

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка

до бакалаврського кваліфікаційного проєкту на тему:

«РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ
ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ»

08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ

Виконав: студент 4 курсу, групи 1ГМ-206

зі спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки)

Шевчук Н.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц., доцент каф. ГМ

Слабкий А.В.

(прізвище та ініціали)

« » 2024 р.

Рецензент: к.т.н., доц., доцент каф. АТМ

Галушак О.О.

(прізвище та ініціали)

« » 2024 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри ГМ

д.т.н, професор Поліщук Л.К.

« » 2024 Р.

Вінниця ВНТУ– 2024 р

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. Інв.	
Підпис і дата	
Інв. № ориг.	

АНОТАЦІЯ

Бакалаврська кваліфікаційна робота складається з 80 сторінок формату А4, на яких є 23 рисунків, 7 таблиць, список використаних джерел містить 24 найменувань.

У роботі здійснено аналіз відомих конструкцій трамбівок з механічним генератором коливань, базуючись на якому розроблено мобільний змішувач, який має підвищену продуктивність, мобільність та забезпечує автономність. Розроблені креслення згідно, яких можливе виготовлення розробленої конструкції.

Ключові слова: вібрація, конструкція, привод, ущільнення, коливання.

ANNOTATION

The bachelor thesis consists of 80 pages of A4 format, on which there are 9 figures, 6 tables, the list of used sources contains 26 items.

In the work, the analysis of known designs of mixers was carried out, based on which a mobile mixer was developed, which has increased productivity, mobility and provides autonomy. Drawings have been developed according to which it is possible to manufacture the developed structure.

Key words: mixer, construction, drive, concrete, mortar.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л.К.

“12” березня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

НА БАКАЛАВРСЬКИЙ КВАЛІФІКАЦІЙНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

студенту гр. 1ГМ-206 Шевчуку Н.В..

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема бакалаврського кваліфікаційного проєкту: РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ.

керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи Слабкий А.В., к.т.н. доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 11.03. 2024 року №80

2. Строк подання студентом бакалаврського кваліфікаційного проєкту

3. Вихідні дані до бакалаврського кваліфікаційного проєкту 1) Розрахункова глибина при пошаровому ущільненні (пісок / гравій), не менше – 250мм; 2) Номінальна потужність двигуна – 4кВт; 3) Максимальні габаритні розміри вібраційної плити – довжина – 1200 мм, ширина – 600 мм, висота – 1000 мм; 4) Швидкість переміщення, м/с: 14; 5) Частота коливань, Гц – 20.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Вступ; 2) Теоретичний огляд існуючих будівельних вібраційних плит з механічним генеруванням коливань; 3) Висновки з теоретичного огляду та постановка задач проектування; 4) Розробка конструкції будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань; 5) Виконати конструкторські та технологічні розрахунки, що необхідні для побудови вібраційної плити; 6) Розробити заходи з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1) Класифікація вібраційних плит та їх конструктивне виконання; 2) Загальний вигляд будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань; 3) Складальний кресленик генератора механічних коливань

6. Консультанти розділів бакалаврського кваліфікаційного проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
Технічний розділ (основна частина)	Слабкий А.В.	12.03.2024р.	09.06.2024р
Охорона праці, безпека життєдіяльності	Віштак І.В.	06.05.2024р.	24.05.2024р.

7. Дата видачі завдання 12.03.2024

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврського Кваліфікаційного проекту	Термін виконання		Примітка
		початок	закінчення	
1	Теоретичний огляд існуючої конструкції - будівельних вібраційних плит з механічним генератором коливань			
2	Розробка конструкції будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань			
3	Виконання проектних та перевірочних розрахунків конструкції			
4	Розробка графічної частини БКП			
5	Охорона праці			
6	Оформлення текстової та графічної частини проекту			
7	Перевірка на плагіат			
8	Нормоконтроль БКП			
9	Рецензування БКП			
10	Захист БКП			

Студент

(підпис)

Шевчук Н.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Слабкий А.В.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

	ВСТУП.....	3
1	АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ ПЛИТ З МЕХАНІЧНИМИ ГЕНЕРАТОРАМИ КОЛИВАНЬ	5
1.1	Класифікація віброплит	5
1.2	Аналіз теоретичних засад основ ущільнення.....	14
1.3	Способи збудження механічних коливань	21
2	ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ	29
2.1	Опис конструктивної компоновки розробленої конструкції вібраційної плити	29
2.2	Вибір двигуна внутрішнього згоряння	30
2.3	Розробка генератора механічних коливань.....	30
3	КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	32
3.1	Розрахунок основних параметрів віброплити.....	32
3.2	Розрахунок параметрів генератора механічних коливань	34
3.3	Розрахунок потужності приводу вібратора	36
3.4	Тяговий розрахунок віброплити	37
3.5	Розрахунок параметрів пружної підвіски ударної плити.....	39
3.6	Розрахунок зубчастої передачі пружної підвіски ударної плити	41
3.7	Розрахунок клинопасої передачі.....	43
4	ОХОРОНА ПРАЦІ.....	48
4.1	Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта	49
4.2	Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	51
4.3	Виробничі вібрації	54
4.4	Технічні рішення з пожежної безпеки.....	55

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ	Літ.	Арк.	Аркушів			
Розроб.		Шевчук Н.В.									
Перевір.		Слабкий А.В.					1				
Реценз.											
Н. Контр.		Слабкий А.В.									
Затверд.		Поліщук Л.К.									
					ВНТУ гр. 1ГМ-206						

ВИСНОВКИ.....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	58
ДОДАТКИ.....	61
ДОДАТОК А . Технічне завдання	62
ДОДАТОК Б. Ілюстративна частина.....	71
ДОДАТОК В. Специфікації.....	77
ДОДАТОК Г. Протокол перевірки кваліфікаційної роботи наявності текстових запозичень	80

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Безперервне зростання інтенсивності руху автомобільного транспорту вимагає збільшення експлуатаційних характеристик земляного полотна автомобільних доріг та інших насипів інженерного призначення. Високі значення показників цих характеристик таких споруд багато в чому визначаються ретельністю ущільнення їх ґрунтів. Від цього залежить довговічність та працездатність самого земляного полотна, а також зведених на ньому дорожніх споруд: будівель, одягу автомобільних доріг та аеродромів, верхньої будови колії залізничних насипів. Тому операція ущільнення ґрунту у загальному технологічному процесі будівництва є найбільш важливою та відповідальною.

Разом з тим ущільнення є і найдешевшим й тому найпоширенішим методом надання ґрунтів необхідної міцності та стійкості. Витрачені на ущільнення кошти завжди надмірно окупаються, і, навпаки, там, де ця операція була виконана недостатньо ретельно, мають місце величезні збитки.

Один із шляхів підвищення продуктивності та ефективності виробництва ущільнюючих робіт – це розробка більш досконалих ущільнюючих машин, а також визначення раціональних параметрів та режимів роботи таких машин при ущільненні ґрунтів. У будівництві для ущільнення ґрунтів та різних дорожньо-будівельних матеріалів (щебеню, гравію, стабілізованих ґрунтів, шлаку та ін.) все більше застосування знаходять машини вібраційної, віброударної та ударної дії.

У практиці будівництва найбільше застосування для ущільнення ґрунтів у стиснених умовах отримали віброплити. Якість ущільнення конкретного ґрунту в шарі заданої товщини залежить від правильного вибору моделі віброплити, швидкості руху, числа проходів, частоти та сили вібратора, що змушує, та інших параметрів. Недоущільнення веде до численних ушкоджень та деформацій, а отже до непродуктивних витрат людських, матеріальних та енергетичних ресурсів.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Незважаючи на суттєву роботу, проведену в галузі вивчення віброуцільнення, питання подальшого вдосконалення конструкцій віброзбудників, розширення їх функціональних можливостей за рахунок забезпечення можливості регулювання напрямку збуруючої сили, а також визначення їх раціональних параметрів роботи є актуальними й сьогодні.

Метою роботи є розробка будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань з покращеними техніко-економічними показниками.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

- Дослідити проблематику уцільнення матеріалів за допомогою вібраційних машин та здійснити теоретичний огляд існуючих конструкцій будівельних вібраційних плит з механічним генератором механічних коливань;
- Розробити конструкцію будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань за заданими в технічному завданні параметрами;
- Виконати проектні та перевірочні розрахунки, що будуть використанні під час розробки складальних креслень конструкції будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань;
- Запропонувати заходи з охорони праці для безпечної експлуатації розробленої конструкції будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ ПЛИТ З МЕХАНІЧНИМИ ГЕНЕРАТОРАМИ КОЛИВАНЬ

1.1 Класифікація віброплит

Сучасна техніка, що ущільнює, характеризується безперервним підвищенням енергонасиченості при істотному розкіді технологічних параметрів. Тому для експлуатуючих організацій існує проблема визначення моментів переходу від одного режиму роботи до іншого, що характеризується зміною робочої швидкості, що змушує сили та частоти вібрації робочого органу [1 – 3]

Різноманітність властивостей ґрунтів та факторів, що впливають на інтенсивність протікання процесу ущільнення, розширюють можливості вдосконалення техніки, що ущільнює. У той же час саме це різноманіття ускладнює процес ущільнення і призводить до необхідності застосування комплексного підходу, який повинен враховувати всі можливості для адаптації техніки, що ущільнює, до властивостей ґрунтів, що змінюються в процесі обробки.

З'явилися різні способи ущільнення, ефективність кожного з яких безпосередньо залежить від властивостей та стану ґрунту, що ущільнюється. Складність і різноманіття механічних властивостей контактуючих тіл (робочого органу ущільнювача, з одного боку, і ґрунту, що деформується, з іншого) привели до появи різноманітних конструкцій ущільнюючих машин, процес взаємодії яких з ущільнюється середовищем протікає з різним ступенем інтенсивності.

На рисунку 1.1 представлена класифікація машин для ущільнення ґрунту. По силовому впливу на середу розрізняють такі способи: статичний (укатка), вібраційний (динамічний), трамбування і комбінований, що поєднує різні способи.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

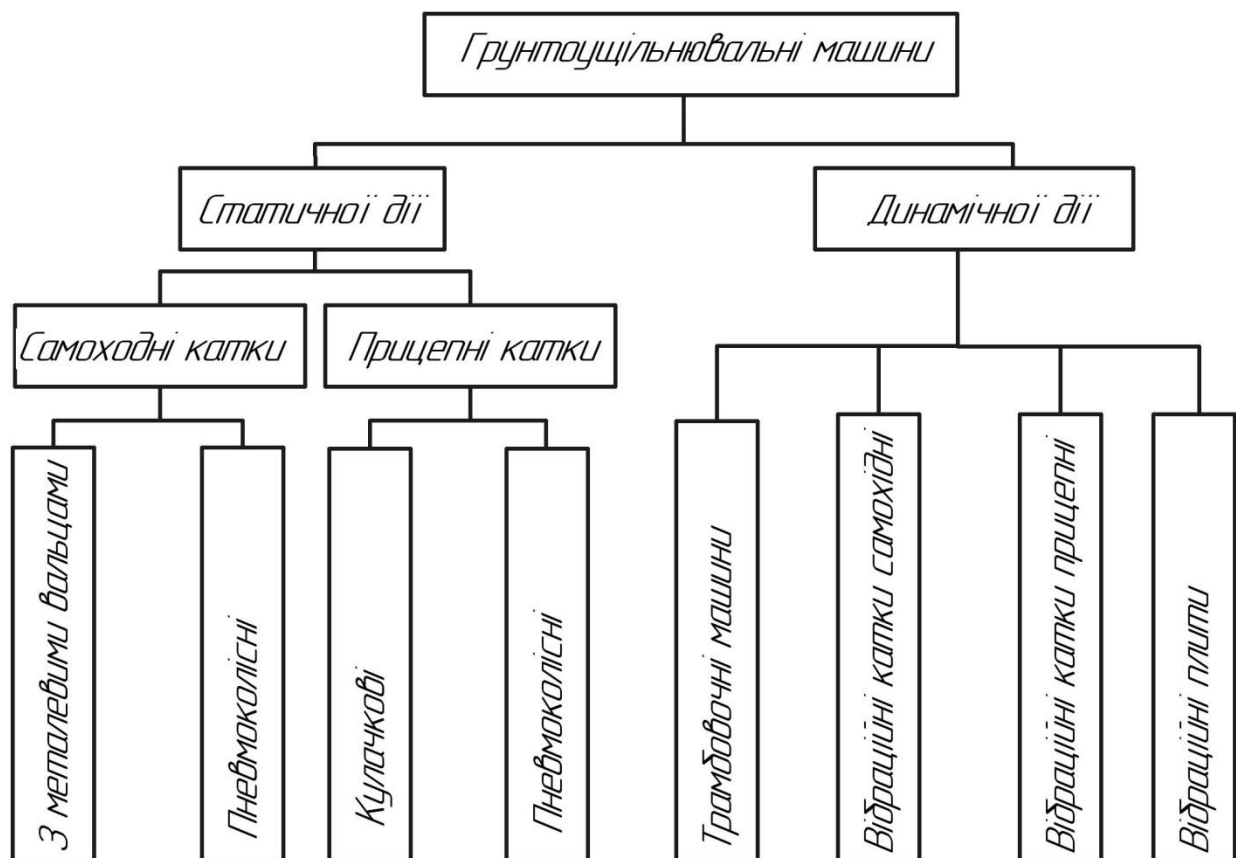


Рисунок 1.1 – Класифікація ущільнювальних машин

Робочі органи ущільнюючих машин виконуються у вигляді: плити плоского та криволінійного профілю; гладких, кулачкових, ребристих, пластинчастих, гратчастих вальців; пневматичних коліс. Ущільнення матеріалу різними суміщеними способами називають комбінованим.

Конкретні умови будівництва земляної споруди (різновид та спосіб відсіпання ґрунту, розміри, тип споруди та вимоги до неї, а також темпи, терміни, пора року та погодні умови) визначають раціональний вибір ущільнюючих засобів.

До найбільш поширених ущільнюючих засобів відносяться дорожні катки, які необхідні в дорожньому, аеродромному, гідротехнічному, промисловому та цивільному будівництві, а також при ремонті та реконструкції об'єктів для пошарового ущільнення зв'язкових і незв'язних ґрунтів, щебених, ґрунтоцементних. Розширена класифікація ущільнювальних машин представлено на рисунку 1.2 [4].

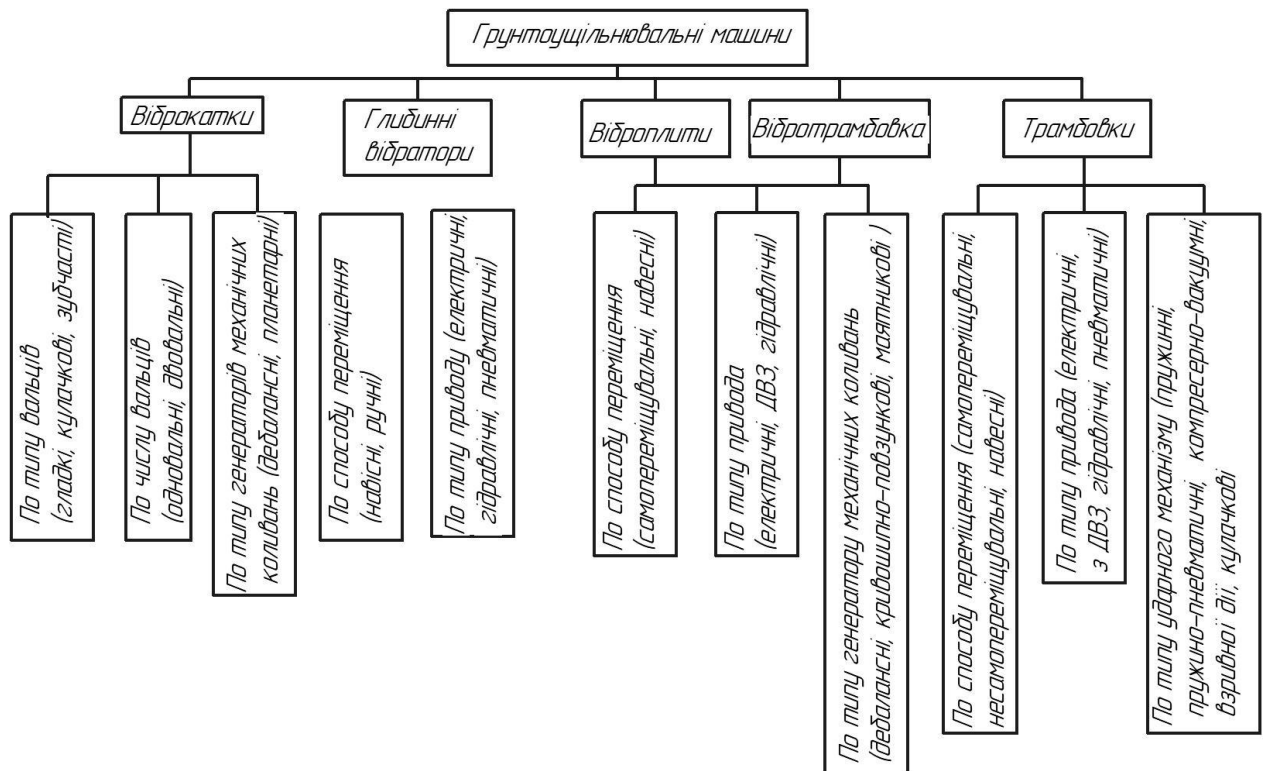


Рисунок 1.2 – Розширена класифікація ущільнювальних машин

З великої різноманітності матеріалів, що підлягають ущільненню котками, і специфічних умов робіт впливає необхідність застосування котків різного призначення, типів і типорозмірів з різними видами робочих органів (з гладкими, кулачковими та ґратчастими металевими вальцями та котків на пневмокошесах). Класифікація дорожніх катків представлена на рисунку 1.3.

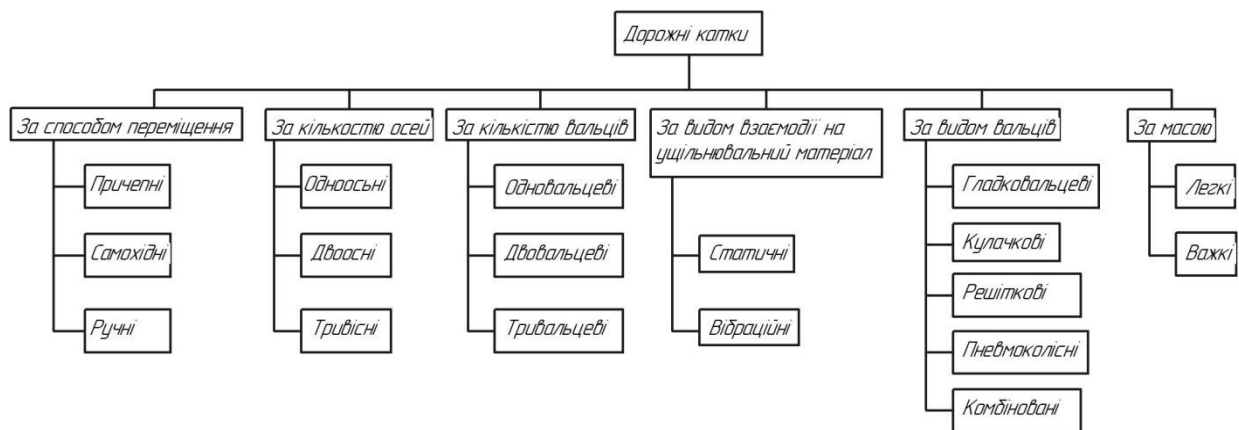


Рисунок 1.3 – Класифікація дорожніх катків

Аналізуючи вище наведені класифікації можна виокремити такі особливості вібраційних катків [2]:

1) За способом переміщення віброплити бувають ручні, причіпні, навісні та самопересуваються.

Віброплити, що самопересуваються, набули широкого поширення завдяки своїй універсальності та широкому спектру застосування. Випускаються із двовальним віброзбудником (рисунок 1.4).



Рисунок 1.4 – Самопересувна вібро плита HONKER C61T

Причіпна віброплита (рисунок 1.5) при роботі буксирується по поверхні, що ущільнюється трактором, а в стиснених умовах може переставлятися за допомогою автомобільного або пневмоколісного крана.

Навісні віброплити (рисунок 1.6) використовують у стиснених, незручних і важкодоступних місцях ведення земляних робіт, де немає необхідного простору для переміщення трамбовок, плит або котків, а також часто використовуються на кранах, екскаваторах або спеціальних машинах.



Рисунок 1.5 – Причіпна віброплита Haener HPS600 [5]



Рисунок 1.6 – Навісна віброплита Ammann ACA 1000

Для пересування ручної віброплити оператору необхідно докладати зусиль, без яких плита не пересуватиметься вперед або назад. Такі віброплити працюють на віброзбуднику з одним валом.

2) За способом пересування самохідні віброплити ділять на поступальні (рисунок 1.7) та реверсивні (рисунок 1.8).

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Віброплити з поступальним рухом мають один обертовий ексцентриковий дебаланс і переміщуються в процесі роботи (ущільнення) тільки в одному напрямку.

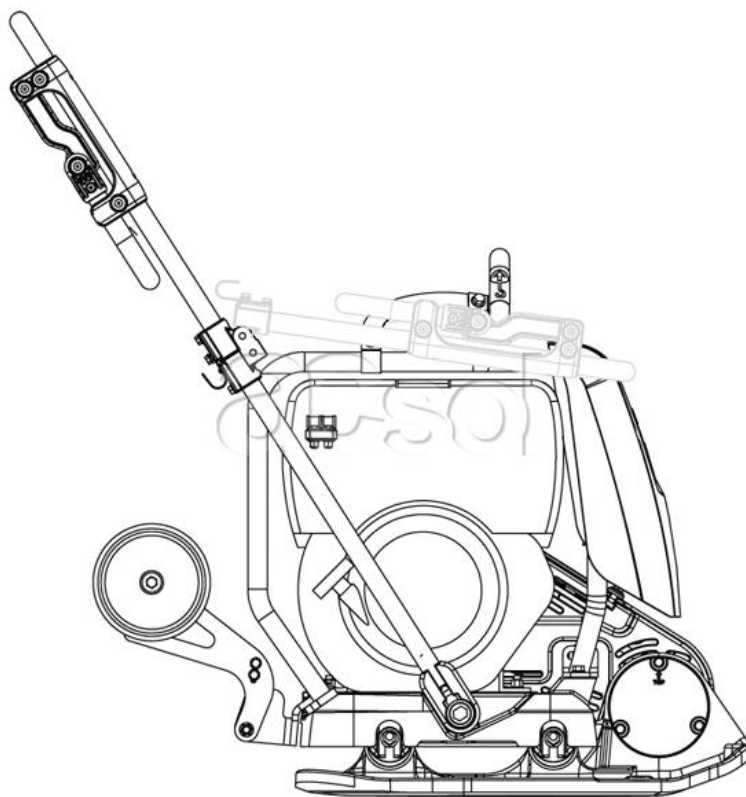


Рисунок 1.7 – Поступальна віброплита Atlas Copco LF 130

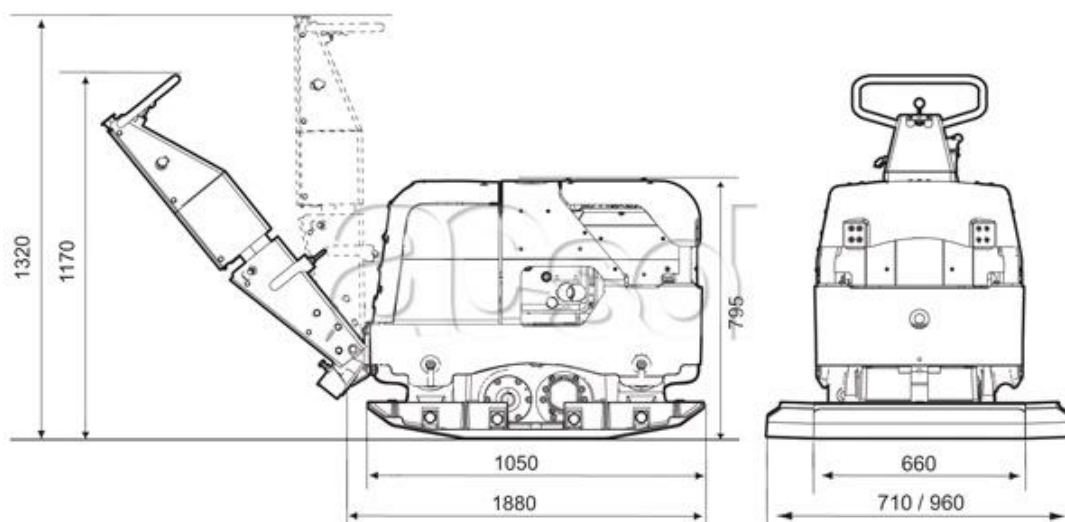


Рисунок 1.8 – Реверсивна віброплита Atlas Copco LH700

Реверсивні віброплити (зі зворотно-поступальним рухом) — мають два ексцентрикові дебаланси, що обертаються, і в процесі роботи можуть переміщатися в різних напрямках. Наявність двох дебалансів дозволяє у ширшому діапазоні керувати роботою віброплити, від вібрації дома до максимального руху вперед чи назад.

Порівняно з віброплитами поступального руху, реверсивні вібраційні плити є більш функціональними та досконалыми механізмами. Вони дозволяють проводити якісне та ефективне ущільнення на місці, без необхідності постійних циклічних переміщень. Реверсивні віброплити особливо ефективні під час роботи на обмежених для маневру ділянках.

3) Віброплити розрізняють за типом двигуна:

а) Бензиновий двигун

Виходячи з цього, найоптимальнішим у цьому випадку є бензиновий двигун. Основні його переваги полягають у його мобільності, невибагливості та наявності достатньої потужності та продуктивності. Віброплита з бензиновим двигуном чудово підійде для ущільнення всіх видів насипів та ґрунтів, а також тротуарної плитки, незалежно від їх обсягів (рисунок 1.9).



Рисунок 1.9 – Бензиновий двигун Honda GX 160

б) Дизельний двигун

Віброплита з дизельним двигуном працює як правило, у запиленних умовах, на паливі низької якості, що викликає поломку ДВЗ. Тому виробники поступово відмовляються від застосування дизельних двигунів на віброплитах

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і воліють виготовляти бензинові віброплити. Виняток мабуть становитимуть реверсивні віброплити вагою 350-500кг. На таких важких віброплитах завжди встановлюють повітряні дизелі, оскільки потужностей бензинових двигунів не вистачає в такому масово-габаритному діапазоні.



Рисунок 1.10 – Дизельний двигун HATZ 1B30

в) Електродвигун (рисунок 1.11)

Характеризуються малою вагою (до 100 кг) та обмеженою функціональністю. Використовуються головним чином в сільському господарстві та ландшафтному дизайні (тобто там, де не потрібно високий рівень ущільнення матеріалу). Позитивною характеристикою такого агрегату можна назвати низький рівень шуму. Під час роботи, трамбуючи пісок, немає викиду токсичних речовин, не утворюються продукти горіння. Однак цей пристрій споживає велику кількість електричної енергії, його важко назвати портативним через великі габарити.

4) Розрізняють віброплити з ручним та дистанційним керуванням.

Ручне керування передбачає управління пристроєм за допомогою механічного впливу на ручку оператора і управляється безпосередньо оператором.



Рисунок 1.11 – Електрична віброплита 3-324 [6]

Дистанційне керування на відстані здійснюється за допомогою радіопередаючого, лазерного або інфрачервоного пристрою (рисунок 1.12). Зручно працювати в обмежених просторах. Дані моделі дозволяють укладати шари засипки значно більшої товщини, ніж ручна віброплита, при цьому маневрують так само просто, легко об'їжджаючи кришки люків та інші перешкоди.



Рисунок 1.12 – Віброплита з дистанційним керуванням Wacker Neuson DPU80r

Звивисті ділянки, для обробки яких котку довелося б довго маневрувати, ущільнюються в найкоротші терміни. Завдяки меншій, в порівнянні з ковзанками, вагою, можливе застосування в тих місцях, де статичне

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк. 13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаження має бути обмежене: на мостах, у центрі міста, у будинках, що є історичними пам'ятниками, або на особливих ґрунтах, наприклад, щебінь залізничного полотна. Пристрої з дистанційним керуванням забезпечують найвищий рівень комфорту для оператора. За рахунок дотримання дистанції до ущільнюючого пристрою, він захищений від навантажень, пов'язаних з вібрацією рукоятки, а також з пилом, відпрацьованими газами та шумом.

5) За експлуатаційною масою віброплити поділяють на:

Легкі – до 85 кг;

Універсальні – 85-100 кг;

Середньоважкі – 100-140 кг;

Важкі – понад 200 кг.

1.2 Аналіз теоретичних засад основ ущільнення

Основною метою ущільнення ґрунту є створення компактної та міцної структури, здатної надалі активно чинити опір погодно-кліматичним впливам, які мають місце під час експлуатації земляних споруд. Ущільнення ґрунту відбувається за рахунок більш щільного укладання мінеральних частинок та їх агрегатів в результаті витіснення повітря з пір ґрунту під час його деформування під навантаженням.

Ефективність ущільнення насамперед залежить від величини контактного тиску робочого органу машини, що ущільнює. При малих контактних тисках немає потрібного деформування і ущільнення ґрунту. При надмірно більшому тиску спостерігається його випирання з-під робочого органу без ущільнення. Отже, найбільш вигідним з точки зору максимальної реалізації механічної енергії буде таке ущільнення, коли контактні тиски наближаються до межі міцності ґрунту s_p , але не перевершують його [1, 3].

Межа міцності ґрунту залежить від його виду та стану, а також від деяких параметрів машин. Найбільшу міцність мають ґрунти, що містять 10 – 12% глинистих частинок, тобто. ґрунти, близькі за своїм складом до

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оптимальних сумішей. Межа міцності зв'язкових ґрунтів із зменшенням вологості безперервно зростає.

Підвищення щільності зв'язкових ґрунтів $g_{\max}$ 0,8 до 1 веде до збільшення межі міцності у 2 – 3 рази та більше.

Певний вплив на межі міцності надають розміри органу, що ущільнює, але оскільки ця залежність носить загасаючий характер у тих межах, які мають місце для реальних ущільнюючих машин, цим впливом можна знехтувати.

Швидкість навантаження також впливає на межі міцності ґрунтів, у зв'язку з чим їх значення для випадку вимоги вищі, ніж при укочуванні.

Для орієнтовного визначення проділу міцності ґрунту при ущільненні тією чи іншою машиною можна скористатися таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Межі міцності ґрунтів при ударному та віброударному навантаженні жорстким штампом діаметром 0,2 – 1,2 м

Ґрунт	Межа міцності ґрунтів при оптимальній вологості та при щільності (в полях від максимальної стандартної), кН/м ²					
	85	90	92-93	95	98	100
Малозв'язний (піщаний, супіщаний, пілуватий)	150-200	250-300	350-400	450-500	600-700	800-1000
Середній зв'язності (суглинистий)	300-400	600-700	800-900	1000-1100	1300-1400	1600-1700
Високого ступеня зв'язності (важкосуглинистий)	400-600	900-1100	1200-1300	1500-1600	1800-2000	2500-2700
Дуже зв'язковий (глинистий)	700-800	1300-1500	1700-1800	2000-2200	2600-2800	3000-3500

Контактні тиски робочих органів ущільнюючих машин зазвичай приймають такими, щоб не перевищувати меж міцності ґрунту, що ущільнюється.

Якщо контактні тиски робочих органів машин будуть нижче $0,9s_p$, недолік у напрузі певною мірою може бути компенсований збільшенням часу застосування навантаження чи циклів навантажень.

Примітка. Під межею міцності ґрунту розуміється такий контактний тиск штампу, у якому закінчується розвиток деформації ґрунту рахунок зміни обсягу і починається її без зміни останнього, тобто. в основному за рахунок пластичних зрушень.

Однак величина такої компенсації незначна, і кожному значення контактного тиску відповідає певне граничне значення щільності ґрунту в активній зоні. Ці граничні значення щільностей такі:

коефіцієнт ущільнення: 0,9; 0,95; 0,98; 1

максимальний тиск у частках від s_p : 0,2 – 0,3; 0,3 – 0,4; 0,6–0,7; 0,8–0,9

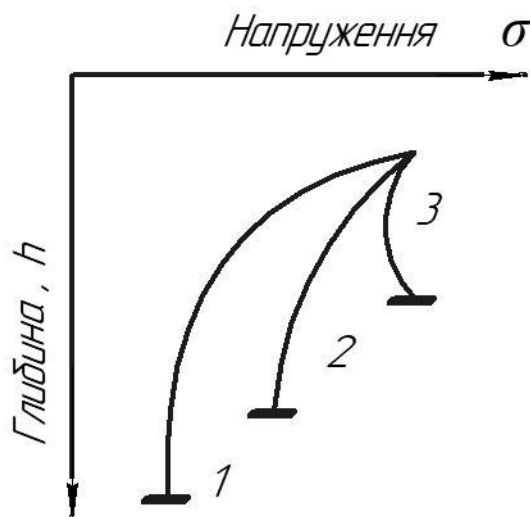
Найбільш вигідним є ущільнення ґрунту в режимі, коли контактні тиски близькі до межі міцності ґрунту та становлять $(0,9 - 1) s_p$. При цьому забезпечується найкраща рівномірність ущільнення по всій глибині шару та граничне зміцнення структури ґрунту.

У деяких випадках пошарове ущільнення пухкого ґрунту краще вести двома машинами, що ущільнюють: спочатку легкою, а потім більш важкою. Окрім підвищення ступеня ущільнення, подібний захід дає і суто економічний ефект. У зв'язку зі зниженням потрібної кількості проходів ущільнюючих машин вартість одиниці об'єму ущільненого ґрунту буде на 20 – 30% меншою.

При застосуванні для ущільнення пухкого ґрунту відразу важких машин можуть відбуватися періодичні руйнування його структури з хвилеутворенням при укочуванні та випором ґрунту в сторони при трамбуванні. Попереднього ущільнення ґрунту не потрібно, якщо його початкова щільність перевищує $0,9g_{\max}$ що має місце при відсипанні ґрунту скреперами та важкими автосамоскидами за спеціально розробленою схемою.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гранична глибина ущільнюючої дії навантаження становить $(3-3,5)d_{ш}$, де $d_{ш}$ – діаметр штампу, що передає навантаження. При ущільненні пухкого ґрунту товщина шару, що відсипається, завжди повинна бути менше цієї величини. Оскільки ґрунт відсипається на вже ущільнену основу, його жорсткість впливає на ущільнюваність пухкого шару, і тим більшою мірою, чим менша його товщина. Наявність жорсткого нижнього шару викликає вирівнювання напруг по висоті шару і, за певної його товщини, напруги на поверхні і підшві шару від робочого навантаження практично стають однаковими (рисунок 1.13). У цьому випадку весь шар ґрунту перебуватиме в зоні рівномірного ущільнення.



1 – у напівпросторі; 2, 3 – у шарі, що ущільнюється

Рисунок 1.13 – Розподіл напруг у ґрунті по глибині від навантаження

При деформуванні ґрунтового напівпростору зона рівномірного ущільнення на 10 – 20% менше. Зона рівномірного ущільнення ґрунту від робочого навантаження зазвичай називається активною, а її величина – глибиною активної зони. В активній зоні реалізується до 80 – 90% всієї незворотної деформації ґрунту. Розмір активної зони близька до $2d_{ш}$. При інших рівних факторах глибина активної зони залежить від величини

контактних тисків (рисунок 1.14), вологості та виду ґрунту. Так, у зв'язкових ґрунтах величина активної зони на 20 – 25% нижча, ніж у незв'язних.

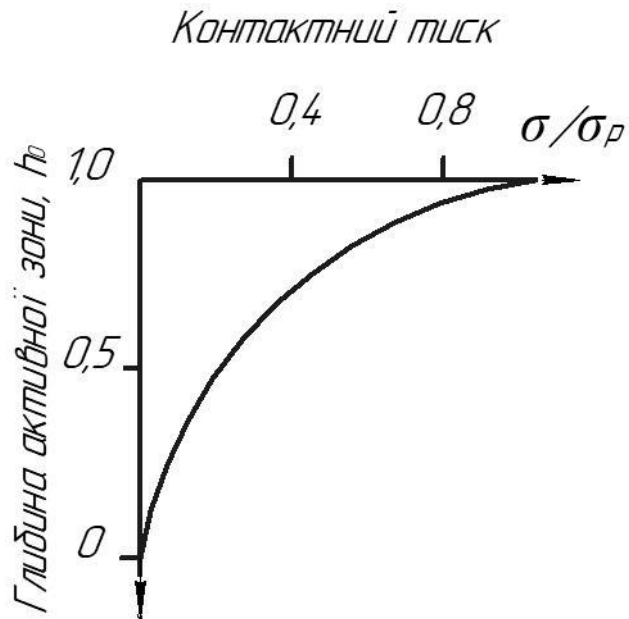


Рисунок 1.14 – Залежність контактного тиску від глибини активної зони

Розрахунок глибини активної зони можна проводити за формулою Н.Я. Хархути:

$$h_0 = \alpha B_{\min} \frac{W}{W_0} \left(1 - e^{-\beta \frac{\sigma_0}{\sigma_p}} \right), \quad (1.1)$$

де $B_{\min}$ – мінімальний поперечний переріз поверхні контакту робочого органу з ґрунтом;

σ_0, σ_p – відповідно контактний тиск та межа міцності ґрунту.

Ця залежність зазвичай використовується для розрахунку оптимальної товщини шару при ущільненні ґрунту різними механізмами. Оптимальною товщиною шару ґрунту при його ущільненні вважається та величина, при якій необхідна щільність ґрунту досягається при мінімальній витраті механічної роботи, а продуктивність машини максимальна і визначається глибиною активної зони. У цьому випадку, коли необхідна щільність ґрунту не

перевищує $0,95g_{\text{макс}}$, оптимальна товщина шару може бути прийнята рівною глибиною активної зони.

Більш висока щільність ґрунту ($0,98-1g_{\text{макс}}$) може бути досягнута звичайними ущільнювальними засобами лише за вологості, близької до оптимальної. При цьому необхідно зробити або втричі більше проходів, ніж при ущільненні ґрунту до $0,95g_{\text{макс}}$, або зменшити товщину шару, що відсипається. Найбільш доцільно приймати її в 1,5-2 рази менше за глибину активної зони, оскільки необхідна кількість проходів при цьому збільшується тільки на 20-30%.

Зменшувати товщину шару, що відсипається, доцільно також при зниженій вологості ґрунту.

У таблиці 1.2 наведені граничні щільності ґрунтів зі зниженими вологостями, які можуть бути досягнуті шляхом підвищення контактного тиску ущільнюючих машин.

Таблиця 1.2 – Граничні щільності ґрунтів із зниженими вологостями

Вологість ґрунту	Щільність, що гранично досягається $K = g/g_{\text{макс}}$	Контактний тиск	
		для досягнення граничної щільності	для досягнення щільності $g_{\text{макс}}$
1	1	1	1
0,95	1,04	2	1,2
0,85	1,09	5	1,5
0,83	1,1	5,5	1,6
0,8	1,12	7	1,8
0,77	1,13	7,5	1,9

В таблиці 1.2 за одиницю контактних тисків прийнятий відповідний оптимальної вологості межа міцності ґрунту σ_p .

Ущільнення сухих ґрунтів до високих значень щільності найдоцільніше вести у південних районах нашої країни, де глибина сезонного промерзання незначна, а умови зволоження земляної споруди сприятливі. В цьому випадку щільність і висока міцність ґрунту залишаються стабільними на довгий період і земляна споруда є гарною основою для важких інженерних конструкцій, зведених на ній.

Певне впливом геть структурні властивості ґрунту надає швидкість руху ущільнюючих механізмів. З підвищенням швидкості укочення з 1,5 до 8 км/год на 20-30% знижується модуль деформації ґрунту, в той час як щільність його істотно не змінюється. до 3 км/год), а проміжні проходи – на великій швидкості (до 12 – 15 км/год). Якщо до ґрунтів прикладати через штамп навантаження, що повторюються, з постійним контактним тиском і при одній і тій же швидкості зміни цього тиску, то накопичена сумарна деформація виявляється прямо пропорційною до логарифму числа додатків навантаження. Необоротну деформацію ϵ_c , що утворилася через n циклів програми навантаження, можна знайти як [7]

$$\epsilon_c = e_l(\kappa \ln n + 1), \quad (1.2)$$

де e_l – незворотна деформації, що розвивається за першого навантаження;

ϵ_c – накопичена, сумарна необоротна деформація;

κ – коефіцієнт інтенсивності накопичення деформацій;

n – число навантаження.

Накопичення пластичної деформації ґрунту пов'язане з кількістю прикладеного навантаження наступною залежністю, яка представлена на рисунку 1.15.

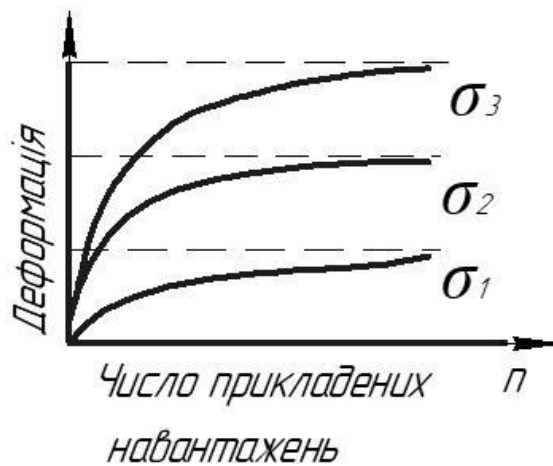


Рисунок 1.15 – Зміна деформації ґрунту залежно від кількості числа навантаження

Звідси за початковою та необхідною щільністю можна визначити необхідну кількість навантажень. Але у зв'язку з невизначеністю та чутливістю розрахункового методу його необхідно перевіряти пробним ущільненням ґрунту у польових умовах.

1.3 Способи збудження механічних коливань

Коливання динамічних систем можуть збуджуватись:

а) зовнішніми, тобто не залежними від стану системи силами $F(t)$ або моментами $M(t)$, прикладеними до інерційних елементів (силове збудження коливань);

б) не залежними від стану системи лінійними $x(t)$ або кутовими $\psi(t)$ переміщеннями (абсолютними і відносними) окремих елементів і точок, або сукупність точок системи (кінематичне збудження коливань);

в) не залежними від стану системи змінами параметрів системи, наприклад, маси $m(t)$, моменту інерції $J(t)$, коефіцієнта жорсткості $c(t)$ (параметричне збудження коливань);

г) в деяких нелінійних системах при наявності постійного (неколивального) джерела енергії (самозбуджуванні або автоколивання).

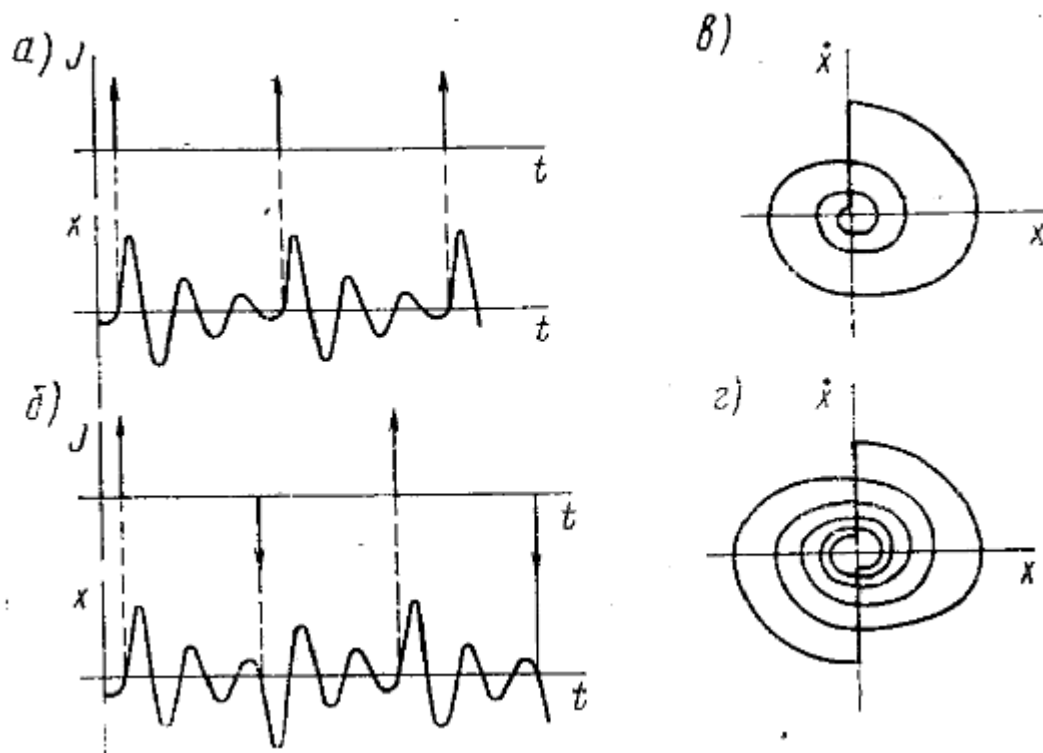
Можливі суміщення перерахованих способів збудження коливань. Коливання динамічної системи, тобто володіючий положенням стійкої рівноваги та достатньо малим розсіюванням енергії, можуть виконувати вільні коливання.

Періодичні (незатихаючі) вільні коливання виконуються тільки консервативних динамічних системах. Амплітуда цих коливань залежить від початкових умов та параметрів системи, частоти залежать тільки від параметрів в лінійних та ізохронних нелінійних системах, а в неізохронні нелінійні системах залежать також і від початкових умов. Для практичного використання незатухаючих вільних механічних коливань необхідні: наявність системи з вельми малим розсіюванням енергії і належна її ізоляція від зовнішнього впливу. В зв'язку з такими жорсткими обмеженнями незатихаючі (точніше, майже незатихаючі) механічні вільні коливання лише зрідка використовуються в пристроях.

В динамічних системах з достатньо малим розсіюванням енергії можуть використовуватись затухаючі власні коливання, відновлювані періодичні односторонніми імпульсами J , прикладені до інерційного елементу через ціле число n циклів вільних коливань (рисунк 1.16 а), або періодичними почерговими за напрямками імпульсами J і $-J$, прикладеними через $n + \frac{1}{2}$ циклів (рисунк 1.16 б), або іншими періодичними зовнішніми впливами. На рисунку 1.16, в, г показані фазові траєкторії, відповідні коливання, показані на рисунку 1.16 а, б.

Розглянутий спосіб збудження коливань являє собою різновид силового супергармонійного збудження резонансного збудження порядку $n = 1$ в першому випадку та $n = 0$ в другому випадку ми отримуємо різновид звичайного силового резонансного збудження коливань.

В нединамічних системах з змущеною кінематикою, тобто з вимушеними рухами робочого органу число степенів вільності рівне нулю. Рух робочого органу виконується змущеним приводом без упругих зв'язків і



a, в – збудження позитивними імпульсами;

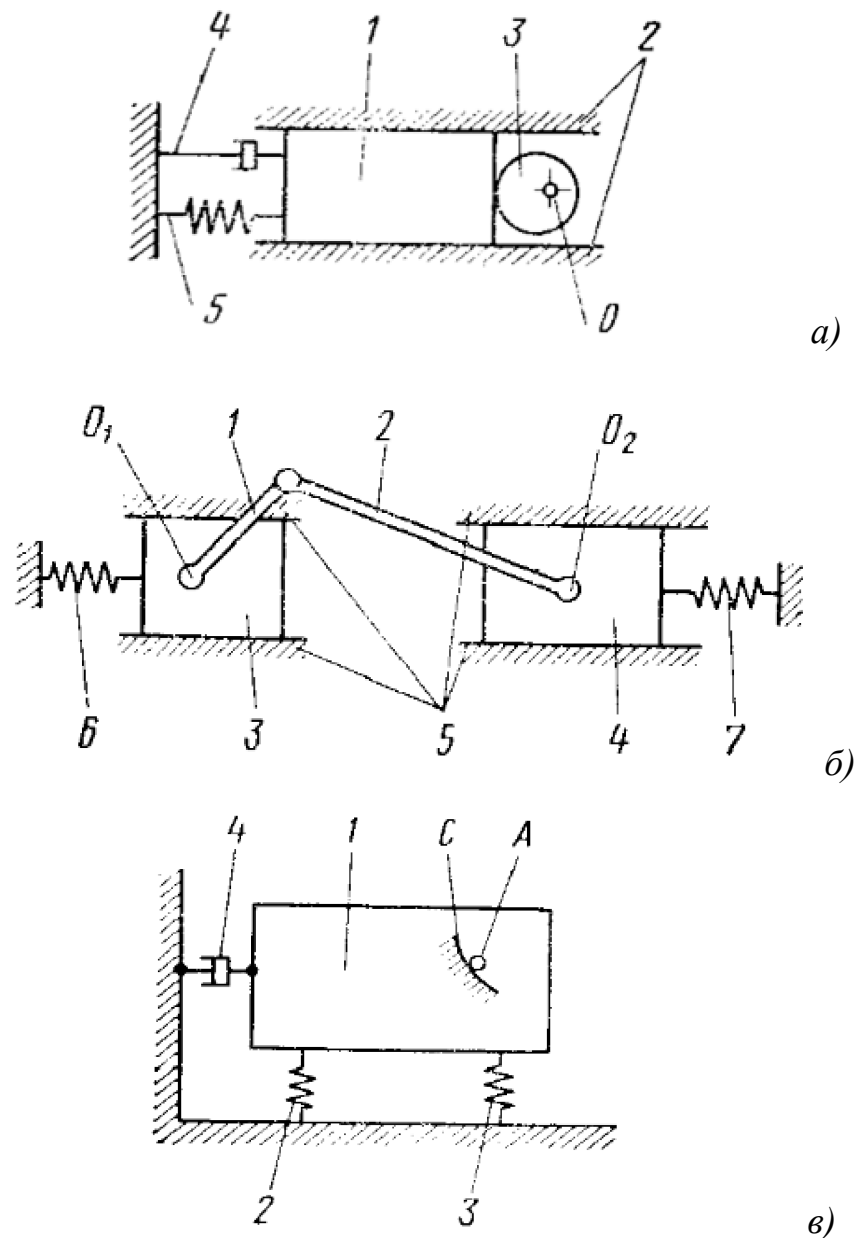
б, г – збудження почерговими позитивними і негативними імпульсами

Рисунок 1.16 – Затухаючі коливання, збудження періодичними імпульсами

додаткових степенів рухомості та з незалежними від силового впливу законом руху. В таких системах коливання зазвичай виконуються кривошипно-шатунним, кулачковим і тому подібними механізмами.

Системи з напівзмушеною кінематикою по суті являються різновидом динамічних систем з силовим або кінематичним збудженням. Так, схема, зображення на рисунок 1.17, *a*, де масивне тіло 1, рухається в направляючих 2 під дією обертаючого ексцентрика 3, вісь *O* котрого нерухома, представляє випадок системи з змушеною кінематикою, якщо швидкість обертання ексцентрика 3 не залежить від зусиль, що передає йому тіло 1 і визначеним силою інерції тіла 1, тертям в направляючих 2, а також зусиллям демпфера 4 та пружини 5. Якщо ж швидкість обертання ексцентрика залежить від

вказаних сил, то система має напіввимушену кінематику та стає динамічною, так як заданою залишається тільки траєкторія робочого органу, а швидкість його руху визначається розвинутими в системі силами.



а – система, приведена в рух ексцентрик, кутова швидкість котрого залежить від опору обертанню;

б – система, приведена кривошипно-шатунним механізмом;

в – система з рухом точки по (криволінійній) напрямній

Рисунок 1.17 – Системи з напіввимушеною кінематикою

В якості третього прикладу системи з напіввимушеною кінематикою візьмемо тіл 1 (рисунок 1.17, в), точка *A* котрого рухається з заданою як функція часу швидкістю по заданій траєкторії *C*. Повороти тіла 1 відносно точки *A* визначаються моментами сил інерції, сил пружин 2 і 3 та демпфера 4 відносно цієї точки. Таким чином, тут також представлена динамічна система з кінематичним збудженням коливань.

Типи віброзбуджувачів

Відомо багато типів і різновидів збуджувачів механічних коливань . Тут ми розглянемо наступні групи:

1) Електромеханічні перетворювачі, в яких підведена електрична енергія перетворюється в енергію механічних коливань.

2) Пневмо- та гідромеханічні перетворювачі, в яких енергія газоподібного або рідкого робочого тіла перетворюється в енергію механічних коливань.

3) Механічні перетворювачі обертового руху в коливальний.

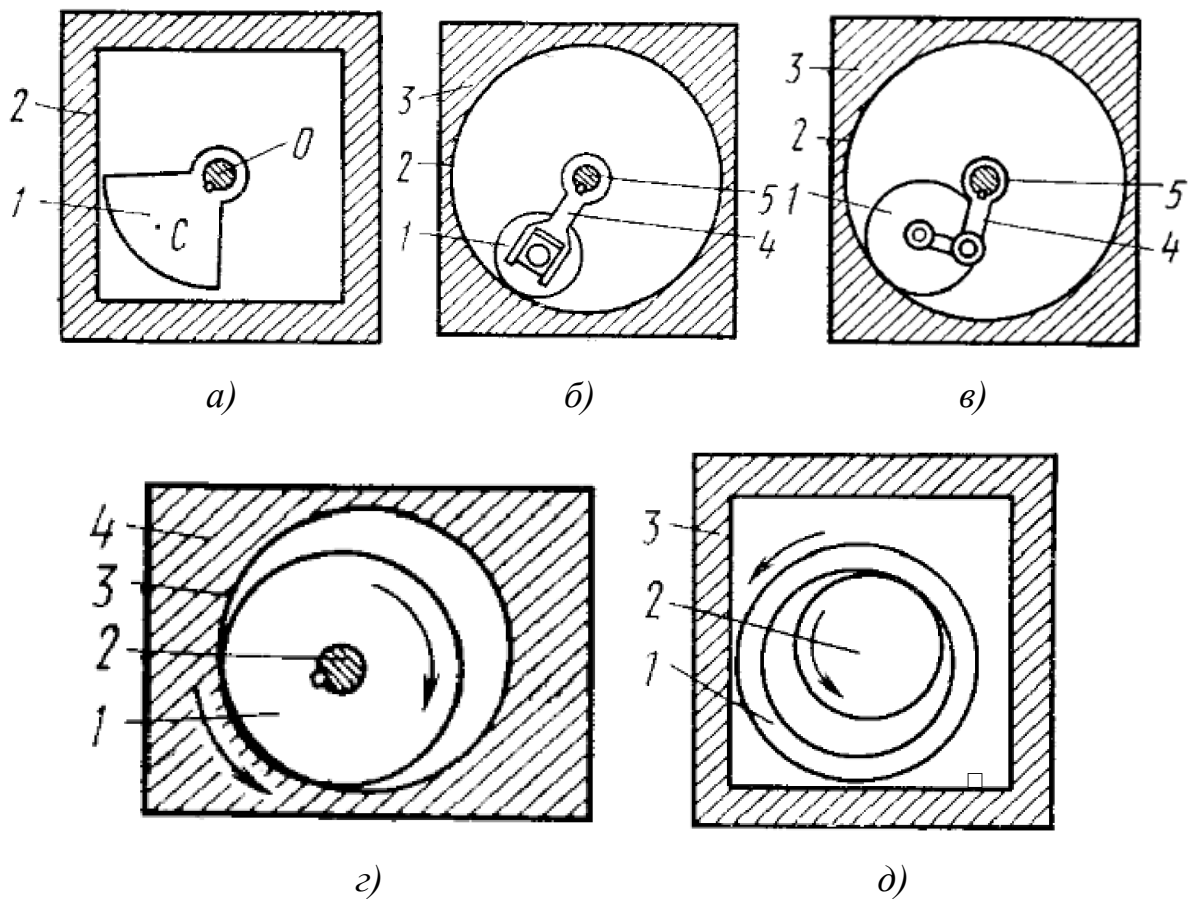
4) Інерційні віброзбуджувачі.

До числа електромеханічних перетворювачів відносять: електромагнітні, електродинамічні, електростатичні, магнітострикційні (включно з п'єзометричними) та електрострикційні (включно з п'єзоелектричними).

З них тільки електромагнітні перетворювачі мають значне застосування в вібраційних машинах виробничого значення. Електродинамічні перетворювачі використовують в випробувальних і калібруючих вібраційних стендах. Магнітострикційні та електрострикційні перетворювачі і рідко електростатичні переважно знаходять застосування в ультразвуковій техніці, а електрострикційні – також в радіоелектроніці.

До числа механічних перетворювачів обертового руху в коливальний можна віднести кривошипно-шатунний, ексцентриковий, кулачкові та інші механізми (рисунок 1.18).

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



a – дебалансний; *б* – поводковий з вилкою; *в* – поводковий з шарнірним важелем; *г* – планетарний з зовнішньою обкаткою; *д* – планетарний з внутрішньою обкаткою

Рисунок 1.18 – Типи центробіжних віброзбуджувачів

Інерційні віброзбуджувачі можна поділити на дві групи: центробіжні, які розвивають інерційні сили за рахунок обертання незрівноважених масивних елементів, і інші інерційні збуджувачі коливань, у яких інерційні сили розвиваються від необертового руху незрівноважених масивних елементів.

Ми будемо розглядати тільки центробіжні віброзбуджувачі, які отримали перевагу розповсюдження. Їх, в свою чергу, можна поділити на дебалансні, поводкові та планетарні (мається на увазі безповодкові).

Дебалансні віброзбуджувачі рисунок 1.18, *a* представляє собою незрівноважений ротор 1, що називається дебалансом, вал *O* якого обертається

в підшипниках, закріплений в корпусі 2. Центробіжна сила від обертання дебаланса сприймається корпусом через підшипники. Крутний момент вала дебаланса повідомляється двигуном, що знаходиться поза корпусом або вбудований в нього.

Дебаланс може представляти собою ротор, незрівноважений або статичний, або динамічний, або ж і статичний і динамічний. В центрованій системі в першому випадку виникнуть поступальні коливання, в другому – поворотні, в третьому – винтові. Статичний момент маси дебаланса $m_0 r$ являється витвором маси ротора m_0 на ексцентриситет її r відносно вісі обертання. У випадку чисто динамічної незрівноваженості $m_0 r = 0$.

На рисунку 1.18, б показана схема поводкового планетарного віброзбуджувача, який складається з поводка 4, вал 5 якого приводиться в обертання двигуном, бігуна 1, підшипник котрого закріплений в повзуну, ковзаючим в вилці поводка. Бігун обкатується по біговій доріжці 2 корпусу 3 з кутовою швидкістю обертання поводка. Інший різновид поводкового віброзбуджувача показаний на рис. 3, в. Тут поводок зображений у вигляді дволанкового шарнірного важеля. В місці контакту бігуна з біговою доріжкою на корпус передається нормальна реакція, а через підшипник поводка (вважаючи, що підшипник жорстко зв'язаний з корпусом) – тангенціальна реакція. Якщо знехтувати інерцією поводка, статичний момент повідкового віброзбуджувача $m_0 r$ рівний відтворенню маси бігуна m_0 на її ексцентриситет r відносно вісі бігової доріжки. В свою чергу, $r = R_1 - R_2$, де R_1 – радіус бігової доріжки, R_2 – радіус бігуна.

Планетарний вібратор з зовнішньою обкаткою (рисунок 1.18, з) складається з бігуна 1, власне обертання якого з кутовою швидкістю ω_6 підтримується електродвигуном через вал 2. Бігун обкатується по біговій доріжці 3 корпусу 4. Планетарний вібратор з внутрішньою обкаткою (рисунок 1.18, д) відрізняється тим, що бігун 1 має циліндричну площину, по якій він обкатується по біговій доріжці, що утворена боковою поверхнею пальця 2, жорстко зв'язаного з корпусом 3. Статичний момент безповодкових вібраторів

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

визначається також, як у повідкових, але тут $r = |R_1 - R_2|$. Кутова швидкість обертання у планетарних вібраторів:

$$\omega = i\omega_6,$$

де передаточне відношення:

$$i = \frac{R_2}{R_2 - R_1}.$$

Звідси видно, що передатне відношення негативне в випадку зовнішньої обкатки (тобто напрямку власного обертання і обкатки протилежні) і позитивне при внутрішній обкатці.

Якщо обкатка виконується за рахунок сили тертя, віброзбуджувачі називають фрикційно-планетарними. Якщо ж із цією ціллю застосована зубчаста передача, віброзбуджувачі називають зубчасто-планетарними. У фрикційно-планетарних віброзбуджувачів в місці контакту бігуна з біговою доріжкою на корпус передається як нормальна, так і тангенціальна складова реакції, а у зубчасто-планетарних – тільки нормальна реакція. Тангенціальна ж реакція передається через зубчасте зачеплення.

2 ОПИС РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ

2.1 Опис конструктивної компоновки розробленої конструкції вібраційної плити

Розроблена віброплита є самохідною, із встановленим двовальним вібробудником спрямованих коливань. Має невеликі розміри (400×500 мм), відносно легку вагу (75 кг) та хороші показники продуктивності, що робить її універсальним обладнанням для ущільнення.

Віброплита містить робочу плиту виконану у вигляді фасонної сталевोї плити і пов'язану з нею через гасники коливань раму, що несе, на якій розташований двигун Honda GX160 приводу генератора механічних коливань (ГМК). ГМК виконаний у вигляді розміщеного в корпусі відцентрового збудника коливань, встановленого на постаменті під кутом 60 градусів до горизонту. Постамент приварений до плити основи. На несівній рамі встановлено ручку оператора. Момент обертання від валу двигуна до вібратора передається за допомогою клинопасової передачі з регульованим ступенем натягу пасу. Елементи, що обертаються, і вузли машини захищені спеціальним кожухом.

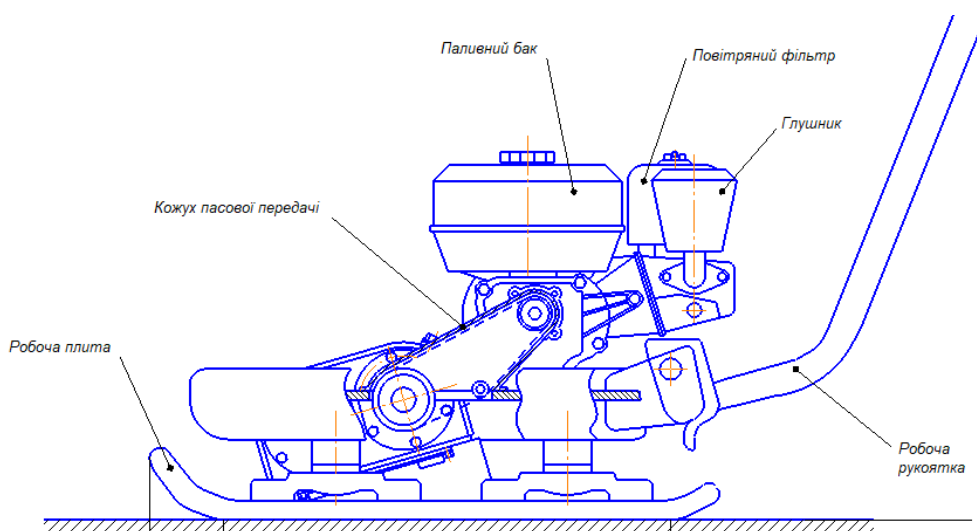


Рисунок 2.1 – Загальний вид будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк. 29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Вибір двигуна внутрішнього згоряння

Як силову установку з гами існуючих на ринку ДВЗ обираємо один з найбільш популярних – двигун Honda GX160 [8] – з модельного ряду Honda GX – застосовується дорожньо-будівельна техніка (віброноги, віброплити), мотокультиватори, бензинові електростанції (потужністю близько 2-3 кВт), водяних насосів та іншого промислового обладнання тощо. Його призначення – робота у складних умовах тривалий період часу. Виробник забезпечив модель GX 160 нижчою витратою паливно-мастильних матеріалів та малими вібраціями. Чіткість фазного газорозподілу та правильне клапанне перекриття відбувається за рахунок модифікованого розподільчого валу. Розташовані вгорі рухові клапани забезпечують завдяки поступовому споживанню палива швидким і потужним вихлопом. Це дозволяє уникати накопичення вуглецевих залишків. Запропонована технологія OHV підтримує потрібний баланс тепла. Ця обставина значно знижує споживання мастила, що продовжує роботу двигуна і не піддає циліндр серйозним деформаціям.

Особливості двигуна HONDA GX160

- Найвища потужність цього літража.
- Усі компоненти розроблені для тривалого використання.
- Всі компоненти двигуна Honda GX160 є високонадійними.
- Найнижче споживання палива у своїй категорії.
- Унікальна технологія Honda.
- Екологічність.
- Доступність запчастин та витратних матеріалів.

2.3 Розробка генератора механічних коливань

Більшість сучасних вібраційних машин працює у режимах вимушених коливань. Джерелом примусового збудження, у нашому випадку, є відцентровий збурювач (віброзбудник) дебалансного типу (рисунк 2.2). Вимушальна сила, що розвивається під час руху інерційного елемента, містить переважно нормальну складову сили інерції, тобто відцентрову силу $F_{\text{ц}}$, кН.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

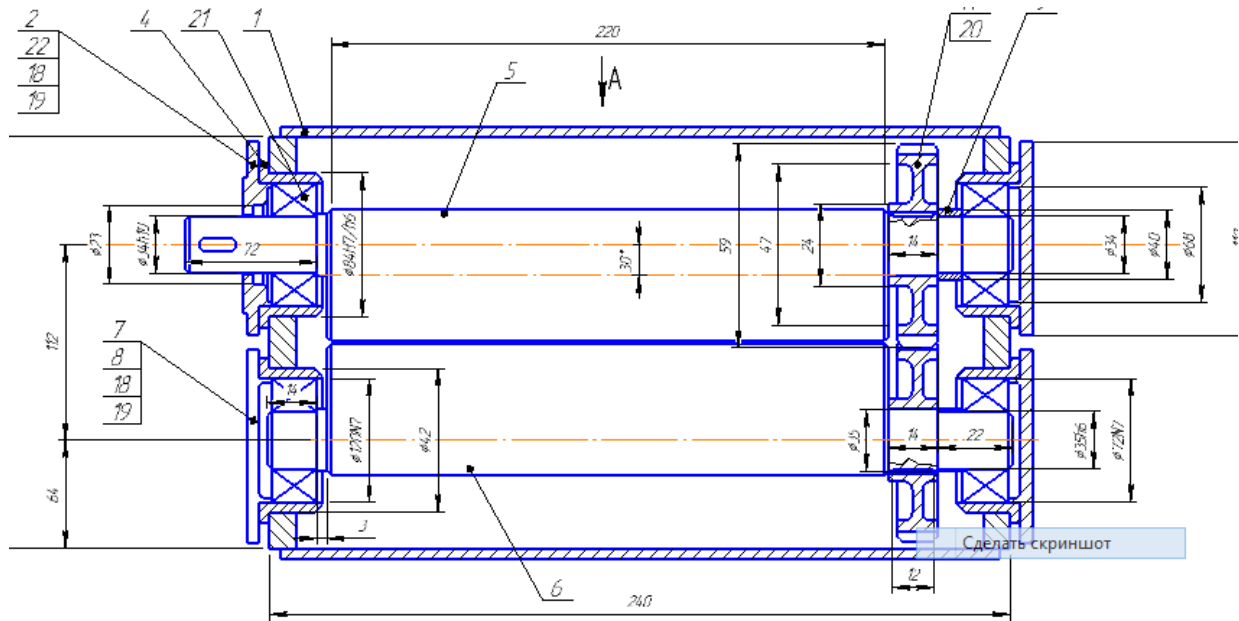


Рисунок 2.2 – Загальний вид генератора механічних коливань

У дебалансному центробіжному генераторі механічних коливань інерційний елемент (ексцентрик), встановлений у підшипниках, пов'язаних з корпусом віброгенератора віброплити, та не врівноважений щодо осі обертання, що визначається підшипниками. Обертання дебалансу здійснюється клинопасовою передачею. Ексцентрик може мати статичну або миттєву невірноваженість або одночасно ту й іншу. Статична невірноваженість виникає, коли інерційний елемент обертається навколо осі, паралельної до однієї з його головних центральних осей інерції.

Використання дебалансного механізму для генерування механічних коливань є найбільш раціональним з врахуванням робочих вихідних параметрів вібраційної плити та масогабаритних характеристик проектуемого виробу.

3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахунок основних параметрів віброплити

Вихідні дані:

Вид ущільнюваного ґрунту; глибина ущільнення h ; режим ущільнення, маса віброплити.

До основних показників віброплит відносять: розміри робочої поверхні; маса; частота коливань; величина сили, що змушує; швидкість пересування та потужність двигуна. Їх вибирають виходячи з даних, отриманих експериментальним шляхом [3].

Мінімальний розмір основи плити повинен бути більше товщини шару, що ущільнюється, тобто

$$B > h, \quad (3.1)$$

де $h = 0,25 \dots 0,35$ м – товщина ущільнювального шару ґрунту.

Приймаємо ширину основи віброплити $B = 0,4$ м.

Підстави плити доцільно приймати $1,0 \dots 1,2$ від її ширини, тобто $L = 0,40 \dots 0,48$ м; приймаємо $L = 0,50$ м.

Довжина плити пов'язана з іншими параметрами наступної залежності:

$$L = \frac{v \cdot t}{i}, \quad (3.2)$$

де v – швидкість пересування плити, м/с;

t – час, необхідний для повного ущільнення ґрунту, с;

i – необхідна кількість проходів по одному місцю; для ґрунту зазвичай приймають $i = 3 \dots 5$ проходів [2].

Необхідний час вібрування можна визначити за формулою:

$$t = \frac{C}{f}, \quad (3.3)$$

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де C – число повторів прикладання навантаження, необхідне до доведення ґрунту до необхідної щільності;

f – число коливань вібратора за секунду, Гц.

Для незв'язних ґрунтів $C = (1,0 \dots 3,0) 10^3$ впливів на ґрунт.

Нижня межа C відноситься до машин, що мають оптимальні показники вологість ґрунту на 10...20% вище оптимального значення, знайденого методом стандартного ущільнення, а також до вібратором малої маси. Верхня межа відноситься до ґрунтів, що мають знижену вологість,

Оскільки проєктована віброплита відноситься до першого типу, приймаємо $C = 1000$ впливів на ґрунт.

Необхідна якість ущільнення залежить від ваги вібромашини. У міру збільшення ваги щільність ґрунту, що ущільнюється, збільшується. Вага віброплити залежить від статичного тиску p і опорної площі віброплити A

$$G = p \cdot A, \quad (3.4)$$

Звідси при масі віброплити $m = 75$ кг і площі основ плити $A = B \cdot L = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2$ м² статичний тиск рівний

$$p = 75 \cdot 9,81 / 0,2 = 3679 \text{ Па}.$$

Це відповідає перезволоженням супіскам [1,6].

Швидкість пересування віброплит складає за експериментальними даними $v = 0,05 \dots 0,10$ м/с [2, 4].

Визначаємо час необхідний для повного ущільнення ґрунту

$$t = \frac{L \cdot i}{v} = \frac{0,5 \cdot 4}{0,05 \dots 0,10} = 40 \dots 20 \text{ см}; \quad (3.5)$$

Число коливань вібратора в секунду f при $C = 1000$

$$f = \frac{C}{t} = \frac{1000}{40 \dots 20} = 25 \dots 50 \text{ Гц}; \quad (3.6)$$

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки двигун HONDA GX – 160 має можливість змінювати частоту обертання в діапазоні 3600 ... 2500 об/хв (60 ... 41,7 Гц), то з урахуванням передавального числа клинопасової передачі $u = 1,2 \dots 1,4$ діапазон числа коливань вібратора складе $f = (60 \dots 42) / 1,3 \approx 46 \dots 32$ Гц. За розрахункову величину приймаємо $f = 40$ Гц або $n = 2400$ кіл/хв або $\omega = 250$ с⁻¹.

3.2 Розрахунок параметрів генератора механічних коливань

На віброплиті встановлено двовальний вібратор із спрямованими коливаннями (рисунок 3.1). Він встановлений на основі плити. Для забезпечення самопересування плити вібратор розташований таким чином, щоб вектор збурюючої сили, був направлений під кутом $\alpha = 60^\circ$ до горизонту в бік руху плити. Щоб уникнути галопування віброплити, вібратор змонтований таким чином, щоб вектор збурюючої сили проходив через центр тяжіння плити, і, приблизно, через вертикальну вісь центру тяжіння всієї машини.

Враховуючи невеликі габарити машини, приймаємо для вібратора стандартну міжосьову відстань $a_w = 112$ мм. Тоді поперечні розміри дебалансу становитимуть: $R = 5,5$ см; $d = 45$ мм; $r = 3,0$ см (рисунок 3.1).

Розраховуємо геометричні параметри дебаланса. Площа поперечного перерізу

$$A = \frac{\pi}{2} (R^2 - r^2) = 1,57 (5,5^2 - 3,0^2) = 33,34 \text{ см}^2; \quad (3.7)$$

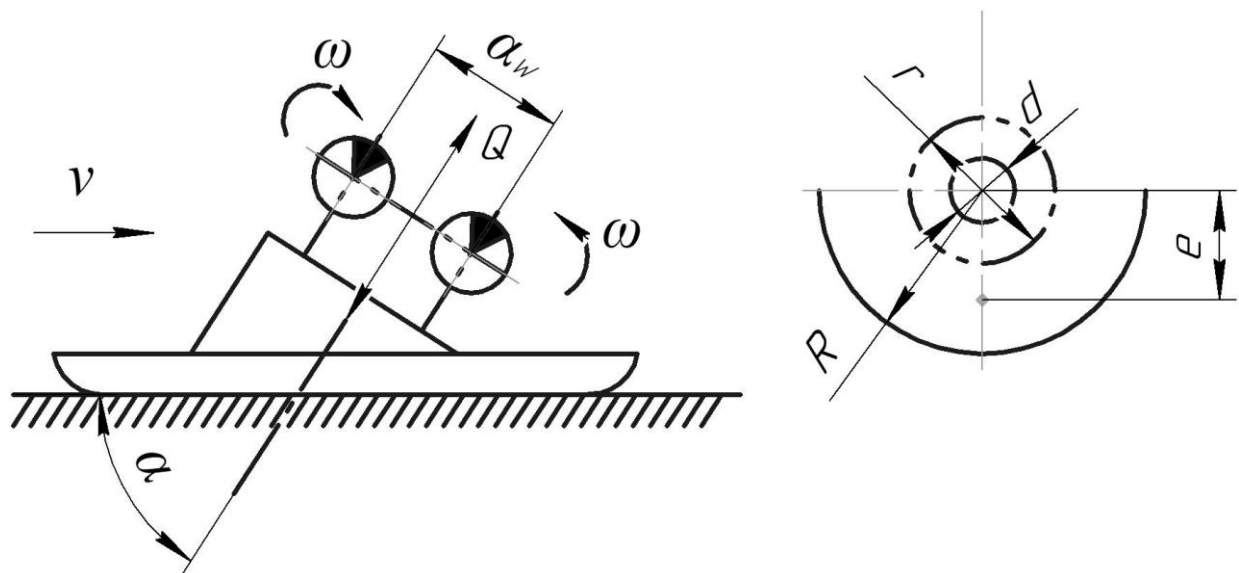


Рисунок 3.1 – Схема установки вібратора та профіль дебаланса вібратора

Ексцентриситет центру мас дебалансу:

$$e = \frac{4}{3\pi} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} = \frac{4}{3 \cdot 3,14} \frac{5,5^3 - 3^3}{5,5^2 - 3^2} = 0,425 \frac{139,4}{21,25} = 2,79 \text{ см}; \quad (3.8)$$

При ширині віброплити $B=0,4$ м з метою розміщення вібратора всередині габаритів плити приймаємо неврівноважену довжину дебалансів $l = 200$ мм. Обсяг неврівноваженої частини двох дебалансів:

$$V = 2 \cdot l \cdot A = 2 \cdot 20 \cdot 33,34 = 1334 \text{ см}^3. \quad (3.9)$$

Маса незрівноваженої частини двох дебалансів :

$$m = \gamma \cdot V = 7,8 \cdot 1334 = 10402 \text{ г} = 10,4 \text{ кг}, \quad (3.10)$$

де $\gamma = 7.8 \text{ г/см}^3$ – щільність сталі.

Статичний момент вібратора:

$$S = m \cdot e = 10,4 \cdot 2,79 = 29,02 \text{ кг} \cdot \text{см}. \quad (3.11)$$

Амплітуда коливань робочого органу віброплити:

$$a = S/M = 29,02/50 = 0,58 \text{ см} = 5,8 \text{ мм}. \quad (3.12)$$

де $M \approx 50$ кг – маса робочого органу віброплити (без двигуна та інфраструктури).

Величина вимушеної сили:

$$Q = m \cdot e \cdot \omega^2 = 10,4 \cdot 2,79 \cdot 10^{-2} \cdot 250^2 = 18135 \text{ Н} = 18,1 \text{ кН}. \quad (3.13)$$

Величина динамічного тиску на ґрунт:

$$p_d = \frac{Q \cdot \cos \alpha}{A} = \frac{18135 \times 0,866}{0,2} = 78525 \text{ Па} = 78,5 \text{ кПа} = 0,0785 \text{ МПа}; \quad (3.14)$$

3.3 Розрахунок потужності приводу вібратора

Потужність на привід вібробудника витрачається на розгін робочого органу ($P_{розг}$) та підтримка коливань ($P_{підтримка}$)

$$P = P_{розг} + P_{підтримка}, \quad (3.15)$$

Потужність на розгону [9]:

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{розг} = \frac{M \cdot e^2 \cdot \omega^2}{t_p} = \frac{50 \cdot 2,79^2 \cdot 10^{-4} \cdot 250^2}{2,5} = 973 \text{ Вт}; \quad (3.16)$$

де $M \approx 50 \text{ кг}$ – маса робочого органу;

$t_p = 2 \dots 3 \text{ с}$ – час розгону робочого органу.

Потужність на підтримання коливань (втрати на тертя) [10]:

$$P_{підтримка} = \frac{Q \cdot \omega \cdot \mu \cdot d}{2} = \frac{18135 \times 250 \cdot 0,015 \cdot 65 \cdot 10^{-3}}{2} = 2210 \text{ Вт}, \quad (3.17)$$

де $\mu = 0,010 \dots 0,020$ – коефіцієнт тертя кочення в підшипниках кочення;

$d = 65 \text{ мм}$ – діаметр бігової дорожки підшипника.

Необхідна потужність двигуна з урахуванням к.к.д. ($\eta = 0,8 \dots 0,9$):

$$P_{дв} = (973 + 2210) / 0,85 = 3745 \text{ Вт}. \quad (3.18)$$

Потужність двигуна HONDA GX = 160 становить 5,5 к.с. або $0,736 \cdot 5,5 = 4,05 \text{ кВт}$.

3.4 Тяговий розрахунок віброплити

Сумарний опір пересування віброплити:

$$\Sigma W = W_{тр} + W_{ущ} + W_{пр}. \quad (3.19)$$

Опір переміщенню віброплити по поверхні ґрунту :

$$W_{mp} = \mu \cdot G = 0,6 \cdot 736 = 441 \text{ H}, \quad (3.20)$$

де $\mu = 0,5 \dots 0,7$ – коефіцієнт опору переміщенню плити;

$$G = g \cdot M_{nl} = 9,81 \cdot 75 = 736 \text{ H} – \text{сила тяжіння віброплити.}$$

Опір на подолання підйому ущільнюваної поверхні:

$$W_{yш} = G \cdot \sin \alpha = 736 \cdot 0,139 = 102 \text{ H}, \quad (3.21)$$

де $\alpha = 6 \dots 10^\circ$ – кут поверхні.

$$W_{np} = \mu_{mp} \mu_{zp} \cdot G_{np} = 0,7 \cdot 0,9 \cdot 64 = 40 \text{ H}, \quad (3.22)$$

де μ_1 – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу, що ущільнюється, для незв'язних ґрунтів, $\mu_1 = 0,6 \dots 0,8$;

μ_2 – коефіцієнт опору переміщенню призми ґрунту по ґрунту, $\mu_2 = 0,8 \dots 1,0$;

G_{np} – вага призми волочіння;

При щільності ґрунту $\gamma = 16 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^3$

$$G_{np} = 0,5 \gamma \cdot B \cdot h \cdot l = 0,5 \cdot 16 \cdot 10^3 \cdot 0,4 \cdot 0,1 \cdot 0,2 = 64 \text{ H}.$$

$$\Sigma W = 441 + 102 + 40 = 583 \text{ H}.$$

Сума опорів істотно менша за горизонтальну (тягову) складову, що змушує сили.

$$T = Q \cdot \cos 30^\circ = 18135 \cdot 0,5 = 9067 \text{ H} \quad (3.23)$$

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк. 38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Розрахунок параметрів пружної підвіски ударної плити

Розрахунок підшипників вібратора

Схема двовального вібратора зображено на рисунку 3.2. Він складається з двох дебалансних валів 1, що обертаються у протилежних напрямках. Це забезпечується парою синхронізуючих шестерень 2. Вали монтуються на кулькових підшипниках 3. Крутний момент від двигуна внутрішнього згоряння передається клинопасовою передачею 4. Всі вузли та деталі вібратора розміщені в корпусі 5.

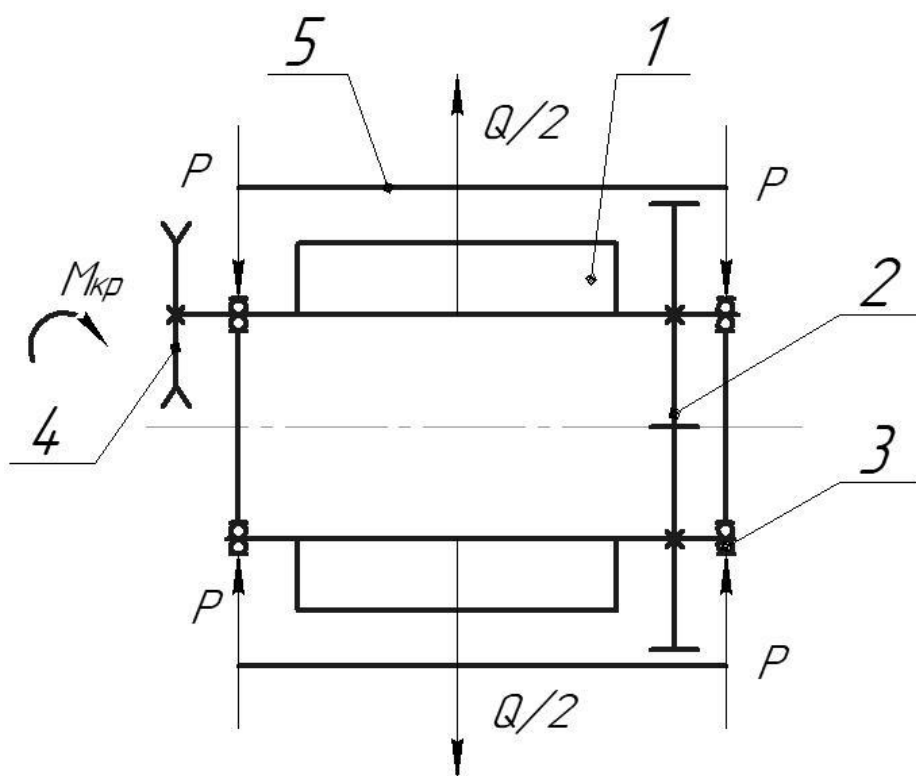


Рисунок 3.2 – Схема дебалансного вібратора

Основні параметри вібратора розраховані в розділі 3.2.

Визначимо довговічність підшипникових опор вібратора (рисунок 3.2)

За міжосьовою відстанню $a_w = 112$ мм приймаємо кульковий підшипник № 408 ($d = 40$ мм; $D = 110$ мм; $B = 27$ мм; $C_r = 63,7$ кН; $C_{or} = 36,5$ кН) [11]

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк. 39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Радіальне навантаження на кожний підшипник [12]

$$P_x = Q/4 = 18135/4 = 4534 \text{ Н.} \quad (3.24)$$

Еквівалентне радіальне навантаження:

$$P_{екв} = (X \cdot V \cdot P_r + Y \cdot P_A) k_\sigma \cdot k_m, \quad (3.25)$$

де $X = 1$; $Y = 0$; $P_A = 0$ – осьове навантаження відсутнє;

$V = 1$ – обертається внутрішнє кільце;

$k_\sigma = 1,8 \dots 2,3$ – коефіцієнт безпеки для вібраторів [11];

$k_m = 1,0$ – температурний коефіцієнт ($t < 100^\circ \text{C}$).

$$P_{екв} = 1 \cdot 1 \cdot 4,53 \cdot 2,0 \cdot 1 = 9,06 \text{ кН.}$$

Розрахункова довговічність в млн. об.:

$$L = (C_r / P_{екв})^3 = (63,7 / 9,06)^3 = 347,5 \text{ млн. об.} \quad (3.26)$$

в годинах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_{бар}} = \frac{347,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 2400} = 2413 \text{ годин.} \quad (3.27)$$

Довговічність не достатня, так як менше рекомендованих $L_h = 10000 \text{ годин}$, але прийнятий підшипник важкої серії з гранично допустимими габаритами по міжосьовій відстані.

3.6 Розрахунок зубчастої передачі пружної підвіски ударної плити

У вібраторі (рисунок 3.2) використано синхронізуючу одноступінчасту зубчасту передачу. Передатне число $U = 1,0$.

Приймаємо модуль зубчастої передачі $m_2 = 2,0$ мм, загальна кількість зубців передачі:

$$Z_{\Sigma} = 2a / m = 2 \cdot 112 / 2,0 = 112 \text{ зубів}; \quad (3.28)$$

$$Z_1 = Z_2 = Z_{\Sigma} / (U + 1) = 112 / (1 + 1) = 56 \text{ зубів}. \quad (3.29)$$

Ділильні діаметри коліс:

$$d_1 = d_2 = m z_1 = 2 \cdot 56 = 112 \text{ мм}. \quad (3.30)$$

Ширина коліс :

$$b = \psi_{ba} a_w, \quad (3.31)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини коліс ($\psi_{ba} = 0,20 \dots 0,30$) [13].

$$b = 0,20 \cdot 112 = 22,4 \text{ мм} \rightarrow 24 \text{ мм}. \quad (3.32)$$

Обертальні моменти на валах:

$$\omega = \pi n_{\partial\theta} / 30 = \pi \cdot 2400 / 30 = 251 \text{ с}^{-1}; \quad (3.33)$$

$$M = N_{\partial\theta} / \omega = 4050 / 251 = 16,1 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.34)$$

Коефіцієнт ширини шестерні по діаметру:

$$\Psi_{bd} = b/d = 40 / 112 = 0,36. \quad (3.35)$$

Колова швидкість і ступінь точності передачі:

$$V = \omega \cdot d/2 = 251 \cdot 0,112/2 = 14,1 \text{ м/с}; \quad (3.36)$$

Приймаємо 7-у ступінь точності.

Колова сила в зачепленні:

$$F_t = 2 \cdot M/d = 2 \cdot 16,1 / 0,112 = 288 \text{ Н}. \quad (3.37)$$

Коефіцієнт розрахункового навантаження за контактною напругою [13]:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,05 \cdot 1,25 \cdot 1,05 = 1,38, \quad (3.38)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілення навантаження між зубами (для прямозубих коліс при $v < 14 \text{ м/с}$ $K_{H\alpha} = 1,05$ [13]);

$K_{H\beta} = 1,25$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній [12];

$K_{HV} = 1,05$ – динамічний коефіцієнт [12].

Контактні напруження:

$$\sigma_H = k \sqrt{\frac{F_t \cdot (U_1 + 1) \cdot K_H}{d_2 \cdot b_2}} = 436 \sqrt{\frac{288 \cdot (1+1) \cdot 1,38}{112 \cdot 24}} = 237 \text{ МПа}, \quad (3.39)$$

де $k = 436$ – поправочний коефіцієнт для прямозубих передач [13].

Допустимі контактні напруження

Шестерні і колеса виготовленні зі сталі 40Х з поліпшенням. Для шестерень при твердості HB 270 $\sigma_s = 930$ МПа; $\sigma_m = 690$ МПа. Для коліс твердість приймається нижче приблизно на 30 МПа, тобто при твердості HB 240 $\sigma_s = 830$ МПа; $\sigma_m = 580$ МПа.

Довготривала межа циклічної контактної втоми для коліс:

$$\sigma_{H0} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа.} \quad (3.40)$$

Коефіцієнт безпеки для поліпшеної сталі $[s_H] = 1,10$.

Мінімальні допустимі втомні контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} \cdot K_{HL} / [s_H] = 550 \cdot 1 / 1,1 = 500 \text{ МПа,} \quad (3.41)$$

де $K_{HL} = 1$ – коефіцієнт довговічності [14].

Відповідно, умова контактної втомної міцності виконанні, так як:

$$\sigma_H < [\sigma_H].$$

3.7 Розрахунок клинопасої передачі

Клинопасова передача (рисунок 3.3) передає крутний момент від двигуна внутрішнього згоряння на вал вібратора. Вихідні дані для розрахунку: корисна потужність, що передається $N = 3,6$ кВт, число обертів валу двигуна $n_1 = 3600$ об/хв, число обертів валу вібратора $n_2 = 2400$ об/хв, передатне число $U = 3600/2400 = 1,5$, ковзання пасу $\varepsilon = 0,015$.

За номограмою [15] залежно від частоти $n_1 = 3600$ об/хв та заданої потужності $N = 3,6$ кВт приймаємо пас типу А.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

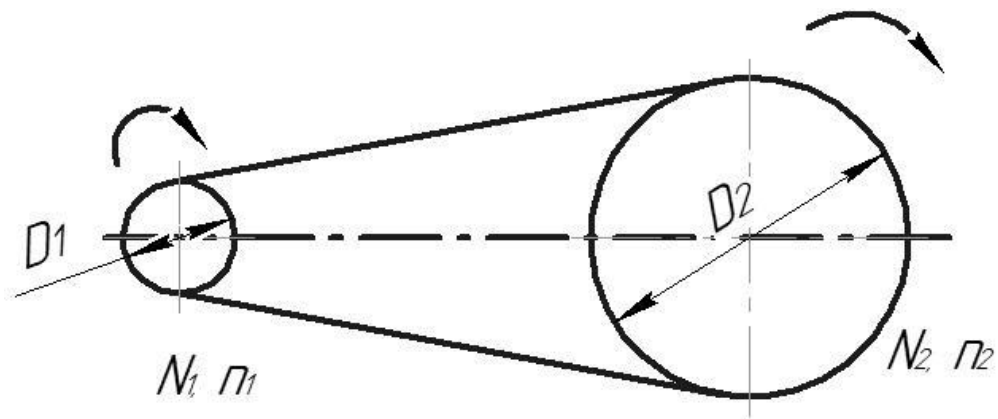


Рисунок 3.3 – Схема клинопасової передачі

Обертальний момент:

$$M_{кр} = N/\omega_{\text{об}} = 3600 \cdot 30 / (3600 \cdot 3,14) = 9,55 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.42)$$

Діаметр меншого шківa:

$$d_1 = (3 \dots 4) M^{1/3} = (3 \dots 4) 9,55^{1/3} = 6,36 \dots 8,48 \text{ см}. \quad (3.43)$$

Приймаємо $d_1 = 80 \text{ мм}$.

Діаметр великого шківa з врахуванням ковзання:

$$d_2 = U \cdot d_1 (1 - \varepsilon) = 1,5 \cdot 80 \cdot (1 - 0,015) = 118,2 \text{ мм} \rightarrow 120 \text{ мм}. \quad (3.44)$$

Швидкість пасу:

$$v = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 = 3,14 \cdot 0,08 \cdot 3600 / 60 = 15,1 \text{ м/с}. \quad (3.45)$$

Міжосьова відстань повинна бути не менше:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h_p = 0,55(80 + 120) + 8 = 118 \text{ мм}, \quad (3.46)$$

де $h_p = 8 \text{ мм}$ – висота пасу типу А.

Попередньо приймаємо $a = 240$ мм.

Довжина пасу:

$$L_p = 2a + w + y/4a, \quad (3.47)$$

де $w = \pi(d_1 + d_2)/2 = 3,14(80 + 120)/2 = 314$ мм;

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (120 - 80)^2 = 1600 \text{ мм}^2.$$

$$L_p = 2 \cdot 240 + 314 + 1600/4 \cdot 240 = 796 \text{ мм}.$$

Округлюємо до найближнього стандартного значення $L_p = 800$ мм [7].

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 0,25\{(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 2y}\} = 0,25\{(800 - 314) + \sqrt{(800 - 314)^2 - 2 \cdot 1600}\} = 0,25(486 + \sqrt{232996}) = 242 \text{ мм}.$$

При монтажі передачі необхідно забезпечити можливість зменшення міжосьової відстані на $0,01a = 2,5$ мм для полегшення встановлення пасів на шківів та можливість збільшення його на $0,025a = 6,5$ мм для збільшення натягу пасів.

Кут обхвату меншого шківів:

$$\alpha_1 = 180 - 57(d_2 - d_1)/a = 180 - 57(120 - 80)/242 = 170,6^\circ. \quad (3.48)$$

Коефіцієнт режиму роботи, що враховує умови експлуатації передачі, за довідником [15] для вібраторів (важкий режим) $C_p = 1,2$.

Коефіцієнт, що враховує довжину пасу [15] для пасу типу А довжиною 800 мм $C_L = 0,85$.

Коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату; при $\alpha = 171^\circ$ $C_\alpha = 0,97$.

Коефіцієнт, що враховує число пасів в передачі; передбачаючи що число пасів в передачі буде від 2 до 3, приймаємо $C_z = 0,95$.

Колове зусилля:

$$P = N/v = 3600/15,1 = 238 \text{ Н.} \quad (3.49)$$

Число пасів в передачі:

$$z = \frac{N \cdot C_p}{N_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z}, \quad (3.50)$$

де $N_0 = 2,74 \text{ кВт}$ – потужність, що передається одним пасом типу A при $U = 1,5$ і $n_l = 3600 \text{ об/хв}$.

$$z = \frac{3,6 \cdot 1,2}{2,74 \cdot 0,85 \cdot 0,97 \cdot 0,95} = 2,01.$$

Приймаємо $z = 2$ паса.

Натяг гілок клинового пасу:

$$F_0 = \frac{850 \cdot N \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2, \quad (3.51)$$

де $\theta = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2$ для пасів типу A – коефіцієнт, що враховує вплив центробіжних сил.

$$F_0 = \frac{850 \cdot 3,6 \cdot 1,2 \cdot 0,85}{2 \cdot 15,1 \cdot 0,97} + 0,1 \cdot 15,1^2 = 106,5 + 22,8 = 129,3 \text{ Н.}$$

Тиск на вали:

$$F = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 129,3 \cdot 2 \cdot \sin 85^\circ = 515 \text{ Н.} \quad (3.52)$$

Ширина шківів [7]:

$$B_{ш} = (z - 1) \cdot e + 2f = (2 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 35 \text{ мм.}$$

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

На дільниці, де встановлене обладнання для виготовлення вібраційної плити з механічним генератором коливань. Дільниця знаходиться в одноповерховому виробничому приміщенні.

При механічній обробці металів на металорізальних верстатах виникає ряд фізичних, хімічних, психофізіологічних і біологічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів:

-рухомі частини виробничого устаткування, що пересуваються, вироби і заготовки;

-стружка оброблюваних матеріалів, уламки інструментів, висока температура поверхні оброблюваних деталей і інструмента; підвищена напруга в електромережі, при якій може відбутися замикання через тіло людини - фізичні небезпечні чинники. Так, при опрацюванні крихких матеріалів (чавуну, латуні, бронзи та ін.) на високих швидкостях різання, стружка від верстата розлітається на відстань (3-5 м). Металева стружка, особливо в'язких металів (сталей), що має високу температуру (400 -600 °С) і велику кінетичну енергію, має серйозну небезпеку не тільки для працюючого, але і для осіб, що знаходяться поблизу верстата. Найбільш поширеними у верстатників є травми очей.

Фізичними шкідливими виробничими факторами, характерними для процесу різання, є підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;

високий рівень шуму і вібрації; недостатня освітленість робочої зони; наявність прямого і відбитого блиску; підвищена пульсація світлового потоку. При відсутності засобів захисту запиленість повітряного середовища в зоні дихання при фрезеруванні крихких матеріалів може перевищувати гранично допустимі концентрації. При фрезеруванні латуні і бронзи кількість пилу в повітрі приміщення досить невелика (14,5 - 20 мг/м³). Проте деякі сплави (латунь ЛЦ40С і бронза Бр ОЦС) містять свинець, тому токсичність пилу, що утворюється при їхньому фрезеруванні може перевищувати ГДК.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі тупим ріжучим інструментом відбувається інтенсивне нагрівання внаслідок чого з змащувально-охолоджуючої речовини виділяються шкідливі гази, що є хімічним шкідливим виробничим фактором. Аерозоль нафтових масел, що входять до складу змащувально-охолоджувальних рідин (ЗОР), може викликати подразнення слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, сприяти зниженню імунобіологічної реактивності

До психофізіологічних шкідливих виробничих факторів процесів обробки матеріалів різанням можна віднести фізичні перевантаження при установці, закріпленні і зніманні деталей, перенапруження зору, монотонність праці.

До біологічних чинників відносяться хвороботворні мікроорганізми і бактерії, що виділяються при роботі з ЗОР.

4.1. Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

4.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

Велике значення має раціональне технологічне й організаційне оснащення робочих місць, що передбачає забезпечення їх основним технологічним устаткуванням, технологічним і організаційним оснащенням (інструментом, пристроями, допоміжними матеріалами, запасними частинами та устаткуванням для їх зберігання і розміщення, а також засобами сигналізації, освітлювальною апаратурою, робочими меблями, тарою тощо).

Оснащення робочих місць масових професій може здійснюватися за типовими проектами, в яких ураховані необхідні рекомендації щодо оснащення і планування робочих місць даного виду. Використання типових проектів сприяє впровадженню досягнень науки і передового досвіду в процесі організації робочих місць, знижує трудомісткість роботи, дозволяє підвищити рівень організації трудових процесів.

Робочі місця класифікують за такими параметрами, як професія та кількість виконавців, ступінь спеціалізації, рівень механізації, кількість устаткування, характер розміщення в просторі.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від кількості виконавців розрізняють індивідуальні та колективні робочі місця. Індивідуальне робоче місце призначене для роботи одного працівника протягом зміни. Колективне робоче місце призначене для здійснення процесу праці одночасно кількома робітниками (бригадою).

Залежно від кількості устаткування розрізняють одноверстатні та багатOVERстатні робочі місця. Останні характеризуються тим, що робітник у певній послідовності здійснює виробничий процес на кількох одиницях технологічного устаткування.

За ступенем спеціалізації розрізняють універсальні та спеціалізовані робочі місця, а за ступенем механізації — робочі місця з ручними, машинно-ручними, машинними, автоматизованими й апаратурними трудовими процесами.

Робочі місця за характером розміщення в просторі бувають стаціонарними (робоче місце токаря, коваля, вагранника) і рухомі (робоче місце водія, машиніста крана).

Велике значення в організації праці має обслуговування робочих місць, тобто забезпечення їх протягом робочої зміни сировиною, матеріалами, заготівками, транспортними засобами, послугами ремонтного характеру тощо.

4.1.2. Електробезпека.

В цехах існує небезпека ураження, так як в механічних цехах експлуатується обладнання, з використанням електричного струму високої напруги. В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори: наявність струмопровідних основ; можливість одночасного дотику людини до металоконструкції які мають з'єднання з землею будівель, технологічних апаратів, допоміжних механізмів з одного боку і до металічних корпусів електрообладнання з іншого.

Електрообладнання живиться від трифазних чотири-провідних мереж з заземленою нейтраллю споживчого трансформатора напругою до 1000 В (380/220В).

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ

Арк.
50

Виходячи з вище перелічених факторів це приміщення можна класифікувати як приміщення особливо небезпечні. Тому для захисту обслуговуючого персоналу вибираємо такі способи захисту, як занулення та захисне заземлення.

На випадок обриву нульовий провід повторно заземлюється через кожних 2 метрів та перед вводом в будівлю.

4.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

4.2.1. Мікроклімат

В проектуємому приміщенні ділянки верстатів виконуються роботи середньої важкості (категорія II б): енерговитрати від 200 до 250 ккал / год (232-293Вт), робота виконується стоячи і пов'язана з ходьбою, перенесенням загострених інструментів, супроводжуються помірним фізичним навантаженням. Робота в позі стоячи призводить до швидкої втоми .

Якщо по технологічним вимогам, технічним і економічним причинам оптимальні норми не забезпечуються, то встановлюються допустимі величини показників мікроклімату . Оптимальні і допустимі показники приведені в таблиці 4.1 відповідно до [16].

Таблиця 4.1 – Оптимальні і допустимі показники мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Доп.	Оптим.	Доп.	Оптим.	Доп.
Холодний	Пб	17-19	15-21	40-60	75	0,2	<0,4
Теплий	Пб	20-22	16-27	40-60	70-25°	0,3	0,2-0,5

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від відкритих джерел не повинно перевищувати 100 Вт/м² при опроміненні тіла до 25%. Це забезпечується тим, що працівникам видають спеціальний одяг, який захищає людину від теплового опромінення. Джерела інтенсивного теплового

опромінення огорожуються захисними огорожами. В приміщенні механічного цеху повинна бути встановлена система опалення на холодний період року, а саме: водяне опалення [17].

4.2.2. Виробниче освітлення

Виробничі приміщення промислових підприємств по задачах зорових робіт відносяться до першої групи приміщень, в яких відбувається розпізнавані об'єктів зорової роботи при фіксованому напрямку лінії зору працюючих і робочу поверхню [18].

Характеристика зорових робіт-дуже високої точності (розміри об'єкт розпізнавання 0,15-0,3 мм);

- розряд зорових робіт - II;
- під розряд зорових робіт - в;
- контраст об'єкта розпізнавання з фоном - середній;
- фон - середній.

Таблиця 4.2 – Освітлення згідно [3]

Розряд та під розряд зорової роботи	Комбіноване освітлення, лк	Загальне освітлення, лк	КПО, e_n^3 , %
III	2000	500	2

Освітлення робочої поверхні, що здійснюється світильниками загального освітлення в системі комбінованого повинно складати 10% від тієї, що нормується для комбінованого освітлення при тих джерелах світла, що використовується для місцевого освітлення (лампи розжарювання).

При цьому найменші і найбільші значення освітленості від світла загального освітлення в системі комбінованого приймаємо для люмінесцентних ламп:

- найбільша 500 лм;
- найменша 150 лм.

Для загального освітлення в системі комбінованого слід передбачити газорозрядні лампи, незалежно від типу джерела світла місцевого освітлення.

Для загального освітлення слід приймати мінімальну нерівномірність освітленості в зоні розташування робочих місць, при цьому відношення максимальної освітленості до мінімальної не повинна перевищувати для робіт II розряду при люмінесцентних лампах – 1,5.

Освітлення проходів і дільниць, де роботи не виконуються повинно складати - 25% освітлення, що створюється світильниками загального освітлення на робочому місці, але не менше 75 лк.

Показник засліпленості для світильників загального освітлення в приміщеннях не повинен перевищувати - 20.

Аварійне освітлення передбачається якщо відключення робочого освітлення може викликати:

- порушення норм обслуговування обладнання;
- тривале порушення технологічного процесу;
- порушення роботи установок вентиляції і кондиціонування повітря для виробничих приміщень.

Розрахунок загального освітлення цеху

Для розрахунку загального рівномірного освітлення при горизонтальній робочій поверхні основним є метод світлового потоку, що враховує світловий потік, відбитий від стелі і стін.

4.2.3. Виробничий шум

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку і еквівалентні рівні звуку на робочих місцях в виробничих приміщеннях і на територіях підприємств представлені в таблиці 4.3 згідно [19]

Таблиця 4.3 – Нормування значень рівнів шуму

Рівень звукового тиску, дБ, в октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц.									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБ(А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	2500	8000	
107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ				Арк.
									53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

В якості акустичних засобів захисту від шуму застосовуються:

- звукопоглинаючі обшивки на редукторах приводів - корпус коробки швидкостей;

- звукоізоляція каналів витяжної вентиляції багат шаровими перегородками,

- звукоізолюючі кожухи на клинопасових передачах. Коли ці засоби виявляються не ефективними, потрібно використовувати засоби індивідуального захисту від шуму: шлеми, беруші.

4.3 Виробничі вібрації

Санітарні норми одночислових показників вібраційного навантаження оператора для довговічності зміни вісім годин приведені в табл. 4.4. згідно [17]

Таблиця 4.4 – Категорія вібрації по санітарним нормам і критерії оцінки

Категорія вібрації і критерій оцінки	Характеристика умов праці	Приклад джерел вібрації
3 тип "а" границя зниження продуктивності праці	Тех. вібрація, що впливає на операторів стаціонарних машин і обладнання	Верстати, вентилятори, електрообладнання

Таблиця 4.5 – Санітарні норми одночислових показників вібраційного навантаження на оператора для зміни в 8 год.

Вид вібрації	Категорія вібрації по сан. нормам	Напрямок дії	Нормативні і кореговані частоти і еквівалентні кореговані значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			мс ²	дБ	мс	дБ
локальна	-	X _л Y _л Z _л	2,0	126	2,0	112
загальна	3 тип „а”	Z _з Y _з X _з	0,1	100	0,2	90

Якщо вище наведенні норми не забезпечуються то застосовують методи колективного захисту, що знижують параметри вібрації у напрямку її поширення.

4.4 Технічні рішення з пожежної безпеки

В приміщенні механічного цеху знаходяться горючі матеріали. В цеху обробляють метали різанням, при цьому можливі іскри, а також виділення теплоти в процесі різання. Виходячи з цього відносимо механічний цех до категорії Г відповідно до [24]: виробництво в якому використовують негорючі речовини і матеріали в гарячому стані.

По степені вогнестійкості будівля відноситься до 1 степені, тобто будівлі має несучі конструкції і природних або штучних кам'яних матеріалів, стіна бетонна і залізобетонна з використанням листових і плитних негорючих матеріалів. Границі вогнестійкості конструкцій об'єкта повинні бути такими, щоб конструкції зберігали несучі і огорожуючі функції на час евакуації людей або перебування їх у місцях колективного захисту.

В приміщенні висота від підлоги до низу виступаючих конструкцій повинна бути не менша 2,2 м, Висота від підлоги до низу виступаючих частин конструкцій і обладнання у місцях регулярного проходження людей і на шляхах евакуації - не менше 2 м.

Евакуаційні шляхи повинні забезпечувати безпечну евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщеннях споруд, через евакуаційні виходи. Кількість евакуаційних виходів з будівель слід приймати не менше двох.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця приміщення до евакуаційного виходу із будівлі для даного приміщення згідно СНІП 2.01.02-85 не обмежується. Ширина виходу із приміщення: через двері їм, через роздвижні ворота - 2.5м. Кількість людей па 1 метр складає близько 10 чоловік. Згідно [23] кількість до 120 чоловік. В механічному цеху знаходиться пожежний щит з вогнегасником, сокирою, лопатою, відром, біля щита ящик з піском.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Під час виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи була досліджена проблематика та перспектива створення та модернізації ущільнювальних машин на прикладі вібраційної плити. За результатами цього дослідження було виявлено значний попит на вібраційні плити з механічним генератором механічних коливань з силовою установкою на базі двигуна внутрішнього згорання. Така конфігурація вібраційної плити є найбільш рентабельною, що свідчить про найкращу перспективність до впровадження у виробництво.

В ході виконання БКР були проаналізовані силові установки (ДВЗ) та конструкції генераторів механічних коливань. За результатами цього аналізу було обґрунтовано вибрано двигун моделі Honda GX 160 та спроектовано генератор механічних коливань на базі дебалансного приводу. На нашу думку розроблена вібраційна плита має такі переваги:

- простота та надійність конструкції під час експлуатації;
- висока продуктивність;
- малі габарити та відносна дешевизна виготовлення.

Для побудови розробленої конструкції були виконані проектні та перевірочні розрахунки елементів конструкції, ґрунтуючись на яких була виконана тривимірна модель будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань. Побудована 3D – модель дозволила покращити ергономічні показники розробки.

Розроблені заходи з охорони праці направлені на безпечну експлуатацію розробленої конструкції будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин : підручник / В.Д. Шевченко, В.Г. Піскунов, Ю.М. Федоренко та ін.; За ред. В.Г. Піскунова, В.Д. Шевченка. – К. : Вища шк., 2004. – 438 с. іл
2. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. Київ, КНУБА, 1999.
3. Хмара Л.А., Кравець С.В., Нікітін В.Г. та ін. Машини та обладнання промисловості виробництва будівельних матеріалів, виробів і конструкцій. Атлас конструкцій. – Рівне, 2015. – 485с.
4. Будівельна техніка : підручник / за ред. В. О. Онищенка та С. Л. Литвиненка. – 2-ге вид., перероб. і доп. Гриф МОН. Київ: КондорВидавництво, 2017. – 424 с.
5. https://pack-trade.com/uk/nproduct/vibroplita_haener_hpc600_2021_g_2716/
6. https://prom.ua/ua/p2169221226-vibroplity-elektricheskie-324.html?utm_source=google_product&utm_medium=cpc&utm_content=pla&utm_campaign=KT_cpc_1_5297199152&gad_source=1&gclid=Cj0KCQjw8pKxBhD_ARIsAPrG45nJnEcwsemCki3h9drn7V-G5SBdKVwjPbA2OCxxyIwGvOvHURLlad0aAsUXEALw_wcB
7. Дворкін Л.Й. Теоретичні основи будівельного матеріалознавства: навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2022. – 799с.
8. <https://honda.com.ua/dvigun-benzinovy-honda-gx-160-h2-sx3-oh/>
9. Розрахунок основних характеристик приводу резонансного вібраційного сепаратора / З. А. Стоцько, Б. І. Сокіл, В. Г. Топільницький, Д. П. Ребот // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. - 2013. - № 759. - С. 92-97. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2013_759_17
10. Використання гідроімпульсного приводу в обладнанні переробних виробництв : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 116 с. ISBN 978-966-641-523-6

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.
12. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл. ISBN 978-617-7250-29-5
13. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2017. – 368 с.
14. Стадник В.А. Деталі машин. Електронне навчальне видання – К.: –НТУУ КПІ, 2012. – 650 с.
15. Деталі машин. Навчальний посібник. В. Павлов, Г. Борозенець, І. Семак. – К. :Кондор, 2021. – 220 с.
16. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. URL: <http://mozdocs.kiev.ua/vie>.
17. ДБНВ.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. К. : Мінрегіонбуд України, 2013.
18. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885
19. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
20. ДСН 3.3.6.039-99 Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.
21. ДСТУ 2272:2006 Пожежна безпека. Терміни та визначення основних понять. URL: https://ammokote.com/wp-content/uploads/2020/08/DSTU_2272_2006.pdf.
22. ДСТУ 8828:2019 Пожежна безпека. Загальні положення. URL: <https://dwg.ru/dnl/15125>.
23. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК А
(обов'язковий)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
д. т. н., професор Поліщук Л.К.

(підпис)
« ____ » _____ 2024

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку будівельної вібраційної плити з механічним генератором
коливань

Розробив студент, групи 1ГМ – 206
Спеціальності 133
«Галузеве машинобудування»
Шевчук Н.В.
« ____ » _____ 2024
Керівник: к.т.н., доцент
Слабкий А.В.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ		
Розроб.		Шевчук Н.В.					
Перевір.		Слабкий А.В.					
Реценз.							
Н. Контр.		Слабкий А.В.					
Затверд.		Поліщук Л.К.					
					Літ.	Арк.	Акрушів
						1	2
					ВНТУ гр. 1ГМ-206		

1 Найменування і область застосування

Найменування – будівельна вібраційна плита з механічним генератором коливань.

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даної роботи є індивідуальне завдання на бакалаврську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Метою є вдосконалення конструкції будівельна вібраційна плита з механічним генератором коливань. Призначення розробки – ущільнення сипких матеріалів.

4 Джерела розробки

4.1 Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин : підручник / В.Д. Шевченко, В.Г. Піскунов, Ю.М. Федоренко та ін.; За ред. В.Г. Піскунова, В.Д. Шевченка. – К. : Вища шк., 2004. – 438 с. іл

4.2 Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. Київ, КНУБА, 1999.

4.3 Хмара Л.А., Кравець С.В., Нікітін В.Г. та ін. Машини та обладнання промисловості виробництва будівельних матеріалів, виробів і конструкцій. Атлас конструкцій. – Рівне, 2015. – 485с.

4.4 Будівельна техніка : підручник / за ред. В. О. Онищенко та С. Л. Литвиненка. – 2-ге вид., перероб. і доп. Гриф МОН. Київ: КондорВидавництво, 2017. – 424 с.

4.5 Лівінський О. М. Будівельні машини та обладнання: підручник / О. М. Лівінський, О. М. Пшінько, М. В. Савицький та ін. – Київ : Українська академія наук; «МП Леся», 2015. – 612 с.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.6 Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2017. – 368 с.

4.7 Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл. ISBN 978-617-7250-29-5

4.8 Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.

5 Показники призначення:

- 1) Розрахункова глибина при пошаровому ущільненні (пісок / гравій), не менше – 250мм;
- 2) Номінальна потужність двигуна – 4кВт;
- 3) Максимальні габаритні розміри вібраційної плити – довжина – 1200 мм, ширина – 600 мм, висота – 1000 мм;
- 4) Швидкість переміщення, м/с: 14;
- 5) Частота коливань, Гц – 20.

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажної придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 100кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини конструкції вібраційної плити взаємозамінні;
- деталі, вузли вібраційної плити, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила, цементу;
- система керування – логістичний контролер чи механічна система.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – компоновочне рішення повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (підшипник) та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації - конструкція деталей вібраційна плита з механічним генератором коливань повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки конструкції вібраційна плита з механічним генератором коливань використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу і ремонту. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонту вібраційної плити з механічним генератором коливань.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей вібраційної плити з механічним генератором коливань слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення обладнання, що працює у важких умовах.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговування і ремонту:

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

-час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

-вид обслуговування періодичний;

-періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 1 день (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

-можливість транспортування на будь-якому виді транспортних засобів

-захист від ударів під час завантаження і розвантаження

-зберігання на складі готової продукції

-зберігання у законсервованому вигляді

-складування на стелажах.

6 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- теоретичний аналіз конструкції вібраційних ущільнювачів;

- виконання проектних та перевірочних розрахунків елементів конструкції;

- розробка складального креслення вібраційної плити з механічним генератором коливань;

- охорона праці;

- висновки.

- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту бакалаврської кваліфікаційної роботи.

7Порядок контролю і прийомки

- попередній захист БКР.

- захист БКР.

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток Б (обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

**«РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ
ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ»**

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Класифікація вібраційних плит та їх конструктивних виконань

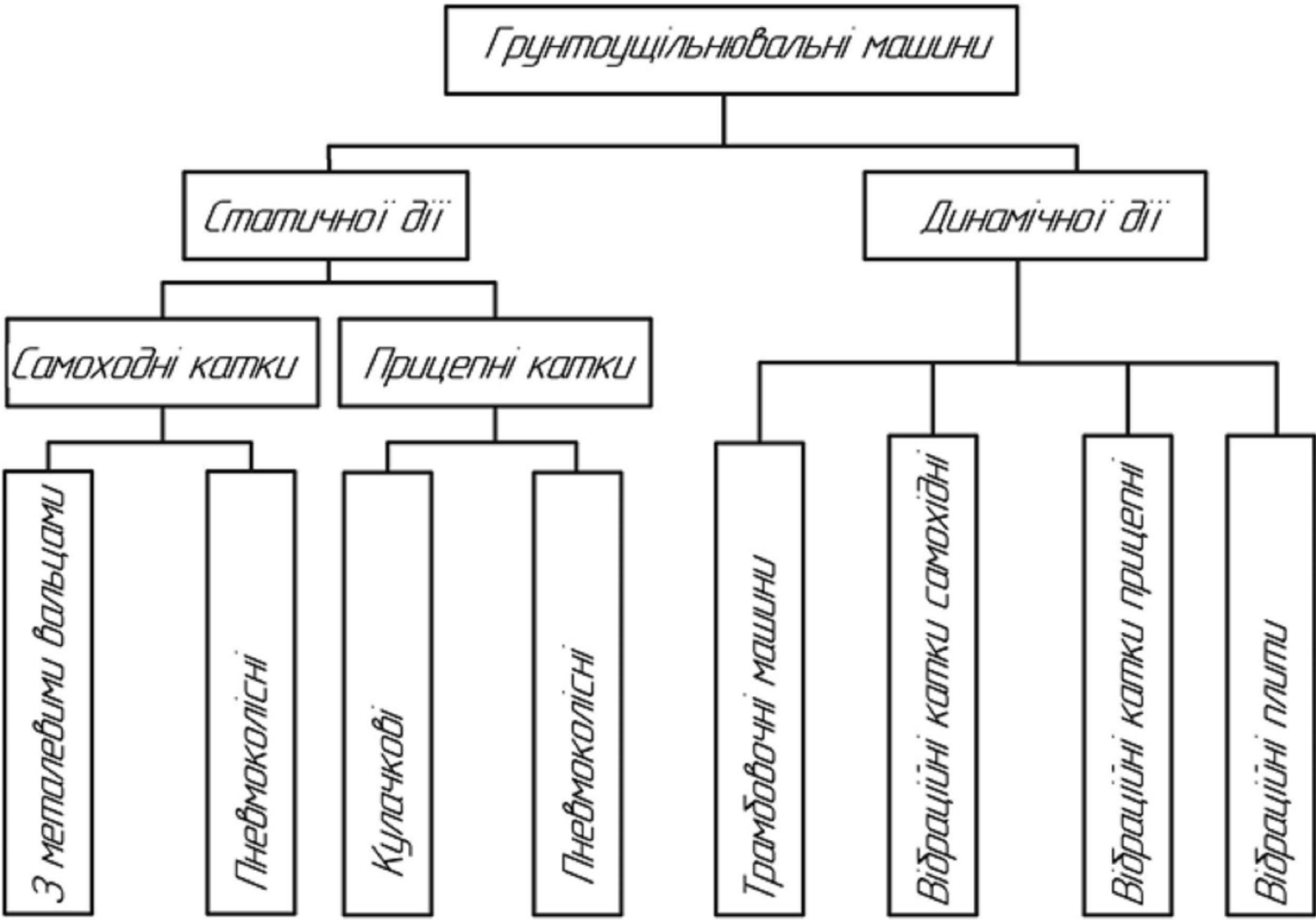


Рисунок 1.1 – Класифікація ущільнювальних машин

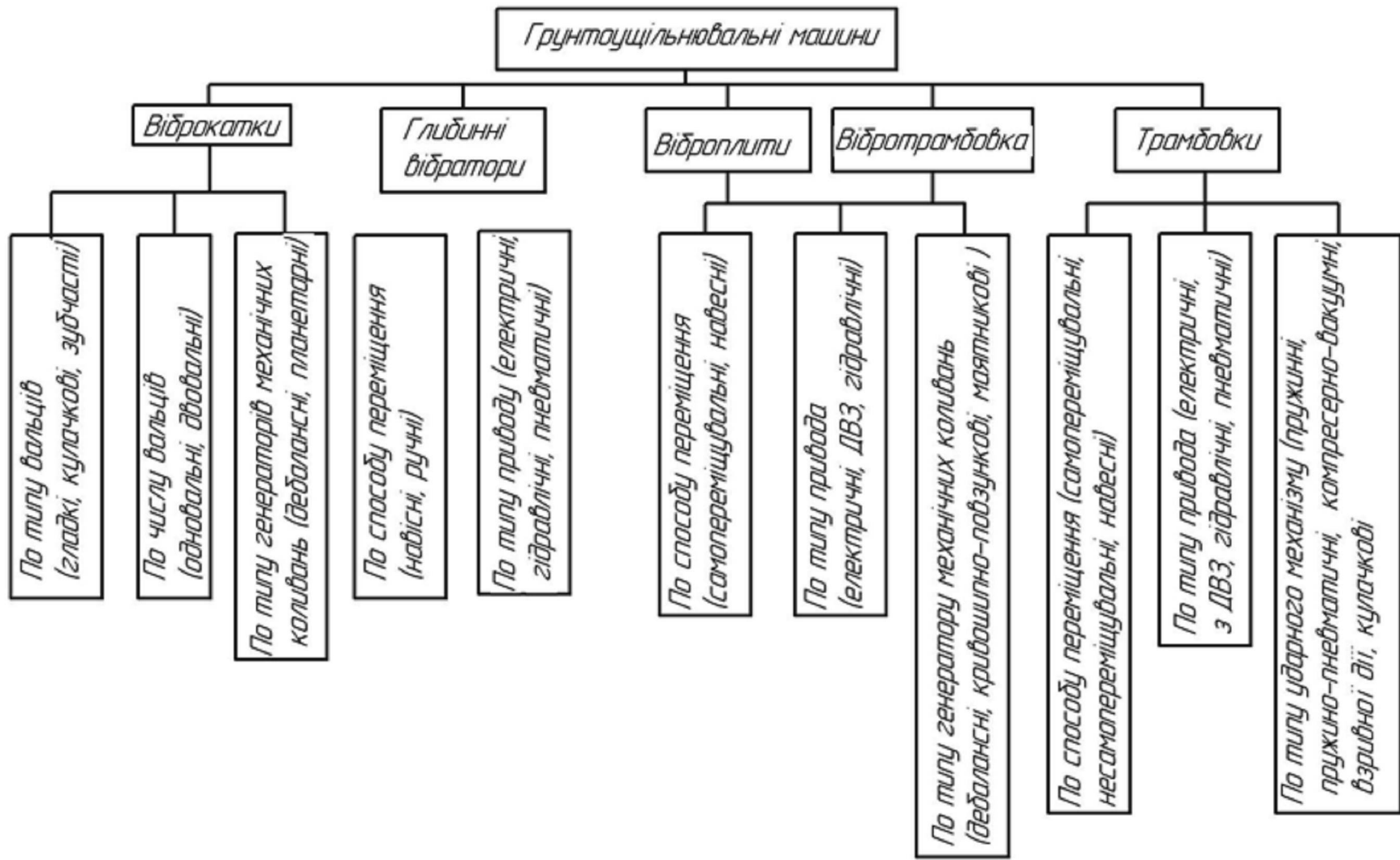


Рисунок 1.2 – Розширена класифікація ущільнювальних машин

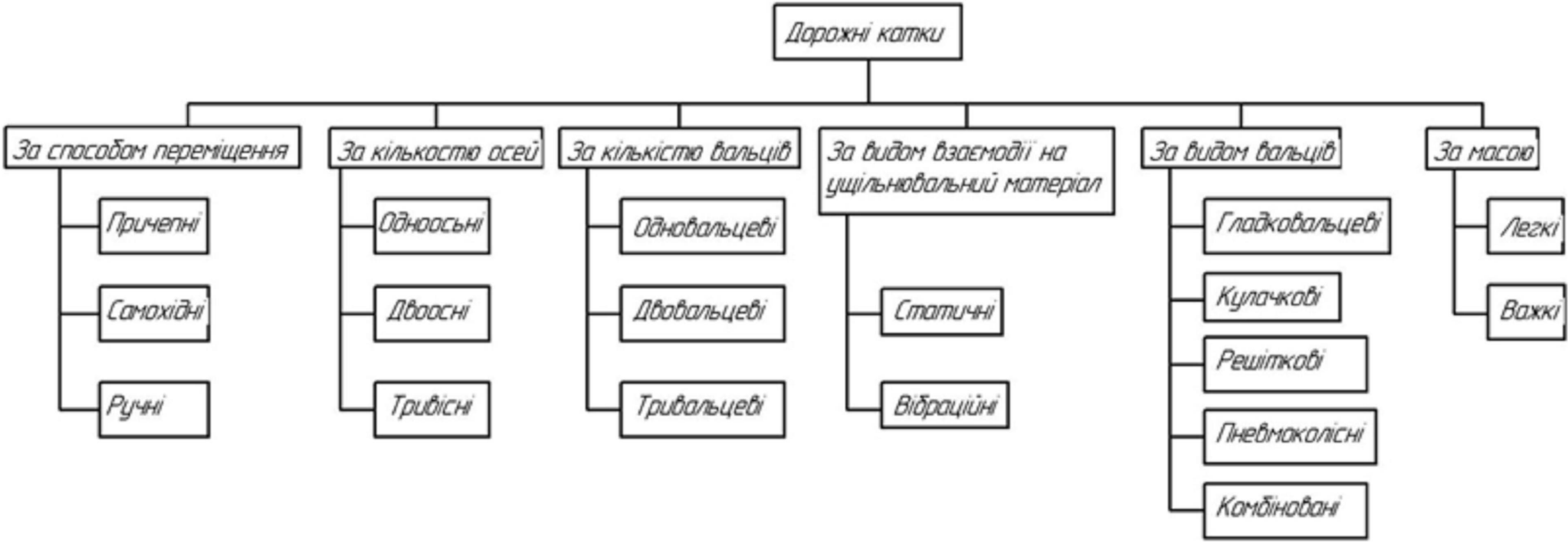


Рисунок 1.3 – Класифікація дорожніх катків

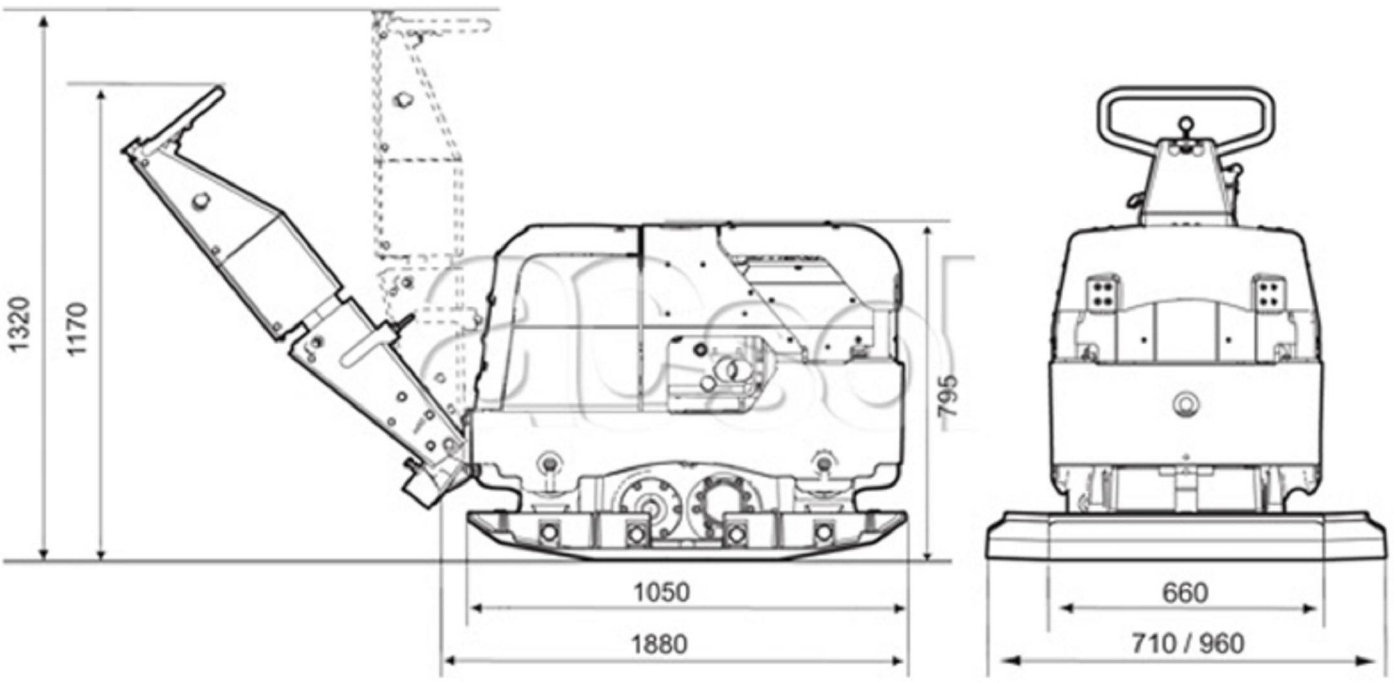


Рисунок 1.8 – Реверсивна віброплита Atlas Copco LH700



Рисунок 1.4 – Самопересувна вібро плита HONKER C61T



Рисунок 1.6 – Навісна віброплита Ammann ACA 1000



Рисунок 1.9 – Електрична віброплита 3-324 [6]



Рисунок 1.5 – Причіпна віброплита Haener HPC600 [5]

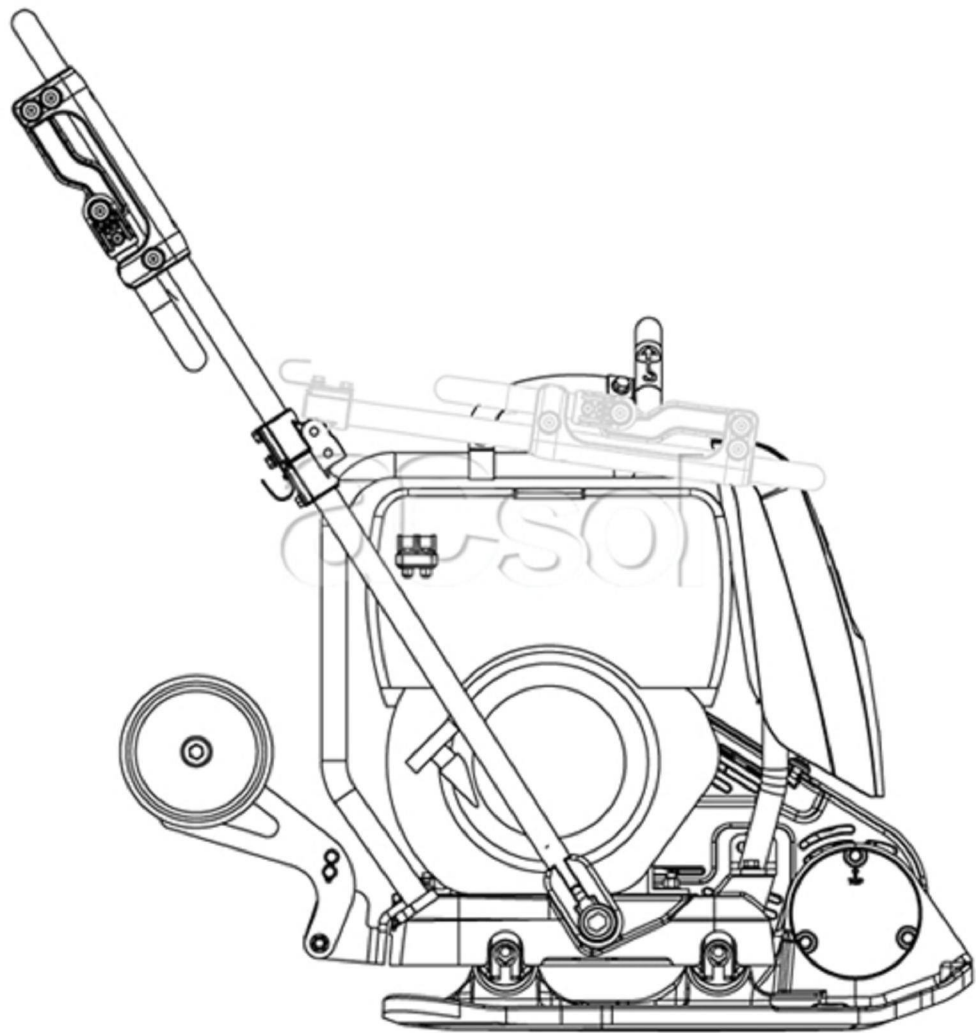


Рисунок 1.7 – Поступальна віброплита Atlas Copco LF 130



Рисунок 1.10 – Віброплита з дистанційним керуванням Wacker Neuson DPU80r

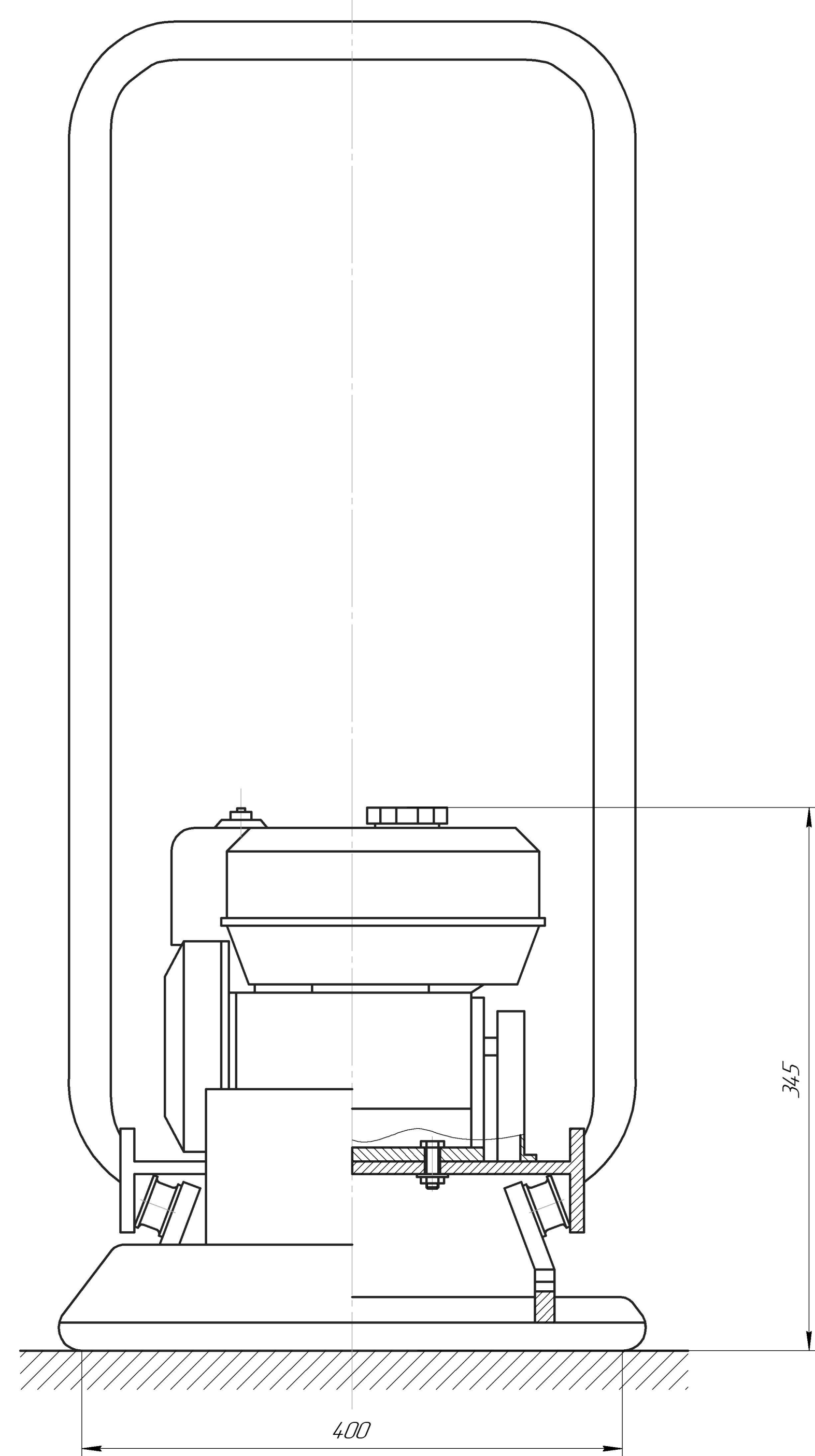
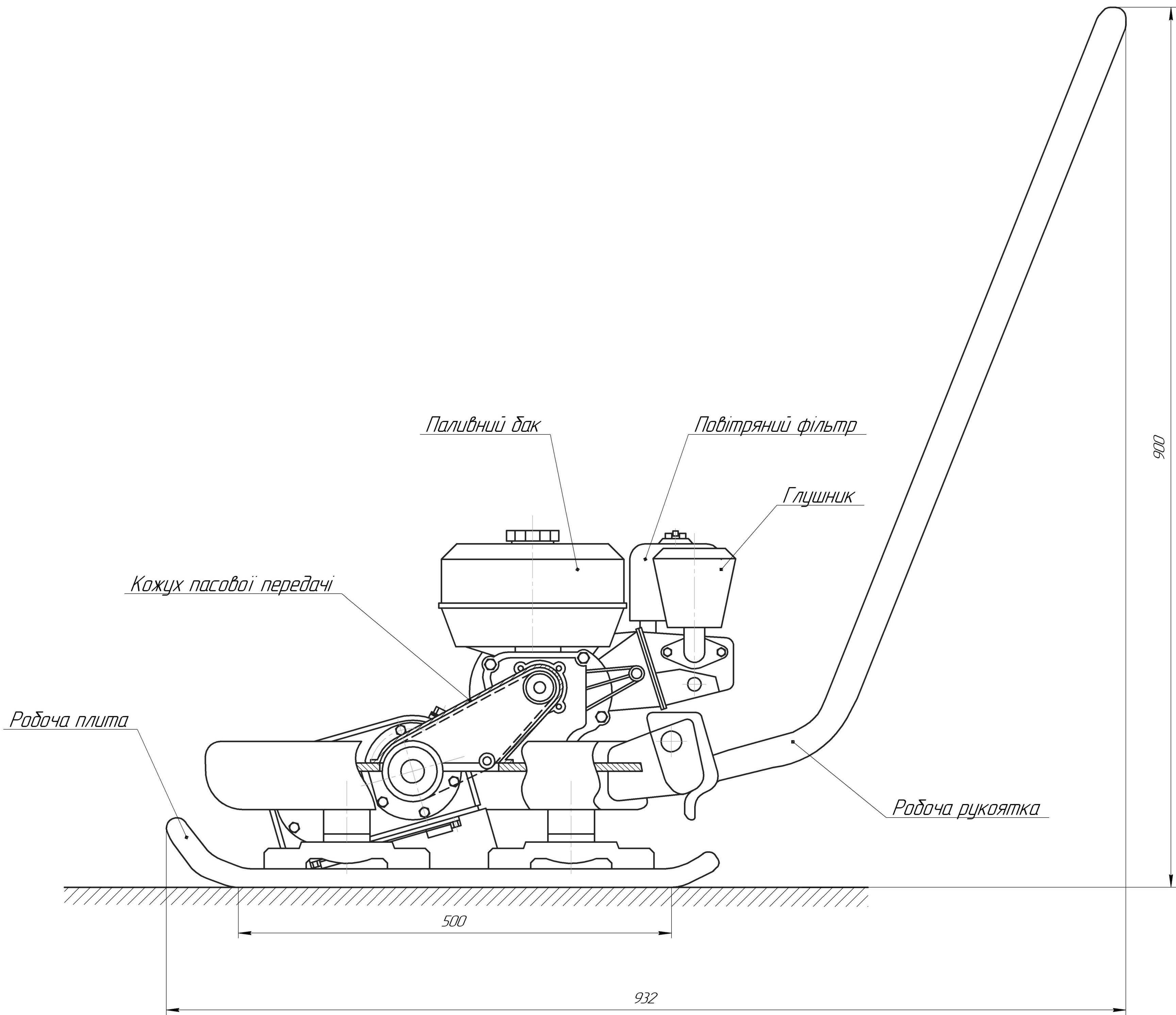
№№ № №№№	№№№ №№№№	№№№ №№№№	№№№ №№№№	№№№ №№№№	№№№ №№№№	№№№ №№№№	№№№ №№№№

№№№ №№№№	№№№ №№№№

№№№ №№№№	№№№ №№№№

08-62.5KP.16.01000.171

					08-62.БКР.16.01.000.П/І			
					Класифікація вібраційних плит та їх конструктивне виконання	Лист	Маса	Масштаб
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата				
Разроб.		Шевчук Н.В.						
Проб.		Слабкий А.В.				Лист	Листов	1
Т.контр.								
Н.контр.		Слабкий А.В.				ВНТУ, см. зр. 1ГМ-20б		
Утв.		Поліщук Л.К.						
					Копіював	Формат А1		

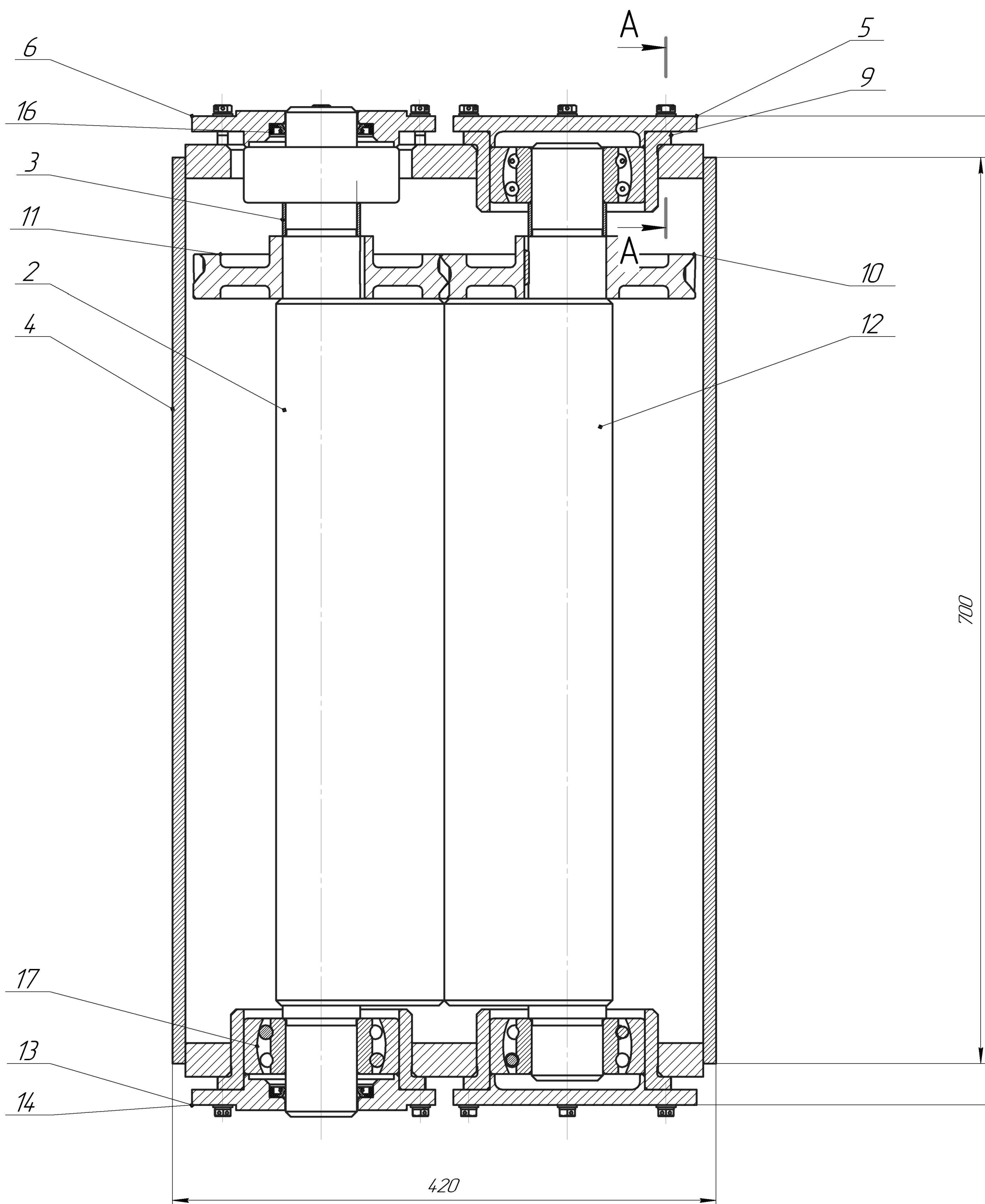
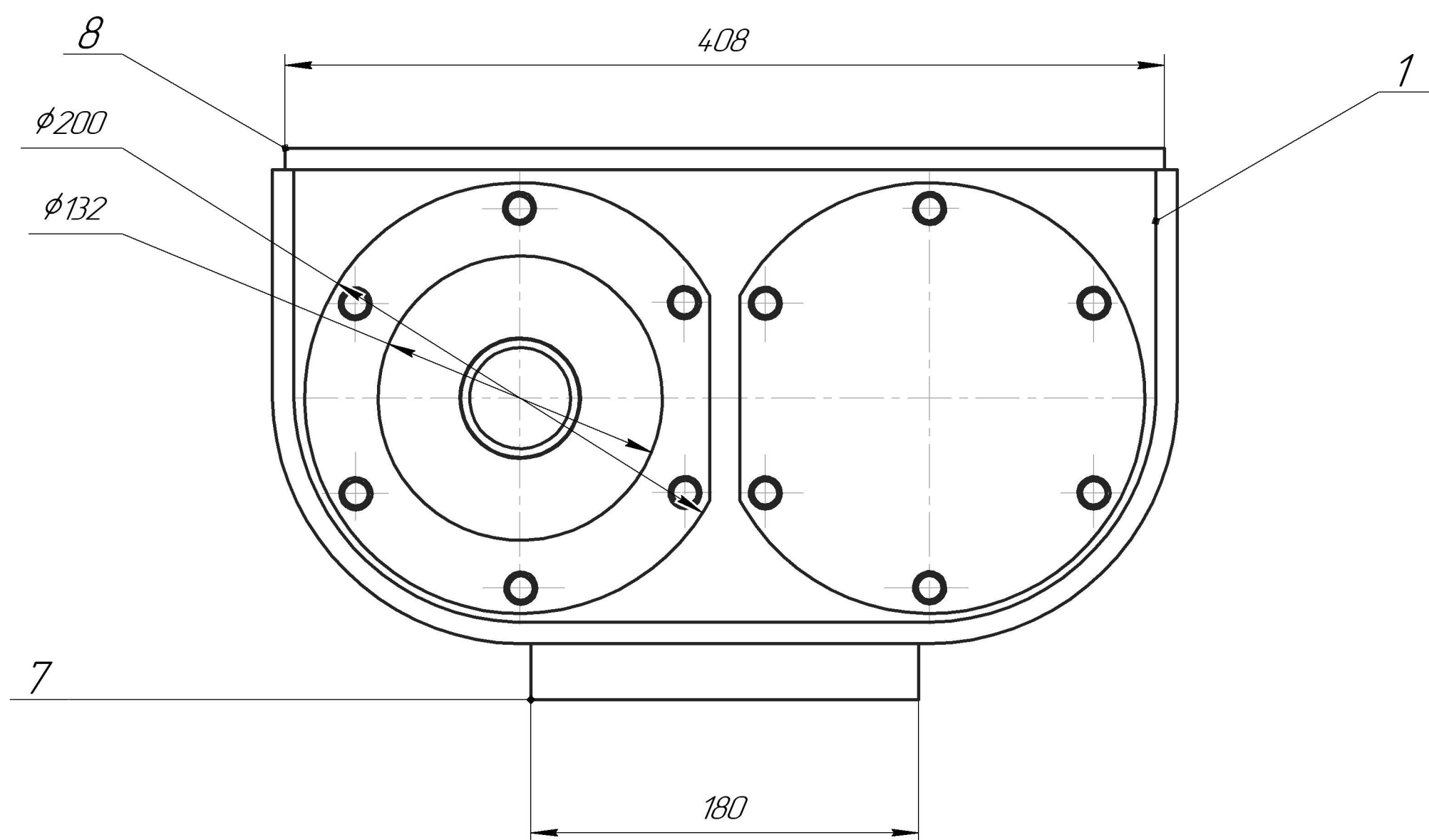


Технічні характеристики:

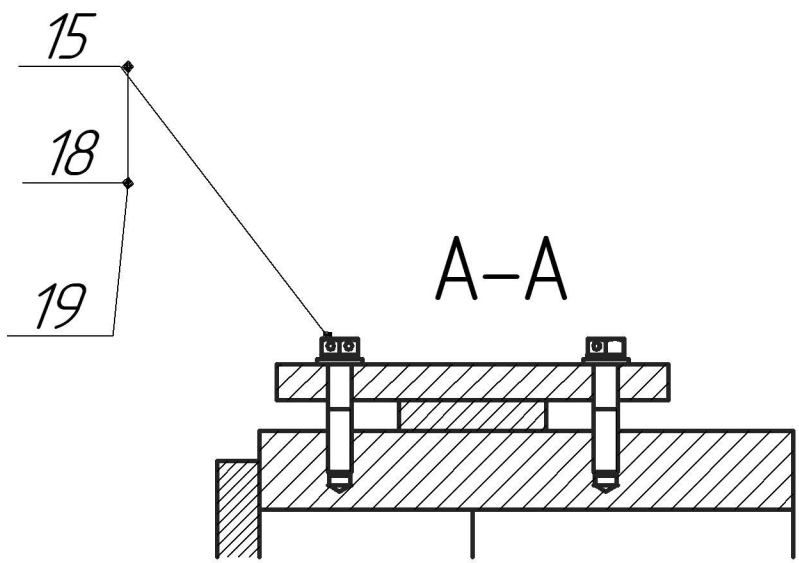
Споряджена вага, кг	75-80
З'єднуюча сила, кН	18,1
Розрахункова глибина при пошаровому ущільненні (пісок/гравій), мм	300-350
Швидкість переміщення, м/с	14,1
Потужність двигуна, кВт	4,05
Паливо	Бензин Аі-92
Ємкість паливного бака, літр	5

08-62.БКР.01.01.04.000.В3				Лист	Маса	Масштаб
Ім'я	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	-	1:2,5
Розроб.	Шевчук Н.В.					
Проб.	Слодій А.В.					
Т.контр.						
Н.контр.	Слодій А.В.				Лист	Листів
Утв.	Полещук Л.К.				1	1
-				ВНТУ, ІГМ-208		
Копіювати				Формат А1		

08-625KP.16.0100000CK



Ид. № подл.	Подп. и дата	Взам. ид. №	Ид. № дил.	Подп. и дата	Склад №	Перв. примен.



764

Технічна характеристика

- 1. Частота коливань, Гц – 20
- 2. Збурююча сила, кН – 60
- 3. Потужність приводу, кВт – 4

Технічні вимоги

- 1* Розміри для довідок.
- 2. В корпус генератора механічних коливань залита індустріальна олива марки І-20А ГОСТ 20799-88.

					08-62.БКР.16.01.00.000.СК				
					Генератор механічних коливань (складальне креслення)	Лист	Масса	Масштаб	
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата					1:2	
Разраб.	Шевчук Н.В.								
Проб.	Сладкий А.В.								
Т.контр.						Лист	Листов 1		
Н.контр.	Сладкий А.В.					ВНТУ, 1ГМ-20δ			
Утв.	Поліщук Л.К.								

Додаток В

СПЕЦИФІКАЦІЇ

**«РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ
ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ»**

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

Додаток Г

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ
ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

**«РОЗРОБКА БУДІВЕЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ З МЕХАНІЧНИМ
ГЕНЕРАТОРОМ КОЛИВАНЬ»**

					08-62.БКП.16.01.00.000.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка будівельної вібраційної плити з механічним генератором коливань»

Тип роботи: бакалаврська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 97,1% Схожість 2,9%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку _____ Шенфельд В. Й.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи _____ Шевчук Н. В.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи _____ Слабкий А. В.
(підпис) (прізвище, ініціали)