини , тобто *висока питома потужність* завдяки використанню у якості робочого тіла рідини під великим тиском ;

3) *легкість регулювання у широкому діапазоні частоти і амплітуди* ;

2.2.3 Слідкуючі гідравлічні вібратори

Слідкуючим гідравлічним є вібратор , виконавчим органом якого являється ГВМ із жорстким негативним зворотним зв'язком по переміщенню між золотником і виконавчим органом . В залежності від виду вібраційного приводу золотника слідкуючі гідравлічні вібратори можна поділити на дві групи :

1) *гідромеханічні* – вібратори із приводом золотника від гідро – або електродвигуна через механічний перетворювач обертального руху у зворотно – поступальний ;

2) *електрогідравлічні* – вібратори із приводом золотника від електромеханічного перетворювача ;

Слідкуючі гідравлічні вібратори використовуються у вібросупортах , вібросвердлильних станках , дослідних вібростендах .

Аналіз конструкцій слідкуючих гідравлічних вібраторів показує , що виконавчим органом у них є ***СГВМ*** із жорстким негативним зв'язком між поршнем і золотником із внутрішнім або зовнішнім розташуванням золотника . Принципова схема ***СГВМ*** слідкуючих гідравлічних вібраторів наведена на рис. 2.7

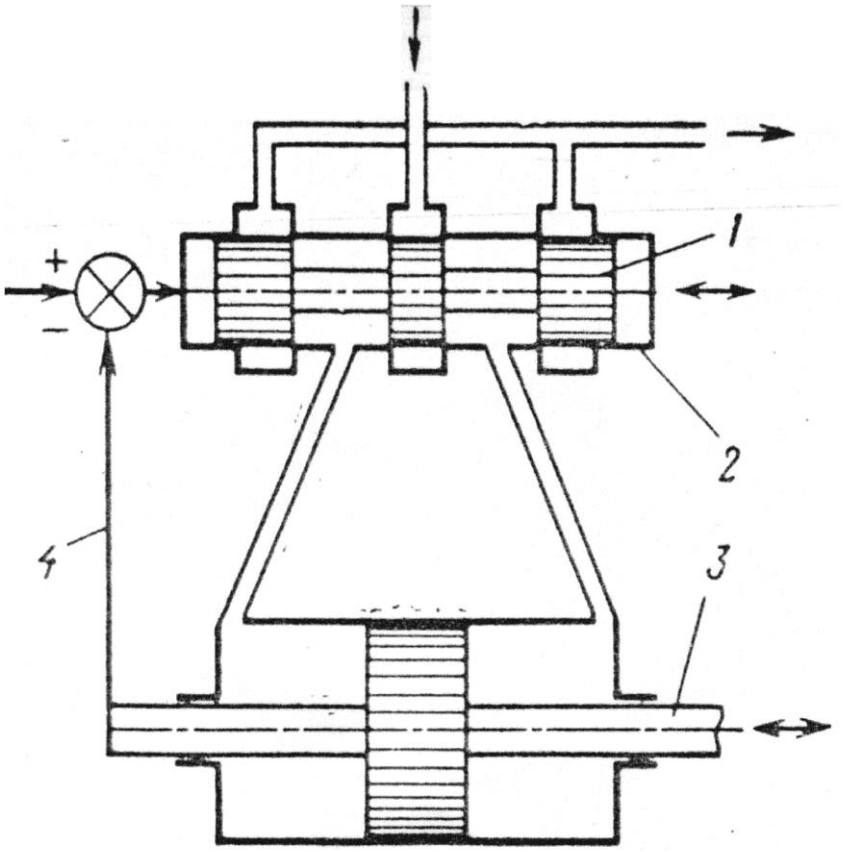


Рис . 2.7 – Принципова схема СГВМ слідкуючих гідравлічних вібраторів

.

Основними елементами ***СГВМ*** є : золотник 1 , золотникова втулка 2 , поршень 3 , жорсткий зворотний зв'язок 4 . Слідкуючі гідравлічні вібратори , порівняно із ***ГВМ*** пульсуючого типу , наділені наступними перевагами :

1) *стабільність частотних характеристик при зміні навантаження на поршень не вище за максимально допустиме* ;

2) *висока питома потужність* ;

3) *здатність відпрацьовувати коливання довільної форми .*

Поряд із перевагами , слідкуючим гідравлічним вібраторам , окрім недоліків , характерних для усього гідроприводу , притаманні наступні специфічні недоліки , котрі відносяться , насамперед , до гідромеханічних вібраторів :

1) *складність конструкції гідравлічних вузлів* ;

2) *обмеженість частотного діапазона у гідромеханічних вібраторів* (не більше за 200 Гц) *з – за резонансу деталей механічного перетворювача і різкого зменшення його довговічності за великих перевантажень* ;

3) *необхідність ускладнення конструкції механічного перетворювача для забезпечення плавного регулювання амплітуди коливань при роботі гідромеханічного вібратора* ;

4) *недостатнє відпрацювання конструкцій електромеханічних перетворювачів електродинамічного типу для* ***СГВМ*** .

2.2.4 Автоколивальні гідравлічні вібратори

Автоколивальним гідравлічним є вібратор , що має ***ГВМ*** , золотник та виконавчий механізм якого пов'язані гнучким позитивним зв'язком , що здійснюється нелінійним елементом у ланці зворотного зв'язку (зазором , жорстким обмежувачем ходу золотника тощо) . Таким чином , у автоколивальному вібраторі ***ГВМ*** одночасно є також генератором коливань . У залежності від способу перемикання золотника , автоколивальні гідравлічні вібратори діляться на дві великі групи :

1 . *із механічним зв'язком* ;

2 . *із гідравлічним зв'язком .*

Класифікацію автоколивальних гідравлічних вібраторів за способом перемикання золотника покажемо у вигляді схеми (рис . 2.8) :

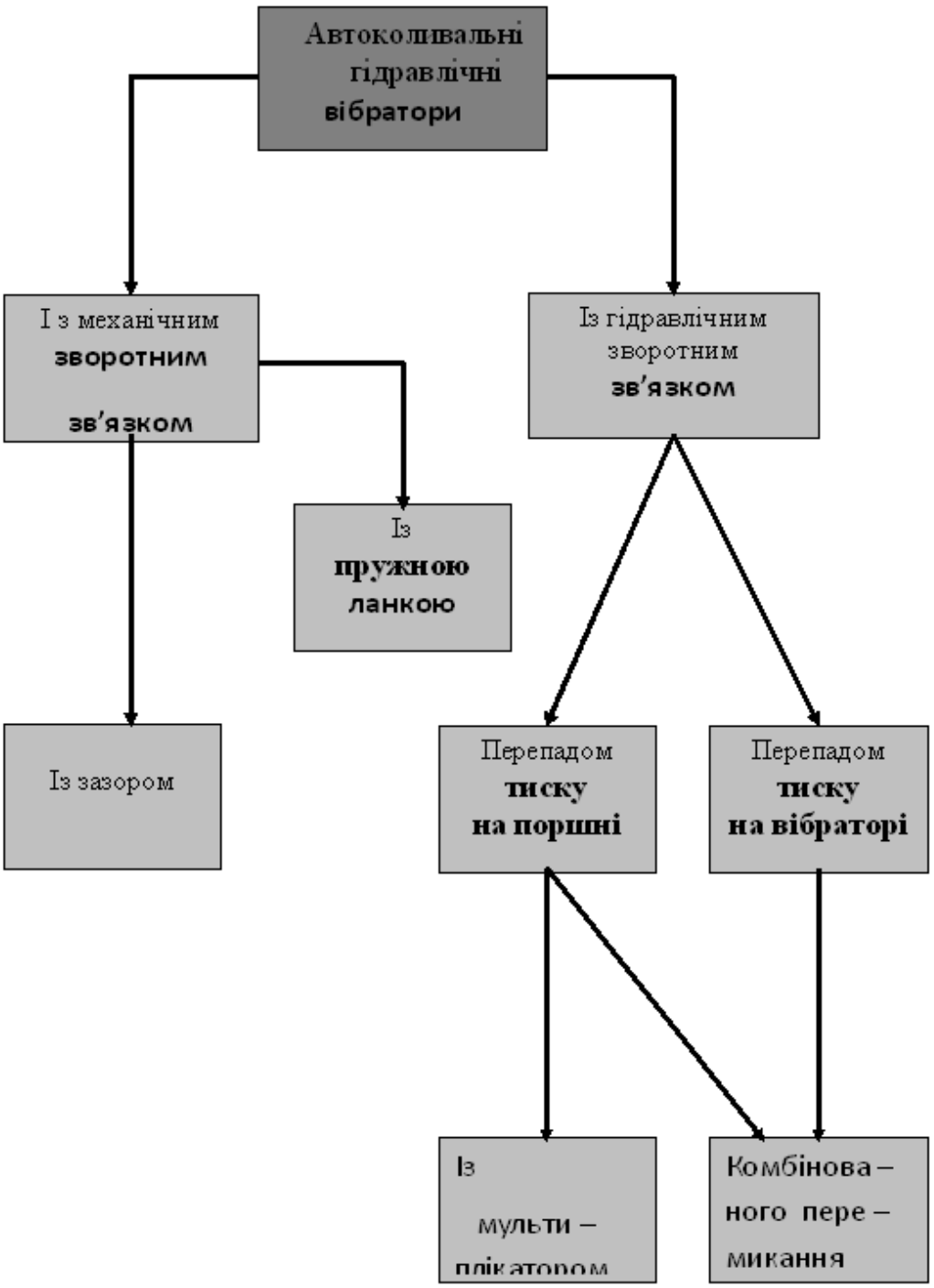


Рис. 2.8

У вібраторах із зазором у механічному зворотному зв'язку виконавчий орган перемикає золотник внаслідок удару в момент вибору зазору ; за наявності пружної ланки виконавчий орган перемикає золотник , деформуючи пружину , що їх з'єднує .

У автоколивальних гідравлічних вібраторах із гідравлічним зворотним зв’язком золотник перемикається наступним чином : за допомогою сили , що створюється перепадом тиску у виконавчому органі – *інерційний спосіб перемикання* , і сили , яка утворена перепадом тиску у самому вібраторі – *пілотний спосіб перемикання* .

На чолі із Брагінською Н. В. у ВНДІ “ Буддормаша “ було розроблено і досліджено автоколивальний вібратор із пружним зворотним зв’язком . Конструктивна схема наведена на рис . 2.9 .

Вібратор складається з : корпуса 1 ; поршня 2 , встановленого між пружинами 3 та 4 ; золотникової коробки 5 , всередині якої встановлено керуючий золотник 7 . Золотник 7 з’єднаний із поршнем 2 пружиною 6 . Пружина 10 , встановлена між золотником 7 та коробкою 5 , являється допоміжною і застосовується для регулювання положення золотника у статичному положенні . Рідина під тиском по трубопроводах 8 та 9 подається паралельно у піл поршневу порожнину 11 і у золотникову коробку . Інша піл поршнева порожнина і порожнина за золотником з’єднані із зливом .

При переміщенні золотник 7 перекриває канал 9 і рідина під тиском потрапляє у порожнину 11 , а під дією перепаду тисків поршень 2 переміщується праворуч , тим самим стискуючи пружину 4 . Одночасно через пружину 6 поршень зміщає золотник 7 також праворуч , завдяки чому канал 9 відкривається . При відкритому каналі 9 лінія нагнітання з’єднується із лінією зливу , тиск у трубопроводі 8 та порожнині 11 падає , і під дією стисненої пружини 4 поршень переміщується ліворуч , витискаючи рідину із порожнини 11 на злив . При цьому поршень через пружину 6 тягне за собою золотник 7 , котрий знов перекриває канал 9 , і цикл повторюється . Форма коливань залежить від жорсткості пружин золотника .

Вібратор був виконаний у двох типорозмірах з наступними параметрами : загальна маса – 120 кг , приведені маси поршня – 27 та 33 кг , діаметри поршнем – 2 та 2 , 5 см , жорсткість основних пружин поршня – 400 кгс / см . Вібратор живився від насосу ***НШ – 67*** при тиску у гідросистемі – до 50 ... 60 кгс / $см^2$. Вібратор був встановлений на вібраційній трамбівці , загальна маса вібратора із опірною плитою складала 320 і 220 кг . У першому випадку при частоті коливань – 18 , 6 Гц , розмах коливань склав – 5 мм , у іншому при частоті у 15 Гц – 12 мм .

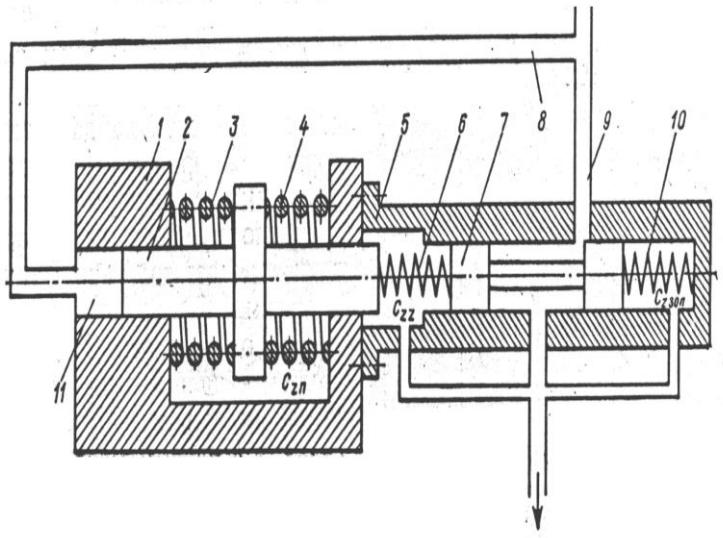


Рис . 2.9 – Конструктивна схема автоколивального гідравлічного вібратора ВНДІ “ Буддормаша “

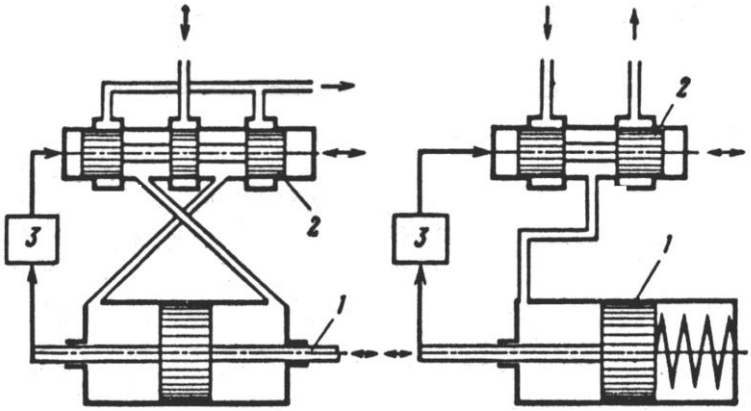


Рис . 2 . 10 – Узагальнена принципова схема автоколивального вібратора : а – із двобічним поршнем ; б – із однобічним

Дослідження показали , що частота коливань вібратора не залежить від підведеного тиску , тобто амплітуди коливань . Цей факт говорить про те , що вібратор відноситься до резонансних машин і частота коливань визначається жорсткістю пружин та масами , що рухаються . Амплітуда коливань залежить від підведеного тиску , і регулювання її може відбуватись настроюванням запобіжного клапана , а частота коливань вібратора може регулюватись зміною жорсткостей пружин або маси поршня .

Узагальнена схема автоколивального гідравлічного вібратора із двобічним поршнем наведено на рис . 2 . 10 , а . Характер нелінійного елементу за цією

схемою визначається особливостями конструкції вібратора . Схема вібратора із однобічним підпружиненим поршнем наведено на рис . 2 . 10 , б . Основними складовими частинами вібраторів є : поршень 1 , золотник 2 та нелінійний елемент 3 .

Автоколивальні ***ГВМ*** наділені наступними перевагами :

1) *простота конструкції механізму* ;

2) *порівняно невелика вартість* ;

3) *велика надійність* ;

4) *легкість регулювання параметрів вібрації , особливо частоти – зміною розходу (тиску) підведеної робочої рідини .*

До недоліків автоколивальних гідравлічних вібраторів слід віднести :

1) *взаємозв'язок параметрів вібрацій (при постійному розході підведеної робочої рідини) і неможливість Її роздільного регулювання* ;

2) *залежність параметрів вібрацій від навантаження на поршень* ;

3) *шуми і ударний характер вібрацій , особливо у вібраторах із зазором у ланці зворотного зв'язку .*

2.2.5 Електрогідравлічні вібраційні установки

Електрогідравлічні вібраційні установки із ***ГВМ*** *та* ***СГВМ*** використовуються для випробовувань на вібростійкість та віброміцність , для зняття частотних характеристик металоріжучих станків , у якості активних вібраційних демпферів .

Структурна схема вібраційної установки для дослідження на вібростійкість металоріжучих станків малих і середніх розмірів наведено на рис . 2 . 11 . Установка складається із : генератора сінусоідальних коливань 1 , електромеханічного перетворювача 2 електромагнітного типу , двохкаскадного гідравлічного підсилювача 4 типу *" сопло – заслінка "* фірми ***" Дауті Муг "*** , гідроциліндра 5 , тензодатчика 6 зворотного зв'язку за положенням поршня , підсилювача 7 зворотного зв'язку , маслонасосної станції 3 .

Вібратор установки розвиває максимальну статичну $P_{ст} = 300$ *кгс* і динамічну $P_{дин} = 140$ *кгс сили* , причому частотний діапазон $f = 5 \ldots 500$ *Гц* .

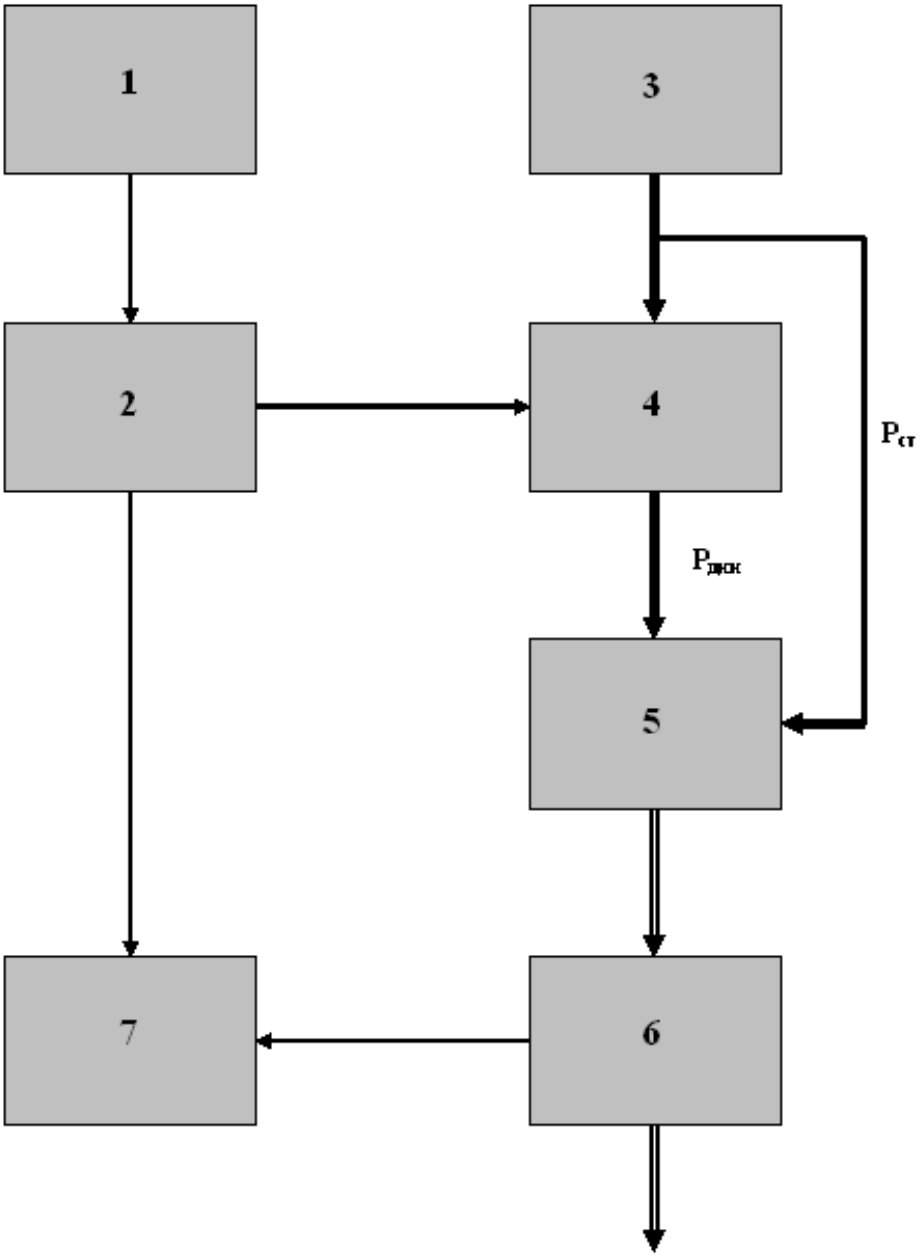


Рис . 2.11 – Структурна схема віброустановки для дослідження на вібростійкість металоріжучих станків

Узагальнена схема електрогідравлічного вібратора , розробленого фірмою ***“ МВ – Електронікс “*** , показана на рис . 2.12 . Вібростенд складається із : генератора 1 синусоідального вхідного сигналу ,задатчика 2 статичного положення поршня (сигнал постійного струму) , генератора високочастотних коливань 3 , суматора 4 електронного підсилювача 5 , електрогідравлічного перетворювача 6 , ***ГВМ*** 7 , навантаження досліджуваного об’єкту 8 , зворотного зв’язку 9 за положенням поршня , індикатора 10 статичного положення поршня , місцевого зворотного зв’язку

11 за положенням золотника , масло насосної установки 12 , стабілізованого джерела живлення 13 .

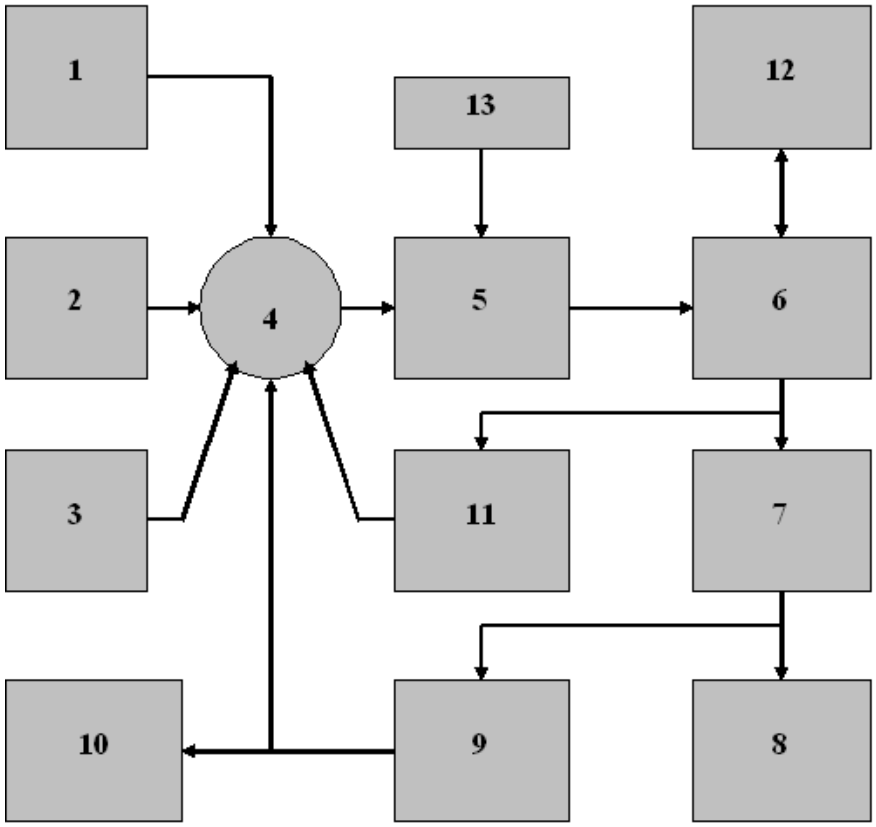


Рис . 2.12 – Узагальнена структурна схема електрогідравлічного вібростенду фірми *“ MB – Електронікс “*

Аналіз конструкцій електрогідравлічних вібраційних установок дозволяє виділити дві узагальнені структурні схеми , що зображені на рис . 2 . 13 , а і б , в залежності від використовуваного у них гідравлічного вібратора . Узагальнена структурна схема установки із пульсуючим гідравлічним вібратором показана на рис . 2 . 13 , а . Установка складається із наступних основних вузлів : генератора 1 періодичного вхідного сигналу , електронного підсилювача потужності 2 , електрогідравлічного перетворювача 3 , ***ГВМ*** 4 , датчика зворотного зв’язку 5 , масло насосної установки 6 , за датчика 7 статичного положення поршня та навантаження Н .

Узагальнена схема установки із слідкуючим гідравлічним вібратором дана на рис . 2 . 13 , б . Установка складається із : генератора 1 , вхідного сигналу , електронного підсилювача потужності 2 , електромеханічного перетворювача 3 , ***ГВМ*** 4 , датчика 5 зворотного зв’язку , масло насосної установки 6 та навантаження Н .

Введення жорсткого негативного зворотного зв’язку між поршнем та керуючим золотником ***ГВМ*** не підвищує швидкі дії системи , але робить

частотні характеристики стабільними при зміні навантаження не більшого за максимальне .

Наявність різноманітних схем і конструкцій ускладнює порівняння експлуатаційно – технічних параметрів вібраторів різних типів . Найбільш просто порівняти параметри вібраторів на прикладі вібростендів для досліджень на віброміцність та вібростійкість . У якості узагальнених параметрів , що характеризують експлуатаційні можливості вібростендів , оптимальним є вибір максимальної ваги досліджуваного об'єкту G_{max} , *кгс* , частотного діапазону f , *Гц* , максимальної вібротягової сили на столі вібростенду $P_{вт}$, *кгс* , питомої вібротягової сили q , *кгс / кВт* .

Максимальна вібротягова сила на столі вібростенду дорівнює добутку максимальної ваги об'єкту на максимальне перевантаження на столі :

$$\boldsymbol{P_{вт} = G_{max} * j .}$$

Питомою вібротяговою силою назвемо відношення максимальної вібротягової сили до привідної потужності вібростенда :

$$\boldsymbol{q} = \frac{P_{вт}}{N}.$$

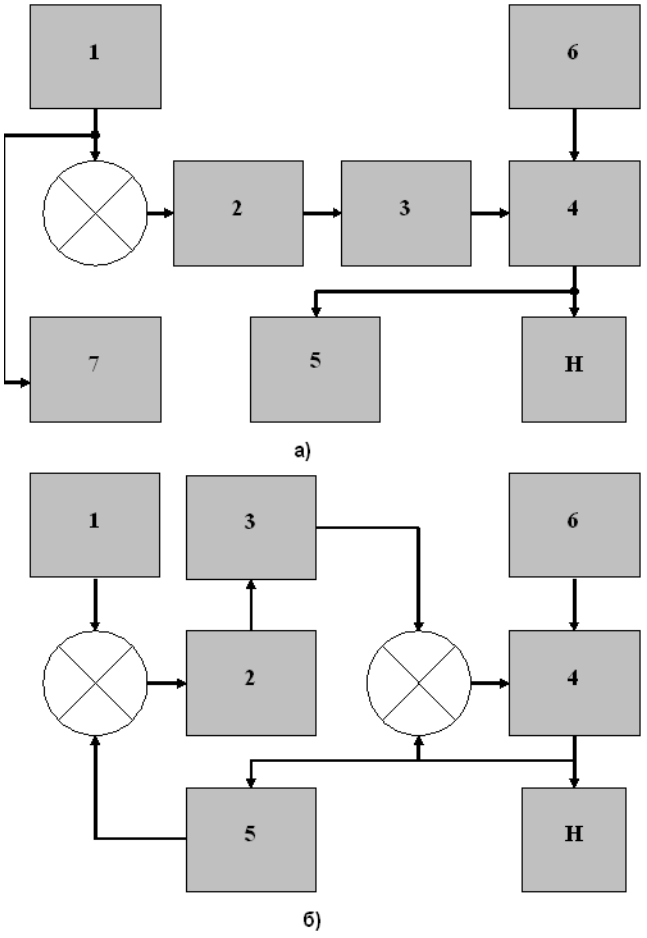


Рис . 2 . 13 – Узагальнена структурна схема установки :

а – із пульсуючим гідравлічним вібратором ;

б – із слідкуючим гідровібратором

2.2.6 Самокеровані гідравлічні вібратори

Самокерованим гідравлічним є вібратор , який складається із гнучкого позитивного зв'язку між керуючим золотником та виконавчим органом , що здійснюється шляхом використання допоміжних механізмів у ланці зворотного зв'язку . Самокеровані гідравлічні вібратори відносяться до гідравлічних реверсивних механізмів і відрізняються від них великою кількістю ходів у секунду і малою величиною ходу . Ці вібратори використовуються в основному для механізації допоміжних операцій у машинобудуванні , а також для інших технологічних цілей .

Узагальнена структурна схема наведена на рис . 2 . 14 . Вібратор включає у свій склад : керуючий золотник 1 , поршневий виконавчий механізм 2 , допоміжні механізми 3 у ланці зворотного зв'язку .

До основних переваг самокерованих гідравлічних вібраторів відносяться :

1) *здатність отримання вібрацій великої амплітуди низької частоти* ;

2) *здатність керування формою коливань виконавчого органу* ;

3) *здатність компоновки вібратора із стандартних вузлів гідро – і електроа – апаратури* ;

4) *підвищена довговічність* , оскільки використання у якості силового кінематичного зв'язку стовпчика робочої рідини дозволяє виключити підшипники , шарніри та інші силові механічні зв'язки , що швидко зношуються під дією вібраційних навантажень ;

велика вібротягова сила за малих габаритних розмірів , оскільки висока питома потужність , так як у якості робочого тіла можуть бути використані рідини під великим тиском ;

5) *здатність регулювання частоти та амплітуди вібрацій виконавчого органу вібратора у широкому діапазоні* регулюванням малопотужного вхідного сигналу , котре здійснюється простими та надійними механізмами ;

6) *плавна та безударна робота* , оскільки швидкість виконавчого органу наближається до нуля при закритті робочого вікна золотника ;

7) *стабільність частотних характеристик при зміні навантаження* на виході у вібраторах із жорстким негативним зворотним зв'язком по переміщенню між поршнем і золотником ***СГВМ*** ;

8) *найбільша питома вібротягова сила* за інших рівних умов серед інших типів вібраторів ;

9) *проста компоновка з робочими органами вібромашин і можливість неперервного контролю за вібротяговою силою і вживаною потужністю* ;
10) *живлення від масло насосних установок* , що збираються із стандартних вузлів гідравлічної апаратури .

Поряд із перевагами , необхідно вказати і недоліки :

1) *підвищена складність конструкції* , яка потребує відомих виробничих навиків і високої культури виробництва для виготовлення гідравлічних вузлів вібраторів ;

2) *витоки ,* оскільки штоки поршнем вібраторів ущільнюються тільки шляхом гарантованих зазорів ;

3) *необхідність прийняття спеціальних конструктивних мір щодо збору і відводу витоків* ;

4) *залежність частотних характеристик вібраторів від температури робочої рідини* ;

5) *необхідність стабілізувати температуру робочої рідини ;*

6) *обмеженість частотного діапазону* , пов'язана із динамічними властивостями робочої рідини (досягнутий максимум f = 2000 Гц) .

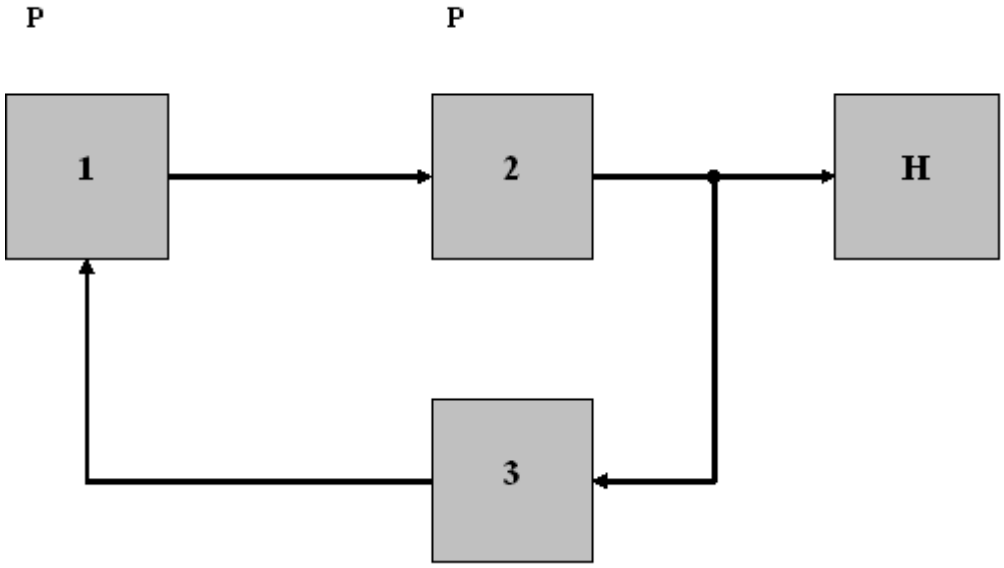


Рис . 2.14 – Узагальнена структурна схема самокерованого гідровібратора

Основні питання , які потрібно розглядати при теоретичних та експериментальних дослідженнях гідравлічних вібраторів , наступні :

1) *дослідження процесу проходження періодичного вхідного сигналу через ГВМ та СГВМ вібраторів із урахуванням нелінійностей , що властиві лише цим елементам* ;

2) *дослідження впливу стиснення робочої рідини на частотні характеристики ГВМ та СГВМ вібраторів* ;

3) *дослідження автоколивальних режимів роботи ГВМ та СГВМ* ;
4) *створення вібраторів із заданими вихідними параметрами , створення та впровадження нових типів гідравлічних та електрогідравлічних вібраційних механізмів різноманітного цільового призначення* ;
5) *створення інженерних методів розрахунку гідравлічних механізмів різноманітного цільового призначення .*

2.3 Рівняння руху слідкуючих гідравлічних механізмів

Диференційні рівняння слідкуючих гідравлічних виконуючих механізмів ***(СГВМ)*** засновані на двох теоремах : про зміну кількості руху навантаженого виконуючого органу ***СГВМ*** та нерозривності потоку робочої рідини в ньому . При врахуванні маси навантаженого поршня та діючих на нього сил динамічні процеси у ***СГВМ*** описуються системою рівнянь [4] :

– рівнянням зв’язку :

$$F \cdot \frac{dy}{dt} = \mu \cdot k_1 \cdot \Delta \cdot \sqrt{\frac{g}{\gamma} \cdot \left(p_0 - p_{сл} - 2\, p_c - \Delta p \operatorname{sgn} \Delta \right)}, \quad (2.1)$$

– рівнянням руху поршня :

$$M \frac{d^2 y}{d t^2} + \Phi \cdot \left(\frac{dy}{dt}, y \right) + R_0 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} = F \cdot \Delta p, \quad (2.2)$$

– рівнянням оберненого зв’язку :

$$\Delta = f(\chi, y), \quad (2.3)$$

де Δ – відкриття робочого вікна золотника ;
g – прискорення вільного падіння ;
γ – питома вага робочої рідини ;
p_0 – тиск живлячого потоку робочої рідини ;
$p_{сл}$ – тиск при зливанні у бак ;
x – зміщення золотника ;
y – зміщення поршня ;
p_c – втрати тиску у з’єднуючих трубопроводах ;
Δp – перепад тиску на поршні ;
M – приведена маса навантаженого поршня ;
$\Phi (dy / dt , y)$ – приведене навантаження на поршень ;
R_0 – постійна складова приведеної сили сухого тертя на поршень ;

F – площа поршня .

При розрахунках розглянутої віброударної трамбівки враховуються конкретна конструкція ротаційного золотника та самої гідравлічної трамбівки , а також взаємозв'язок ущільнюючої плити із будівельною сумішшю або грунтом [26 – 28] , які дозволяють розглядати систему , як ***СГВМ*** пульсуючого ітипу із гідравлічним оберненим зв'язком .

2.4 Опис динаміки досліджуваної вібротрамбовки

За динамічну модель прийнята система із трьома ступенями вільності (рис . 2.15) із наступними припущеннями :

1) навантаження на поршень гідро циліндра складаються з сил :

- сухого тертя , постійної по значенню та напрямку (силою в'язкого тертя нехтуємо ;
- пружності ;
- в'язкого опору ;
- інерції ;

2) тиск , температура та в'язкість робочої рідини постійні ;

3) робоча рідина не стискується та стінки гідро циліндра не деформуються ;

4) зміна сили пружності , яка виникає в підвісці ударної маси та корпуса , відбувається за законом Гука ;

5) опором під'єднуючих трубопроводів можна знехтувати ;

6) хвильові процеси у трубопроводах відсутні ;

7) золотник та поршень симетричні , початкове перекриття робочих вікон золотника дорівнює нулю ;

8) режим руху робочої рідини у з'єднувальних трубопроводах турбулентний ;

9) перетікання між порожнинами гідро циліндра та витікання пропорційні відповідним перепадам тисків .

Досліджувана система складається з : маси m_1 – ударника ; маси m_2 – верхньої маси трамбівки ; маси m_{3} – маси ущільнюючої плити разом із приєднаною масою грунту .

Коливання мас збуджується гідравлічним вібратором (циліндром) із силою тяги $F_г$. Зіткнення мас m_1 та m_{3} відбувається через пружний елемент

(резиновий буфер) жорсткістю c_4 та коефіцієнтом опору b_4 . Взаємне пересування мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткістю c_1 із коефіцієнтом опору b_1 та пружних елементів

ущільнюючої плити жорсткістю c_2 із коефіцієнтом опору b_2 . Коливання конструкції трамбівки відбувається на грунті зі змінною жорсткістю c_3 та змінним коефіцієнтом опору b_3.

Розрахункова схема дослідної моделі співпадає із динамічної . Її динаміка описується рівнянням руху мас та рівнянням гідравлічної вимушуючої сили .

Рівняння руху ударника (маси m_1) :

$$m_1 \cdot \ddot{\chi}_1 + b_1(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2) - b_4(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_3) + c_1(\chi_1 - \chi_2) - c_4(\chi_1 - \chi_3) = F_2, \quad (2.4)$$

де $x_1, x_2, x_3, м$ – переміщення мас m_1 , m_2 , m'_3 ;

$\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dot{x}_3, м/с$ – швидкості мас m_1 , m_2 , m'_3 ;

$\ddot{x}_1, м/с^2$ – прискорення маси m_1 ;

$F_г = S \cdot \Delta p, Н$ – гідравлічна вимушуючи сила ;

$S_{цил}, м^2$ – площа циліндра .

Рівняння руху верхньої маси (корпуса) m_2 :

$$m_2 \cdot \ddot{\chi}_2 - b_2(\dot{\chi}_2 - \dot{\chi}_3) - b_1(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2) - c_1(\chi_1 - \chi_2) - c_2(\chi_2 - \chi_3) = -F_2, \quad (2.5)$$

де $\ddot{x}_2, м/с^2$ – прискорення маси m_2 ;

$b_1, b_2, Нм/с$ – коефіцієнти демпфування пружних елементів ударника та ущільнюючої плити ;

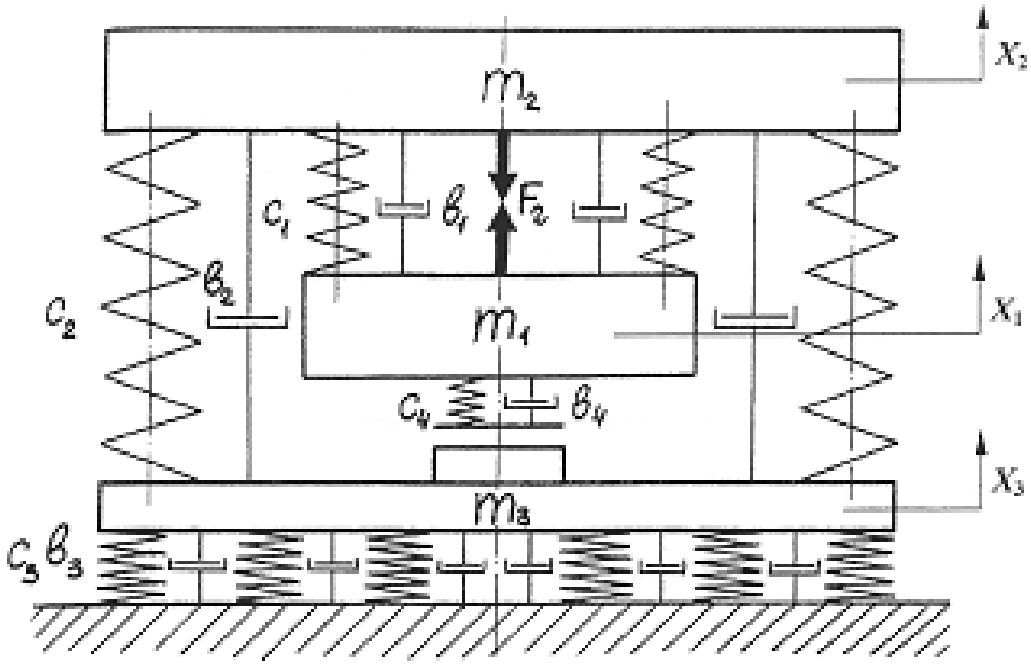
$c_1, c_2, Н/м$ – коефіцієнти жорсткості пружних елементів ударника та ущільнюючої плити .

Рівняння руху ущільнюючої плити :

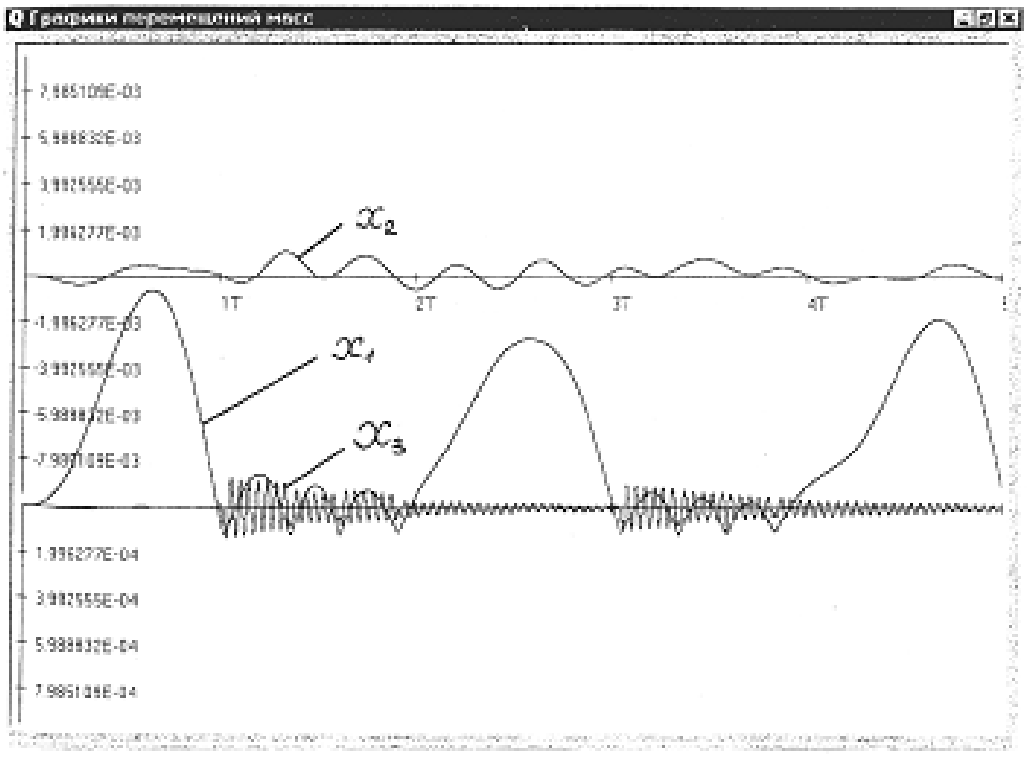
$$m'_3 \cdot \ddot{\chi}_3 + b_2(\dot{\chi}_2 - \dot{\chi}_3) - b_3\dot{\chi}_3 + b_4(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_3) + c_2(\chi_2 - \chi_3) - c_3\chi_3 + c_4(\chi_1 - \chi_3) = 0, \quad (2.6)$$

де $\ddot{x}_3, м/с^2$ – прискорення маси m_3 ;

$m'_3 = m_3 + m_{кр}, кг$ – коливальна маса ущільнюючої плити разом із приведеною масою будівельної суміші .



а)



б)

Рис . 2.15 – Розрахункова схема трамбівки :

а – динамічна модель ; б – комп’ютерна розгортка коливань моделі

Враховуючи , що рух ударника , який викликаний гідравлічною вимушуючою силою , обмежується номінальною подачею насоса та нерозривністю потоку робочої рідини , запишемо рівняння зв’язку :

$$S_{цил}\left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right) = \mu \cdot f_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2\left(p_0 - \Delta p\right)}{\rho}}, \qquad (2.7)$$

де $\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2 \le \frac{Q_H}{S_{цил}}$ – швидкість висування поршня штока ;

$Q_H, м^3/с$ – номінальна подача гідронасоса ;

μ – коефіцієнт витрат через робоче вікно гідророзподільника ;

$p_0 = p_н - p_{зл} - \frac{F_{тр}}{S_{цил}} - p_{труб}, Па$ – максимальний тиск , створюваний насосом у напірній порожнині циліндра ;

$p_н, Па$ – номінальний тиск у гідросистемі ;

$p_{зл}, Па$ – тиск на виході із зливної порожнини циліндра ;

$\rho, кг/м^3$ – питомий об’єм робочої рідини;

$p_{труб}, Па$ – втрати тиску у трубопроводах , враховуючи їх дуже малі значення , можна прийняти це значення = 0 ;

$F_{тр}, Н$ – сила тертя ущільнень поршня у циліндрі [17 , 18 , 22] :

$$F_{тр} = 1{,}7 \cdot p_н \cdot \pi \cdot D_ц \cdot l_1 \cdot f_{рез}, \qquad (2.8)$$

де $D_ц$, l_1, *м* – діаметр та довжина поверхні контакту поршня із циліндром

$f_{рез}$ – коефіцієнт тертя резини по сталі .

Виділимо проміжну змінну Δp у рівнянні (2.7) :

$$\Delta p = p_0 - \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{S_{цил}^2 \cdot \left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right)^2}{f_{щ}^2}. \qquad (2.9)$$

Згідно із [1 , 11 , 35] коефіцієнт витрат для дроселюючих отворів , відмінних від класичної форми , необхідно визначати експериментально . Тому для нашої схеми використаємо дослідження Башти Т. М. [8 , 9] :

$$\Delta p = p_0 - \Delta p_{розп}, \qquad (2.10)$$

де $\Delta p_{розп} = \Delta p_1 + \Delta p_2$ – втрати тиску на розподільнику ;

Δp_1 , **Па** – втрати тиску від в'язкості :

$$\Delta p_1 = \frac{1}{40} \cdot \nu \cdot \frac{v_{щ}^2}{2g}, \qquad (2.11)$$

де ν , **сСт** – кінематична в'язкість рідини ;

Δp_2 , **Па** – втрати тиску від опору при перетіканні крізь отвір розподільника ;

$$\Delta p_2 = \xi \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot v_{щ}^2 = 0{,}5\left(1 - \frac{f_{щ}}{F_{вз}}\right) \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{S_{цил}^2 \left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right)^2}{f_{щ}^2}, \qquad (2.12)$$

де $\xi = 0{,}5\ (1 - f_{щ} / F_{вз})$ – безрозмірний коефіцієнт опору) ;

$F_{вз}$ – ефективна площа впускного вікна розподільника ;

γ , **Н /м³** – питома вага робочої рідини ;

$v_{щ}$, **м / с** – швидкість протікання рідини через дроселюючий отвір :

$$v_{щ} = \frac{Q_{цил}}{f_{щ}} = \frac{S_{цил}\left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right)}{f_{щ}}. \qquad (2.13)$$

У порівнянні із Δp_2 , Δp_1 має дуже мале значення і при розрахунках більшістю авторів не враховується : $\Delta p_1 \approx 0$. Тоді для проміжної змінної Δp із (2 . 10) маємо :

$$\Delta p = p_0 - 0{,}5 \cdot \left(1 - \frac{f_{щ}}{F_{вз}}\right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{S_{цил}^2 \cdot \left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right)^2}{f_{щ}^2}. \qquad (2.14)$$

Порівнявши (2 . 9) та (2 . 14) , отримаємо залежність коефіцієнта витрат μ ротаційного розподільника від площі відкриття впускного отвору $f_{щ}$:

$$\mu = \sqrt{\frac{2}{\left(1 - \frac{f_{щ}}{F_{вз}}\right)}}. \qquad (2.15)$$

Виділимо прискорення мас m_1 , m_2 , m_3 і запишемо систему рівнянь на основі (2 . 4) , (2 . 5) , (2 . 6) із урахуванням (2 . 14) у зручному для розрахунків вигляді :

$$\frac{d v_1}{dt} = \frac{1}{m_1} \cdot \left[S_{цил} \cdot p_H - F_{тр} - \frac{S_{цил}^3 \left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right)^2 \cdot \rho}{2 \cdot f_{щ}^2} \cdot \left(0{,}5 + \frac{f_{щ}}{2 \cdot F_{вз}}\right) - b_1\left(\dot{\chi}_1 - \dot{\chi}_2\right) +\right.$$

$$+b_4(\dot{\chi}_1-\dot{\chi}_2)+c_1(\chi_1-\chi_2)+c_2(\chi_1-\chi_3)];$$

$$\frac{dv_2}{dt}=\frac{1}{m_2}\cdot[-S_{цил}\cdot p_H+\frac{S_{цил}^3(\dot{\chi}_1-\dot{\chi}_2)^2\cdot\rho}{2\cdot f_{щ}^2}\cdot\left(0{,}5+\frac{f_{щ}}{2\cdot F_{вз}}\right)+b_2(\dot{\chi}_2-\dot{\chi}_3)+$$

$$+b_1(\dot{\chi}_1-\dot{\chi}_2)+c_1(\chi_1-\chi_2)+c_2(\chi_2-\chi_3)];$$

$$\frac{dv_3}{dt}=\frac{1}{m_3}\cdot[-b_2(\dot{\chi}_2-\dot{\chi}_3)+b_3\cdot\dot{\chi}_3-b_4(\dot{\chi}_1-\dot{\chi}_3)-c_2(\chi_2-\chi_3)+c_3\cdot\chi_3-c_4(\chi_1-\chi_3)] \quad (2.16)$$

2.5 Загальні висновки

Як відзначалось , досліджувана система має три характерні періоди руху : період робочого ходу , період удару та період зворотного ходу (руху вгору) ударника . Система рівнянь (2 . 16) описує всі періоди , але6 потрібно враховувати такі фактори :

1) Рух поршня , а з ним і маси m_1 , почнеться лише тоді , коли теоретично можлива гідравлічна сила $F_2 = S_{цил}\ p_н$ буде більше суми сил гідравлічного опору системи , тобто при $f_{щ}$, знайденому із рівняння :

$$S_{цил}\cdot p_H \geq F_{тр}+\frac{S_{цил}^3(\dot{\chi}_1-\dot{\chi}_2)\cdot\rho}{2\cdot f_{щ}^2}\cdot\left(0{,}5+\frac{f_{щ}}{2\cdot F_{вз}}\right). \quad (2.17)$$

2) При $0 < f_{щ} < f'_{щ}$ – система не рухається і $F_г = 0$.

3) Коефіцієнти жорсткості c_4 та демпфування буферу b_4 використовуються в розрахунках тільки в період удару .

4) Якщо $x_1 - x_2 \geq 0$, то $b_4 = 0$, $c_4 = 0$ – кінець робочого ходу і початок удару – відповідають нульовому зазору у буфері , Кінець удару і початок зворотного ходу починаються при рівності сил пружності і опору у буферах .

5) В кінці зворотного ходу та на початку робочого ходу відбувається зміна знаку швидкості : $V_{i-1} > 0$; $V_i = 0$; $V_{i+1} < 0$.

З метою оптимізації гідро привідного механізму трамбівки , було визначено теоретично режим зворотно – поступального руху ударника , який зводить до мінімуму динамічні навантаження , що передаються на раму базової машини . Виходячи з отриманих рівнянь , було визначено площі та конфігурацію впускних вікон розподільника .

РОЗДІЛ 3 АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ВІБРОУДАРНОЇ ТРАМБІВКИ ІЗ ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

3.1 Задачі експериментальних досліджень , передумови та припущення

Застосування гідроприводу для віброударних машин є очевидним , проте у кожному конкретному випадку потребує поглибленого теоретичного обгрунтування створеної фізичної моделі . За останні 10 – 15 років проведено ряд досліджень у цьому напрямку . З'явились нові зразки машин ударної та вібраційної дії , в яких у якості енергоносія використовується гідравлічна рідина . Але використання пульсуючих гідравлічних вібраторів у машинах для ущільнення будівельних сумішей ще не вийшло зі стадії експериментальних досліджень , хоча працездатність подібних систем теоретично обгрунтована та практично підтверджена на випробувальних стендах у МВТУ імені Баумана Н. Е. .

Виходячи з аналізу попередніх робіт , основними задачами експериментальних досліджень визначені :

1) створення лабораторної гідравлічної віброударної трамбівки із найбільш оптимальною конструкцією **ГВМ** ;

2) перевірка можливості забезпечення врівноваженої роботи у вібраційному та віброударному режимах на розрахункових частотах ;

3) перевірка можливості плавного регулювання параметрів коливань ;

4) порівняння розрахункових та експериментальних значень основних параметрів системи .

Для вирішення цих задач на різних етапах досліджень на кафедрі МОТПбули створені : гідромеханічна трамбівка , гідравлічна трамбівка із автоколивальним ***ГВМ*** та гідравлічна віброударна трамбівка із ***ГВМ*** пульсуючого типу , аналіз конструктивних та технологічних параметрів яких проводився у розділі I .

На першому етапі була розроблена та створена установка із гідромеханічним приводом та дебалансним віброзбудником (рис . 3.1) . Вона містить раму 2 , з'єднану пружними елементами 4 з коливальною масою , яка складається із жорстко зв'язаних ударної маси 4 та віброзбудника 5 . Привод здійснюється від гідромотора 7 через клинопасову передачу 6 . Експлуатація цієї установки показала , що найбільша

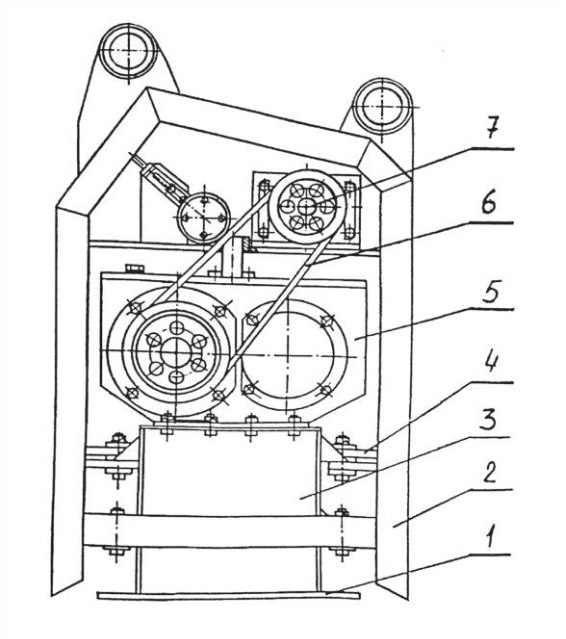


Рис . 3.1 – Навісна гідромеханічна трамбівка

ефективність ущільнення досягається у вузькому діапазоні частот (≈ 20 Гц) . Плавне регулювання частот здійснювалось за допомогою дроселя керування , але було обмежене частотою 20 Гц і при зменшенні приводило до значного зниження контактного тиску під ущільнюючою плитою та зниження коефіцієнту корисної дії використання потужності гідравлічного приводу базової машини . На моделі була доведена можливість плавної зміни амплітудно – частотних характеристик установки

На другому етапі була створена трамбівка із автоколивальним ***ГВМ*** , з обернено – поступальним рухом золотника (рис . 3 . 2) . Гідравлічна трамбівка включає : корпус 2 , ударну масу 3 , з'єднані між собою пружними елементами 5 , ущільнюючу плиту 1 з пружинами 4 , на яких встановлена вся трамбівка , а також гідравлічний виконуючий механізм . Він складається із робочого гідро циліндра 6 , гідророзподільника 7 , схеми керування 8 та акумулятора 9 . У трамбівці реалізувався автоколивальний віброударний режим коливань з можливістю управління максимальною частотою коливань . Недоліком цієї установки було обмеження по частоті коливань (≈ 16 Гц) , яке залежало від характеристик золотника , пружного елемента , тиску у гідросистемі та пордачі насосу .

На останньому етапі була створена модель віброударної трамбівки , на основі попередньої , із ***ГВМ*** пульсуючого типу із ротаційним гідро розподільником примусової дії (рис . 3 . 3) . Вона містить ущільнюючу плиту 1 , на яку через пружин 3и опирається рама установки 6 . З рамою

пружно з’єднана ударна маса 2 . Привід здійснюється від **ГВМ** , який з гідро циліндра 5 , жорстко закріпленого на рамі , та гідророзподільника 4 . Принцип дії та роботи моделі детально описані у розділі II . На цій установці проводились основні експериментальні дослідження динаміки трамбівки із гідравлічним приводом , зокрема , основними параметрами , які вимірювались , були : амплітуди та частота коливань робочих елементів

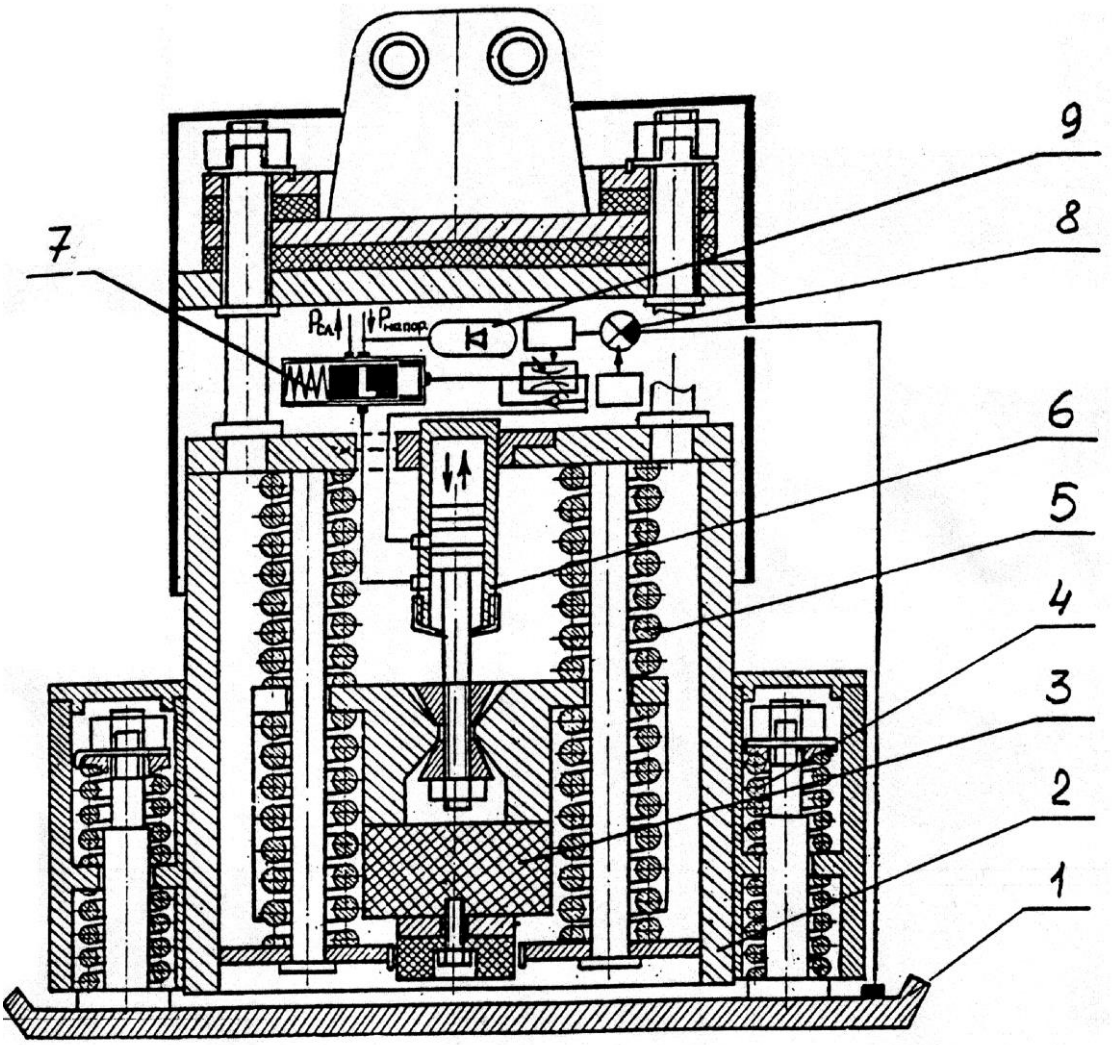


Рис . 3 . 2 – Навісна трамбівка із автоколивальним ГВМ

установки (діапазон вимірювальних частот знаходився у межах 5 ... 45 Гц ; тиск у гідросистемі до і після розподільника у межах 2 ... 10 МПа) .

3 . 2 Опис схеми експериментальної установки

Експериментальна установка складається (рис . 3.4) з : розміщеного на рамі 1 привідного електродвигуна 2 , клинопасової передачі 3 із фланцевою муфтою , ротаційного гідророзподільника 4 , рукавів високого тиску 5 , безпосередньо віброударної трамбівки 6 та гідравлічного стенду 7 . Для регулювання частоти обертання валу двигуна , установка містить трансформатор 8 та діодний міст із випрямлячем 9 .

Верхня маса виготовлена у вгляді зварної рами коробчатого типу . Корпус та ущільнююча плита виконані з листового матріалу Cm 3 товщиною $10 * 10^{-3}$ м для забезпечення необхідної маси та жорсткості конструкції . Ударник циліндричної форми , зварений з того ж матеріалу масою 22 кг , на боковій поверхні містить чотири приварені куточки із отворами для кріплення додаткових пластин металу . Габаритні розміри корпусу дозволяють збільшувати ударну масу до 60 кг . Ударник містить різьбові отвори для шарнірного з'єднання із гідро циліндром ***ГВМ*** та жорсткого регульованого з'єднання із буфером .

Буфер складається з металевої основи та гумової накладки циліндричної форми яка виготовлена з листової гуми марки *2959* . Жорсткість буферу становить $1 , 4 * 10^{6} Н / м$. У верхній частині буферу приварений стержень з трапецієвидною упорною різьбою для кріплення до ударника та регулювання відстані до ущільнюючої плити . Тарування буферу та пружних елементів виконувалось на гідравлічному пресі 2 – ого класу точності . Деформація пружних елементів вимірювалась штангенциркулем із точністю до $1 * 10^{-4} м$. Гідро циліндр ГВМ із внутрішнім діаметром $80 * 10^{-3}$ м та довжиною $200 * 10^{-3}$ м конструктивно містить циліндр , поршень , кінцевик із упорним підшипником , дві кришки , одна з яких приварена до циліндра ; фіксуючу пайку та штуцери . Від стандартного гідро циліндр відрізняється можливістю встановлення чавунних ущільнюючих кілець . Роль збудника коливань в установці відіграє ротаційний гідро розподільник з примусовим обертанням золотника . Він розрахований на тиск p <= 20 МПа , подачу $Q \leq 10 * 10^{-3}$ м ^{3} / с . При повороті золотника відбувається зміна напрямку руху рідини в системі після розподільника . Крутний момент на вал золотника передається клинопасовою передачею від електродвигуна постійного

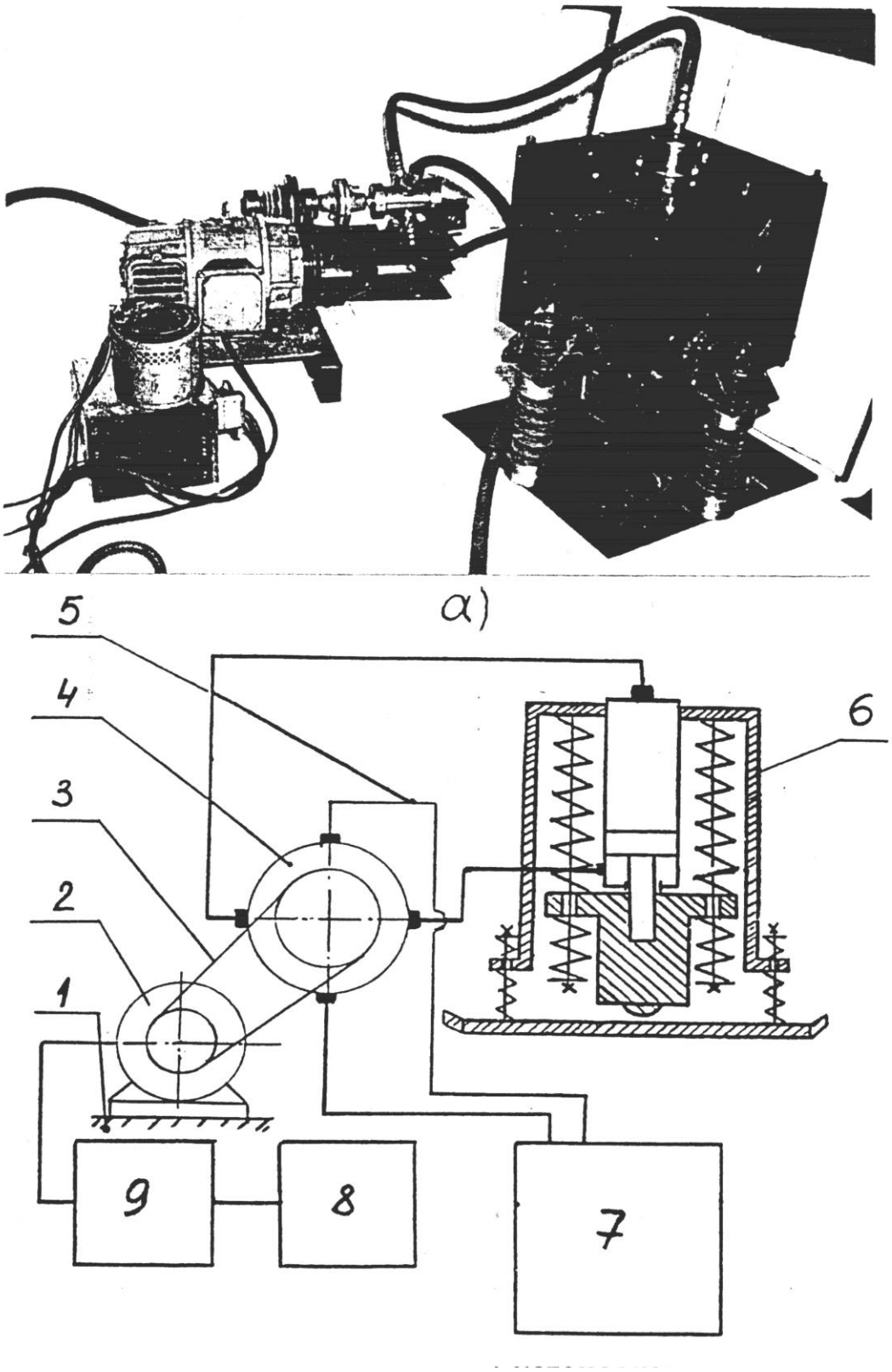


Рис . 3.4 – Експериментальна установка :
а – загальний вигляд ; б - схема

струму . Керування частотою обертання золотника здійснюється поворотом рукоятки лабораторного трансформатора , який живиться від електричної мережі 220 В . Загальний вигляд експериментальної установки показаний на рис . 3.5 .

3.3 Послідовність проведення експериментів та обробка отриманих даних

У відповідності до поставлених задач (п. 3.1) , було проведено ряд комп`ютерних експериментів за методикою , що передбачала :

1) вибір параметрів , що підлягали вимірюванню ;

2) обґрунтування діапазонів вимірювальних параметрів ;

3) обробка та аналіз отриманих результатів .

Амплітудно – частотні характеристики, які були отримані в лабораторії кафедри МОТП, при обробці віброграм та осцилограм по лініях відмітчика часу, були змодельовані і розраховані за допомогою програми, наведеної в додатку. Для вимірювання параметрів коливань застосовувалась вібровимірювальна апаратура ***ВИ – 5МА*** з датчиком переміщенняч ***ДП – 2*** та датчиками прискорення ***ДУ – 5*** . Сигнали від датчиків реєструвались га осцилограмі ***К – 12 – 22*** або на швидкодіючому самописці ***Н338 – 6П*** . Для вимірювання тиску рідини використовувались манометри із трубчатою пружиною за ***ГОСТ 6521 – 72*** . Для вимірювання тиску під ущільнюючою плитою були використані датчики мембранного типу із наклеєними тензодатчиками .

З метою отримання розрахункових залежностей оптимальних конструктивних параметрів гідравлічного виконуючого механізму було проведено ряд дослідів для врахування втрат від перетікань рідини у рухомих з’єднаннях ротаційного розподільника : золотник – корпус . Експериментально отримані залежності втрат подачі ΔQ від довжини перекриття Δl , від тиску $p_н$, частоти f та кільцевого зазору δ дозволили обґрунтувати мінімальні габарити гідророзподільника , точність його виготовлення , чистоту поверхні золотника , звести до розумного мінімуму итрати потужності та підвищити довговічність ущільнень .

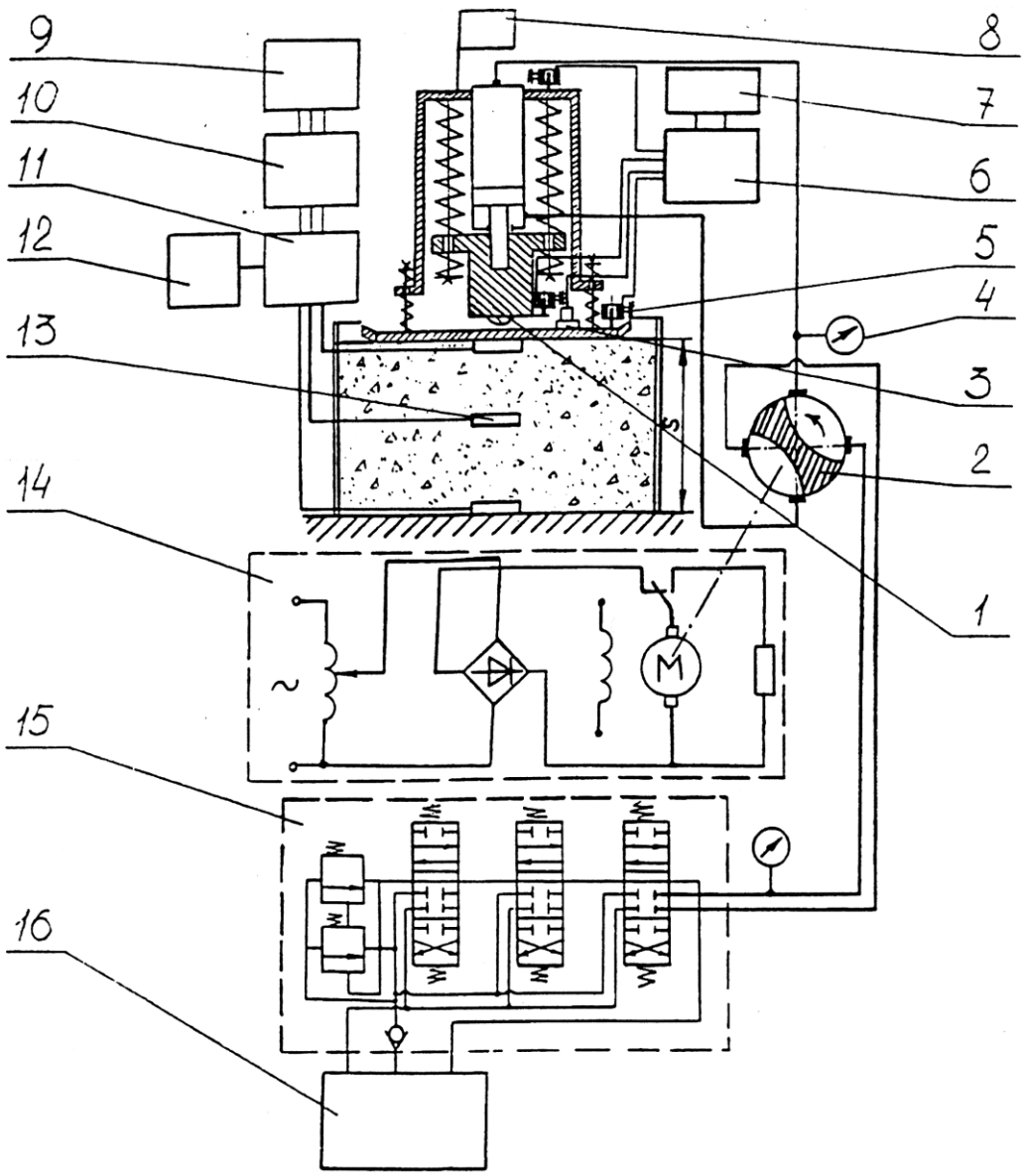


Рис . 3.5 – Принципова схема експериментальної установки для вимірювання механічних параметрів :

1 – гідравлічна трамбівка ; 2 – гідро розподільник ; 3 – датчик ДУ – 5 ; 4 – манометр ; 5 – датчик ДП – 2 ; 6 – апаратура ВИ – 5МА ; 7 , 9 – реє – струюча апаратура ; 8 – віброграф ; 10 – підсилювач ; 11 – тензометри – на установка ; 12 – блок живлення ; 13 – датчик тиску ; 14 – привід гід – розподільника

3 . 4 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

Конструктивні параметри лабораторної установки на всіх дослідних частотах забезпечили стабільний безвідривний процес ущільнення грунту . Експериментально отримані залежності розмахів коливань мас m_1 , m_2 , m_3 із зростанням частоти мають пологий спадаючий характер (рис. 3.6) і підтверджені комп`ютерним експериментом. Підвищення тиску на вході магістралі живлення призводило до збільшення прискорення та швидкості руху ударної маси і , як результат , до зростання амплітуди коливань . При цьому піки резонансних частот зсуваються ближче у бік власних механічних частот . Збільшення подачі насосу призводить до майже прямопропорційного зростання амплітуди із невеликим відхиленням внаслідок перетікань робочої рідини на поршні . На низьких частотах *(f < 5 Гц)* коливання ударника здійснюються з зупинкою , при *5 < f < 20 Гц* чітко з'являється третя гармоніка , а при більш високих частотах форма коливань наближається до синусоїдальної . Із зростанням частоти ударний імпульс та розмах коливань зменшується , що призводить до зростання сил інерції на поршні , до зникнення ударної складової тп зміни форми коливань . Аналізуючи отримані графіки $H_0 = f(f)$ при $p_н = 2,0 ; 3,5 ; 5,0 ; 8,0 ; 10,0$ *Мпа* , чітко видно два резонансні піки для ударника m_1 близько 20 та 37 Гц та два піки для m_2 і m_3 : перший у межах 13 ... 17 Гц , другий – 35 ... 40 Гц . Це підтверджується теоретично , виходячи з мас та жорсткості пружин ущільнюючої плити та ударника . 1 – ий та 2 – ий резонанси близькі до власних частот коливань мас m_1 та m_2 , а 2 – ий – до власної частоти коливань будівельної суміші із ущільнюючою плитою .

Підвищення у дослідах коефіцієнту демпфування та жорсткості призвели до помітного зменшення амплітуди і збільшення частоти коливагь плити, зумовленої зміною власної частоти коливань системи " машина – середовище

Аналіз руху мас m_1 , m_2 , m_3 підтвердив аналітичні дослідження динаміки трамбівки : ударник і верхня маса (корпус) рухається чітко у протифазі із частотою , пропорційною обертанню керуючого золотника та амплітудою , обернено пропорційною їх масам . Коливання ущільнюючої плити m_3 (робочого органу) носить полі фазний характер , кратний частоті ударів (перша гармоніка) , власній частоті коливань системи та резонансній частоті грунту .З метою отримання розрахункових залежностей оптимальних конструктивних параметрів гідравлічного виконуючого механізму було проведено ряд

Рис.3.6- Залежність експериментальних амплітуд від частот

дослідів для врахування втрат від перетікань рідини у рухомих з'єднаннях ротаційного розподільника : золотник – корпус . Експериментально отримані залежності втрат подачі ΔQ від довжини перекриття Δl , від тиску $p_н$,

частоти f та кільцевого зазору δ дозволили обґрунтувати мінімальні габарити гідророзподільника , точність його виготовлення , чистоту поверхні золотника , звести до розумного мінімуму витрати потужності .
Компютерний експеримент дозволив встановити оптимальну масу ударника , яка майже співпала із розрахунковою , а також дозволили визначити раціональні співвідношення коливальних мас установки .
Дослідження руху робочої рідини через кільцевий зазор дозволили виявити значні відхилення реальних значень від розрахункових і внести суттєві корективи у розрахунок гідравлічного виконуючого механізму .

3 . 5 Загальні висновки

Виконані аналітичні дослідження та їх аналіз дозволяють зробити наступні висновки :

1) гідравлічна віброударна трамбівка працездатна , її частотний діапазон визначається жорсткістю пружних елементів та конструкцією ***ГВМ*** ;
2) теоретичне обґрунтування динамічної моделі підтверджується результатами комп`ютерного експерименту і може бути використане при розрахунку амплітудно – частотної характеристики трамбівки ;
3) амплітуда коливань $m_{уд}$ визначається тиском у гідросистемі , жорсткістю та приведеним навантаженням на поршень , причому із збільшенням $p_{н}$ амплітуда збільшується , вплив стиснення рідини та сил тертя зменшується
4) система ***ГВМ*** з розподільником ротаційного типу дозволяє здійснювати плавне регулювання частоти та амплітуди коливань трамбівки за заданим наперед законом , враховуючи зміну характеристик будівельної суміші ;
У процесі ущільнення грунту значення резонансних частот не залишаються постійними , а частково зростають . Таким чином , під час ущільнення будівельної суміші необхідне додаткове на лаштування установки .

3.6 Дослідження гідравлічного вібратора пульсуючого навантаження

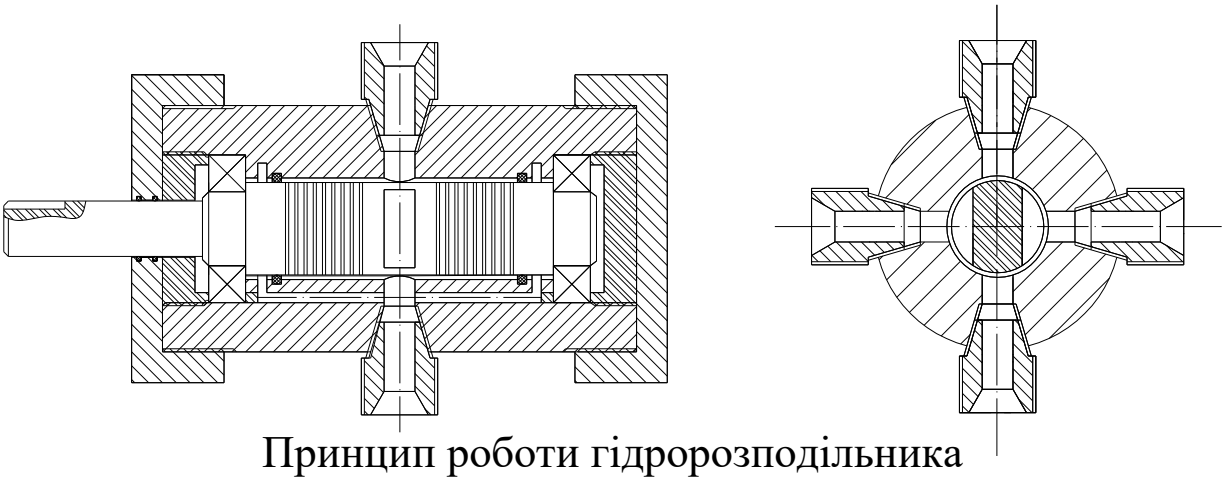
Як відмічалось раніше у попередніх розділах , створена на базі кафедри МОТП віброударна гідравлічна трамбівка, представляє собою тримасну віброударну конструкцію із пульсуючим гідравлічним вібратором, в якому застосовано ротаційний гідророзподільник із примусовим обертанням золотника .

Провівши аналіз конструкцій гідравлічних та електрогідравлічних вібраційних механізмів , зокрема гідравлічних пульсуючих вібраторів, можна відмітити, що найбільш близькою до досліджуваної гідравлічної трамбівки , є конструкція дослідного зразка гідравлічного вібратора золотникового типу.

Розподільник складається з корпусу в якому на підшипниках кочення розміщений золотник. Золотник маєдві лиски через які відбувається зєднання напірної магістралі із магістралями циліндру та зливними. Для зменшення тиску гідравлічної рідини на ущільнення.Виконані канавки на золотнику. Зазор між золотником і корпусом від 0,25 до 0,50мм.

Розподільник працює наступним чином: Золотник приводиться в рух від приводу електродвигуна або гідродвигуна базової машини. Обертання передається в положенні № 1 за рахунок гарантованого перекриття вікон корпусу, рух рідини відсутній.

Обертаючись за годинниковою стрілкою золотник повертаючись на деякий кут 45°, в положення № 2 при цьому відкриваються всі 4 вікна. Таким чином відбувається з'єднання напірної магістралі з магістраллю А і зливної магістралі з магістраллю Б. Обертаючись золотник повертається на кут 90° відносно початкового положення в положення №3, при цьому закриває вікна магістралей А і Б, рух рідини в такому положенні буде відсутній. При подальшому обертанні золотника в положення № 4, і відкриванні всіх 4-ох вікон відбувається з'єднання напірної магістралі з магістраллю Б і магістраллю А, зі зливною. При повороті золотника на кут 180° він повертається в початкове положення. Далі цикл роботи повторюється. Таким чином за один оберт золотника проходить 2 цикли зміни напрямку руху робочої рідини,що и є перевагою даного розподільника. Як відомо ефективність гідравлічного обладнання залежіть від його пропускної спроможності.В даному випадку гідравлічному розподільнику на пропускну спроможність буде впливати площя відкривання вікон. Для цього було проведено комп'ютерне дослідження відносно розрахунку площі вікна розподільника та вимушуючої сили, яка може бути отриманна при використані гідравлічного циліндра.



Принцип роботи гідророзподільника

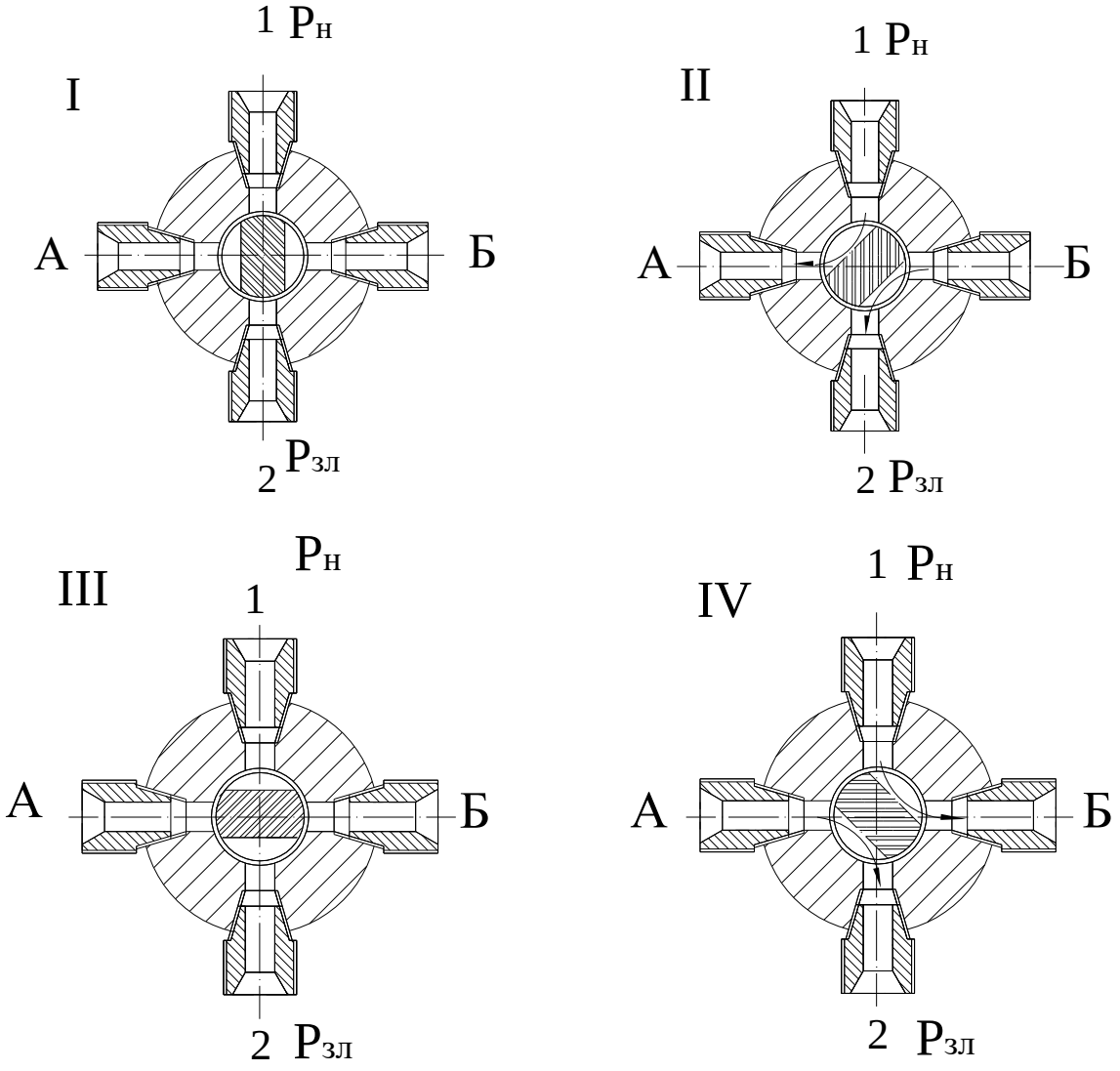


Рис . 3.7 – Схема вібратора пульсуючого навантаження

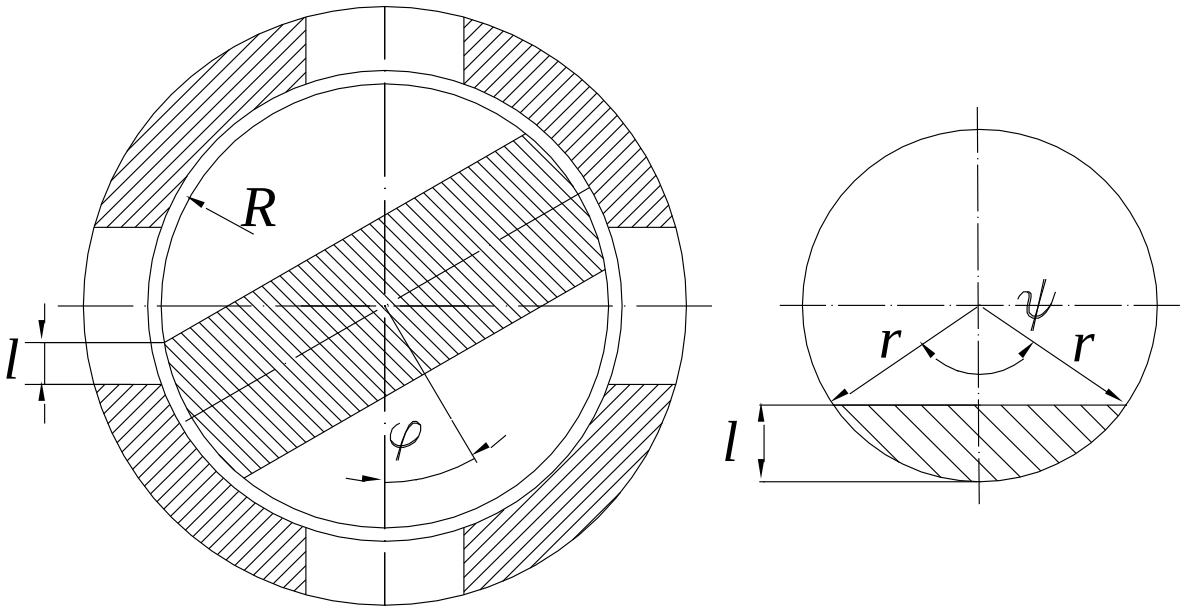


Рис . 3.8 – Схема перекривання вікон розподільника

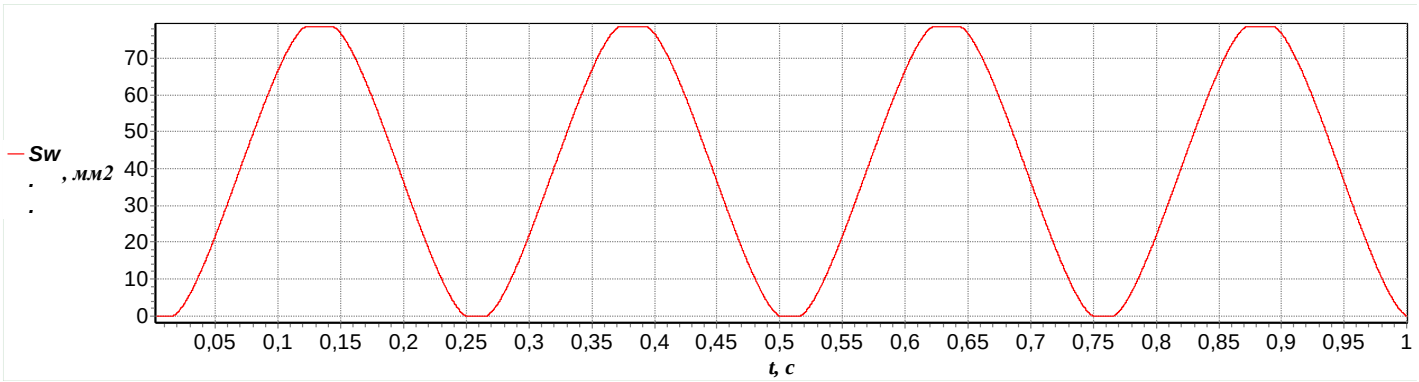
Оскільки розподільник має асиметричну будову то площя вікон розташованих навпроти будуть однакові,тому достатньо розрахувати площу одного з вікон.

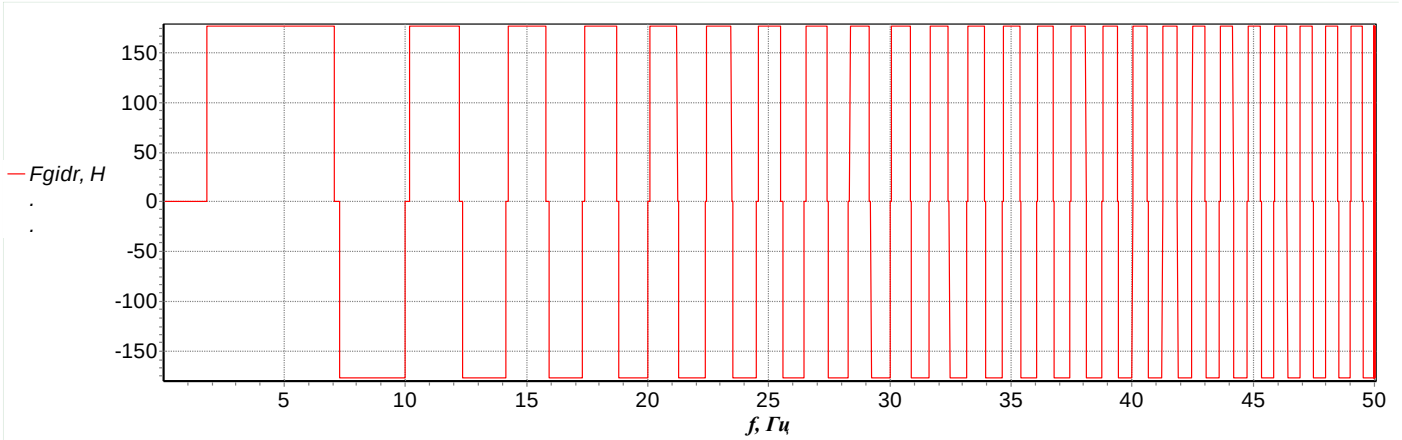
$$S_w = \frac{r^2}{2}(\psi - \sin\psi),$$

$$\psi = 2\arccos\left(\frac{r-l}{r}\right),$$

$$l = R\left(\varphi - \frac{n\pi}{2}\right),$$

$$n = 0,1,2\ldots k$$





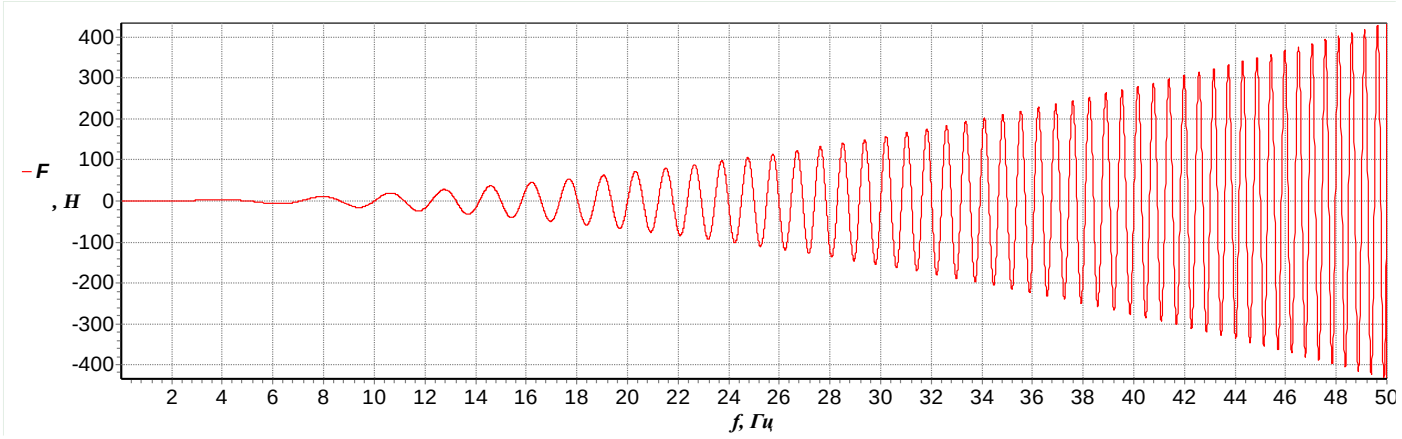


Рис . 3 . 9 – Графік залежності площі вікна від часу

На основі алгоритму створена програма на мові Delhi,яка представлена в додатку А.

В результаті розрахунку площі відткривання і закривання вікна отримані графіки залежності площі вікна від часу,при частоті 2 Гц,та частоті обертання золотника 1Гц.

3.7 Загальні висновки

Проведені аналітичні дослідження гідравлічних вібраторів пульсуючого типу дозволяють зробити наступні висновки :

1) при роботі у частотному діапазоні , коли стисненням робочої рідини можна знехтувати , амплітуда вимушених коливань поршня визначається підведеним тиском , жорсткістю та приведеним навантаженням на поршень , причому із збільшенням підведеного тиску амплітуда збільшується , а коефіцієнт нелінійних перекручень зменшується ; резонансна частота при цьому співпадає із власною частотою поршня м ;

2) гідравлічний пульсуючий вібратор здатний відтворювати коливання складної форми шляхом складання на поршні вхідних сигналів від двох і більше золотників ;

3) при врахуванні стиснення робочої рідини власна частота вільних незатухаючих коливань поршня ***ГВМ*** зростає із зменшенням коефіцієнта стиснення стовпчика робочої рідини у гідроциліндрі ***ГВМ*** і збільшенням ефективної площі поршня .

РОЗДІЛ 4 ПРИНЦИПИ КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКУ УЩІЛЬНЮЮЧОЇ ТЕХНІКИ

4.1 Методика інженерного розрахунку

Результати досліджень були використані при розробці методики інженерного розрахунку , причому , як для причіпного , так і навісного варіантів . Оскільки машина може працювати в режимі вібрування , вібротрамбування , віброудару , а також передбачає можливість регулювання коливань в широкому діапазоні частот за рахунок гідроприводу , тому і виникає необхідність перегляду методики розрахунку коливальних мас , пружних елементів та складальних вузлів гідророзподільника . Тримасна конструкція трамбівки та гідропривід , які теоретично значно підвищують та розширюють можливості машини , як з точки зору зручності , продуктивності , так і універсальності , вносять складність у визначення параметрів , а також створюють необхідність використання при розрахунках методики , яка хоч і спирається на відомі матеріали , але повинна містити новий підхід . Виконані на цій основі аналітичні та експериментальні дослідження динаміки руху трамбівок дозволили розробити принципи розрахунку та створення машин подібного класу . Нижче наведемо методику інженерного розрахунку визначення основних параметрів вібраційних машин із гідроприводом у вигляді таблиці 4.1 .

Таблиця 4.1

Алгоритм розрахунку гідравлічних трамбівок :

№ п/п	Розрахунок параметрів навісних трамбівок	Розрахунок параметрів причіпних трамбівок
1	**2**	**3**
1	Маса трамбівки : $M_{тр} = M_{доп}$	Час пуску штока із ударною масою : $T_n = \frac{\pi}{2\omega} - \frac{0{,}06 \cdot F \cdot H \cdot \Delta p_{max}}{Q_H}$
2	Маса ударника : $m_{уд} = \frac{M_{тр}}{(3{,}5...4)} = \frac{M_{тр}}{3{,}5}$	Швидкість перед ударом : $v_{сер} = \frac{\chi_{сер}}{t_n}; v_{max} = 2 \cdot v_{сер}$
3	Маса ущільнюючої плити :	Розрахункова площа гідроциліндра :

	$m_{пл} = m_{уд} \cdot (1...1{,}2) = m_{уд}$	$S_{цил} = \frac{Q_H}{\nu_{\max}}$

Продовження табл. 4.1

1	2	3
4	Швидкість перед ударом : $V_{\max} = \frac{2 \cdot p_{сер} \cdot Q_{сер} \cdot \eta_{гл}}{m_{уд} \cdot f}$	Маса ударника : $m_{уд} = \frac{2 \cdot p_{сер} \cdot Q_{сер} \cdot \eta_{гл}}{\nu_{\max} \cdot f}$
5	Розрахункова площа гідро циліндра $S_{цил} = \frac{Q_{ном}}{\nu_{\max}}$	Маса ущільнюючої плити : $m_{пл} = m_{уд} \cdot (1...1{,}2) = m_{уд}$
6	Швидкість ущільнюючої плити після удару : $\nu_н = \frac{m_{пл} \cdot (1 + K_в)}{m_{пл} + m_{уд}} \cdot \nu_{\max}$	
7	Площа ущільнюючої плити : $F_{пл} = \frac{\nu_н}{[\sigma_0]} \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot E \cdot B_{\min} \cdot m_{уд}}{1 - \mu^2}}$	
8	Амплітуда коливань ударника : $\chi_{уд} = \frac{\nu_{\max}}{2} \cdot t_n$	Маса трамбівки : $Q_{тр} \geq [pcm] \cdot F_{пл}, M_{тр} = \frac{Q_{тр}}{g}$
9	Верхня маса трамбівки : $m_2 = M_{тр} - m_{уд} - m_{пл}$	
10	Жорсткість пружних елементів ударника : $c_1 = \frac{2 \cdot p_н \cdot S_{цил}}{\chi_{\max}}$	
11	Жорсткість пружних елементів ущільнюючої плити : $c_2 = \frac{m_{уд} \cdot m_2}{m_{уд} + m_2} \cdot \omega_{\max}^2$	
12	Жорсткість буфера ударника : $c_4 = 10 \cdot c_1$	
13	Виконують розрахунки на міцність вузлів та деталей ущільнюючого обладнання	

14	Амплітуда коливань ущільнюючої плити у контакті із будівельною сумішшю : $$\chi_{2\max} = \frac{\nu_{і}}{\sqrt{\frac{E_{їð} \cdot B_{\min}}{m_{їë}} \cdot \alpha}}$$

Продовження табл. 4 . 1

15	Глибина активної зони : $$H = 1{,}2 \cdot B_{\min} \frac{W}{W_0}\left[1 - e^{-3{,}7\frac{i}{i_p}}\right]$$
16	Час ущільнення на одному місці : $$t = \frac{c}{k \cdot n}$$

4.2 Розрахунок основних параметрів ротаційного розподільника

Розрахунок рекомендується виконувати у наступному порядку :

1 . Внутрішній діаметр нагнітаючих та зливних трубопроводів $d_{трн}$ та $d_{трз}$ [3] :

$$d_{тр} \geq 4{,}6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{Н}}{\nu_{м}}}, мм, \qquad (4.1)$$

де $\nu_{м}$ – допустима рекомендована швидкість перетікання робочої рідини по трубопроводу , м / с ;

$Q_{Н}$ – номінальна подача , л / хвл .

2 . Мінімально допустима товщина стінок трубопроводів [29] :

$$j = \frac{p_{Н} \cdot d_{тр}}{2 \cdot \sigma_{вр}} \cdot К_{б}, мм, \qquad (4.2)$$

де $\sigma_{вр}$ – межа міцності на розтягування матеріалу трубопроводу ;

$К_{б}$ – коефіцієнт безпеки (≥ 6 при пульсаціях піках [29]) .

3 . Знаходять площі вікон корпуса гідророзподільника :

$$d = 4.6 \cdot \sqrt{\frac{Q_{Н}}{\nu_{м}}}, \qquad (4.3)$$

де $\nu_{зл.гідр}$ = 4 м / с – допустима швидкість у зливній порожнині ;

$\nu_{наг.гідр}$ = 8 м / с – допустима швидкість у нагнітаючій порожнині гідророзподільника .

4 . Мінімальний діаметр золотника для зменшення габаритів :

$$Д_{з} \geq \frac{B_{\max}}{2 \cdot \sin 22{,}5^{0}}, м, \qquad (4.4)$$

де B_{max} – максимальний розмір вікна корпуса у напрямку обертання золотника

5 . Ширина смуги перекривання золотника :

$$K = B_{max} + 0{,}004, м \qquad (4.5)$$

6 . Довжина смуги перекривання золотника :

$$L = Д_з, м. \qquad (4.6)$$

7 . Сила навантаження на опорні підшипники золотника :

$$P_з = Д_з \cdot L \cdot p_{max}, H. \qquad (4.7)$$

8 . Кут перекриття золотника :

$$\varphi = \frac{2 \cdot K}{Д_з}, рад. \qquad (4.8)$$

9 . Кутова швидкість золотника :

$$\omega_з = \frac{1}{2} \cdot \omega, с^{-1}. \qquad (4.9)$$

10 . Зовнішній діаметр корпуса гідророзподільника [19] :

$$R = \frac{Д_з}{2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{вр} + 0{,}4 p_y}{\sigma_{вр} - 1{,}3 p_y}}, м, \qquad (4.10)$$

де p_y – умовний тиск рідини , який перевищує робочий тиск на ≈ 25 % .

11 . Товщина корпусу гідророзподільника :

$$S_{корп} = R - \frac{Д_з}{2}, м. \qquad (4.11)$$

12 . Оптимальний діаметральний зазор між золотниками і корпусом для виключення заклинювання [29] :

$$\delta = 0{,}4 \cdot Д_з + 20, мкм, \qquad (4.12)$$

де $[Д_з]$ = мм .

13 . Оптимальна довжина перекриття до ущільнюючого кільця [29] :

$$l_{опт} = 1970 \cdot \frac{(0.4 \cdot Д_з + 20)^2}{\nu \cdot Д_з \cdot n} \cdot p, \qquad (4.13)$$

де ν - в’язкість робочої рідини , мм^2 / с (10 ... 11 мм^2 / с) ;

n – частота обертання , об / хвл .

14 . Оптимальне витікання гідравлічної рідини :

$$Q_{вит} = 0{,}56 \cdot 10^{-8} \cdot Д_з^2 \cdot (0{,}4 \cdot Д_з + 20) \cdot n, л / хвл. \qquad (4.14)$$

15 . Мінімальні втрати потужності :

$$N_{пот} = 1864 \cdot 10^{-10} \cdot Д_з^2 \cdot (0{,}4 \cdot Д_з + 20) \cdot n \cdot p, квт, \qquad (4.15)$$

де p – тиск зажиму , Мпа .

По приведеній вище методиці визначаються основні конструктивні параметри, а також попередні значення технологічних параметрів ущільнення. Приклади розрахунку віброударних трамбівок за основними параметрами , а також основні параметри ротаційних гідророзподільників для групи насосів наведемо у таблицях 4.2 та 4.3 .

Таблиця 4.2

№ пп	Номінальна подача	Номінальний тиск	Маса трамбовки	Маса ударника, $m_{уд}$ маса ущільн. плити	Площа ущільнюючої плити, F		Жорсткість пружин ударника	Жорсткість пружин плити	Умовна площа циліндра ≥	Ударний імпульс max	Питомий імпульс max	Максимальна глибина активної зони
	$Q_н$	$P_н$	$M_{тр}$	$m_{пл}$	пісок	глина	C_1	C_2	$S_{цил}$			
	$м^3/с/л/хв$	*МПа*	*кг*	*кг*	$м^2$	$м^2$	*Н/м*	*Н/м*	$м^2$	*кг·м/с*	*кг/с·м*	*м*
1.	$1\cdot10^{-3}/60$	10	130	40	0,426	0,148	$6{,}15\cdot10^{5}$	$2{,}2\cdot10^{6}$	$6{,}15\cdot10^{-4}$	65	500	0,46÷0,8
2.	$2\cdot10^{-3}/120$	16	320	90	0,84	0,5	$3{,}65\cdot10^{5}$	$5{,}4\cdot10^{6}$	$5{,}36\cdot10^{-4}$	221	442	0,7÷1,0
3.	$4\cdot10^{-3}/240$	25	980	245	1,44	1,0	$3{,}87\cdot10^{6}$	$1{,}61\cdot10^{7}$	$9{,}3\cdot10^{-4}$	649	649	0,8÷1,5

***Таблиця 4 .* 3**

№ пп	Насос	Подача Q $м^3/с$	Тиск P $МПа$	$d_{тр} \geq$		f_{min}	$d_{розподільн.} \geq$		$d_{золотника}$		K		L		$\varphi°$	$\approx l_{опт}$ $мм$	$\approx \delta$ $мкм$
				нагніт. $м \cdot 10^{-3}$	зливн. $м \cdot 10^{-3}$		нагніт. $м \cdot 10^{-3}$	зливн. $м \cdot 10^{-3}$	1 вар. $м \cdot 10^{-3}$	2 вар. $м \cdot 10^{-3}$	1 вар.	2 вар.	1 вар.	2 вар.			
1.	НШ-10	$0{,}23 \cdot 10^{-3}$	10	7,7	12,2	0,52	6,0	8,6	12,0	8,0	13	10	9	15	61,88	53,6	30
2.	НШ-32	$0{,}76 \cdot 10^{-3}$	10	13,9	21,9	0,92	11,0	15,5	21,0	15,0	20	15	16	27	54,55	52,9	37
3.	НШ-46	$1{,}10 \cdot 10^{-3}$	10	16,7	26,5	1,12	13,3	18,7	25,0	18,0	23	18	19	33	52,72	52,5	40
4.	210.12	$0{,}45 \cdot 10^{-3}$	16	9,0	16,9	0,95	7,6	10,7	14,0	10,0	15	12	11	19	61,80	91,31	32
5.	210.16	$0{,}87 \cdot 10^{-3}$	16	12,6	23,5	1,36	10,5	14,9	20,0	14,0	19	15	15	26	54,43	85,1	36

4.3 Інженерний розрахунок лабораторної гідравлічної віброударної трамбівки.

4.3.1 Вихідні дані до розрахунку.

Вихідними даними до розрахунку є:
-Частота f=50 Гц ударів ущільнюючої плити;
-Номінальний тиск у гідросистемі базової машини $P_н$=10 МПа;
-Номінальна подача гідронасосу базової машини (гідростанції)
-$Q_н = 1 \cdot 10^{-3} м^3/с = 60$ л/хв;
-Амплітуда коливань ударної маси x_1=0,01м.

4.3.2 Конструктивна схеми установки.

Вона складається з корпусу трамбівки 1, гідроциліндру 2, ударної маси 3, пружніх елементів ударної маси 4, пружніх елементів ущільнюючої плити 5, ущільнюючої плити 6, гумових амортизаторів 7 та гідро розподільника 8.

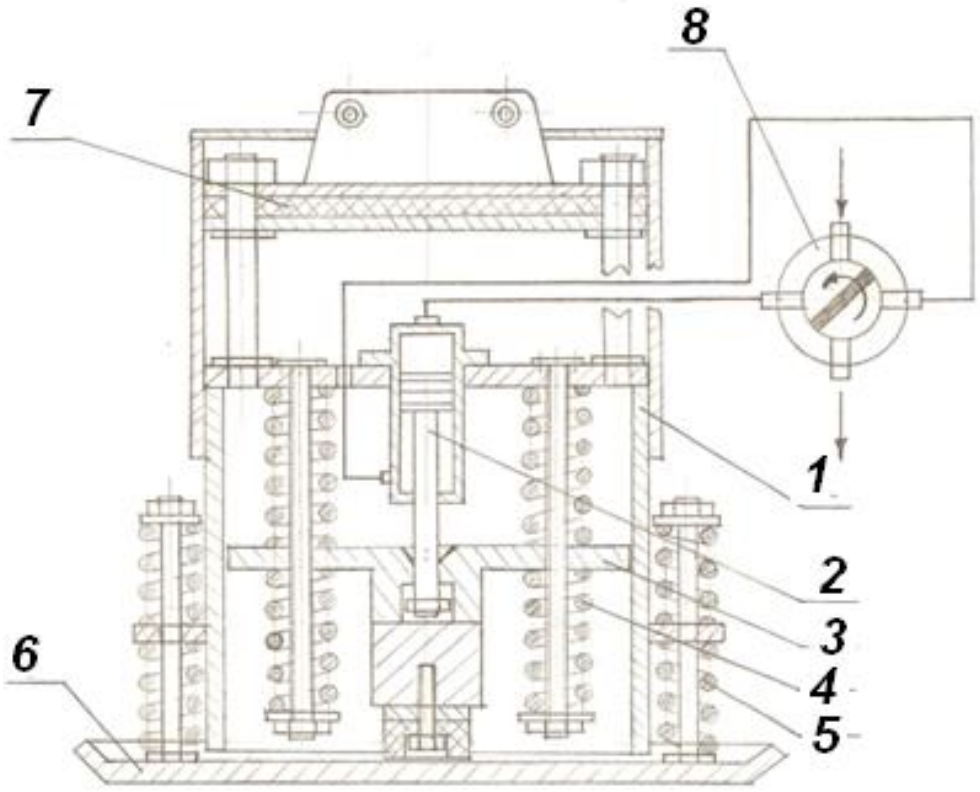


Рис.4.1 – Конструктивна схема гідравлічної віброударної трамбівки.

4.3.3 Порядок роботи машини.

При вмиканні кнопки пуску гідростанції КІ – 1774 її електродвигун починає обертатися і таким чином приводе в дію гідронасос станції, при вмиканні другої і потім третьої позиції розподільника рідина поступає в гідро схему трамбівки, при подачі рідини в гідромотор його вал починає обертатися і з'єднаний крізь муфту з валом золотника гідро розподільника, починає його обертати з частотою 25 Гц, він в свою чергу перекриваючи і відкриваючи при обертанні впускні і випускні вікна розподільника подає робочу рідину в штокову і під штокову порожнину по черзі, визиваючи його коливання, а тим самим коливання ударної маси і ударника, які жорстко закріпленні з штоком гідроциліндра. Тим самим при коливанні ударника з амплітудою 0,01 м він б'є по ущільнюючій плиті передаючи їй свої коливання і визиває вібрацію, яка в свою чергу передається ґрунту і він таким чином ущільнюється.

4.3.4 Розрахунок основних параметрів трамбівки.

Знаходимо час пуску $t_п$ штока з ударною масою:

$$t_п = \frac{\pi}{2\omega} = \frac{3,14}{2 \cdot 314} = 0,0125 \text{ с};$$

Знаходимо середню і максимальну швидкість V поршня:

$$V_{ср} = \frac{x_1}{t_n} = \frac{0,01}{0,0125} = 0,8 \text{ м/с};$$

$$V_{max} = 2 \cdot V_{ср} = 2 \cdot 0,8 = 1,626 \text{ м/с};$$

Визначаємо необхідну розрахункову площу гідравлічного циліндра і умовний діаметр:

$$S_{цил} = \frac{Q_н}{V_{max}} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{1,626} = 6,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$d_{ум} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{цил}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,15 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,027 \text{ м};$$

З умов міцності визначаємо діаметр циліндра реальний і обираємо:

$d_{цил}$=35мм

Знаходимо максимальне прискорення розгону:

$$a = \frac{0,139 \cdot V_{max}^2}{x_1} = \frac{0,139 \cdot 1,262}{0,01} = 22,6 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

Визначаємо орієнтовну силу тертя поршня по стінках циліндра:

$F_{тр} = \pi\, d_{цил} \cdot b(ip_k + p_н)f_1 =$

$3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,004 \cdot (3 \cdot 0,1 \cdot 10^6 + 10 \cdot 10^6) \cdot 0,15 = 1552,416$ Н;

де: $d_{цил}$ = 0,08м – діаметр поверхні тертя; b = 0,004м – ширина кільця;
i = 3 шт. – кількість поршневих кілець;
p_k – тиск кільця на внутрішню поверхню циліндра, Па (0,09…0,1 мПа);
f_1 – коефіцієнт тертя (при розгоні – 0,15).
Визначаємо приведену масу ударника нерівності (Δp≥0):

$$м_{уд} \leq \left(P_н - \frac{F_{тр}}{S_{цил}}\right) \cdot \frac{S_{цил}}{a_1+q} = (10-\frac{1552,4}{6,15\cdot 10^{-4}})\cdot 6,15\cdot 10^{-4}/(22,6+9,81)\leq 41,2 \text{ кг.}$$

Маса ущільнюючої плити:

$$m_{пл}=m_{уд}=41,2 \text{ кг;}$$

Визначаєммасу ударника:

$$m_{уд} = \frac{2(0,5 \cdot P_н)(0,5 \cdot Q_н) \cdot \eta_{г.н}}{f \cdot V_{max}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,42}{50 \cdot 1,626} = 39,71 \text{ кг ;}$$

де: $\eta_{г.н}$ = 0,42 – ККД гідроударних машин.
Визначаємо швидкість ущільнюючої плити після удару ударника:

$$V_н = \frac{m_{пл}(1 + K_в)}{m_{пл} + m_{уд}} \cdot V_{max} = \frac{41,2(1 + 0,32)}{41,2 + 41,2} \cdot 1,626 = 1,05 \text{ м/с;}$$

Визначаємо площу ущільнюючої плити, виходячи з необхідного динамічного тиску під плитою:

$$F_{пл} = \frac{V_н}{[\sigma_0]} \sqrt{\frac{\alpha \cdot E \cdot B_{min} \cdot m_{уд}}{1 - \mu^2}} = \frac{1,05}{0,01} \sqrt{\frac{0,7 \cdot 240 \cdot 0,5 \cdot 41,2}{1 - 0,7^2}} = 0,637 \text{ м}^2;$$

Визначаємо загальну вагу трамбовки і її масу:

$$Q_{тр} \geq [P_{ст}] \cdot F_{пл} = 20 \cdot 63,7 = 1275,3 \text{ Н ;}$$

$$M_{тр} = \frac{Q_{тр}}{q} = \frac{1275,3}{9,81} = 130 \text{ кг ;}$$

Визначаємо верхню масу трамбівки:

$$m_2 = M_{тр} - m_{уд} - m_{пл} = 130 - 41,2 - 41,2 = 47,6 \text{ кг ;}$$

Визначаємо жорсткість пружин ударника:

$$C_1 = \frac{2 \cdot P_н \cdot S_{цил}}{x_{max}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 6,15 \cdot 10^{-4}}{0,01} = 6,15 \cdot 10^5 \text{Н/м;}$$

Визначаємо жорсткість буфера ударника:

$$C_н = 10 \cdot C_1 = 10 \cdot 6,15 \cdot 10^5 = 60 \cdot 10^5 \text{Н/м;}$$

Визначаємо жорсткість пружних елементів ущільнюючої плити:

$$C_2 = \frac{m_{уд} \cdot m_2}{m_{уд} + m_2} \cdot \omega_{max}^2 = \frac{41,2 \cdot 130}{41,2 + 130} \cdot 0,26 = 2,2 \cdot 10^6 \text{ Н/м;}$$

Визначаємо амплітуду коливань ущільнюючої плити у контакті з ґрунтом:

$$x_2 = \frac{V_н}{\sqrt{\frac{E_{пр} \cdot B_{min}}{m_{пл}} \cdot \alpha}} = \frac{1{,}05}{\sqrt{\frac{120 \cdot 0{,}5}{41{,}2} \cdot 0{,}7}} = 0{,}05 \text{ м};$$

де: $E_{пр}$ – приведений модуль пружності мПа, для глини $E_{пр}$=120 мПа.

Максимальна глибина ущільнення:

$$h_{max} = \rho_1 \cdot B_{min} = 0{,}99 \cdot 0{,}5 = 0{,}46 \text{ м};$$

$$h_{max} = \beta_1 \cdot B_{min} = 1{,}6 \cdot 0{,}5 = 0{,}8 \text{ м};$$

Час ущільнення на одному місці:

$$t = \frac{C}{r \cdot n} = \frac{1{,}5 \cdot 10^3}{2{,}5 \cdot 1{,}57} = 0{,}38 \text{ хв};$$

де: $C = 1{,}5 \cdot 10^3$ – кількість повторних прикладених навантажень;

r = 2,5 – коефіцієнт який враховує віброударний режим;

n, кол/хв – частота коливань ударника.

4.3.5 Основні параметри трамбівки.

Основні параметри гідравлічної віброударної трамбівки.

Таблиця 4.4

Номінальна подача, $Q_н$ ($м^3/с$ / л/хв.).	Номінальний тиск, $P_н$ (мПа).	Маса трамбовки, $M_{тр}$ (кг).	Маса ударника, $m_{уд} = m_{пл}$ (кг).	Площа ущільнюючої плити, F ($м^2$).	Жорсткість пружини ударника, C_1 (Н/м).	Жорсткість пружини плити, C_2 (Н/м).	Умовна площа цил., $S_{цил}$ ($м^2$).	Ударний імпульс, (кг·м/с).	Питомий імпульс, (кг/с·м).	Глибина активної зони, (м).
$1 \cdot 10^{-3}/60$	10	130	40	0,426	$6{,}15 \cdot 10^5$	$2{,}2 \cdot 10^6$	$6{,}15 \cdot 10^{-4}$	65	500	0,46…0,8

4.4 Розрахунок основних параметрів ротаційного гідророзподільника пульсаторного типу.

4.4.1 Вихідні дані до розрахунку.

Вихідними даними до розрахунку гідророзподільника є:

Q – подача $1{,}1 \cdot 10^{-3}$ $м^3/с$, 66 л/хв.;

$P_{ноп}$ – тиск у гідросистемі гідростанції 10 мПа;

$V_{пал}$; $V_{т,сл}$ – швидкість протікання рідини в трубопроводах нагнітання і зливу по рекомендаціям СЕВ РС 3644-72; V=4м/с.

4.4.2 Вибір конструктивної схеми розподільника.

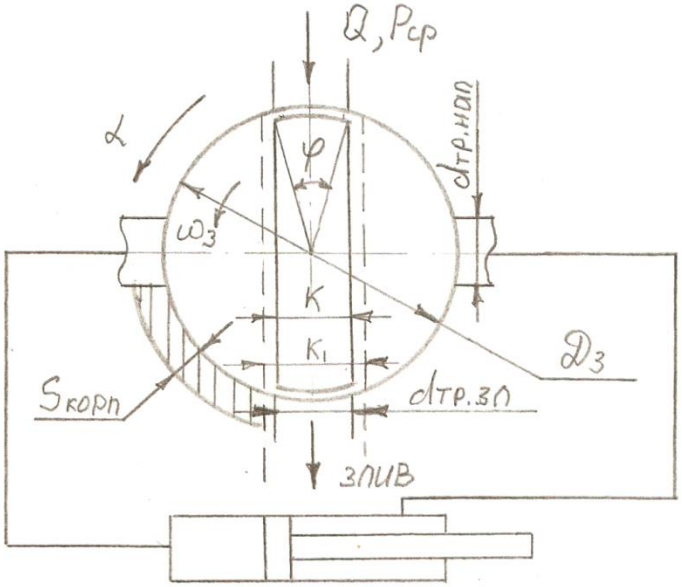


Рис.4.2 – Конструктивна схема розподільника.

4.4.3 Порядок роботи гідророзподільника.

Гідро розподільник працює від гідромотору, вал якого крізь муфту жорстко з'єднаний з валом розподільника. При обертанні вала золотник обертається на півоберта і відкриває вікно напірного трубопроводу в яке з гідросистеми гідростанції попадає робоча рідина і під тиском іде до над штокової порожнини, разом з цим одночасно відкривається зливне вікно і рідини зі штокової порожнини під тиском іде на злив, потім золотник ще на півоберта і дія повторюється з різницею в тому, що рідина іде на злив з над штокової порожнини, а в штокову порожнину з гідросистеми поступає робоча рідина.

4.4.4 Розрахунок параметрів ротаційного гідро розподільника.

Визначаємо внутрішній діаметр нагнітаючих та зливних трубопроводів:

$$d_{тр} \geq 4{,}6\sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6\sqrt{\frac{66}{4}} = 18{,}6\ мм = 1{,}8 \cdot 10^{-2} м;$$

Конструктивно обираємо 20мм = $2 \cdot 10^{-2}$м.

Визначаємо мінімально допустиму товщину стінок трубопроводів:

$$y = \frac{P \cdot d}{2 \cdot \sigma_{вр}} \cdot K_Б = \frac{10 \cdot 20}{2 \cdot 40} \cdot 4 = 10\ мм = 1 \cdot 10^{-2} м;$$

де: $\sigma_{вр}$ =40 кгс/мм^2 межа міцності на розтягування;

$К_Б$ – коефіцієнт безпеки (4…8).

Визначаємо площу вікон розподільника:

$$f = \frac{Q}{1{,}9\sqrt{\Delta P}} = \frac{66}{1{,}9\sqrt{10}} = 11 \text{ мм}^2 = 1{,}1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2;$$

Визначаємо діаметр вікон розподільника:

$$d_{вік} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{1{,}9\pi\sqrt{\Delta P}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 66}{1{,}9 \cdot 3{,}14\sqrt{10}}} = 3{,}8\text{мм} = 0{,}38 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

Конструктивно обираємо 20 мм.

Визначаємо діаметр золотника:

$$Д_з \geq d_{тр} \cdot \sqrt{2} = 20 \cdot \sqrt{2} = 28{,}2 \text{ мм} = 2{,}82 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

Конструктивно приймаємо 50 мм.

Визначаємо розміри золотника:

$$К = d_{в\ няг} = 20 \text{ мм}, 2 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

$$К_1 = d_{в\ зм} = 22 \text{ мм}, 2 \cdot 10^{-2}\text{м}.$$

Визначаємо кут перекриття золотника:

$$\varphi = \frac{2 \cdot d_{в\ няг}}{Д_з} = \frac{2 \cdot 20}{50} = 0{,}8 \text{ рад};$$

Знаходимо кутову швидкість золотника:

$$\omega_з = \frac{1}{2}\omega;$$

$$\omega = 2\pi f;$$

$$\omega_з = \frac{1}{2} \cdot 157 = 78{,}5 \text{ рад/с};$$

$$\omega = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 25 = 157 \text{ рад/с};$$

Знаходимо діаметр корпуса гідророзподільника:

$$R = \frac{Д_з}{2} = \sqrt{\frac{\sigma_{вр} + 0{,}4P_у}{\sigma_{вр} + 1{,}3P_у}} = \frac{50}{2}\sqrt{\frac{40 + 0{,}4 \cdot 12{,}5}{40 - 1{,}3 \cdot 12{,}5}} = 34{,}4 \text{ мм};$$

Конструктивно обираємо 125 мм.

де:

$P_у$ – умовний тиск рідини який перевищує робочий тиск на 25% $P_у$ = 12,5 мПа;

Визначаємо товщину корпусу розподільника:

$$S_{корп} = R - \frac{Д_з}{2} = 34{,}4 - 25 = 9{,}4 \text{ мм} = 0{,}9 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

Конструктивно обираємо 32 мм.

Визначаємо діаметральний зазор між золотником і корпусом для виключення заклинювання:

$$\sigma = 0{,}4 \cdot d + 20 = 0{,}4 \cdot 52 + 20 = 40{,}8 \text{ мкм};$$

Знаходимо оптимальну довжину перекриття:

$$l_{опт} = 1970\frac{(0{,}4 \cdot d + 20)^2}{\upsilon \cdot d \cdot n} = \frac{(0{,}4 \cdot 52 + 20)^2 \cdot 10}{10 \cdot 52 \cdot 1200} = 50 \text{ мм}, 5 \cdot 10^{-2} \text{м};$$

де: P – тиск зажиму 10мПа;

υ – в'язкість масла, (10…12 $мм^2/с$);

n – частота обертання, 1200 об/хв.

Визначаємо оптимальне витікання гідравлічної рідини:

$$Q_{вир} = 0{,}56 \cdot 10^{-8} d^2(0{,}4d + 20) \cdot n =$$

$$= 0{,}56 \cdot 10^{-8} \cdot 52^2(0{,}4 \cdot 52 + 20) \cdot 1200 = 0{,}7413 \text{ л/хв};$$

Визначаємо мінімальні витрати потужності:

$$N_{пот} = 1{,}864 \cdot 10^{-10} d^2(0{,}4 \cdot d + 20) \cdot n \cdot p =$$

$$= 1{,}864 \cdot 10^{-10} \cdot 50^2(0{,}4 \cdot 52 + 20) \cdot 1200 \cdot 10 = 0{,}246 \text{ кВт};$$

4.4.5 Основні параметри ротаційного гідророзподільника.

Основні параметри ротаційного гідро розподільника пульсаторного типу.

Таблиця 4.5

Насос	Подача, Q ($м^3/с$).	Тиск, P (мПа).	Довжина перекриття,$l_{опт}$ (мм).	Діаметральний зазор, δ (мм).	Діаметр трубопроводу, $d_{в\ няг}$ (мм).	Діам..трубопроводу $d_{зм}$ (мм).	Товщина стінок ТР, γ (мм).	Діам. розподільника, R(мм).	Діаметр золотника, $Д_з$ (мм).	Кут перекриття,φ (рад).
НШ-46	0,0011	110	50	40,8	20	22	10	125	50	0,8

4.6 Розрахунки на міцність

4.6.1 Розрахунок гідроциліндра

Вихідні дані:

D=80мм – діаметр циліндра;

d=35мм – діаметр штока;

P=10мПа – тиск на поршень.

Визначаємо мінімальну товщину [δ] стінки гільзи гідроциліндра:

$$\delta = \frac{1{,}25pD}{2[\sigma]} + c = 1{,}25 \cdot 20 \cdot \frac{80}{2} \cdot 150 = 6{,}6\text{мм};$$

Конструктивно обираємо 10мм.

де: с=3…5мм – додаток товщини на розточку та корозію;

[σ]=150мПа.

Визначаємо товщину стінки днища:

$$\delta_{дн} \geq 2 \cdot [\sigma] = 2 \cdot 150 = 30\text{мм} = 3 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

При з'єднані гільзи з головкою на різьбі визначаємо мінімальну довжину перекритої частини різьби:

$$L = \frac{F_0 \cdot 1{,}25}{D[\sigma_{см}]} = \frac{145 \cdot 1{,}25}{80 \cdot 40} = 56\text{мм} = 5{,}6 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

де: $[\sigma_{см}]$=20…40мПа;

$$F_0 = P\frac{\pi D_y^2}{4} = 10\frac{3{,}14 \cdot 4{,}3^2}{4} = 145{,}14\ \text{Н};$$

$$D_y = 1{,}13\sqrt{Q/V} = 1{,}13\sqrt{66/4} = 4{,}3\text{мм} = 0{,}43 \cdot 10^{-2}\text{м};$$

Перевіряємо шток гідроциліндра на міцність і стійкість:

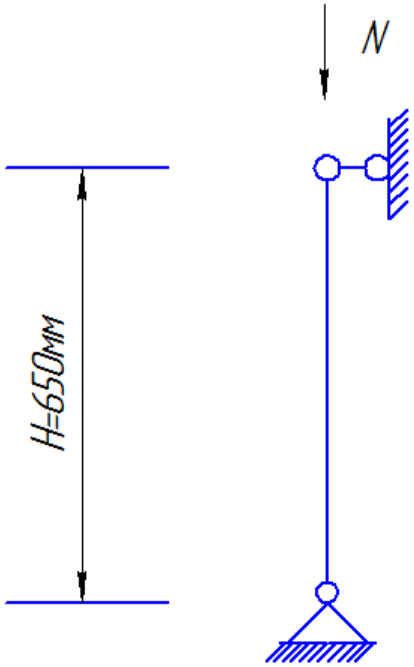


Рис.4.3 – Розрахункова схема штоку гідроциліндру.

Стискаюче зусилля:

$$\sigma = \frac{1000}{9{,}6} = \frac{N}{F} = 104{,}16\frac{кг}{см^2} << [P_{см}] = 1800кг/см^2;$$

де: $F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 35^2}{4} = 9{,}6\text{см};$

$$N = m \cdot d_1 = 40 \cdot 10^2 \cdot 22{,}6 \approx 9810\text{Н} = 1\text{Т};$$

Розраховуємо напруження із вимог стійкості:

$$\sigma = \frac{N}{\varphi F} = \frac{1000}{0{,}5 \cdot 9{,}6} = 2083\ кг/см^2 < [R] = 2100кг/см^2;$$

Обираємо гідроциліндр 1 – 80х160мм МН 2255 – 61.

$D_{цил} = 80мм; d_{штока} = 25мм$;Площа поршня 50,27$см^2$;

Площа штока 19,62$см^2$;

Максимальне розрахункове зусилля на шток:

- на виштовхування 5030 кгс;
- на втягування 3770 кгс.

4.5.2 Розрахунок пальця і проушини.

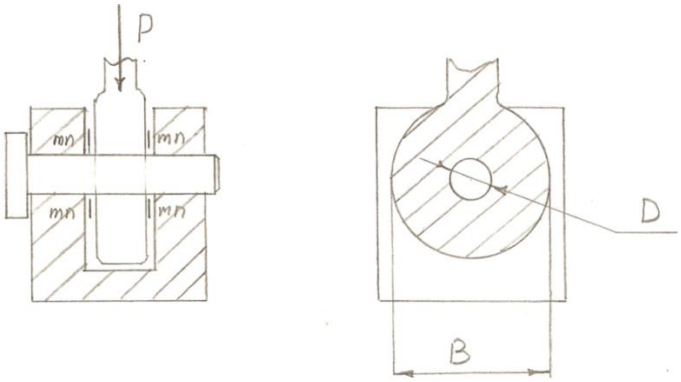


Рис.4.4 – Розрахункова схема.

Вихідні дані:

P = 1т = 9810 Н;

D = 25мм = $2{,}5 \cdot 10^{-2}$м.

Перевірка міцності штиря: штир може зрізатись по двом перетинам, в кожному з яких виникає сила Q=P/2:

$$\tau = \frac{Q}{F} = \frac{P/2}{\pi D^2/4} = \frac{2P}{\pi D^2} = \frac{2 \cdot 1000}{3{,}14 \cdot 2{,}5^2} = 101{,}93\ кг/см^2;$$

$$\tau < [\tau_{зр}] = 1000кг/см^2;$$

Для сталі $[\tau_{зр}] = 1000кг/см^2$.

Перевірка міцності штиря на вигин:

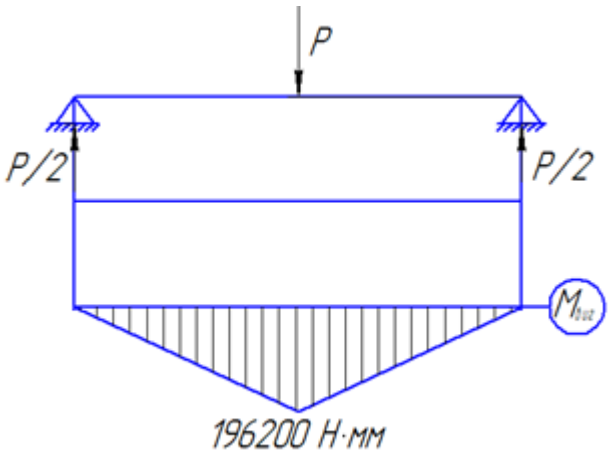


Рис.4.5 – Розрахункова схема.

$$M_{виг} = P\frac{\frac{l}{2}\cdot\frac{l}{2}}{l} = \frac{Pl}{4} = \frac{9810 \cdot 0{,}08}{4} = 196200\ Н \cdot мм;$$

Осьовий момент опору вигину:

$$W = 0{,}1 \cdot d^3 = 0{,}1 \cdot 25^3 = 1562{,}5\ Н \cdot мм;$$

$$\sigma_{виг.max} = \frac{M_{виг}}{W} = \frac{196200}{15625} = 125{,}5\ мПа =$$

$$= 1{,}25 \cdot 10^8 Па < [\sigma_н] = 10^8\ Па;$$

Міцність штиря на вигин забезпечено.

Розрахунок на міцність проушини:

$$\sigma = \frac{P}{0{,}7 \cdot F_{бр}} = \frac{P}{0{,}7 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{1000}{0{,}7 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 25^2}{4}} =$$

$$= 291{,}2\ кг/см^2 < [\sigma] = 550\ кг/см^2;$$

Таким чином міцність проушини забезпечена.

4.5.3 Розрахунок пружин.

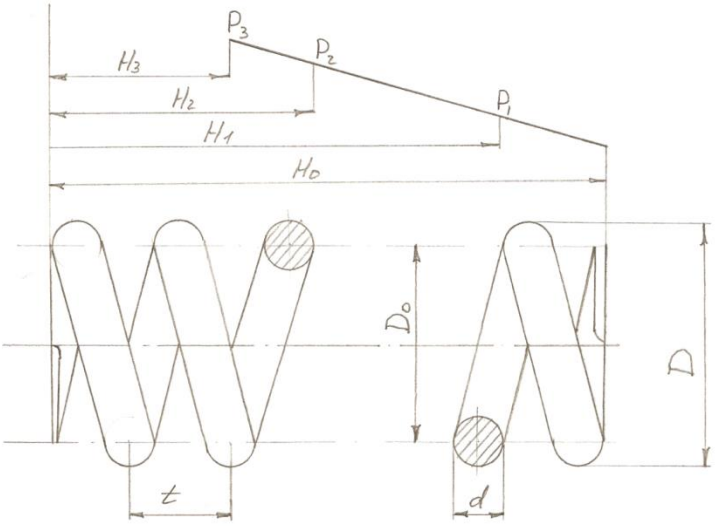


Рис.4.6 – Розрахункова схема.

Призначаємо по умовам роботи трамбівки:

- силу пружини за попередньою деформацією $P_1 = 130$ кгс;
- силу пружини при робочій деформації $P_2 = 210$ кгс;
- зовнішній діаметр пружини D=80мм.

Визначаємо відносний інерційний зазор пружини:

$$\delta = 1 - \frac{P_2}{P_3} = 1 - \frac{210}{250} = 0{,}16;$$

Визначаємо силу пружини при максимальній деформації:

$$P_3 = \frac{P_2}{1-\delta} = \frac{210}{1-0{,}16} = 250 \text{ кгс};$$

Обираємо по таблиці 11-17 [6] показники:

- діаметр проволки d=10мм;
- жорсткість одного витка $z_1 = 29{,}150$ кгс/мм;
- максимальна деформація одного витка $f_3 = 8576$ мм;
- максимальне дотичне напруження при крученні: $\tau_3 = 56$ кг/мм^2;

Визначаємо критичну швидкість пружини:

$$V_{\text{кр}} = \frac{\tau_3(1 - \frac{P_2}{P_3})}{\sqrt{2G\rho}} = \frac{56 \cdot 0{,}16}{3{,}58} = 2{,}5 \text{ м/с};$$

де: $\sqrt{2G\rho} = 3{,}58$;

G – модуль зсуву $8 \cdot 10^3$ кгс/мм^2;

$\rho -$ щільність матеріалу $8 \cdot 10^{-10}$ кгс^2/мм^4;

Визначаємо жорсткість пружини:

$$Z = \frac{P_2 - P_1}{h} = \frac{P_2}{F_2} = \frac{80}{16} = 5 \text{ кгс/мм};$$

де: h=16 – робочий хід.

Визначаємо середній діаметр пружини:

$$D_0 = D - d = 80 - 10 = 70 \text{ мм} = 7 \cdot 10^{-2} \text{м};$$

Знаходимо індекс пружини:

$$C = \frac{D_0}{d} = \frac{70}{10} = 7;$$

Визначаємо попередню деформацію:

$$F_1 = \frac{P_1}{Z} = \frac{130}{5} = 26 \text{ мм} = 2{,}6 \cdot 10^{-2} \text{м};$$

Робоча деформація:

$$F_2 = \frac{P_2}{Z} = \frac{210}{5} = 42 \text{ мм} = 4{,}2 \cdot 10^{-2} \text{м};$$

Знаходимо максимальну деформацію:

$$F_3 = \frac{P_3}{Z} = \frac{250}{5} = 50 \text{ мм} = 5 \cdot 10^{-2} \text{м};$$

Знаходимо висоту пружини при максимальній деформації:

$$M_3 = (n_1 + 1 - n_3)d = (7 + 2) \cdot 10 = 90 \text{ мм} = 9 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

Знаходимо висоту пружини у вільному стані:

$$M_0 = 50 + 90 = 140 \text{ мм} = 0{,}14\text{м};$$

$$M_0 = M_3 + F_3;$$

Знаходимо висоту пружини при попередній деформації:

$$M_1 = 140 - 26 = 114 \text{ мм} = 0{,}114\text{м};$$

$$M_1 = M_0 + F_1;$$

Знаходимо висоту пружини при робочій деформації:

$$M_2 = M_0 - F_2 = 140 - 42 = 98 \text{ мм} = 9{,}8 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

Знаходимо крок пружини:

$$t = f_3 + d = 8{,}576 + 10 = 18{,}5 \text{ мм}; 1{,}85 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

Знаходимо довжину розвернутої пружини:

$$L \approx 3{,}2 D_0 \cdot n_1 = 3{,}2 \cdot 70 \cdot 7 = 1568 \text{ мм} = 1{,}568\text{м};$$

Визначаємо масу пружини:

$$Q = 19{,}25 \cdot 10^{-6} D_0 d^2 n_1 = 19{,}25 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 10^2 \cdot 7 =$$

$$= 943250 \cdot 10^{-6} \text{ кг};$$

Визначаємо об’єм зайнятий пружиною:

$$W = 0{,}758 \cdot D^2 \cdot H_1 = 0{,}758 \cdot 80^2 \cdot 114 = 553036{,}8 \text{ мм}^3;$$

Визначаємо напруження в перетині витків:

$$\tau_{min} = \frac{8 r D_0}{\pi d^3} F_1 = \frac{8 \cdot 1{,}25 \cdot 70}{3{,}14 \cdot 10^3} \cdot 26 = 5{,}7;$$

$$\tau_{max} = \frac{8 r D_0}{\pi d^3} F_2 = \frac{8 \cdot 1{,}25 \cdot 70}{3{,}14 \cdot 10^3} \cdot 42 = 9{,}3;$$

Визначаємо амплітуду і середнє напруження циклу:

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{9{,}3 - 5{,}7}{2} = 1{,}8;$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 7{,}5;$$

Визначаємо запас міцності по дотичним навантаженням:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_u}{K_{\tau d}} + \varphi_\tau \cdot \tau_м} = \frac{400}{\frac{1{,}8}{1} + 0{,}2 \cdot 7{,}5} = 12 > [n_\tau] = 2;$$

Визначаємо запас міцності по змінним навантаженням:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1} - \varphi_\tau - \varepsilon_м}{\tau_a} = \frac{400 - 0{,}2 \cdot 7{,}5}{1{,}8} = 22 > [n_{a\tau}] = 2;$$

де: $К_{\tau d} = 1$ – коефіцієнт масштабного ефекту;
$\varphi_\tau = 0{,}1 \div 0{,}2$ – коефіцієнт асиметрія цикла;
$\tau_{-1} = 400 \div 450$ мПа – для сталей 55С2;60С2А.

Після визначення запасу міцності обираємо пружини 189 – 16 шт. 1 клас; 3 розряд; (ГОСТ 13768 – 68); d=10мм; D=80мм;
- жорсткість одного витка $z_1 = 29{,}150$ кгс/мм;
- сила пружини при максимальній деформації $P_3 = 250$ кгс;
- найбільший прогин одного витка $f_3 = 8{,}576$м;
- матеріал: сталь 60С2А; HRC 46…52.

4.5.4 Розрахунок валу золотника.

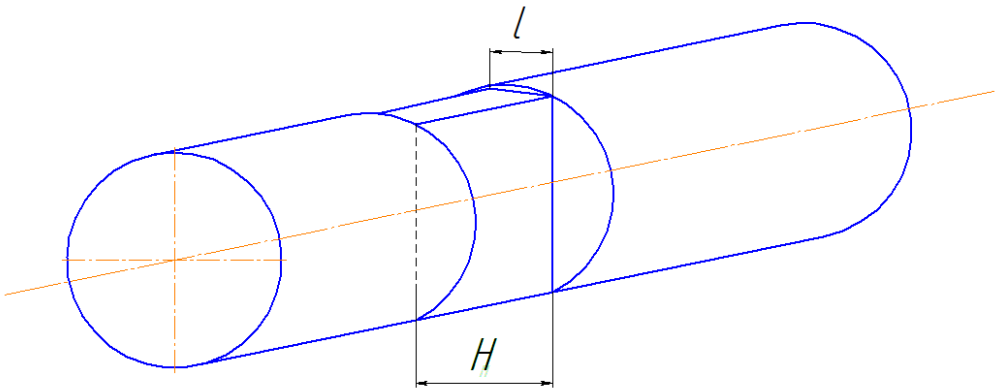


Рис.4.7 – Конструктивна схема.

Вихідні дані:
- Р=10мПа;
- $d_{тр}$=20мм – діаметр трубопроводу;
- d_3=50мм – діаметр золотника.

Знаходимо епюри сил та моментів прикладених до золотника (рис.4.7):

$l=d_{тр}+2=20+2=22$мм;

$h=d_3=50$мм;

$F=50\cdot10^{-3}\cdot22\cdot10^{-3}=1{,}1$ Н;

$P=P_{max}\cdot F=10\cdot10^{6}\cdot11000\cdot10^{-3}=11000$ Н;

$F_{тр}=\rho\cdot f_{т.кач}=11000\cdot10^{3}\cdot0{,}01=110$ Н;

$$М_{кр} = F_т \cdot \frac{d_3}{2} = 110 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 2{,}75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$N_{max} = \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \rho = \frac{3{,}14 \cdot 50^2}{4} \cdot 10 \cdot 10^6 = 39{,}25 \cdot 10^3 H;$$

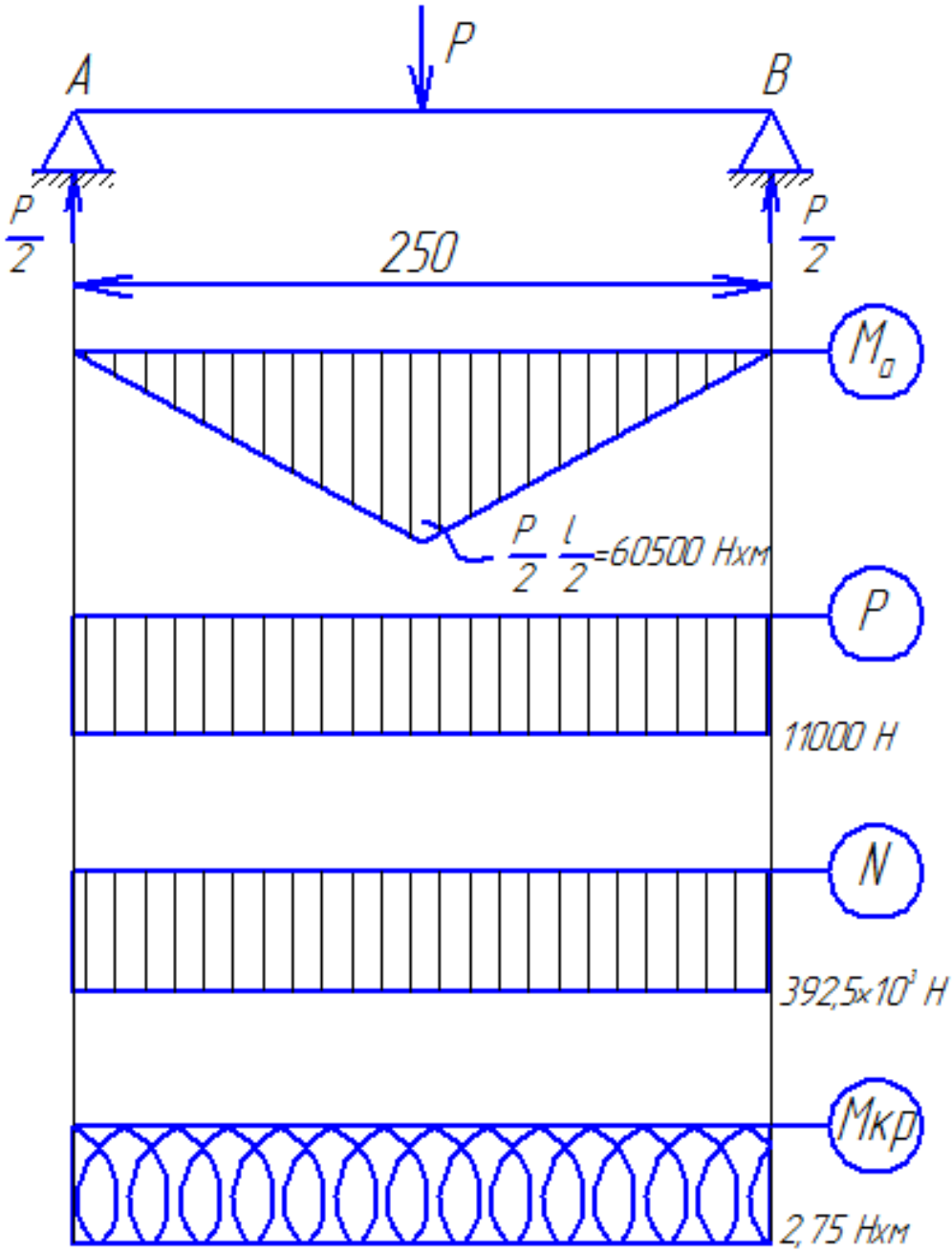


Рис.4.8– Розрахункова схема.

Визначаємо запас міцності валу золотника:

$$S = \frac{S\sigma \cdot S\tau}{\sqrt{S\sigma^2 + S\tau}};$$

по таблиці 8,7[5] визначаємо:

$$\frac{K\sigma}{S\sigma} = 3{,}4 \text{ і } \frac{K\tau}{S\tau} = 2{,}44; \text{ приймаємо } \psi\sigma = 0{,}15;\ \psi\tau = 0{,}1;$$

Знаходимо згинаючий момент:

$$M = P \cdot l = 11000 \cdot 125 = 137 \cdot 10^3 \text{ Н·м}$$

Визначаємо осьовий момент опору:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 125 \cdot 10^3}{32} = 12{,}26 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

Визначаємо амплітуду нормальних напружень:

$$\sigma_V = \sigma_{max} = \frac{M}{W} = \frac{137 \cdot 10^3}{12{,}26 \cdot 10^3} \approx 11 \text{ мПа};\ \sigma_м = 0;$$

Визначаємо полярний момент опору:

$$W_p = 2W = 2 \cdot 12{,}26 \cdot 10^3 = 24{,}52 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

Визначаємо амплітуду та середнє напруження циклу по дотичній напружень:

$$\tau_V = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2Wp} = \frac{2{,}75 \cdot 10^3}{2 \cdot 24{,}52 \cdot 10^3} = 0{,}0056 \text{ мПа};$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K\sigma}{\varepsilon\sigma} \cdot \sigma_V} = \frac{246}{3{,}4 \cdot 11} = 6{,}5;$$

де: при $\sigma_В$=570 мПа для сталі 45;

$\sigma_{-1} = 0{,}43 \cdot 570 = 246$ мПа;

$\tau_{-1} = 0{,}58 \cdot 246 = 142$ мПа;

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K\tau}{\varepsilon\tau} \cdot \tau_V + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{142}{2{,}44 \cdot 0{,}00056 + 0{,}1 \cdot 0{,}0056} = 9{,}9;$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності результуючий:

$$S = \frac{S\sigma \cdot S\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{6{,}5 \cdot 9{,}9}{\sqrt{6{,}5^2 + 9{,}9^2}} = 5{,}43 > [S] = 3{,}3$$

4.5.5 Вибір підшипників.

Обираємо шарикопідшипники радіально-упорні однорядні по ГОСТ 831-75 №35106 (d = 33мм; D = 55мм; B = 13мм; м = 1,5мм; $м_1$ = 0,5мм; l = 15,3кН; C_0 = 8,57кН; Особливо легка серія α = 12°; e = 0,54.

Визначаємо еквівалентну нагрузку підшипника.

$$P=(XVFr+YFa)Kб \cdot Kт;$$

де: V=1 – при обертанні внутрішнього кільця;

Fr – радіальне навантаження;

Fa – осьове навантаження;

Кб=1; Кт=1,05;

$$Fr = \frac{P}{2} = \frac{11000 \cdot 10^3}{2} = 5500 \cdot 10^3\ H;$$

$$F_a = \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot P_{\text{ном}} = \frac{3{,}14 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 10 \cdot 10^3 = 392{,}5 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

Визначаємо коефіцієнт осьового навантаження е, знаходимо через Fr/C_0 та α; е=0,54;

$$\frac{F_r}{C_0} = \frac{5{,}5}{8{,}57} = 0{,}64;$$

Знаходимо X та Y:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{392{,}5 \cdot 10^3}{5500 \cdot 10^3} = 0{,}07 < e = 0{,}54;$$

X=1; Y=0;

Знаходимо еквівалентне навантаження:

$$\text{P} = (1 \cdot 1 \cdot 5500 \cdot 10^3 + 0 \cdot 392{,}5 \cdot 10^3) \cdot 1 \cdot 1{,}05 = 5775 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

Визначаємо номінальний ресурс підшипника:

$$L = (\frac{C}{P})^P = (\frac{15{,}3}{5{,}7})^3 = 17{,}6 \approx 18 \text{ мін. об.};$$

де: p = 3 – показник ступеню для шарикопідшипників.

Визначаємо номінальну довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 17{,}6}{60 \cdot 1200} = 243{,}05 \text{ год.};$$

L_h = 243,05 год. > [h] = 200 год.;

4.5.4 Перевіряємо підшипник по динамічній грузопідє'мності:

$$\text{C}_{\text{теор}} = \text{P}/(\text{C}/\text{P}) = 15{,}2 < [C] = 15{,}3 \text{ кН};$$

Остаточно вибирається підшипник №35106 ГОСТ 831 – 75.

Обираємо масло для підшипника.

Обираємо мастило багатоцільове Литол – 24 ГОСТ 21150 – 75; температура експлуатації від -40° до +130°.

4.5.6 Вибір муфти.

Обираємо муфту фланцеву за величиною розрахункового крутного моменту.

$$\text{T}_\text{р} = k \cdot \text{T}_{\text{ном}} = 3 \cdot 2{,}75 = 8{,}25 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\text{T}_\text{р} = 8{,}25 < [T] = 125\ H \cdot \text{м};$$

де: k – коефіцієнт враховуючий умови експлуатації k=3.

Обираємо муфту фланцеву 30-40-58 по ГОСТ 20761 – 80.

- d = 25мм;
- D = 112мм;
- l = 58мм;
- L = 120мм.

Знаходимо діаметр болтів та їх кількість:

$$d_{\text{болт}} = 0{,}8 \cdot d = 0{,}8 \cdot 25 = 20;$$

Конструктивно обираємо: Z=4 болта; $d_{\text{болт}}$= 18мм.

4.5.7 Вибір шпонки.

Обираємо шпонку по ГОСТ 23360 – 78 з розмірами bxh=8x7; l=32мм; t_1=4,0мм; t_2=3,3мм; фаска Sx45 = 0,16 – 0,25мм.

Перевіряємо шпонку на змиття:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot \text{T}}{25 \cdot l(h - t_1)} = \frac{2 \cdot 2{,}75}{25 \cdot 32(7 - 4)} = 2{,}29 \text{ мПа};$$

$$\sigma_{\text{зм}} < [\sigma_{\text{зм}}] = 100 \text{ мПа}.$$

Перевіряємо шпонку на зріз:

$$\sigma_{\text{др}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]\text{др};$$

$$\sigma_{\text{др}} = 8{,}59 \text{ мПа} < \left[\tau_{\text{зр}}\right] = 60\text{мПа}.$$

Остаточно обираємо шпонку 8x7x32 ГОСТ 23360 – 78.

4.5.8 Розрахунок буфера ударника.

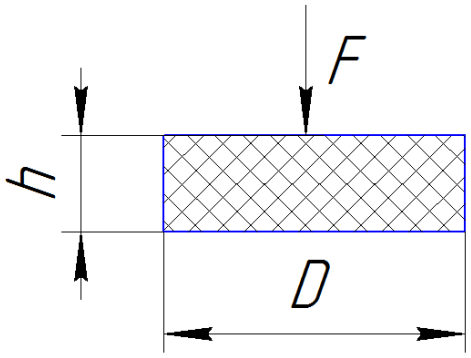


Рис.4.9 – Розрахункова схема буфера.

Визначаємо жорсткість буфера:

$$\text{C}_{\text{б}} = 10 \cdot 2{,}2 \cdot 10^6 = 2{,}2 \cdot 10^7 \text{ Н/м};$$

Знаходимо площу буфера:

$$S \geq \frac{n \cdot F}{[\sigma]} = \frac{3{,}3 \cdot 40 \cdot 22{,}6}{1 \cdot 10^6} = 0{,}0029;$$

де: $F = m_{\text{уд}} \cdot a_1$;

[σ]=1мПа – припустиме динамічне навантаження;

n=3,3 – запас міцності.

Діаметр гумового буфера:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0029}{3{,}14}} = 0{,}06\text{м};$$

Конструктивно обираємо 0,06м.

Знаходимо стискання буфера:

$$x = \frac{F}{C_б} = \frac{9810}{2{,}2 \cdot 10^7} = 0{,}0004\text{м};$$

Знаходимо висоту буфера з рівняння:

$$x = \frac{F \cdot h}{6{,}5 \cdot G \cdot S} => h = \frac{x \cdot 6{,}5 \cdot G \cdot S}{F} =$$

$$= \frac{0{,}0004 \cdot 6{,}5 \cdot 500 \cdot 0{,}0029}{9810} = 0{,}003\text{м};$$

де: G = 500…900мПа – модуль зсуву гуми.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

5.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

В нашій країні справою особливої важливості являється створення здорових і безпечних умов праці. Тому дуже велику роль в поліпшенні цих умов, зокрема у будівництві, відіграє ефективне використання техніки, застосування сучасних методів ведення будівельно-монтажних робіт, які потребують глибокого інженерного підходу до рішення задач по забезпеченню безпеки праці людей на будівельних майданчиках.

Ущільнення ґрунтів вібротрамбовками та іншими механізмами, на жаль, досить небезпечно впливає на людину, тому що супроводжується вібрацією і шумом.

Функціональні порушення, пов'язані з дією вібрації та шуму на машиніста вібротрамбовка, полягають в погіршенні зору, збільшеній втомлюваності, зміні реакції вістібюлярного апарату, головний біль та запаморочення.

Для зменшення впливу вібрації, яка передаватиметься на базову машину, а значить і на водія, на трамбівку, точніше, у місцях кріплення трамбівки до базової машини, передбачається встановлення віброізоляційних амортизаторів. Віброізоляція також встановлюється в місцях кріплення провушин трамбівки до рами. Пропонується встановлення віброізоляційних листів нової форми, що покращить гасіння вібрації за рахунок зменшення площі контактуючих поверхонь.

Успішне вирішення проблеми віброзахисту і зниження шуму можливе тільки на основі комплексного всебічного підходу до цього питання.

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які пов'язані з певними станами об'єкту – трамбівки, наприклад, експлуатація, виготовлення, ремонт, зведемо в таблицю 5.1:

Таблиця 5.1

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів

№ п/п	Фактор	Джерело	Кількісна оцінка	Норматив
1	2	3	4	5
1.	Підвищений рівень вібрації на робочих місцях	Коливання трамбівки	Категорія 3 технологічного процесу типу "В" Рівень віброприскорення, L_a м./с^2, дБ Рівень виброшвидкості,	СН 3044-84 ГОСТ 12.1.012-90 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСТУ 2300-93

			L_v, м/с дБ	

Продовження таблиці 5.1

2.	Підвищений рівень шуму на робочому місці/робочих приміщень	Будівельні машини і обладнання	Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L_p дБа / дБАекв Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку,L_p дБА / дБАекв	ГОСТ 28100-89 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСН 3.3.6.042-99 СН 3223-85 ГОСТ 12.1.003-88 ССБТ ДСТУ 2325-93 ГОСТ 23426-79 ДСН 3.3.6.037-99 СН 3077-84
3.	Недостатній рівень освітленості на робочому місці та в приміщені	Природне і штучне освітлення	КПО,% Нормований рівень освітлення на робочому столі в зоні розташування документів Е, Лк	ДБН В.2.5-28-2006 ГОСТ 12.1.046-85
4.	Опромінювання зварювальною дугою	Зварювальна дуга при виконанні зварювальних робіт		ГОСТ12.2.03-75 ГОСТ17779-72 ГОСТ12.02.010-75
5.	Небезпека ураження електричним струмом, замикання через тіло людини: - промислові;	Будівельні машини і обладнання, електрообладнання і освітлення приміщення та робочих місць Робоче обладнання,	Мережі електроживлення і освітлення Допустимі, U , В F , Гц I , А I, А U, В F, Гц	ГОСТ 12.1.045-84 ВСН 59-88 ГОСТ 12.1.006-84 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДНАОП 0.00-1.21-98 ГОСТ12.1.030-81 ГОСТ

	- атмосферні; - статична електрика	освітлювальні і силові мережі Грозовий розряд, блискавка Будівельні машини і обладнання	U, В N, 1/рік I, А U, В	12.1.019-79 ССБТ ПУЭ,ПТЕ НПАОП 401.-1.21-98 ДНАОП 1.1.10-1.07-01 РД 34.21.122-87
6.	Опіки від розбризкування гарячого металу	Газо- або електрозварювання корпусу або ущільнюючої плити		СНіП III-4-80
7.	Отруєння шкідливими газами	Газо-, електрозварювання		СНіП III-4-80
8.	Пожежна безпека Вибухонебезпека	Коротке замикання електрообладнання будівельних машин та освітлення приміщень. Попадання блискавки. Підвищення температури	Категорія вибухопожежонебезпеки будівель Ступінь вогнетривкості будівель Т, °С	ДБН В.1.1.-7-2002 СН 512-78 СНиП 2.04.09-84 СниП 2.01.02-85 ГОСТ 12.1.004-076 ССБТ НАПБ А.01.001-2004 НАПБ Б.01.004-2000 ДСТУ 22-72-93 ДСТУ 2273-93 ДБНВ.2.5-13-98* СТ СЭВ 383-87

5.1.1 Розрахунок віброізоляції гідравлічної трамбівки.

В інженерній практиці часто приходиться розробляти заходи по зменшенню вібрації на шляхах її розповсюдження від джерела вібрації. Послаблення шкідливих вібрацій можливе: віброізоляцією. Застосуванням віброгасячих основ, динамічних гасників вібрації та вібропоглинанням. Ефективним способом “боротьби” з вібрацією ж віброізоляція разом із віброгасячими основами. Показником ефективності пасивної віброізоляції є коефіцієнт передачі μ, який показує, яка частка динамічної сили, яка збуджується машиною, передається через амортизатори на основу. Тож спробуємо розрахувати віброізоляцію гідравлічної вібротрамбовка. Трамбівка діє на ґрунт, що ущільнюється, з частотою від 20 до 50 Гц. Відповідно, з такою ж самою частотою ці коливання передаються на базовий трактор і на водія. Тому без застосування віброізолюючий амортизаторів не можна обійтись.

На даній машині застосована віброізоляція: в місцях кріплення балок механізму підйому трамбівки до провушин (1), між пальцем і провушиною, в місці кріплення нижньої балки механізму підйому до трамбівки (2), між пальцем та балкою. В середині трамбівки, між рамою та провушинами встановлені три квадратні гумові листи спеціального профілю для поліпшення віброізоляції (3) (Рис.5.1)

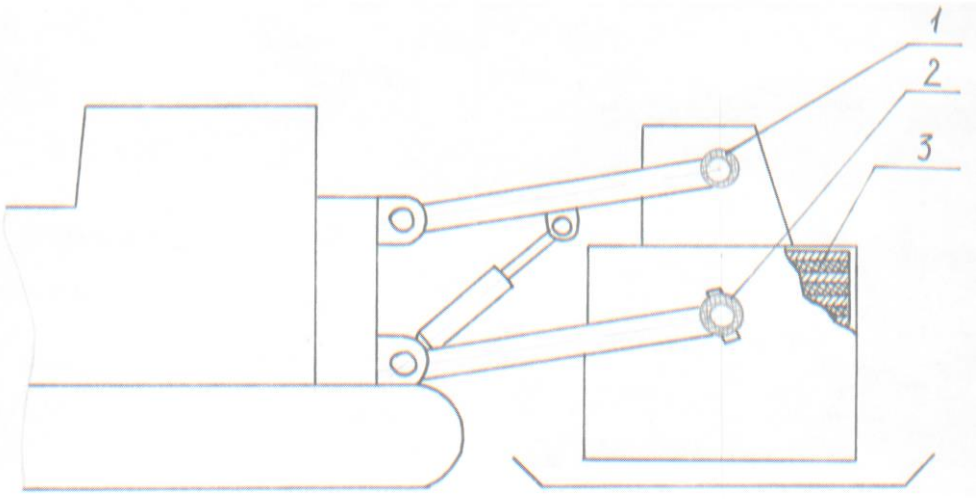


Рис. 5.1. Схема до розрахунку віброізоляції: 1,2,3 – місця встановлення віброізоляції

Припустима середньоквадратична швидкість робочого місця $V_д$ = 0,0015 м/с для частоти коливань f = 20 Гц.

Швидкість ущільнюючої плити вібротрамбовка після удару за розрахунком $V_{пл}$ = 0,528 м/с

Визначимо коефіцієнт передачі для створення на віброізольованій плиті задовільних вібраційних умов:

$\mu = \frac{V_д}{V}$ м/с, де

$V_д$ – допустима середньоквадратична швидкість, м/с;

V – швидкість ущільнюючої плити після удару, м/с

$\mu = \frac{0,0015}{0,528} = 2,84 \cdot 10^{-3}$

Визначаємо основну частоту перекидаючого моменту

$$f_{п.м} = \frac{1,5 \cdot n}{60}$$

$$f_{п.м} = \frac{1,5 \cdot 1200}{60} = 30 \text{ Гц}$$

Визначаємо необхідну власну частоту рами трамбівки і базової машини

$$f_{вл.ч} = \frac{f_{g/v}}{a} = \frac{30}{4,3} = 6,98 \text{ Гц}$$

За СТ СЕВ 2602-80 для власної частоти 6,98 Гц максимальна амплітуда коливань рами базової машини 6,25· 10^{-4} м.

Визначаємо динамічну жорсткість амортизаторів у вертикальному напрямку

$C_Z = m \cdot \varpi^2$, де

m = 3811,5 кг – маса трамбівки;

ω = 2π·f – колова частота коливань, $с^{-1}$

$C_Z = 3811,5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 20)^2 = 2782227$ Н/м

Знаходимо фактор форми амортизатора

$$Ф = \frac{S_н}{S_в} = \frac{D}{4 \cdot l} = 0,5...0,8,$$

де: $S_н$ – навантажена площа амортизатора, $м^2$;

$S_в$ – вільна площа амортизатора, $м^2$;

D – діаметр циліндричного амортизатора, м;

l – товщина гумового шару, м

Статична жорсткість амортизаторів:

$$C_Z^{\Sigma} = \frac{C_Z}{\alpha},$$

де: α – коефіцієнт, α = 1,3;

$$C_Z^{\Sigma} = \frac{2782227}{1{,}3} = 2140175 \text{ Н/м}$$

Амортизатор на направляючій та сума чотирьох амортизаторів – два в провушинах зверху і два у нижніх балках механізму підйому, - працюють послідовно при гасінні коливань.

Зробимо так, що жорсткість перших дорівнює C_1, а інших – $C_2/1{,}5$, тоді

$$\frac{1}{C_Z^{\Sigma}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = \frac{1}{1{,}5C_2} + \frac{1}{C_2} = \frac{2{,}5}{1{,}5C_2}$$

$$C_2 = \frac{2{,}5 \cdot C_Z^{\Sigma}}{1{,}5} = 3566958 \text{ Н/м}$$

$$C_1 = 1{,}5 \cdot 3566958 = 5350437{,}5 \text{ Н/м}$$

Розраховуємо основні розміри амортизатора на направляючій: знайдемо спочатку деформацію амортизатора під впливом ваги машини

$\Delta h = \frac{m \cdot g}{C_2}$, де

m = 3811,5 кг – маса трамбівки;

g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння;

C_2 = 3566958 Н/м – жорсткість амортизаторів у провушинах і балках.

$$\Delta h = \frac{3811{,}5 \cdot 9{,}81}{3566958} = 0{,}01048 \text{ м}$$

Визначимо мінімальну висоту амортизатора:

$$h_{\min} = \frac{\Delta h}{0{,}15}$$

$$h_{\min} = \frac{0{,}01048}{0{,}15} = 0{,}0698 \text{ м} = 0{,}07 \text{ м}$$

Площа поперечного перерізу амортизатора

$A \le \frac{6(G_Z^{\Sigma} \cdot h)}{G \cdot (1 + \Phi^2)}$, де

h = 0,07 м – мінімальна товщина амортизатора;

G = 5·10^5 Па – твердість гуми;

Ф = 0,8 – фактор форми амортизатора

$$A \le \frac{6 \cdot 3566958 \cdot 0{,}07}{5 \cdot 10^5 \cdot (1 + 0{,}8^2)} \le 1{,}827 \text{ м}^2$$

Амортизатор має форму квадрата, тому сторона буде дорівнювати

$a \le \sqrt{A}$

$a \le \sqrt{1{,}827} \le 1{,}35$ м

Приймаємо розміри амортизатора: 1100х1100, висота одного амортизатора 0,05 м.

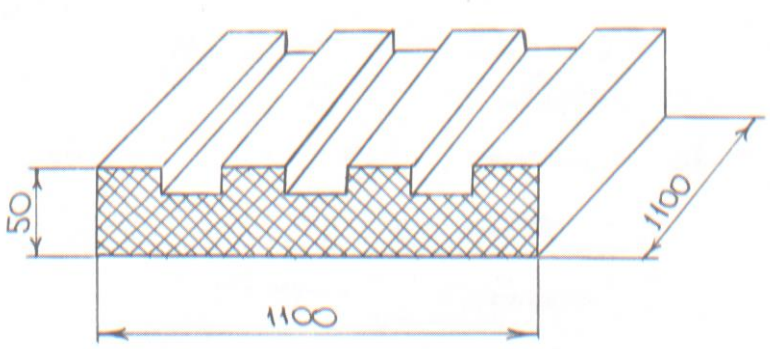


Рисунок 5.2. Схема розмірів розрахованого амортизатора.

Визначимо розміри амортизаторів у провушинах:

C_1 = 5508848 Н/м

На один амортизатор виходить

$C = C_1/4$

$$C = \frac{5350437,5}{4} = 1337610 \text{ Н/м}$$

Деформація одного амортизатора під дією сили ваги

$\Delta h = \frac{m \cdot g}{n \cdot c}$, де

n = 4 – кількість амортизаторів

$$\Delta h = \frac{3811,5 \cdot 9,81}{4 \cdot 1337610} = 6,98 \cdot 10^{3} \text{ м}$$

Мінімальна висота амортизатора:

$$h = \frac{\Delta h}{0,15} = \frac{6,98 \cdot 10^{-3}}{0,15} = 0,047 \text{ м}$$

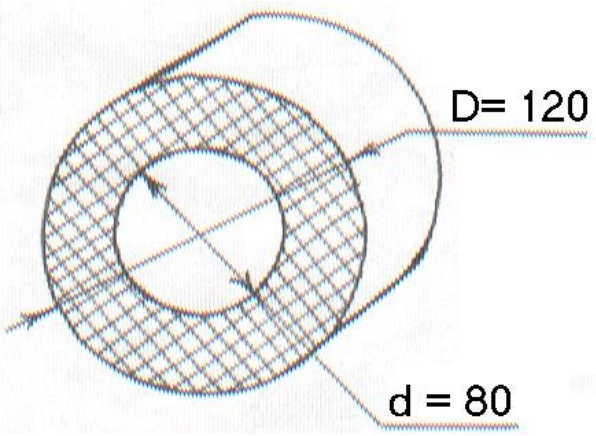


Рисунок 5.3. Схема амортизатора в провушині.

Ширину гумового циліндру приймаємо: b = 45 мм

Таким чином, на основі зроблених розрахунків, можна зробити висновок, що впровадження розрахованих гумових амортизаторів (на каучуковій гумовій основі №3311 з твердістю $5 \cdot 10^5$ Па за ГОСТ263-75) забезпечить необхідну межу частоти, амплітуди та віброшвидкості.

Для ефективної віброізоляції в межах частот близько 20 Гц власна частота коливань пасивної системи повинна бути близько 1 Гц, статичне переміщення сидіння водія досягає 25 мм. Для забезпечення додаткової віброізоляції я пропоную встановити на базову машину віброізоляційне сидіння з дисипативним амортизатором.

5.2 Пожежна безпека

Пожежна безпека - стан об’єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є Конституція, Закон України «Про пожежну безпеку», закони, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

Забезпечення пожежної безпеки — невід'ємна частина державної діяльності щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства та навколишнього середовища. Відповідно до статті 4 Закону України „Про пожежну безпеку" державні органи виконавчої влади та органи самоврядування усіх рівнів в межах своєї компетенції організовують розроблення та впровадження у відповідних галузях і регіонах організаційних і науково-технічних заходів щодо запобігання пожежам та їх гасіння, забезпечення пожежної безпеки населених пунктів і об'єктів.

Пожежна профілактика

Чітке виконання встановленого протипожежного режиму гарантує безпечну експлуатацію промислових підприємств, окремих будівель, споруд, виробничих установок, машин, приладів та апаратів. Цей режим ґрунтується на заздалегідь розроблених правилах та інструкціях, які відповідають умовам роботи виробничого устаткування і технологічному процесу підприємства. Тому всім, хто працює на даному підприємстві, необхідно добре знати, насамперед, технологічний процес виробництва і причини відхилення від нормальних умов роботи устаткування.

Начальники цехів, опоряджувальних дільниць (майстерень, складів тощо) або особи, відповідальні за пожежну безпеку, перш ніж допустити до роботи новоприйнятого працівника, зобов'язані впевнитись у тому, що він пройшов первинний протипожежний інструктаж.

Крім проведених протипожежних інструктажів слід організовувати і проводити пожежно-технічні мінімуми.

Причини пожежі:

1. Несправність електропроводки. Найбільшу небезпеку представляють іскри, які можуть виникнути при поганій ізоляції або короткому замиканні. При попаданні на поверхню із залишками технічних рідин вони можуть призвести до займання.

2. Аварія, в результаті якої порушується цілісність проводки і герметичність різних трубок або ємностей транспорту (екскаватора), у слідстві чого технічні рідини або пальне можуть потрапити на відкриті проводи, вихлопний колектор або розпечені деталі кузова.

3. Куріння водіїв під час заправки транспорту (екскаватора) або за кермом.

4. Використання горючих рідин для видалення бруду з кузова транспорту (екскаватора). У цьому випадку бензинові або спиртові плями можуть спалахнути при нагріванні кузова або попаданні сигаретного бичка.

5. Використання відкритого вогню (паяльної лампи) для прогрівання двигуна взимку.

Пожежа в транспорті (екскаватора) як правило починається непомітно. Від моменту тління до займання може пройти кілька хвилин. Таким чином, до появи характерних ознак (запаху і диму) виявити проблему практично неможливо. За цей час пожежа може досягти розмірів, коли річний вогнегасник виявиться безсилий.

Залежно від причини загорання, час, коли полум'я охопить салон транспорту (екскаватора), може зайняти від декількох секунд до 2-3 хвилин. За 10 хвилин повністю згорає легковий автомобіль. Тому сподіватися на приїзд пожежного розрахунку, особливо, якщо ви знаходитесь далеко від міста, не варто. Єдиний шанс врятувати транспорт - це постаратися самому загасити його. Для цього у машиніста повинен бути під рукою персональний вогнегасник.

Екскаватор, крім металевого кузова, являє собою сукупність різних легкозаймистих рідин і матеріалів та електричну систему, що знаходиться під напругою. Для гасіння пожеж такого роду необхідний спеціальний вогнегасний склад, здатний зупинити процес горіння.

Призначення вогнегасників

Залежно від типу зарядженого вогнегасної речовини вогнегасники використовуються для гасіння пожеж наступних класів:

Класи пожеж:

A - горіння твердих речовин;

B - горіння рідких речовин;

C - горіння газоподібних речовин;

D - горіння металу і металомістких речовин;

E - гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

Таким чином вогнегасник необхідно вибирати той, чий тип відповідає класам пожежі від A до E.

Вогнегасники за видом вогнегасних засобів поділяють на рідинні, вуглекислотні, повітряно-пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, необхідно передбачити вогнегасники вуглекислотного (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8) (рис. 5.4) або порошкового (ОП-1, ОП-10А, ОП-250) типа, виконані по ГОСТ12.4.009-75.

Вогнегасник вуглекислотний (ОУ):

Вогнегасна речовина - діоксид вуглецю. Вуглекислота, потрапляючи на палаючу речовина, охолоджує його і виробляє гасіння.

Переваги:

- випаровуючись, кислота не залишає слідів;
- володіє хорошими діелектричними властивостями;
- не змінює властивостей в процесі зберігання;
- висока проникаюча здатність, навіть у важкодоступні місця.

Недоліки:

- можливість прояву значних теплових напружень в результаті гасіння (дуже сильно охолоджується розтруб, що може викликати опік руки. не рекомендується триматися за розтруб під час гасіння);
- накопичення зарядів статичної електрики (можливий легкий удар струмом);
- можливість токсичної дії вуглекислотних парів на людину;

Вогнегасники вуглекислотні (ОУ):

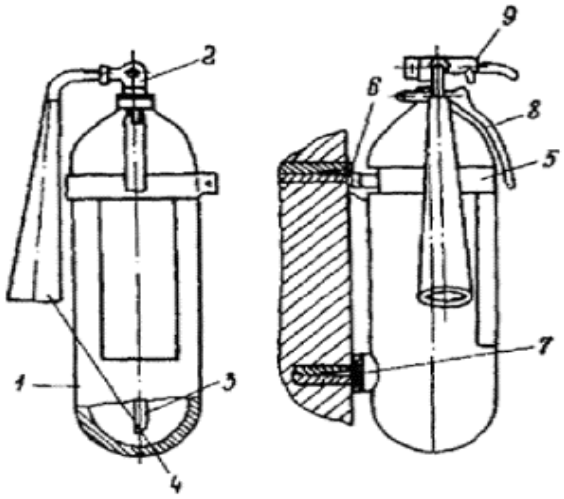


Рис. 5. 4 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)

1- балон; 2 - поворотний розтруб; 3 - опорна головка; 4 - сифона трубка; 5- хомут; 6 - крюк; 7 - упор; 8 - ручка; 9 – чека.

Базова машина повинна бути укомплектована вуглекислотним вогнегасником.

У разі запалення палива на базовій машині необхідно припинити доступ палива до вогнища і гасити полум’я порошковим або вуглекислотним вогнегасником, землею, піском або брезентом.

Забороняється гасити водою палаючі паливно-мастильні матеріали.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Огляд існуючих конструкцій вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей підтвердив доцільність створення тримасових ударно – вібраційних трамбівок та використання гідравлічного виконуючого механізму в якості віброзбуджувача .

Аналіз конструкцій та характеристик цих машин дозволив зробити наступні *висновки щодо тенденцій покращення характеристик машин* , шляхом удосконалення старих та використання нових конструкцій :

6) *збільшення частоти ударів , вібрації* ;

7) *регулювання інтервалів частот* ;

8) *збільшення коливальних мас у принципових схемах* ;

9) *реалізація безвідривних , комбінованих , змінних у часі режимів руху робочих органів* ;

10) *застосування гідромеханічного та гідравлічного приводів , особливо для навісних та причіпних ущільнювачів* ;

11) *зручність керування та обслуговування гідроприводу* ;

12) *використання полічастотного та віброударного режимів* ;

13) *створення самоадаптованих систем .*

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 . Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков . – М . – Л : Машиностроение , 1965 . – 180 с .

2 . Анурьев А. А. Справочник конструктора – машиностроителя : В 3 – х т . , т . 3 – 6 – е издание , перераб . и доп . – М . : Машиностроение , 1982 . – 576 с .

3 . Баладинский В. Л. Динамическое разрушение грунтов . – Киев : Изд – во Ки евского ун – та , 1971 . – 126 с .

4 . Бабков В. Ф. , Андреев О. В. Проектирование автомобильных дорог , ч . 1 . – М . : Машиностроение , 1979 . – 357 с .

5 . Баранов В. Н. , Захаров . Электрогидравлические и гидравлические вибра – ционные механизмы . – М . : Машиностроение , 1977 . – 326 с .

6 . Баранов Ю. А. Создание строительных ударно – вибрационных машин с электромагнитным приводом . Дис … канд . техн . наук . – Киев , КГТУСиА , 1994 . – 150 с .

7 . Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика . – М. : Машинострое – ние , 1972 . – 320 с .

8 . Башта Т. М. , Руднев С. С. , Некрасов Б. Б. и др . Гидравлика , гидравличес – кие машины и гидравлические приводы . – М . : Машиностроение , 1970 . – 504 с .

9 . Башта Т. М. , Зайченко И. З. И др . Объемные гидравлические приврды . – М . : Машиностроение , 1969 . – 628 с .

10 . Бауман В. А. , Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в стро – тельстве . – М . : Высшая школа , 1977 . – 255 с .

11 . Богданович Л. Б. Гидравлические приводы : Учебное пособие для вузов . – Киев : Вища школа , 1980 . – 232 с .

12 . Брон Л. С. , Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных стан – ков и автоматических линий . – М . : Машиностроение , 1974 . – 328 с .

13 . Варсонафьев В. Д. , Кузнецов О. В. Гидравлические вибраторы . Л . : Ма – шиностроение , 1979 . – 144 с .

14 . Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : Спра вочник . – М . : Машиностроение , 1983 . – 301с .

15 . Гавриленко Б. А. , Минин В. А. , Рождественский С. Н. Гидравлический при вод , – М . : Машиностроение , 1968 . – 504 с .

.

16 . Гарнец В. Н. , Човнюк Ю. В. , Дроздович Н. Ю. Вынужденные колебания поверхностного виброуплотнителя : Горные , строительные и дорожные машины . Киев : Техника , – 1985 . – № 38 . – с . 106 – 108 .

17 . Голубева А. И. , Кондаков Н. А. Уплотнения и уплотнительная техника . Справочник . – М . : Машиностроение , 1986 . – 464 с .

18 . Данилов Ю. А. , Кирилловский Ю. Л. , Колпаков Ю. Г. Аппаратура объм – ных гидроприводов . Рабочие процессы и характеристики .– М . : Машиностроение , 1990 . – 272 с .

19 . Зыков Б. Н. Навесное вибротрамбующее оборудование на базе экскаватора ЭО – 2621 // Механизация строительства , 1975 . – № 10 . – с . 24– 25 .

20 . Иванов М. Е. , Матвеев И. Б. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуп – лотняющих машин . – М . : Машиностроение , 1977. – 174 с .

21 . Искович – Лотоцкий Р. Д. , Матвеев И. Б. , Крат В. А. Машины вибрацион – ного и виброударного действия . – Киев , Техника , – 1982 .– 208 с .

22 . Краев М. В. , Овсянников Б. В. , Шапиро А. С. Гидравлические радиальные уплотнения высокооборотных валов . – М . : Машиностроение , 1976. – 104 с .

23 . Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов стро ительных машин . Киев . УМВКО , 1990 . – 168 с .

24 . Ловейкін В. С. , Назаренко І. І. , Свідерській А. Т. Оптимізація гідро привідного механізму машини для ущільнення грунту . Т . IV . – Київ : Видавництво НАУ , 1998 . – С . 239 – 245 .

25 . Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия . – М . : Машиностроение , 1974. – 184 с .

26 . Назаренко І. І. , Прикладні задачі теорії вібраційних систем : Навчальний по сібник . – К . : ІСДО , 1993 . – 216 с .

27 . Назаренко И. И. Определение сил сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадки . В сб . : Горные , строительные и дорожные машины . – К . : Техника , вып . 16 , 1973. – с . 128 – 135 с .

28 . Назаренко И. И. , Гарнец В. Н. Выбор расчетной схемы вибрируемой бетонной смеси . В сб . : Горные , строительные и дорожные машины . – К . : Техника вып . 21 , 1976. – с . 87 – 90 с .

29 . Назаренко И. И. , Свидерский А. Т. и др . Гидравлическая трамбовка . – А . С. 1791533 (СССР) .

30 . Назаренко И. И. К вопросу об учете нагрузок при расчете вибрацыонных машин . Изв . ВУЗов . Строительство и архитектура , вып . 6 . 1981 . – с . 121 – 125 .

31 . Николаев В. М. , Горбанев В. П. Уплотнение и закрепление грунтов в стесненных условиях строительного производства . – М . : Издательство литературы по строительству , 1968 , - 153 с .

32 . Свешников В. К. , Усов А. А. Стпночные гидроприводы . – М . : Машиностроение , 1988. – 512 с .

33 . Федорец В. А. , Педченко М. Н. , Пичко А. Ф. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков . – К . : Вища школа . Головное изд – во , 1987. – 376 с .

34 . Форссблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований . Пер . с англ Гагариной И. В. – М . : Транспорт , 1987 . – 188 с .

35 . Хархута Н. Я. Машины для уплотнения грунтов . – Л . : Машиностроение , 1973. – 176 с .

36 . Хаймович Н. Я. , Васильев Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков – К . – М . : Машгиз , 1959 . – 555 с .

37 . Чубук Ю. Ф. , Назаренко И. И. , Гарнец В. Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей . – К . : Вища школа , 1985 . – 165 С .

38 . Швец В. Б. , Гинзбург Л. К. , Гольдштейн В. М. И др . Справочник по механике и динамике грунтов . – К . : Будівельник , 1987 . – 128 с .