

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Розробка стенду для дослідження вібраційних систем машин**
за освітньою програмою «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні,
меліоративні машини і обладнання»

зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування
*** (шифр і назва спеціальності)

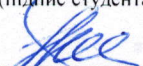
Виконав: студент

групи: ПМ1811


(підпис студента)

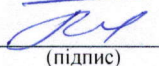
/ Олександр МАРУНІН /
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:


(підпис)

/ Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

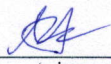
Нормоконтролер:


(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /
(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


(підпис)

Дніпро – 2022

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

Development of a stand for the study of vibration systems of machines

according to educational curriculum «Lifting and transport, construction, road, reclamation machines and equipment»

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПІМ1811

/ Alexander MARUNIN /

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ Kazimir HLAVATSKYI /

(position, name, surname)

Normative controller :

/ Oleksandr POSMITIUKHA /

(position, name, surname)

Dnipro – 2022

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

Development of a stand for the study of vibration systems of machines

according to educational curriculum «Lifting and transport, construction, road, reclamation machines and equipment»

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

(speciality and its code)

Done by the student of the group: ПМ1811

/ Alexander MARUNIN /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)

Освітня програма: Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

(підпис) **Сергій РАКША**
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Дата _____

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

студенту Маруніну Олександр Володимировичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Розробка стенду для дослідження вібраційних систем машин**

Керівник роботи: Главацький Казимир Цезарович, к. т. н., доцент

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "10" 11 2022 р. № 16ст

2. Строк подання студентом роботи: 20.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вид навантаження – динамічне вібраційне; тип силового контуру – ізольований від основного устаткування; тип приводу – електромеханічний, гідравлічний; категорія ґрунту – I - IV.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: технічне обґрунтування роботи.

4.2 Основна частина: силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування.

4.3 Науково-дослідна частина: Дослідження ефективності роботи дебалансів вібраційної системи машин.

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

Загальний вигляд стенда; складальні креслення навісного обладнання; результати науково-дослідної частини; розрахункові схеми; графіки; технічні рішення; деталювання; інші графічні матеріали.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Технічне обґрунтування роботи	06.03.2022	
2	Силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування	24.04.2022	
3	Дослідження ефективності роботи дебалансів вібраційної системи машин	20.05.2022	
4	Підготовка графічної частини роботи	10.06.2022	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.06.2022	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.06.2022	

Студент

(підпис)

Олександр МАРУНІН

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 74 сторінок

Найменування роботи: Розробка стенду для дослідження вібраційних систем машин.

Ілюстрації: схем 26; рисунків 10;

графіків 12; фотографій -;

таблиць 9.

Ключові слова: стенд, вібрація, система, металоконструкція, розрахунок, дослідження, сила, потужність, безпечність, технологічність, інтенсифікація, енергоємність.

Текст реферату:

Метою кваліфікаційної роботи є принципове, і в деякій мірі, схематичне рішення питань взаємного узгодження основних елементів стендового устаткування, отримання початкових даних для детального його розрахунку, з подальшим виготовленням цього стендового устаткування і використанням його в наочних учбових і наукових цілях.

Для досягнення поставленої мети у кваліфікаційній роботі вирішений ряд завдань, основними з яких є наступні: виконаний огляд відомих технічних аналогів лабораторного устаткування, та виконаний аналіз відомих патентних рішень; виконана технічна пропозиція даного лабораторного устаткування; виконаний силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування; виконаний аналіз і оптимізація варіантів форми дебалансів; описаний технологічний процес складання навісного обладнання лабораторного устаткування; зроблені висновки за результатами виконання роботи; виконаний ряд графічних матеріалів, зокрема, складальних та робочих креслень, що ілюструють дану роботу, а також підготовлена відповідна презентація.

ЗМІСТ

ВСТУП	- 6
1.ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	- 8
1.1 Огляд і аналіз технічних рішень аналогів	- 9
1.2 Варіанти конструктивних рішень навісок стенду	- 26
1.3 Технічна пропозиція лабораторного оснащення	- 31
1.4 Висновки за розділом	- 33
2 СИЛОВИЙ ТА КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ	- 34
2.1 Вихідні дані до розрахунку	- 34
2.2 Розрахункова схема устаткування	- 34
2.3 Визначення геометричних параметрів устаткування	- 36
2.4 Конструювання елементів устаткування	- 37
2.4.1 Стрижень	- 39
2.4.2 Вісь	- 41
2.5 Висновки за розділом	- 42
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДЕБАЛАНСІВ ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МАШИН	- 43
3.1 Вихідні дані до розрахунків	- 43
3.2 Розрахунок кругового дебалансу	- 44
3.3 Розрахунок секторного дебалансу	- 46
3.4 Розрахунки кільцево-сегментного дебалансу (1*)	- 47
3.5 Розрахунок квадратного дебалансу	- 49
3.6 Розрахунок кільцево-сегментного дебалансу (2*)	- 50
3.7 Розрахунок шестигранного дебалансу	- 52
3.8 Розрахунок дзеркально-сегментного дебалансу	- 54

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.	Марунін				Розробка стенду для дослідження вібраційних систем машин		Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Главацький							4	74
Реценз.							УДУНТ, гр. ПМ1811		
Н. Контр.	Посмітюха								
Затверд.	Ракша								

3.9 Розрахунок трикутного дебалансу	- 56
3.10 Розрахунок п'ятигранного дебалансу	- 58
3.11 Співставний аналіз ефективності роботи дебалансів ВСМ	- 62
3.12 Висновки за розділом	- 66
4 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС СКЛАДАННЯ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ	- 67
4.1 Короткий опис процесу складання	- 67
4.2 Опис конструкції механізму	- 67
4.3 Методика проведення складання навісного обладнання лабораторного устаткування	- 69
4.4 Висновки за розділом	- 69
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	- 70
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	- 72

ВСТУП

Один з визначальних напрямів науково-технічного прогресу у будівництві нині полягає у послідовному підвищенні організаційної і технологічної гнучкості виробництва, у розробці, створенні і постановці на виробництво нових поколінь високоефективної техніки.

Актуальність роботи пояснюється необхідністю підвищення ефективності застосування вібраційних систем (ВС) будівельних і колійних машин (ВСМ) в сучасних умовах, в результаті поліпшення таких техніко-економічних показників, як енергоефективність, продуктивність, багатофункціональність, тощо. Цьому сприятиме і вибір раціональної форми дебалансів для створення максимальної збурюючої сили при постійній величині кутової швидкості за рахунок максимального значення добутку маси дебалансу а його ексцентриситет.

Перспективним напрямком удосконалення ґрунтоущільнюючих машин є створення вібросистем, в яких передбачається можливість регулювання вектора збурюючої сили за допомогою різних її складових (маса та ексцентриситет дебалансу, кутова швидкість, взаємне відносне розташування дебалансів і т. п.).

У цій кваліфікаційній роботі розглядається можливість створення лабораторного дослідницького устаткування у вигляді стенду для дослідження вібраційних систем машини.

Метою роботи є принципове, і в деякій мірі, схематичне рішення питань взаємного узгодження основних елементів стендового устаткування, отримання початкових даних для детального його розрахунку, з подальшим виготовленням цього стендового устаткування і використанням його в наочних учбових і наукових цілях.

Для досягнення поставленої мети у кваліфікаційній роботі вирішений ряд завдань, основними з яких є наступні:

– виконаний огляд відомих технічних аналогів лабораторного устаткування, та виконаний аналіз відомих патентних рішень;

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- виконана технічна пропозиція даного лабораторного устаткування;
- виконаний силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування;
- виконаний аналіз і оптимізація варіантів форми дебалансів;
- описаний технологічний процес складання навісного обладнання лабораторного устаткування;
- зроблені висновки за результатами виконання роботи;
- виконаний ряд графічних матеріалів, зокрема, складальних та робочих креслень, що ілюструють дану роботу, а також підготовлена відповідна презентація.

					ДІІТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ТЕХНІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Основними завданнями, що постають перед сучасним будівництвом, є створення й впровадження прогресивної технології, систем машин і механізмів, що забезпечують комплексну механізацію будівельно-монтажних і спеціальних робіт, істотне зниження обсягу робіт, виконуваних ручним способом. Один зі шляхів рішення цих завдань – роботизація будівельних процесів, що дозволяють знизити витрати важкої, монотонної праці, підвищити її продуктивність, поліпшити якість будівельних робіт, виключити участь людини в процесах, виконуваних у складних і небезпечних умовах. Перспективним напрямком удосконалення ґрунтоущільнюючих машин є створення вібросистем в яких передбачається можливість регулювання вектора збурюючої сили за допомогою різних її складових (маса та ексцентриситет дебалансу, кутова швидкість, взаємне розташування дебалансів відносно один одного і т. ін.).

Удосконалення машин для земляних робіт (МЗР), і, зокрема, їх робочих органів і робочого устаткування, не можливо без детального вивчення причин, що викликають передчасне зношування деталей і їхніх поверхонь.

З огляду на велике розмаїття існуючих ідей поліпшення машин даного класу, відбитих у патентній і іншій науково-технічній літературі, доцільно ознайомитися не тільки з ними, але й зі способами досягнення пропонованих в них позитивних результатів з мінімальними витратами матеріальних і трудових ресурсів. Важливу роль у процесі пошуку напрямків поліпшення МЗР і їх робочих органів відіграє наочне подання процесів взаємодії робочих органів з розроблювальним середовищем з використанням моделювання в лабораторних умовах. Модель дозволяє: прискорити процес правильного сприйняття складних, багатофакторних взаємодій; обґрунтувати з достатнім ступенем надійності необхідність впровадження досліджуваних процесів; продовжити вдосконалення робочих органів машин; одержати відправну точку в теоретичних дослідженнях або підтвердити їх, уточнюючи прийняті припущення.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З метою створення багатофункціонального стендового устаткування, яке можна використовувати для навчальних і наукових цілей, необхідно вивчити досвід проектування його аналогів, а також схеми підлягаючих дослідженню робочих органів МЗР. Результати таких досліджень наведені нижче.

1.1 Огляд і аналіз технічних рішень аналогів

Вібростенд або вібраційна установка – пристрій для випробування машин, апаратів, приладів на вібрацію.

Основною функцією вібростенда є забезпечення безпосереднього перетворення певного виду енергії в енергію вібрації для передавання вібрації об'єктові випробувань. Вібростенд є основною складовою вібраційного випробувального устаткування, яке також включає засоби задання, керування, підсилення, вимірювання, автоматичного контролю та допоміжних засобів, що забезпечують відтворення вібрації з нормованими характеристиками точності.

Технічне рішення 1 – Вібростенд. На рисунку 1.1 зображено корисна модель вібростенда [1]. Дана корисна модель відноситься до галузі машинобудування, зокрема до випробувальної техніки і може бути використана для формування вібрацій у випробувальному виробі.

Найбільш близьким до запропонованої моделі є багатокоординатний вібростенд, що містить основу, платформу для установки випробувального виробу, віброзбурювачі, з'єднувальні вузли, блоки віброперетворювачів, установлених на платформі і зв'язаний із системою керування, а платформа виконана у формі порожнистого паралелепіпеда і зв'язана з основою з'єднувальними вузлами, що являють собою пружини, ортогонально сторонам платформи установлені віброзбурювачі, виконані у вигляді двотактних елементів, реактивні частини вертикально розташованих електромагнітів охоплюють основу платформи і додатково містять обмотки постійного струму, з'єднані з джерелом постійної напруги, що регулюється.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

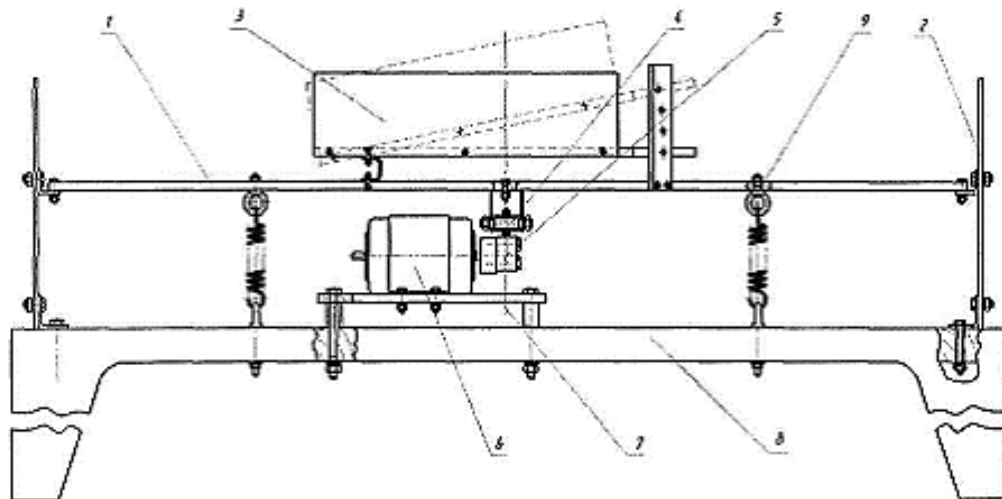


Рис. 1.1. Схема лабораторного вібростенду

Недоліком даного пристрою є недостатня жорсткість конструкції, що обумовлює неможливість проведення якісних вібраційних випробувань матеріалів, віброобробка яких супроводжується зміною форми та фізичних властивостей, і, як наслідок, перерозподілом маси на платформі (наприклад, процесів вібротранспортування або віробункеризації сипких матеріалів). Окрім того, неможливо проведення достатньо точних досліджень процесів вібротранспортування сипких матеріалів у зв'язку зі складністю поєднання наперед заданих кутів нахилу віброуючої платформи з кутом вібрації.

В основу даної корисної моделі покладена задача створення вібростенду, конструктивні особливості якого забезпечили б можливість підвищення якості вібровипробувань.

Це досягається тим, що на вібростенді, який містить випробувальну платформу, випробувальна платформа встановлена на закріпленій на опорах з можливістю регулювання кута нахилу балки, що з'єднана з ексцентриком через штовхач, та має можливість регулювання кута вібрації.

Суть корисної моделі пояснюється схемою лабораторного вібростенда (див. рис.1.1). Основною частиною вібростенду є балка 1, закріплена на опорах 2 з встановленою на ній випробувальною платформою 3. Балка через штовхач 4 зв'язана з ексцентриком 5, закріпленим на валу електродвигуна 6. Двигун

встановлений на плиті 7, яка жорстко зв'язана зі столом 8. Поперечна жорсткість балки додатково регулюється пружинами 9.

При обертанні валу двигуна 6 штовхач 4 одержує від ексцентрика 5 коливання, форма яких задається геометрією ексцентрика. Завдяки значній повздовжній жорсткості балки 1, в системі виникають строго контрольовані коливання. За допомогою фіксуючого механізму випробувальна платформа може змінювати кут нахилу до горизонталі на 2° , 4° і 6° . Цим кутом регулюється нахил віброуючої поверхні без зміни кута вібрації. В тому ж діапазоні регулюється кут нахилу балки до горизонту, що відповідає зміні кута вібрації. Для збільшення жорсткості опор передбачена можливість встановлення ребер жорсткості (на схемі не показані).

Технічне рішення 2 – Вібростенд: Винахід, що описується, належить до приладобудування, зокрема, до техніки вібраційних випробувань вимірювачів параметрів механічних коливань, переважно поступального характеру, і може бути використаний в якості вібростенда [2] для динамічних випробувань і експериментального визначення характеристик первинних вимірювачів.

Відомо вібростенд для відтворення горизонтальних коливань, який містить основу, рухому платформу, пружній підвіс рухомої платформи у вигляді плоских пружин, які з'єднують рухому платформу з основою, і пересувні затискачі для зміни активної довжини пружин з метою керування власною частотою підвісу.

Недоліком цього вібростенда є неможливість проведення експериментальних досліджень в широкому діапазоні частот, що пояснюється обмеженим діапазоном зміни власної частоти підвісу за допомогою пересувних затискачів.

Найбільш близьким до винаходу за технічної суті є горизонтальний вібростенд, який містить нерухому і рухому платформи, причому, хоча б одна з них, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу, пружну систему підвісу рухомої платформи на вертикально встановлених пружних елементах, консольно закріплених на нерухомій і рухомій платформах, і збудник

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коливань рухомої платформи в горизонтальній площині. Такий вібростенд дозволяє проводити експериментальні дослідження в широкому діапазоні частот.

Недоліком вібростенда є викривлення форми відтворюваних коливань рухомої платформи в горизонтальній площині, що пояснюється нелінійністю характеристики жорсткості пружних елементів.

В основу винаходу поставлено задачу удосконалити вібростенд шляхом встановлення між нерухомою і рухомою платформами магнітної системи, напрямок вісі якої є перпендикулярним до напрямку відтворюваних коливань рухомої платформи в горизонтальній площині, що забезпечить компенсацію нелінійності характеристики жорсткості пружних елементів, і, як наслідок, зменшення викривлень форми відтворюваних коливань рухомої платформи в горизонтальній площині, за рахунок чого підвищується точність експериментального визначення характеристик первинних вимірювачів.

Поставлена задача виконується тим, що в вібростенді, який містить нерухому і рухому платформи, причому, хоча б одна з них, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу, пружний підвіс, виконаний у вигляді вертикально встановлених пружних елементів, консольно закріплених на нерухомій і рухомій платформах, і збудник коливань рухомої платформи в горизонтальній площині, новим є те, що між нерухомою і рухомою платформами встановлена магнітна система, напрямок осі якої є перпендикулярним до напрямку коливань рухомої платформи в горизонтальній площині, з зазором між магнітною системою і платформою, яка, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу, причому, зазор визначають із співвідношення:

$$\delta > \frac{k}{n} \cdot \frac{8}{\pi^4} \cdot \frac{l^4}{EI}, \quad (1.1)$$

де δ – зазор між магнітною системою і платформою, яка, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу;

k – коефіцієнт, який враховує геометрію магнітної системи і силу, що її магнетує;

n – кількість пружних елементів;

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

l – довжина пружних елементів між місцями консольного зацмлення на нерухомій і рухомій платформах;

E – модуль пружності матеріалу пружних елементів;

I – момент інерції поперечного перерізу пружних елементів.

Таке встановлення магнітної системи і вибір зазору із вищевказаного співвідношення дозволить компенсувати нелінійність характеристики жорсткості пружних елементів, що призведе до зменшення викривлень форми відтворюваних коливань рухомої платформи в горизонтальній площині і, за рахунок цього, підвищити точність експериментального визначення характеристик первинних вимірювачів.

На рисунку 1.2 представлено приклад схеми вібростенда, коли рухома платформа, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу і магнітна система встановлена на нерухомій платформі, на рисунку 1.3 представлено приклад схеми розрізу вібростенда, коли нерухома платформа, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу і магнітна система встановлена на рухомій платформі, а на рисунку 1.4 – схема, яка пояснює принцип дії винаходу.

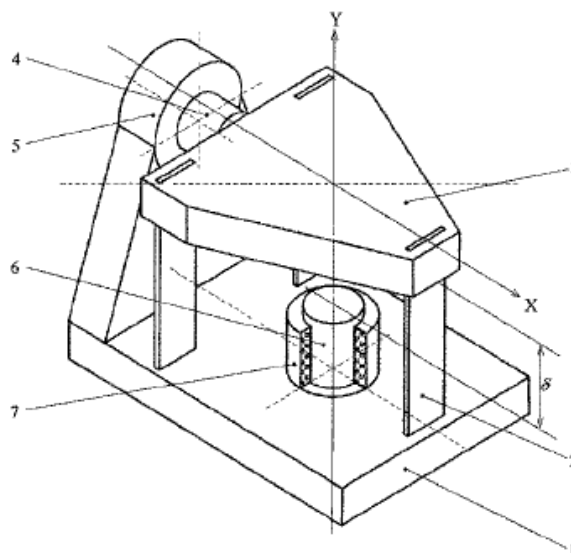


Рис. 1.2. Схема вібростенда

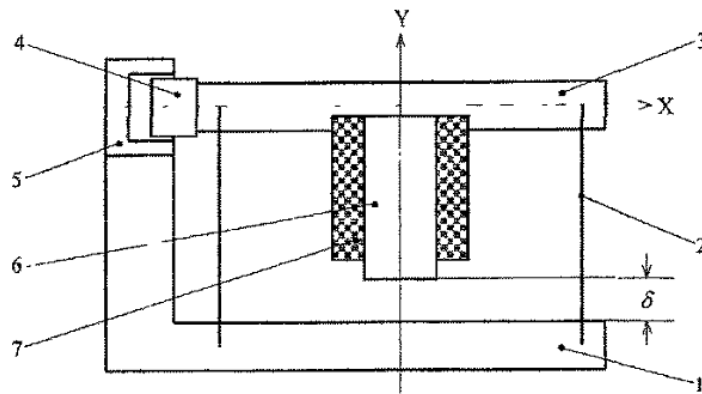


Рис. 1.3. Схема розрізу вібростенда

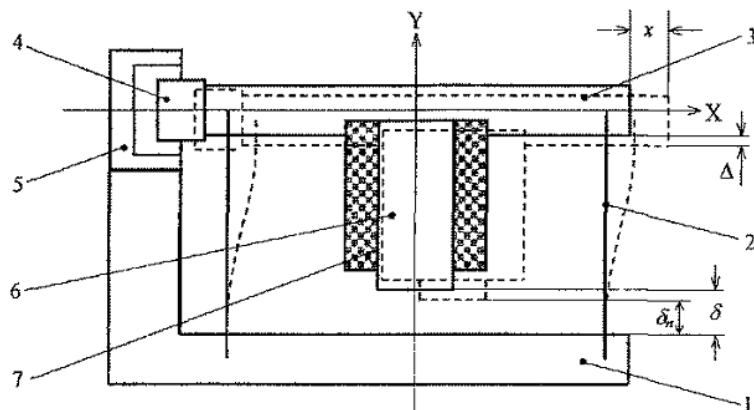


Рис. 1.4. Схема, яка пояснює принцип дії винаходу

Вібростенд складається з нерухомої платформи 1, на якій консольно закріплені нижні кінці вертикально встановлених пружних елементів 2, що мають форму плоских пружин, верхні кінці яких консольно закріплені на рухомій платформі 3. Коливання рухомої платформи 3 в горизонтальній площині збуджуються електродинамічним вібратором, рухома котушка 4 якого закріплена на рухомій платформі 3, а система підмагнетовування 5 – на нерухомій платформі 1. У випадку, коли рухома платформа 3, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу (див. рис. 1.2), магнітна система, яка складається з ядра 6 і електричної обмотки 7 і напрямок вісі якої, є перпендикулярним до напрямку коливань рухомої платформи 3 в горизонтальній площині, тобто, збігається з віссю Y, встановлюється на нерухомій платформі 1 з зазором між ядром 6 і рухомою платформою 3, який обирається із співвідношення:

$$\delta > \frac{k}{n} \cdot \frac{8}{\pi^4} \cdot \frac{l^4}{EI} \quad (1.2)$$

в якому коефіцієнт k визначається як

$$k = -\mu_0(iw)^2 \frac{\pi^2}{16} \cdot \frac{1}{l} \cdot \frac{S}{\delta^2} \quad (1.3)$$

де iw – магнітна сила, тобто, ампер-витки електричної обмотки 7, 4;

S – площа поперечного перетину керна 6.

У випадку, коли нерухома платформа 1, принаймні частково, виготовлена феромагнітного матеріалу (див рис. 1.3), магнітна система, яка складається з керна 6 і електричної обмотки 7 і напрямок вісі якої, є перпендикулярним до напрямку коливань рухомої платформи 3 в горизонтальній площині, тобто, збігається з віссю Y , встановлюється на рухомій платформі 3 з зазором між керном 6 і нерухомою платформою 1, який обирається із співвідношення:

$$\delta > \frac{k}{n} \cdot \frac{8}{\pi^4} \cdot \frac{l^4}{EI} \quad (1.4)$$

Принцип роботи вібростенда полягає в тому, що при коливаннях рухомої платформи 3 в горизонтальній площині вздовж вісі X , які збуджуються електродинамічним вібратором, виникає сила, яка діє на рухома платформу 3 вздовж вісі X і залежить від величини x (див рис. 1.4) цих коливань рухомої платформи 3. Складовими цієї сили є сила $P_{\text{пруж}}$, обумовлена жорсткістю плоских пружин 2 на згин.

$$P_{\text{пруж}} = \frac{\pi^4 EI}{8 l^3} nx + \frac{\pi^4}{16} \cdot n \cdot \frac{EI}{l^4} x^3 \quad (1.5)$$

і сила $P_{\text{пер}}$, обумовлена перекидним моментом.

$$P_{\text{пер}} = -\frac{\pi^2}{8} \frac{1}{l} mgx \quad (1.6)$$

де m – маса рухомої платформи 3.

Відтворення коливань рухомої платформи 3 в горизонтальній площині вздовж вісі X супроводжується переміщенням Δ (див рис. 1.4) рухомої платформи 3 у вертикальному напрямку вздовж вісі Y , тобто, у напрямку, перпендикулярному до вісі X .

Це переміщення обумовлено деформацією плоских пружин 2 і кінематично пов'язане з коливаннями рухомої платформи 3 в горизонтальній площині співвідношенням.

$$\Delta = \frac{\pi^2}{16} \cdot \frac{x^2}{l} \quad (1.7)$$

Завдяки переміщенню Δ рухомої платформи 3 у вертикальному напрямку, поточне значення зазору δ_n між керном 6 і платформою, яка, принаймні частково, виготовлена з феромагнітного матеріалу, буде зменшуватися у відповідності з формулою.

$$\delta_n = \delta - \frac{x^2}{16} \cdot \frac{x^2}{l} \quad (1.8)$$

а магнітна енергія W_N , яка накопичена у цьому зазорі

$$W_M = \mu_0 \frac{1}{2} (i\omega)^2 \frac{S}{\delta_n} \quad (1.9)$$

– буде зростати.

Враховуючи вищезазначений кінематичний зв'язок між коливаннями рухомої платформи 3 в горизонтальній площині вздовж вісі X на величину x і переміщенням Δ у вертикальному напрямку вздовж вісі Y, зростання магнітної енергії W_N призведе до виникнення сили $P_{\text{магн}}$, яка діє на рухому платформу 3 вздовж вісі X.

$$P_{\text{магн}} = -\frac{\partial W_N}{\partial x} = -k \cdot x - \frac{\pi^2}{8} \frac{1}{l} k \frac{1}{\delta} x^3 \quad (1.10)$$

Загальна сила P , яка діє на рухому платформу 3, у цьому випадку буде визначатися формулою.

$$P = \left(\frac{\pi^4}{8} \cdot \frac{EI}{l^3} \cdot n - \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{1}{l} \cdot m \cdot g - k \right) \cdot x + \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{1}{l} \cdot \left(\frac{\pi^4}{16} \cdot n \cdot \frac{EI}{l^4} - k \cdot \frac{1}{\delta} \right) \cdot x^3 \quad (1.11)$$

Вибір зазору із співвідношення $\delta > \frac{k}{n} \cdot \frac{8}{\pi^4} \cdot \frac{l^4}{EI}$ призводить до того, що нелінійні складові сили, обумовлені жорсткістю плоских пружин 2 і магнітною системою, яка складається з керна 6 і електричної обмотки 7, взаємно компенсуються (у випадку, якщо $\delta > \frac{k}{n} \cdot \frac{16}{\pi^4} \cdot \frac{l^4}{EI}$, нелінійні складові компенсуються повністю), що призводить до зменшення нелінійних викривлень форми відтворюваних гармонічних коливань рухомої платформи 3 в горизонтальній

площині, які збуджуються збудником коливань, і за рахунок цього, – до підвищення точності відтворення гармонічних коливань рухомої платформи 3.

Підвищення точності відтворювання гармонічних коливань в горизонтальній площині, що досягається при використанні винаходу, дозволить підвищити точність експериментального визначення характеристик первинних вимірювачів механічних коливань.

Технічне рішення 3 – Низькочастотний вібростенд: Низькочастотний вібростенд [3] містить предметний столик, з'єднаний зі станиною за допомогою телескопічних напрямних та пружного елемента, встановленого на корпусі електронного блока, що включає підсилювач, АЦП, систему цифрового зв'язку та блок живлення, який приводить до руху коливальний блок із двигуном та сполучною планкою з впресованими втулками.

Електронний блок додатково має пристрій широтно-імпульсного керування, вхід якого з'єднано з блоком живлення, а вихід – з двигуном, крім того в коливальний блок введено диск з ексцентриковим кріпленням у вигляді спіралеподібної прорізі.

Низькочастотний вібростенд (рис. 1.5.) містить випробувальний датчик 1, встановлений на предметному столику 2, з'єднаний зі станиною 12 (в прототипі – основа), за допомогою телескопічних напрямних 3, 4, 5, 6.

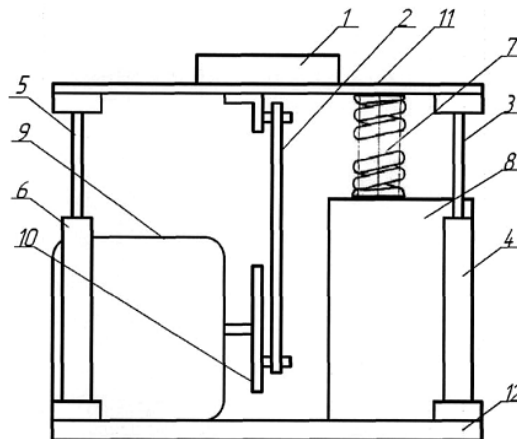


Рис. 1.5. Схематичне зображення низькочастотного вібростенда

Пружний елемент 7 встановлено на електронному блоці 8, який містить підсилювач, АЦП, систему цифрового зв'язку, пристрій широтно-імпульсного керування та блок живлення.

Двигун 9 жорстко закріплений на станині 12, вал якого нерухомо з'єднаний із диском з ексцентриковим кріпленням у вигляді спіралеподібній прорізі 10. Диск 10 виконаний, з можливістю рухомого з'єднання зі сполучною планкою 11. Диск для зміни амплітуди 10 має прорізь, виконану по спіралі (див. рис. 1.6.). Закріплюючи сполучну планку 11 у різних частинах прорізі, встановлюють потрібну амплітуду коливань.

Виконання з'єднання вала двигуна зі сполучною планкою через диск з ексцентриковим кріпленням у вигляді спіралеподібній прорізі дозволяє лінійно змінювати амплітуду коливань предметного столика.

Виконання електронного блока з пристроєм широтно-імпульсного керування дозволяє плавно змінювати частоту обертання вала двигуна.

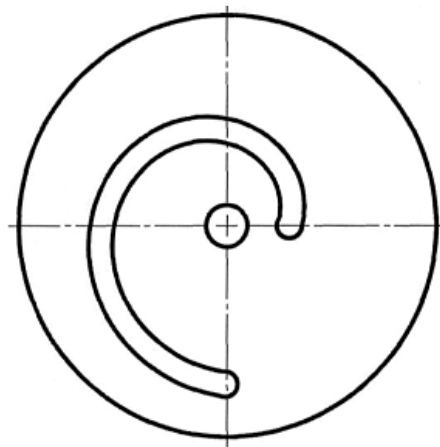


Рис. 1.6. Диск з ексцентриковим кріпленням у вигляді спіралеподібного прорізу для зміни амплітуди

Виконання пружного елемента у вигляді пружини зменшує паразитні коливання, які виникають під час роботи конструкції, що сприяє підвищенню надійності пристрою і точності результатів вимірювання.

Низькочастотний вібростенд працює таким чином, напруга з блоку живлення модулюється у пристрої широтно-імпульсного керування, та змушує обертатись вал двигуна з диском для зміни амплітуди 10, який за допомогою сполучної планки 11 перетворює круговий рух у поступальний та змушує рухатись предметний столик 2 з випробувальним об'єктом 1 у вертикальній площині. Телескопічні напрямні 3, 4, 5, 6 забезпечують виключно вертикальний рух предметного столика 2. Зменшенню амплітуди паразитних коливань та згладжуванню різких рухів коливального пристрою сприяє пружний елемент, механічна енергія якого перетворюється у теплову та розсіюється в навколишнє середовище.

Технічне рішення 4 – Трикоординатний вібростенд (рис. 1.7). Корисна модель [4] належить до машинобудування, а саме до вібраційного обладнання і може знайти використання для очищення деталей великих розмірів та складної конфігурації.

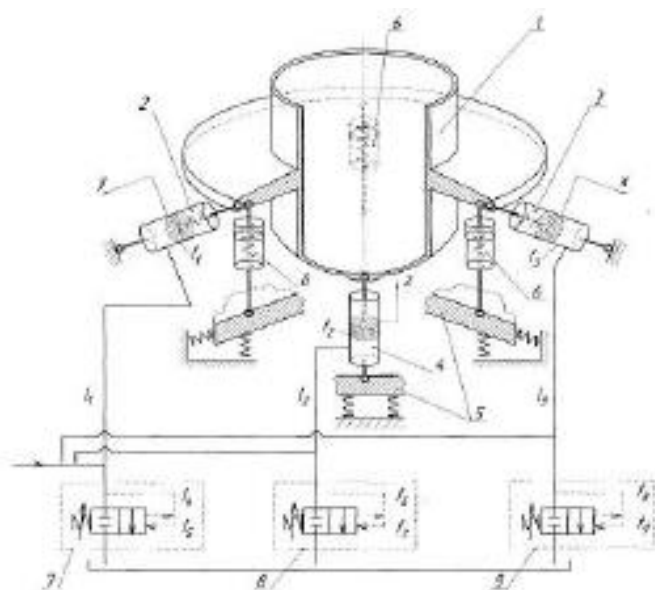


Рис. 1.7. Конструктивна схема трикоординатного вібростенда

Аналогом запропонованого пристрою є пристрій для випробувань виробів на вібраційні навантаження в трьох ортогональних напрямках, що складається з електродинамічних вібраторів з взаємно перпендикулярним напрямком дії вібраційного навантаження та платформи для встановлення виробу для

випробування, що виконана у вигляді паралелепіпеда, а контактуючі поверхні столів вібраторів і платформи стенда виконані притертими і змащеними.

Недоліком цього пристрою є технологічна складність виготовлення та експлуатації.

Найбільш близьким до пристрою, що заявляється є трикоординатний вібростенд, що містить станину, в подальшому віброізолювана станина, три електродинамічні вібратори, встановлених по взаємно перпендикулярних напрямках, платформу (для встановлення об'єкта, що випробовується) та вузли з'єднання платформи із столами вібраторів, які складаються із прикріпленого до платформи корпусу, розташованого в цьому корпусі диска, що жорстко зв'язаний з столом і зажатих між диском і протилежними поверхнями корпусу пружних елементів, виконаних у вигляді гумово-металевих, які мають високу жорсткість в напрямку передачі вібрації і малу жорсткість в перпендикулярному напрямку.

Недоліком даного вібростенду є вузькі функціональні можливості внаслідок недостатньої точності відтворення вібрації та обмеженого діапазону вібропереміщень.

Трикоординатний вібростенд, що містить віброізолювану станину 5, на якій встановлено вібробункер U-подібної форми 1 на трьох пружних елементах 6, що виконані у вигляді регульованих пружин, три гідроциліндри 2, 3 та 4, які розташовані під кутом, що не перевищує 10° до трьох головних ортогональних площин. Кожен з гідроциліндрів 2, 3 та 4 зв'язаний відповідно з генераторами імпульсів тиску 7, 8 та 9, що підключені до напірних порожнин гідроциліндрів по схемі «на виході».

Трикоординатний вібростенд працює наступним чином. Налаштовують генератори імпульсів тиску 7, 8, 9 на необхідну частоту вібрації та вмикають подачу рідини до напірної гідролінії. При цьому гідроциліндри 2, 3 та 4 створюють вібрації, які передаються бункеру U-подібної форми 1, а пружні елементи 6 забезпечують його повернення в початкове положення.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Технічне рішення 5 – Багатокоординатний вібростенд: Винахід [5] відноситься до випробувальної техніки і може бути використаний для формування багатокоординатних вібрацій у випробуваному виробі.

Відомий електромагнітний вібратор для навантаження випробуваного об'єкта ортогональними навантаженнями, що містить осердя з розміщеними на ньому обмотками і якір у вигляді стрижня, що з'єднується з випробуваним об'єктом, при цьому осердя виконане з трьома взаємно перпендикулярними полюсами, що охоплюють якір із торця і бічної поверхні.

Недоліком даного пристрою є неможливість компенсації кутових коливань, що виникають у процесі випробування об'єктів, що призводить до зниження точності відтворених коливань.

Найбільш близьким до пропонованого технічного вирішення є багатокоординатний вібростенд що містить платформу, призначену для установки випробуваного виробу, віброзбуджувачі, з'єднувальні вузли, що зв'язують віброзбуджувачі з платформою, послідовно з'єднаний блок віброперетворювачів, зв'язаний із платформою, та систему керування.

Недоліком даного пристрою є те, що з'єднувальні вузли зв'язують віброзбуджувачі з платформою, тобто існує механічний зв'язок між платформою і віброзбуджувачами, що не тільки знижує потужність зусиль, що передаються і спотворюють сигнал за рахунок виникнення параметричних коливань, але і зменшує надійність самого вібростенда. Це, в першу чергу, відноситься до таких з'єднувальних елементів, як рухливі штанги і сильфони. Крім цього, наявність з'єднувальних вузлів між платформою і віброзбуджувачами знижує швидкість і точність відтворення заданих навантажень.

Виконання платформи у вигляді полого паралелепіпеда дозволяє розмістити віброзбуджувачі щодо платформи таким чином, що центр мас платформи у початковий момент роботи вібростенда розташований на лінії дії результуючої сили збудження по кожній координаті і при рівних довжинах плеч

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

діючих моментів. Це знижує розмір паразитних коливань платформи і розвантажує систему керування.

Розташування вібробуджувачів ортогонально сторонам платформи (не менше двох) по кожній осі дає можливість формувати задані кутові коливання, а також компенсувати паразитні кутові коливання, при формуванні тільки лінійних вібрацій, що підвищує точність відтворення заданих навантажень.

Використання як вібробуджувачів двотактних електромагнітів підвищує швидкість відтворення вібрацій.

Розміщення реактивних частин електромагнітів на основі, а активних – на платформі дає можливість виключити механічний зв'язок між платформою і вібробуджувачами, тобто передавати зусилля безпосередньо від вібробуджувачів до платформи, що підвищує надійність вібростенда і точність відтворення заданих навантажень.

Для виключення впливу вагових параметрів випробуваного об'єкта і платформи в електромагніти вертикальних вібрацій включена додаткова обмотка, з'єднана з регульованим джерелом постійної напруги.

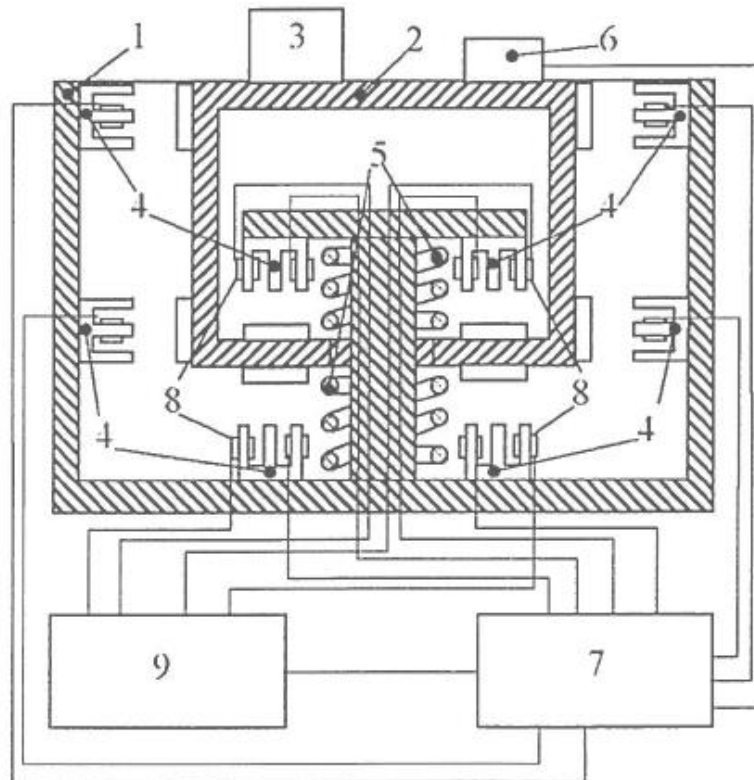


Рис. 1.8. Блок-схема багатокоординатного вібростенда

Відмітні ознаки передбачуваного винаходу є істотними, тому що їхня наявність забезпечує розв'язку платформи і віброзбуджувачів, а також дозволяє компенсувати кутові коливання, що підвищує надійність роботи вібростенда і точність відтворення заданих навантажень.

Багатокоординатний вібростенд містить основу 1, платформу 2 для установки випробуваного виробу 3, віброзбуджувачі 4, з'єднувальні вузли 5, блок віброперетворювачів 6, установлений на платформі 2 і зв'язаний із системою керування 7. Платформа 2 виконана у формі полого паралелепіпеда і зв'язана з основою 1 з'єднувальними вузлами 5 що являють собою пружини, ортогонально сторонам платформи 2 установлені віброзбуджувачі 4, виконані у вигляді двотактних електромагнітів, реактивні частини яких розташовані на основі 1, а активні жорстко зв'язані з платформою 2.

Реактивні частини вертикально-розташованих електромагнітів охоплюють основу платформи 2 і додатково містять обмотки постійного струму 8, з'єднані з джерелом постійної напруги, що регулюється, 9.

Багатокоординатний вібростенд працює таким чином.

Система керування 7 формує керуючі сигнали, які відповідають програмі випробувань, та надходять на віброзбуджувачі 4, що передають вібраційну дію на платформу 2, де розташовані випробуваний об'єкт 3 і блок віброперетворювачів 6. У процесі випробувань блок віброперетворювачів 6 фіксує механічні коливання, яких зазнає випробуваний об'єкт 3, і перетворює їх в електричний сигнал. Вихідний сигнал блока віброперетворювачів 6 надходить на вхід керуючої системи 7, яка за цим сигналом коректує необхідні значення сигналів керування кожним віброзбуджувачем 4. Крім того, система 5 керування 7 формує сигнали керування джерелом постійної напруги, що регулюється, 9, за рахунок чого формується необхідна постійна напруга на додаткових обмотках 8 вертикально розташованих електромагнітів 4, що дозволяє одержати компенсуючу електромагнітну силу, лінія дії якої, протилежна силі гравітації, тобто виключити вплив вагових параметрів випробуваного об'єкта 3 і платформи 2. Така побудова

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

багатокоординатного вібростенда дозволяє істотно зменшити вплив з'єднувальних вузлів на формування відтворюваних навантажень, а також підвищити надійність вібростенда.

Технічне рішення 6 – Віброкоток: Корисна модель [6] відноситься до галузі будівництва, зокрема до машин та механізмів для ущільнення ґрунтів.

Відомий коток, що містить привод, поворотно-причепний пристрій, робочу раму, валець та баласт.

Недоліком котка є те, що робоча рама з вальцем є причіпною. Це збільшує габаритні розміри та знижує його маневреність.

Найближчим технічним рішенням є вібраційний коток, що містить привод, поворотний пристрій, раму, валець з віброзбуджувачем та баласт.

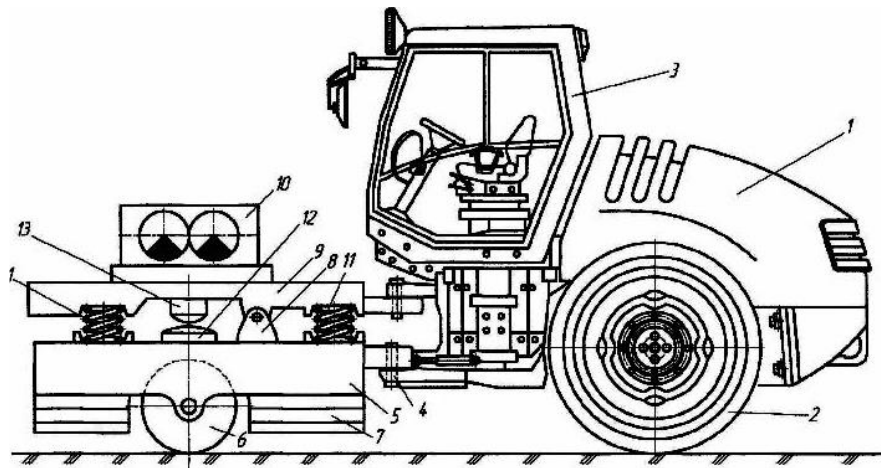


Рис. 1.9. Загальний вигляд віброкотка

Суттєвим недоліком відомої конструкції є те, що дія на ґрунт здійснюється за рахунок вібрації та ваги котка. При цьому відсутня ударна дія на ґрунт, що зменшує ефективність процесу ущільнення ґрунтів.

Сутність корисної моделі пояснюється кресленнями. На рисунку 1.9 показаний загальний вигляд віброкотка; на рисунку 1.10 показана рама з вальцем, віброзбуджувачем та баластом; на рисунку 1.11 показаний вигляд А з рисунку 1.10.

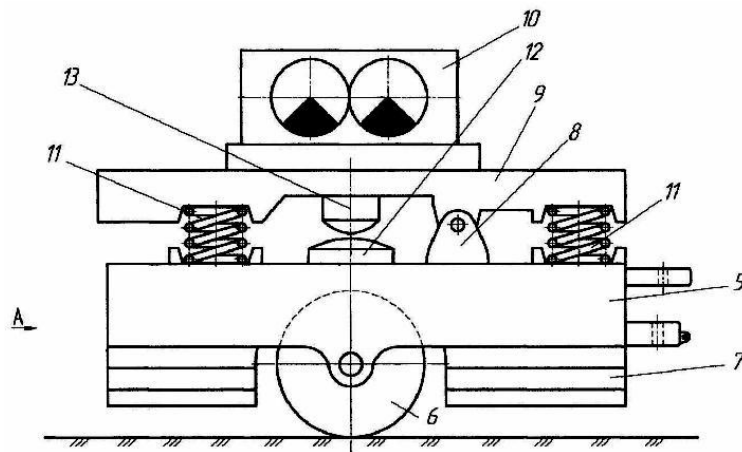


Рис. 1.10. Рама з вальцем, вібробуджувачем та баластом

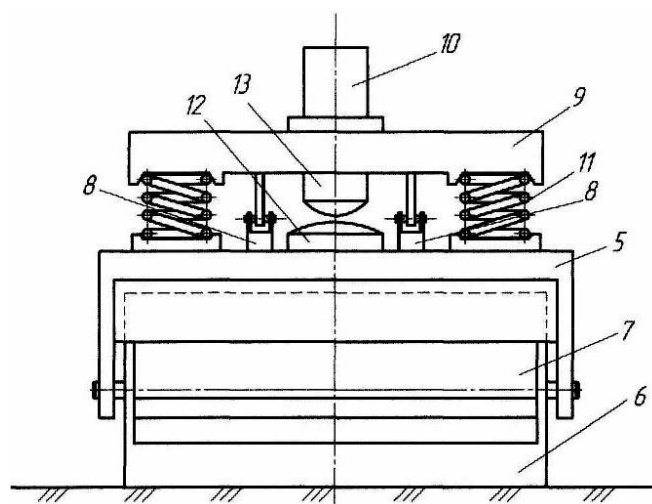


Рис. 1.11. Вигляд А з рис. 1.10

Віброкоток містить привод 1 з ведучим мостом 2 і кабіною керування 3, до яких за допомогою поворотного пристрою 4 встановлена рама 5 з вальцем 6 та баластом 7. На рамі 5 за допомогою кронштейна 8 та додаткової рами 9 шарнірно встановлений вібробуджувач 10. Вібробуджувач 10 також зв'язаний з рамою 5 пружним елементом 11. Рама 5 та вібробуджувач 10 обладнані ударними плитами 12 та 13.

Віброкоток працює таким чином. При робочому ході котка у взаємодію з ґрунтом вступає валець 6, вага якого та вага рами 5 з установленим на ньому устаткуванням передається на ґрунт. При включенні у роботу вібробуджувача 10 коливання від нього через пружні елементи 11 передаються на валець 6, а потім на ґрунт. Під дією коливань ударна плита 13 наносить удари по плиті 12 і далі ці

ударні імпульси передаються на валець 6. Таким чином, на ґрунт віброкоток здійснює вплив дією ваги, вібрації та удару, що значно підвищує ефективність процесу ущільнення ґрунтів.

Виконання віброкотка з віброзбуджувачем 10, який встановлений на рамі 5 шарнірно та зв'язаний з нею пружними елементами 11, а також обладнання віброзбуджувача 10 та рами 5 ударними плитами 13 і 12, дозволяє працювати віброкотку у комбінованому режимі і ущільнювати ґрунт під дією ваги, вібрації та удару. Це дозволяє підвищити ефективність ущільнення ґрунтів.

1.2 Варіанти конструктивних рішень навісок стенду

При розробці креслень, переглянуто декілька варіантів конструювання стенду для випробовування ріжучих елементів відвалів бульдозерів, під час проектування виявлялися як переваги так і недоліки того чи іншого варіанту.

На рисунку 1.12 зображений варіант рішення, який складається зі: стійки 1, до якої кріпиться опора жорсткості 2.

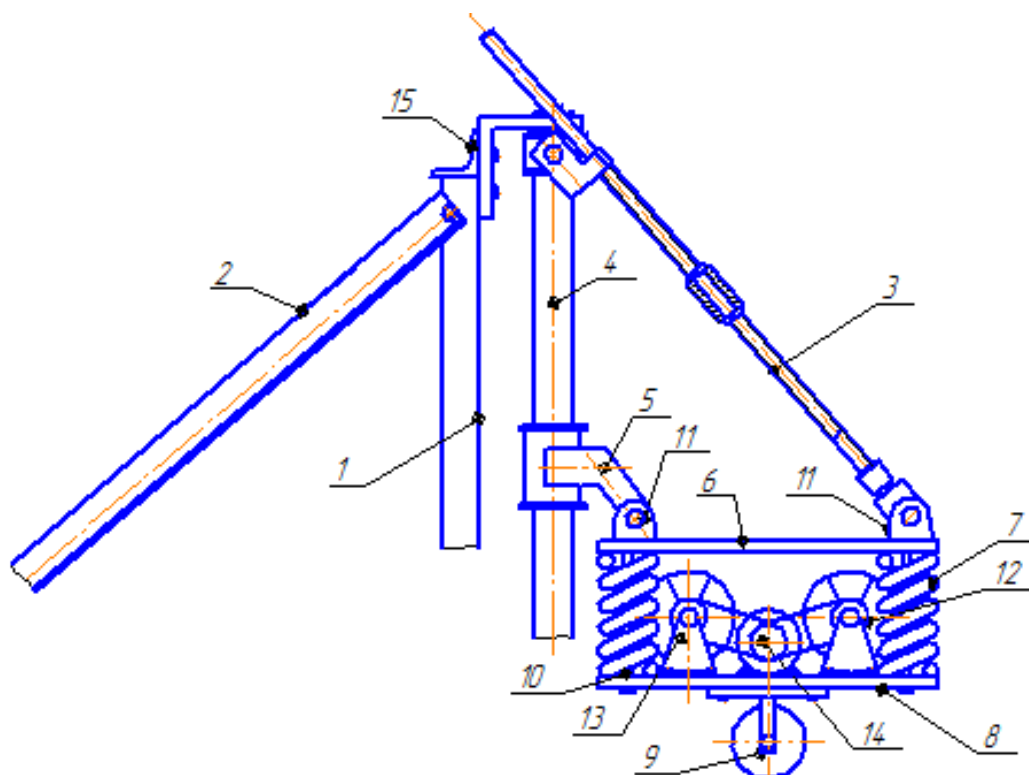


Рис. 1.12. Варіант конструкторського рішення стенду

На стійці приварений кутник 15 до якого прикріплений гвинт 4, що забезпечує переміщення робочого обладнання по вертикалі, до гвинта 4 прикріпленні регулювальний гвинт 3 та кріпильного елементу 5, до яких за допомогою провусин 11 прикріплена верхня планка 6 до якої в свою чергу через шпильку 10 кріпиться нижня планка 8 також встановлюються пружини 7, на нижній планці 8 встановлений двигун 14 та два дебаланси 13 та 12, які з'єднані пасками, до нижньої планки 8 за допомогою гвинтів кріпиться коток 9.

Переваги:

- встановлені пружні елементи;
- зручність при від'єднанні механізму;
- зменшилась кількість деталей, що впливає на час монтажу стенду.

Недоліки:

- механізм розташований близько до рами стенду;
- при вібрації буде сильне биття як нижньої так і верхньої планки.

При співставленні переваг та недоліків прийнято рішення змінити конструкцію. На рисунку 1.13 зображений варіант рішення, який складається з: стійки 1 до якої кріпиться опори жорсткості 2, на стійці приварений кутник 15 до якого прикріплений гвинт 4, що забезпечує переміщення робочого обладнання по вертикалі, до гвинта 4 прикріпленні регулювальні гвинти 3 та

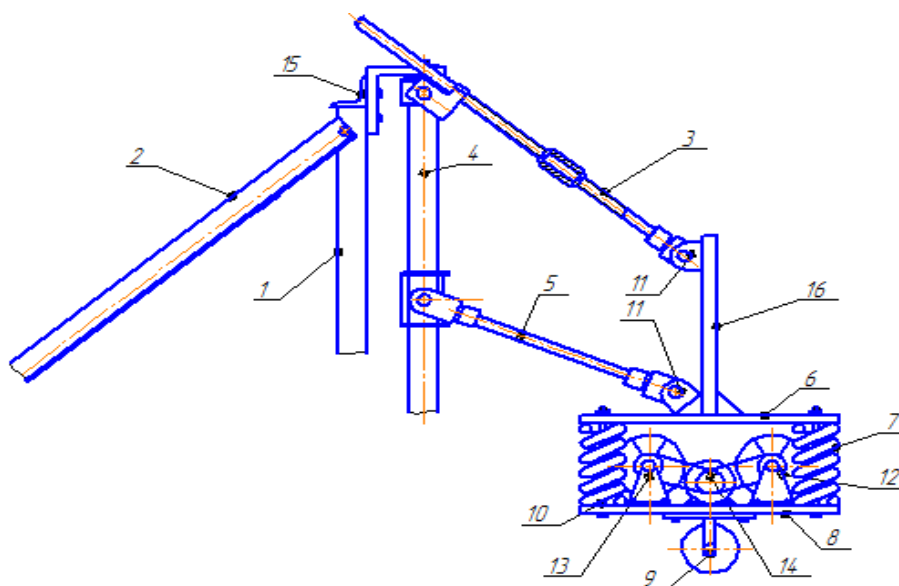


Рис. 1.13. Варіант конструкторського рішення стенду

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

5, до яких за допомогою провущин 11 прикріплена пластина 16 яка кріпиться до верхньої планки 6 до якої в свою чергу через шпильку 10 кріпиться нижня планка 8 також встановлюються пружини 7, на нижній планці 8 встановлений двигун 14 та два дебаланси 13 та 12, які з'єднані пасками, до нижньої планки 8 за допомогою гвинтів кріпиться каток 9.

Переваги:

- встановлені пружні елементи;
- зручність при від'єднанні механізму;
- робочий орган розташований на відстані від стенду;
- невелика кількість деталей, що впливає на час розкладання та складання.

Недоліки:

- при вібрації буде відбуватися сильне биття як нижньої так і верхньої планки;
- не регулюючий нижній гвинт;
- не спареність механізму підняття, що впливає на нерівномірність підняття механізму стенду.

При співставленні переваг та недоліків, я прийняв рішення змінити конструкцію.

На рисунку 1.14 зображено варіант рішення, який складається з: головної стійки 1 та допоміжної 2 на яких встановлені рукоятки 6 та з'єднані ланцюгом 7, також встановлені гвинти 4 та 5, на гвинті 4 загвинчена деталь 3 яка з'єднана шарнірно з горизонтальною пластиною 19 яка також з'єднана за допомогою провущин 18 з гвинтом 5. Зверху на пластині 19 за допомогою шпильок 21 встановлена пластина 20 яка підпружинена та на якій в свою чергу встановлено двигун 12, дебаланси 10 та 11, які з'єднані ланцюгом. Верхня пластина 20 за допомогою труби 16 з'єднана з нижньою пластиною 14, яка в свою чергу за допомогою шпильок 22 з'єднані з пластиною 19 та підпружинені, до нижньої пластини 14 приєднаний каток.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

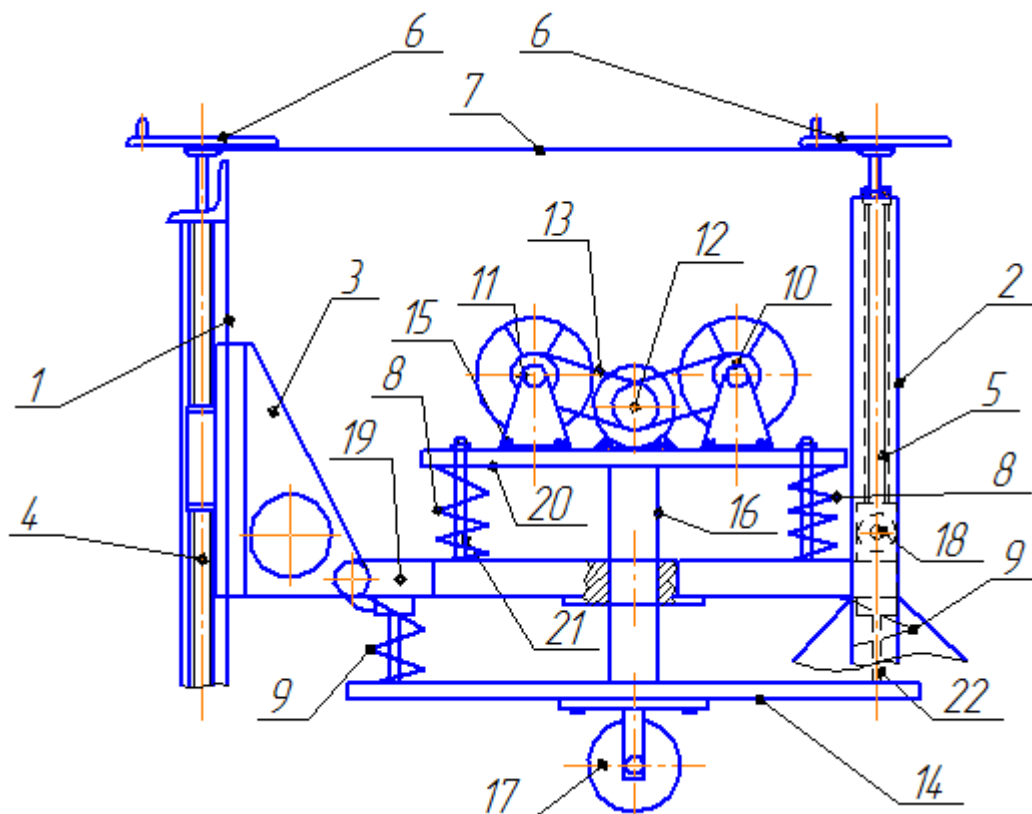


Рис. 1.14. Варіант конструкторського рішення стенду

Переваги:

- встановлений спарений механізм для піднімання і опускання робочого органу;
- зручне розташування двигуна та дебалансів;
- забезпечене відокремлене піднімання та опускання робочого органу;
- більш міцніша конструкція;
- встановлені пружні елементи;
- робочий орган розташований на відстані від стенду.

Недоліки:

- при вібрації буде відбуватися биття як верхньої так і нижньої планки;
- жорстко закріпленні нижня та верхня планки;
- в другій стійці не забезпечено поворот гвинта при підніманні робочого органу.

При співставленні переваг та недоліків, я прийняв рішення змінити конструкцію.

На рисунку 1.15 зображено варіант рішення, який складається з: головної стійки 1 та допоміжної 2 на яких встановлені рукоятки 6 та з'єднані ланцюгом 7, також встановлені гвинти 4 та 5, на гвинті 4 загвинчена деталь 3 яка з'єднана шарнірно з горизонтальною пластиною 19 яка також з'єднана за допомогою провущин 18 з гвинтом 5. На пластині 19 жорстко закріплені втулки 17, в які вставлена труба 18 яка в свою чергу жорстко закріплена з верхньою пластиною 14, та за допомогою болта з нижньою 15, між втулками 17 і пластинами 14, 15 встановлена пружина 8. На верхній пластині 14 закріплений двигун 12 та дебаланси 10, з'єднані ланцюгами 11. Нижня пластина 15 приєднана до пластини 19 за допомогою шпильок 20 на яких встановлені демпфери 9, також до нижньої пластини 15 приєднаний коток 16.

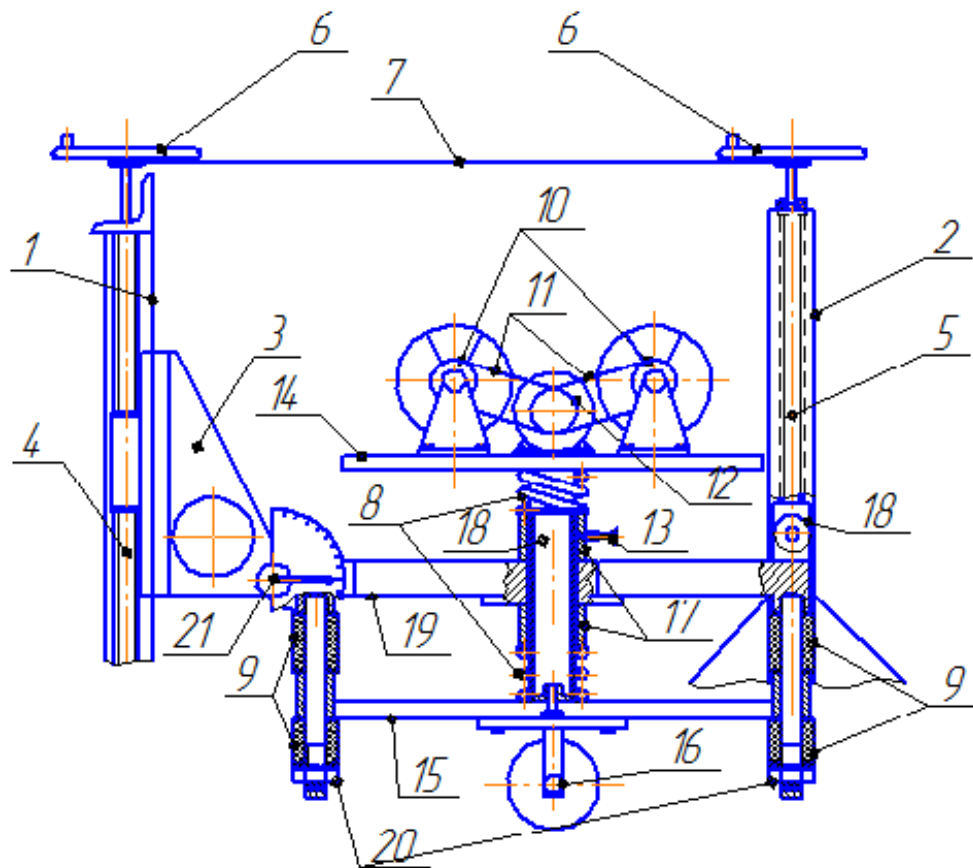


Рис. 1.15. Варіант конструкторського рішення стенду

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Переваги:

- встановлений спарений механізм для піднімання і опускання робочого органу;
- зручне розташування двигуна та дебалансів;
- забезпечене відокремлене піднімання та опускання робочого органу;
- більш міцніша конструкція;
- встановлені пружні елементи;
- робочий орган розташований на відстані від стенду;
- відсутні биття та рівень вібрації за допомогою пружних елементів.

1.3 Технічна пропозиція лабораторного оснащення

Розроблена модель лабораторного стенда (рис. 1.16) призначена для дослідження робочих органів машин для розробки, ущільнення та підбивання ґрунтів та матеріалів динамічним способом, а саме для визначення збурюючої сили, коливань та частоти, які створюються закріпленими попарно на валах платформи дебалансами 14.

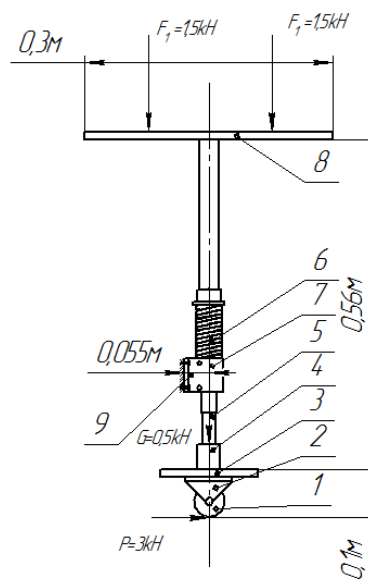


Рис. 1.16. Схема підвісного обладнання лабораторного стенда МЗР

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Лабораторний стенд складається з опорного контуру 1 та підвісної платформи 2, що закріплена на вертикальному стояку 6 кронштейнами 8 і 9 з можливістю подовжнього переміщення. Вертикальне переміщення здійснюється за допомогою ходового гвинта 7 з яким контактують гайки кронштейнів 8 і 9, причому переміщення може бути незалежним чи одночасним для обох гайок за рахунок фіксаторів кронштейнів 8 і 9 і з'єднувальних елементів гайок з кронштейнами 8 і 9. На підвісній платформі 2 розміщується контейнер 3 з матеріалом для дослідження дії збурюючої сили.

Робоче обладнання підвісної платформи 2 складається з двох незалежних один від одного валів 13 зі спеціальними фланцями 5, які дозволяють закріплювати на них дебаланси 14 різних форм та мас, а також передбачена можливість змінювати відносне кутове положення дебалансів 14, тобто фазно регулювати збурюючу силу. Вали 13 приводяться в рух за допомогою індивідуальних електродвигунів, але за необхідності, їх привод можливо об'єднати за допомогою ланцюгової передачі. Створювана дебалансами 14 збурююча сила передається на робочі органи 4, які безпосередньо контактують з матеріалом, який необхідно розробити чи ущільнити. Підвіска лабораторного стенда дозволяє закріплювати робочі органи 4 різних типів (круглих, сферичних, коробкоподібних і т. ін.), що робить представлений стенд універсальним.

Дана конструкція стенда дозволяє змінювати кут нахилу платформи 2, що дає змогу спостерігати дієвість зміни вектора збурюючої сили під час ущільнення відкосів. Також для розширення робочої зони передбачена можливість регулювання відстані між кронштейнами 8 і 9.

Крім вищевказаних механізмів, метою яких є створення вібрації та передача її на матеріал, який розробляється чи ущільнюється, було розроблено ряд деталей стенда (тяги 12, кронштейни 8 і 9, шарніри 10 і 11). Метою їх розробки було створення можливості максимального регулювання діапазонів робочих органів 4 розробленої моделі стенда на матеріал, який необхідно розробляти чи

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

ущільнювати, а також максимально компактно та зручно закріпити на платформі 2 механізми створення збурюючої сили і робочі органи 4, які її передають.

1.4 Висновки за розділом

Особливість лабораторного устаткування ґрунтоущільнюючих машин багатоцільового призначення полягає в тому, що воно дозволяє досліджувати дію вібрації не лише при ущільненні ґрунту, але й при процесах різання, копання та розпушування.

Рекомендоване навісне обладнання лабораторного устаткування має просту конструкцію – це дозволяє легко змінювати робочі органи досліджуваних машин та прискорює проведення лабораторних робіт. Таке лабораторне устаткування дозволяє виконувати набір операцій різноманітних властивостей в межах класу, як машин для ґрунтоущільнення, так і для землерийно-транспортних машин.

					ДІІТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 СИЛОВИЙ ТА КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ

2.1 Вихідні дані до розрахунку

Розроблена конструкція стенда передбачає його використання для моделювання процесу взаємодії з ґрунтом робочих органів МЗР.

При копанні моделі ґрунту максимальний розрахунковий опір складає 3 кН. При ущільненні моделі ґрунту максимальна величина збурюючої сили на робочому органі складає 3 кН.

Передбачається можливість вертикального переміщення робочого органу на 200...300 мм і його поворот відносно вертикальної осі на 360 π градусів.

Вага елементів робочого обладнання встановлених на рамку стенда знаходиться у межах 40-80 кг. Передбачається важільний пристрій підйому – опускання робочого органу для зручності його монтажу – демонтажу. Конструкція навіски робочого обладнання передбачає максимальну кількість розбірних елементів при умові забезпечення її жорсткості з метою адаптації устаткування до конкретних умов проведення лабораторних досліджень.

Елементи устаткування виконані травмобезпечної форми з урахуванням того, що ними будуть користуватися і студенти, і викладачі.

2.2 Розрахункова схема устаткування

Розрахункова схема з прикладеними до неї навантаженнями зображена на рисунку 2.1.

Вона представляє собою спрощену конструкцію підвісного обладнання лабораторного стенда і включає в себе: робочий орган 1 на який діє сила опору поздовжнього переміщення P , який приєднується до опорної плити 3 за допомогою кронштейнів 2 та болтових з'єднань, на опорну плиту 3, через

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

направляючу встановлюють напрямний стержень 5, який призначений для передачі збурюючої сили F від встановленої на плиті 8 вібросистеми.

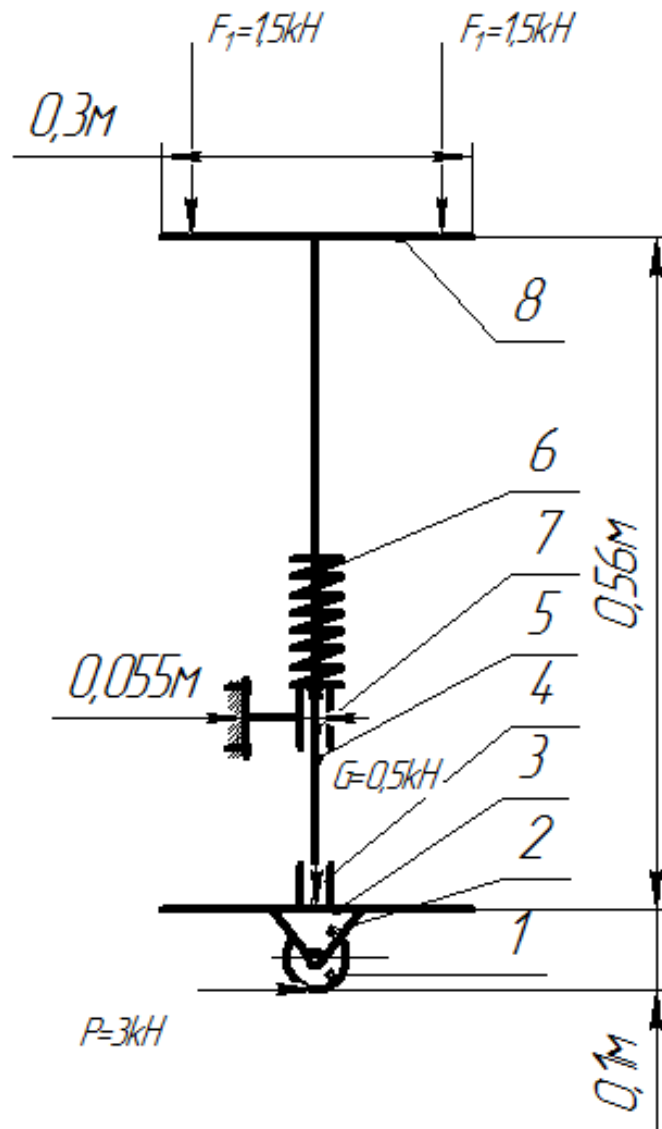


Рис. 2.1. Розрахункова схема навісного устаткування лабораторного стенда ґрунтоущільнюючих машин

Для забезпечення лише вертикального переміщення стержня 5 та утримання його у відповідному положенні призначений кронштейн 7, який приєднується до корпусу стенда за допомогою болтових з'єднань 9. Всі болтові з'єднання, які

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		373

показані на кресленнях та розрахунковій схемі лабораторної установки розраховуються на зріз та зминання.

2.3 Визначення геометричних параметрів устаткування

Геометричні параметри устаткування лабораторного стенда визначаються згідно масштабу моделювання 1:5 та 1:10. Обґрунтуванням вибору даних масштабів являється те, що планується застосовувати різні робочі органи не тільки ґрунтоущільнюючих машин, масштаб яких буде 1:10, але й буде досліджуватися дія вібрації на різні робочі органи бульдозерного типу (наприклад різного роду розпушувачі).

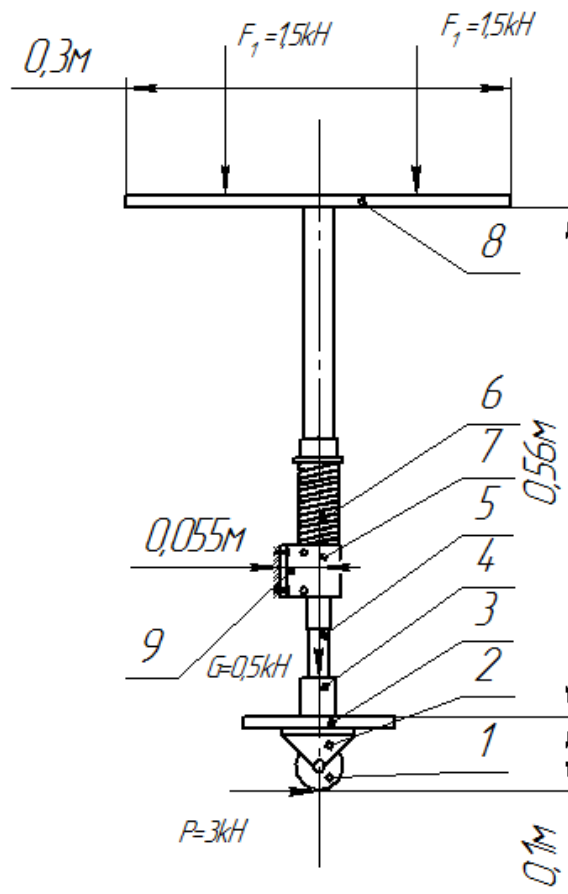


Рис. 2.2. Ескізна схема навісного устаткування лабораторного стенда ґрунтоущільнюючих машин

На рисунку 2.2 зображена ескізна схема навісного обладнання лабораторного устаткування з діючими на неї навантаженнями під час проведення практичних занять.

Важливість правильного вибору геометричних параметрів виходить з того, що навісне устаткування розробляється на існуючу раму, тому необхідно не виходячи за контур даної рами розробити таку схему підвіски стенда, яка оптимально може забезпечити наступні вимоги:

- легкість та простота заміни робочих органів МЗР;
- легкість установаження та заміни різних видів дебалансів;
- можливість створення додаткового привантаження на матеріал, що ущільнюється.

Одним із основних завдань під час розрахунку геометричних параметрів являється забезпечення вертикального положення навісного обладнання під час його експлуатації, а також передача збурюючої сили від вібросистеми до робочого органа.

2.4 Конструювання елементів устаткування

Сучасний етап науково-технічного розвитку потребує швидкого поліпшення якості продукції, що випускається, впровадження нових технологій, інтенсифікації виробних процесів, а стосовно до такої важливої галузі промисловості, як машинобудування, – підвищення надійності й довговічності машин – головних показників їхньої якості.

У процесі експлуатації лабораторного стенда його елементи (стержні, балки, пластини, болти тощо) так чи інакше беруть участь у роботі конструкції стенда й зазнають дії різних сил – навантажень. Для забезпечення нормальної роботи конструкція лабораторного стенда повинна задовольняти необхідним умовам міцності, жорсткості та стійкості.

Для того, щоб конструкція лабораторного стенда цілком відповідала вимогам міцності, жорсткості та стійкості, а отже була надійною в експлуатації,

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

треба надати їй елементам найбільш раціональної форми і, знаючи властивості матеріалів, з яких вони виготовлятимуться, визначити необхідні розміри залежно від навантаження та його характеру.

На перший погляд може здатися, що для надійного опору елементів конструкції зовнішньому навантаженню досить збільшити їхні розміри. Дійсно, іноді це призводить до бажаних результатів. Однак тоді, коли власна вага становить значну частину навантажень, що діють на конструкцію, збільшення розмірів її елементів, а отже, і ваги, не сприяє оптимізації ваги устаткування, економії енергії при її експлуатації, зручності користування і енергозбереженню. Збільшення розмірів рухомих деталей механізмів спричиняє зростання сил інерції, підвищує навантаження, а це небажано, оскільки також може призвести до руйнування. Збільшення розмірів, яке не обумовлене вимогами надійності роботи конструкції, призводить до зайвої витрати матеріалів і підвищення її вартості. Конструкція лабораторного стенда має бути міцною і надійною в експлуатації, але водночас легкою та дешевою.

Дана задача розв'язується за допомогою відомих формул з опору матеріалів.

Всі елементи конструкції лабораторного стенда перевіряються на міцність від дії відповідних навантажень (згинання, зріз, стискання, кручення).

Умова міцності при стисканні визначається по формулі:

$$\sigma_p = \frac{P}{A} \leq [\sigma], \quad (2.1)$$

де P – поздовжня сила, кН;

A – площа поперечного перерізу, см²;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, МПа.

Умова міцності при згинанні при нормальних напруженнях визначається по формулі:

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}} \leq [\sigma], \quad (2.2)$$

де M_{32} – згинальний момент, кНм;

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

W_{32} – момент опору при згинанні, см^3 ;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, МПа.

$$\sigma_{32} = 0,4 \cdot \sigma_p \quad (2.3)$$

Умова міцності болта на зрізі визначається по формулі:

$$\tau_{3p} = \frac{4P}{i\pi d^2} \leq [\tau], \quad (2.4)$$

де P – нормальна сила, кН;

d – діаметр болта, см;

i – загальна кількість болтів;

$[\tau]$ – допустиме напруження на зріз, МПа.

Момент інерції площі поперечного перерізу кільця:

$$M_{32} = P_{32} \cdot \ell_{32}, \quad (2.5)$$

де P_{32} – згинальна сила, кН;

ℓ_{32} – плече сили згинання P_{32} , см;

Момент опору площі поперечного перерізу кільця визначається по формулі:

$$W_{32} = \frac{\pi d^2}{32} \cdot S, \quad (2.6)$$

За приведеними вище формулами розрахуємо основні елементи конструкції навісного обладнання лабораторного устаткування.

Матеріал всіх елементів конструкції сталь Ст. 3 ГОСТ 380-2005, з допустимим внутрішнім напруженням $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт запасу міцності приймаємо $k=3$, звідси розрахункове значення допустимих внутрішніх напружень становить $[\sigma] = 53 \text{ МПа}$.

2.4.1 Стрижень

На стрижень буде діяти збурююча сила $F = 3 \text{ кН}$, та вага навісного обладнання $G = 0,5 \text{ кН}$. Даний елемент навісного обладнання стенда працює на згинання, а болтові з'єднання працюють на зріз.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Для спрощення розрахунку зобразимо стрижень у вигляді балки та побудуємо епюри M та Q (рис. 2.3).

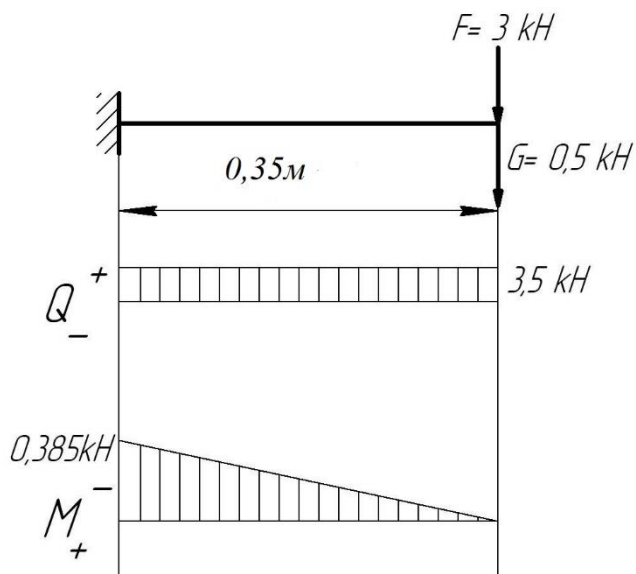
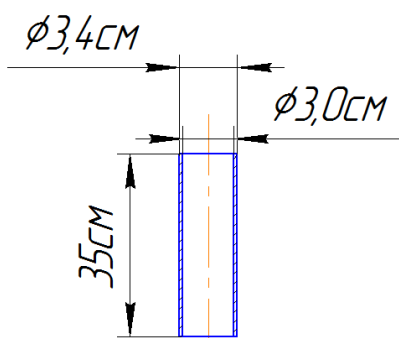


Рис. 2.3. Розрахункова схема рамки рухомої

Для того, щоб визначити напруження потрібно розрахувати моменти інерцій даної фігури за формулами 2.5 та 2.6:



$$M_{32} = 3000 \cdot 0,4 = 1200 \text{ кН} / \text{м},$$

$$W_{32} = \frac{3,14 \cdot 0,034^2}{4} \cdot 0,002 = 1,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Рис. 2.4. Поперечний переріз стрижня

Нормальне напруження σ при згинанні визначається з формулі 2.2:

$$\sigma_{\max} = \frac{3000 \cdot 0,4}{\frac{3,14 \cdot 0,034^2}{4} \cdot 0,002} = 66 \text{ МПа} \geq 21,2 \text{ МПа},$$

Як бачимо за нормальними напруженнями умова міцності дотримується при коефіцієнті запасу міцності $k=3$.

Визначаємо розміри болтів виходячи з формули 2.4 розрахунку болтових з'єднань стержня з плитою на зріз:

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\pi \cdot \tau_{zp}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3000}{3,14 \cdot 33 \cdot 10^6}} = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм}.$$

Приймаємо болти М10, які задовольняють умову роботи на зріз.

Розрахуємо силу яку може витримати болти М10:

$$P_{роз} = \frac{\tau_{zp} \cdot \pi \cdot d^2}{2} = \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,0085^2}{2} = 11350 \text{ Н}$$

Перевіримо коефіцієнт запасу:

$$K_3 = \frac{11350}{3000} = 3,78 > 3.$$

Умова виконується.

2.4.2 Вісь

На вісь (див. рис. 2.5) навісного обладнання стенда буде діяти збурююча сила $F = 3 \text{ кН}$, та опір копанню $P = 3 \text{ кН}$, та вага навісного обладнання $G = 0,5 \text{ кН}$.

Розрахуємо діаметр осі d виходячи з формули 2.4:

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\pi \cdot \tau_{zp}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3000}{3,14 \cdot 33 \cdot 10^6}} = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм}.$$

Приймаємо вісь діаметром $d = 20 \text{ см}$.

Розрахуємо силу яку може витримати вісь при діаметрі $d = 20 \text{ см}$, вона повинна відповідати співвідношенню $P_{zp.p} \geq P_{zp} (3000 \text{ Н})$:

$$P_{zp.p} = \frac{\tau_{zp} \cdot \pi \cdot d^2}{2} = \frac{33 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2}{2} = 20724 \text{ Н} \geq 3000 \text{ Н}.$$

Умова виконується.

					ДІПТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

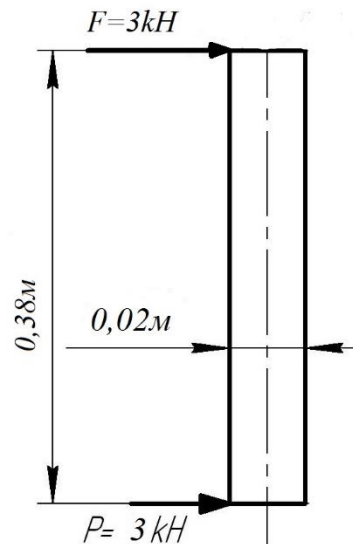


Рис. 2.5. Схема осі

2.5 Висновки за розділом

У даному розділі розроблено розрахункову та ескізну схеми навісного обладнання лабораторного устаткування, приведені розрахунки деталей, визначено коефіцієнт запасу деталей устаткування.

					ДІПТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ДЕБАЛАНСІВ ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МАШИН

3.1 Вихідні дані до розрахунків

Форма дебалансів вібраційних систем машин (ВСМ) може бути різною, але критерієм їх вибору є максимальна збурююча сила при оптимальних параметрах складових виразу, з якого вона знаходиться.

У роботі розглянуті дебаланси ВСМ у з поперечним перерізом у формі круга (круговий), сектора (секторний), кільцевого сегмента (кільцево-сегментний), квадрата (квадратний), шестикутника (шестикутний), дзеркального сегмента, трикутника та п'ятигранника, вписані у коло одиничного діаметра, $D=1$. З метою розробки дослідних моделей дебалансів приймаємо діаметр кола 100 мм. Чисельні значення усіх інших прийнятих у роботі параметрів визначені на основі даного діаметра, а їх розмірність прийнята відповідною.

Збурюючу силу $F_{зб}$ при обертальному русі дебалансів навколо певної осі, без урахування кутового положення дебалансу можна визначити з відомого виразу:

$$F_{зб} = me\omega^2.$$

Визначимо постійну кутову швидкість обертання дебалансів, закріплених на диску, встановленому на дебалансному валу, та знайдемо її значення:

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} = \frac{3.14 * 1390}{30} = 145 \frac{1}{с},$$

де n – кількість обертів вала електродвигуна, об/хв.;

При постійній кутовій швидкості обертання дебалансу ω визначимо площу поперечного перерізу дебалансу A (яка пропорційна масі m), його ексцентриситет e і їх добуток Ae , оскільки їх добуток буде прямо пропорційним добутку маси дебалансу та його ексцентриситету me . Для визначення A і e скористаємося відомими формулами для плоских фігур [14].

У даній роботі досліджені: круговий, секторний, сегментний, квадратний, кільцево-сегментний та шестигранний дебаланси, які конструктивно можуть бути

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

виконані по різному, наприклад, як окремі деталі (пластини, відливки, і т. ін.), прикріплені до інших деталей, здійснюючих обертальний рух, або у вигляді відповідних технологічних порожнин у конструкціях окремих деталей (дисків, фланців, дисків зубчастих коліс, маховиків і т. ін.).

Слід врахувати, що вказані дебаланси доцільно розмістити на половині круга, оскільки збільшення їх розмірів більше половини круга призведе до взаємного врівноваження частини маси, що переходить за лінію половини круга.

3.2 Розрахунок кругового дебалансу

Розрахунок кругового дебалансу (рис. 3.1) може бути виконаний у вигляді технологічного отвору в деталі або прикріпленого до неї диска.

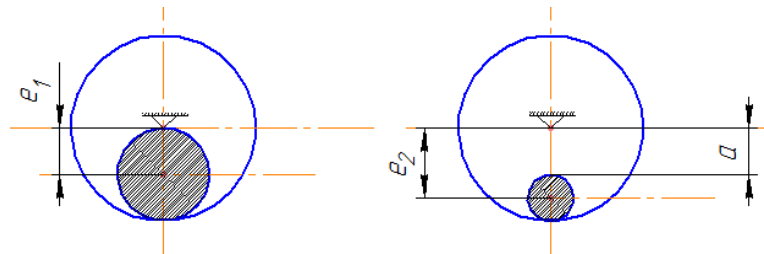


Рис. 3.1. Схема кругової форми дебалансу

Кругова форма вібраційного елемента, діаметром $d = 0,1$ м, при розмірах $a = 0 \dots \frac{D}{2}$, та з кроком $h = 0,05$. Розрахунки занесемо до табл. 3.1.

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,00196 * 0,05 * 7800 = 0,077 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, $\text{кг}/\text{м}^3$; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об'ємна щільність сталі $7800 \text{ кг}/\text{м}^3$, товщина дебалансу – $h = 5 \text{ мм}$).

Визначимо збурюючу силу:

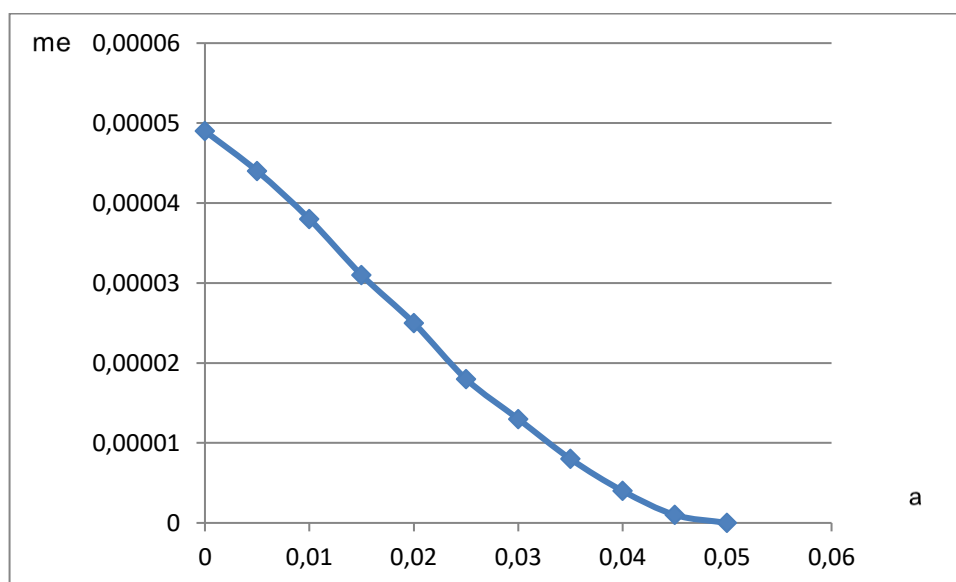
$$F_{зб} = m e * \omega^2 * g = 0,000049 * 145^2 * 10 = 10,3 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м}/\text{с}^2$);

					ДІПТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Результати розрахунку елементу вібраційної системи у круговій формі

№	a, м	d, м	$A=\pi d^2/4$ (м), м ²	$e=a+d/2$, м	me, кг м
1	0	0,5D=0,05	0,001963	0,025	0,000049
2	0,005	0,45D=0,045	0,001590	0,0275	0,000044
3	0,01	0,4D=0,04	0,001256	0,03	0,000038
4	0,015	0,35D=0,035	0,000962	0,0325	0,000031
5	0,02	0,3D=0,03	0,000707	0,035	0,000025
6	0,025	0,25D=0,025	0,000491	0,0375	0,000018
7	0,03	0,2D=0,02	0,000314	0,04	0,000013
8	0,035	0,15D=0,015	0,000177	0,0425	0,000008
9	0,04	0,1D=0,01	0,000079	0,045	0,000004
10	0,045	0,05D=0,005	0,000019	0,0475	0,000001
11	0,050	0	0	0,050	0

Рис. 3.2. Залежність добутку me від a кругового елемента вібросистеми

Висновок: З аналізу графіку $me = f(a)$ (рис. 3.2) видно, що максимальна величина добутку $me=0,000049$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{2}$.

Суттєва зміна me відбувається при $a = 0,01 \dots 0,015$ та $a = 0,02 \dots 0,025$.

3.3 Розрахунок секторного дебалансу

Одна з найбільш відомих форм дебалансів є секторна (рис. 3.3), яка може виконуватись як технологічний отвір.

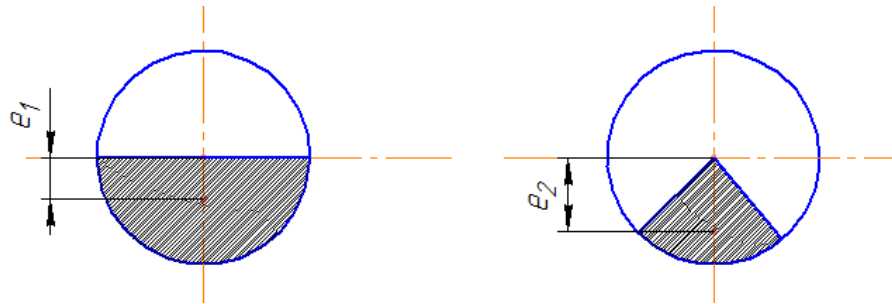


Рис. 3.3. Схема секторної форми дебалансу

Для розрахунку секторної форми вібраційного елементу, при розмірах $\varphi = 0^\circ \dots 90^\circ$, та з кроком $h = 9^\circ$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Результати розрахунку елементу вібраційної системи у формі сектора

№	φ	α	A (m)	e	m_e
1	9	162	0,003533	0,000064	0,00000023
2	18	144	0,00314	0,000136	0,00000043
3	27	126	0,002748	0,000214	0,00000059
4	36	108	0,002355	0,000294	0,00000069
5	45	90	0,001963	0,00037	0,00000073
6	54	72	0,00157	0,0044	0,00000069
7	63	54	0,0011775	0,000499	0,00000059
8	72	36	0,000785	0,000544	0,00000043
9	81	18	0,0000393	0,00572	0,00000022
10	90	0	0	0	0

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,001963 * 0,005 * 7800 = 0,076 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, $\text{кг}/\text{м}^3$; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об'ємна щільність сталі 7800 $\text{кг}/\text{м}^3$, товщина дебалансу – $h = 5 \text{ мм}$).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{36} = me * \omega^2 * g = 0,00000073 * 145^2 * 10 = 0,153 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$).

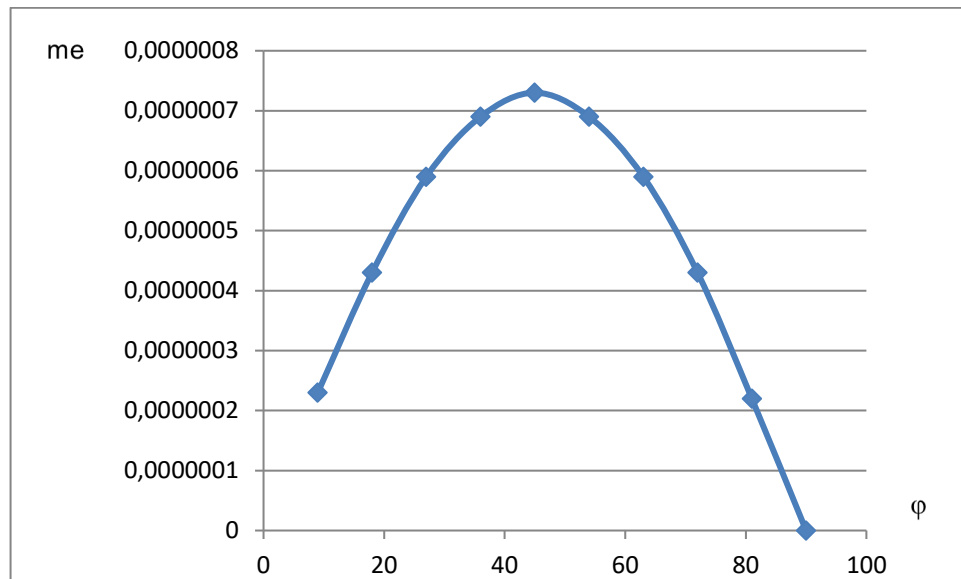


Рис. 3.4. Залежність добутку me від кута φ секторного елемента вібростеми

Висновок: З аналізу графіку $me = f(\varphi)$ (рис. 3.4) видно, що оптимальне значення $me = 0,00000069 \dots 0,00000073$ при $\varphi = 18$, а раціональні значення $me = 0,00000073$ при $\varphi = 36^\circ \dots 54^\circ$.

3.4 Розрахунки кільцево-сегментного дебалансу (1*)

В роботі розглянуто 2 кільцево-сегментних дебаланси. У першому - задана початкова умова $\varphi = 0^\circ$, та змінюється радіус малого круга від $r = \frac{D}{10} \dots \frac{D}{2}$ та з кроком $h = 0,05$. Дебаланс може виконуватись як технологічний отвір чи навісок на вал.

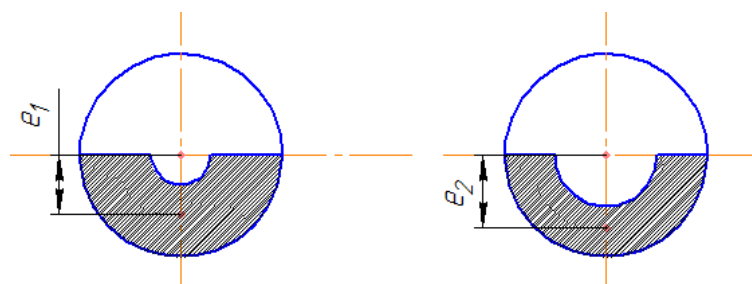


Рис. 3.5. Схема кільцево-сегментної форми (1*) дебалансу

Розрахунки занесемо до табл. 3.3

Результати розрахунку кільцево-сегментного дебалансу (1*) Таблиця 3.3

№	r	R	A ₁ (m ₁)	A ₂ (m ₂)	A (m)	e	me
1	0,01	0,5	0,00393	0,000157	0,003773	0,02	0,000075
2	0,015	0,5	0,00393	0,000355	0,003575	0,0175	0,000063
3	0,02	0,5	0,00393	0,000628	0,003302	0,015	0,0000495
4	0,025	0,5	0,00393	0,0009815	0,002949	0,0125	0,00003686
5	0,03	0,5	0,00393	0,001413	0,002517	0,01	0,00002517
6	0,035	0,5	0,00393	0,001923	0,002007	0,0075	0,00001505
7	0,04	0,5	0,00393	0,002512	0,001418	0,005	0,00000709
8	0,045	0,5	0,00393	0,003179	0,000751	0,0025	0,00000188
9	0,05	0,5	0,00393	0,00393	0	0	0

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,003773 * 0,005 * 7800 = 0,15 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м³ (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, кг/м³; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об'ємна щільність сталі 7800 кг/м³, товщина дебалансу – $h = 5$ мм).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{зб} = me * \omega^2 * g = 0,000075 * 145^2 * 10 = 15,8 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$);).

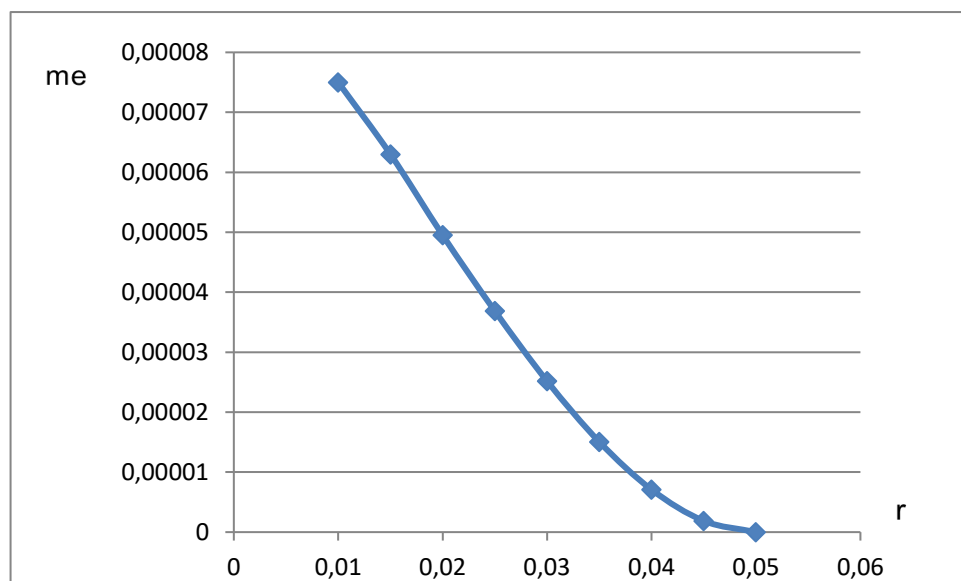


Рис. 3.6. Залежність добутку me від r кільцево-сегментного (1*) дебалансу

Висновок: З аналізу графіку $me = f(r)$ (рис. 3.6) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,000075$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{10}$. Найбільше зростання графіку відбувається при $r=0,015 \dots 0,02$.

3.5 Розрахунок квадратного дебалансу

Квадратний дебаланс (рис. 3.7) може бути виконаний у вигляді технологічного отвору в деталі або прикріпленої до неї квадратної накладки.

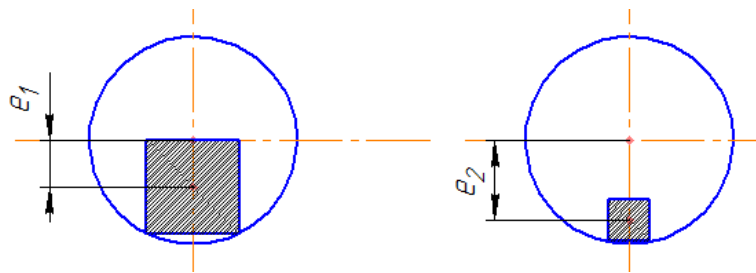


Рис. 3.7. Схема квадратної форми дебалансу

Квадратна форма вібраційного елементу, при розмірах $c = \frac{D}{2} \dots \frac{D}{20}$, та з кроком $h = 0,05$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Результати розрахунку квадратного дебалансу

№	c	A(m)	e	me
1	0,05	0,0025	0,025	0,0000625
2	0,045	0,002025	0,0275	0,0000557
3	0,04	0,0016	0,03	0,000048
4	0,035	0,001225	0,0325	0,0000398
5	0,03	0,0009	0,035	0,0000315
6	0,025	0,000625	0,0375	0,0000234
7	0,02	0,0004	0,04	0,000016
8	0,015	0,000225	0,0425	0,0000096
9	0,01	0,0001	0,045	0,0000045
10	0,005	0,000025	0,0475	0,00000012

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0025 * 0,005 * 7800 = 0,098 \text{ кг,}$$

де V – об’єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об’ємна щільність металу дебалансу, $\text{кг}/\text{м}^3$; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об’ємна щільність сталі $7800 \text{ кг}/\text{м}^3$, товщина дебалансу – $h = 5 \text{ мм}$).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{зб} = m_e * \omega^2 * g = 0,0000625 * 145^2 * 10 = 13,14 \text{ Н}$$

де $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м}/\text{с}^2$);).

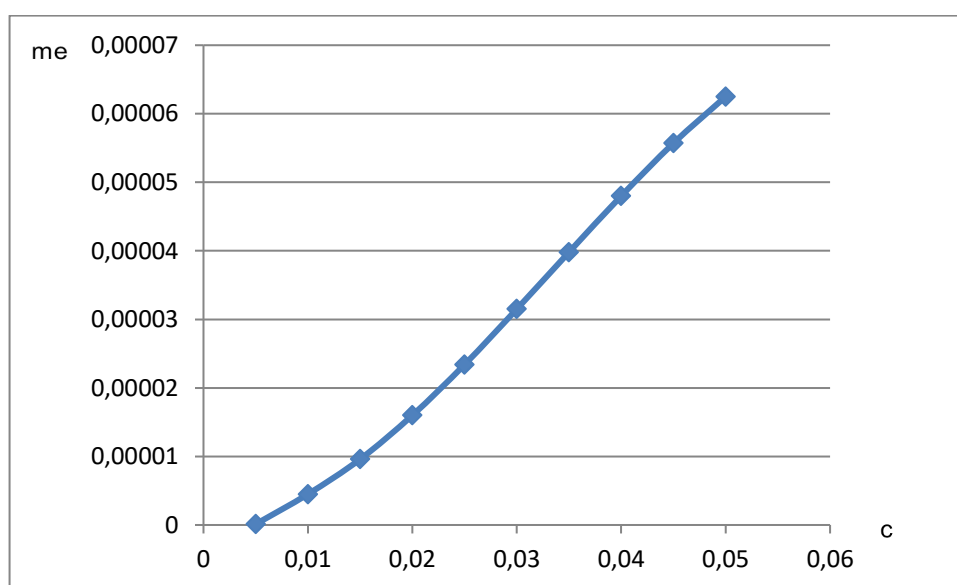


Рис. 3.8. Залежність добутку m_e від c квадратного елемента вібростеми

Висновок: З аналізу графіку $m_e = f(c)$ (рис. 3.8) видно, що максимальна величина добутку $m_e = 0,0000625$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{2}$. Найбільша зміна m_e відповідає $c = 0,04 \dots 0,025$.

3.6 Розрахунок кільцево-сегментного дебалансу (2*)

Другий кільцево-сегментний дебаланс (рис. 3.9) розглядається при зміні кута $\varphi = 0^\circ \dots 90^\circ$ та з кроком $h = 9^\circ$, але при постійному значенні $R = \frac{D}{2} = 0,5$ та малого радіусу $r = 0,15$. Значення малого радіуса взяті з розрахунку першого

кільцево-сегментного дебалансу, адже це значення відповідає місцю, де спостерігається найбільше зростання графіку.

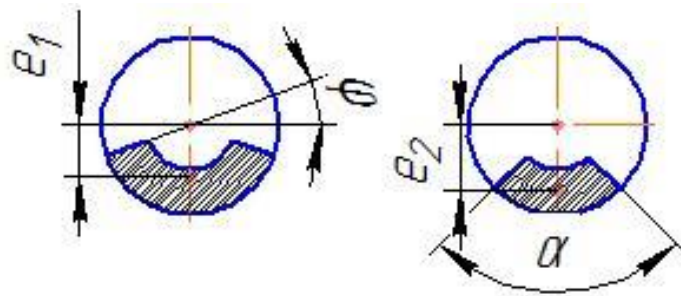


Рис. 3.9. Схема кільцево-сегментної форми дебалансу (2*)

Розрахунки занесемо до табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Результати розрахунку кільцево-сегментного дебалансу (2*)

№	φ	α	$A(m)$	e	me
1	9	162	0,0032146	0,0249	0,00008
2	18	144	0,0028574	0,026973	0,00007707
3	27	126	0,0025002	0,02888	0,00007221
4	36	108	0,0021431	0,030593	0,000065594
5	45	90	0,0017859	0,032087	0,0000573
6	54	72	0,0014287	0,033341	0,00004763
7	63	54	0,0010715	0,034335	0,00003679
8	72	36	0,0007144	0,035056	0,00002504
9	81	18	0,0003572	0,035493	0,00001269
10	90	0	0	0	0

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0032146 * 0,005 * 7800 = 0,125 \text{ кг},$$

де V – об’єм дебалансу, m^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об’ємна щільність металу дебалансу, $кг/м^3$; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об’ємна щільність сталі 7800 кг/м^3 , товщина дебалансу – $h = 5 \text{ мм}$).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{зб} = me * \omega^2 * g = 0,00008 * 145^2 * 10 = 16,82 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$);).

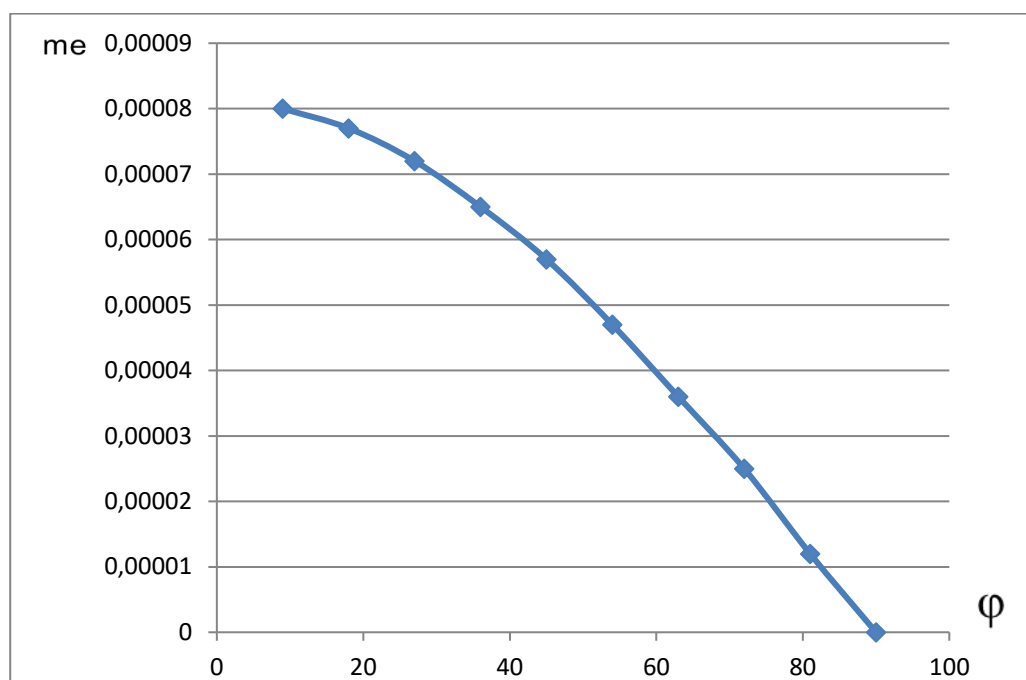


Рис. 3.10. Залежність добутку me від кута φ кільцево-сегментного (2*) дебалансу вібросистеми

Висновок: З аналізу графіку $me = f(\varphi)$ (рис. 3.10) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,00008$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\varphi = 9$. Найбільша зміна графіку відбувається при $\varphi = 54^\circ \dots 90^\circ$.

3.7 Розрахунок шестигранного дебалансу

Шестигранний дебаланс (рис. 3.11) може бути виконаний у вигляді технологічного отвору в деталі або прикріпленої до неї шестигранної накладки.

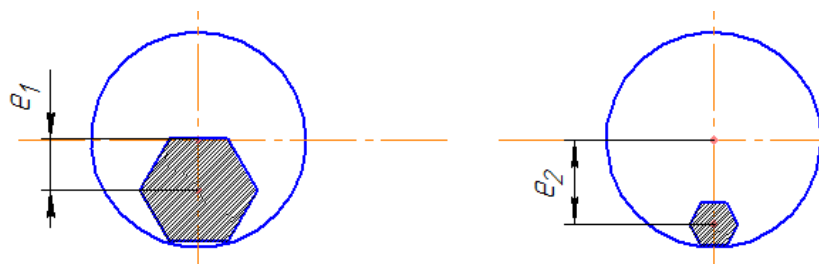


Рис. 3.11. Схема шестигранної форми дебалансу

Шестигранна форма вібраційного елемента, при розмірах $r = \frac{D}{4} \dots \frac{D}{40}$, та з кроком $h = 0,025$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Результати розрахунку шестигранного дебалансу				
№	r	A	e	me
1	0,025	0,002165	0,025	0,0000541
2	0,0225	0,001754	0,0275	0,0000482
3	0,02	0,001386	0,03	0,0000416
4	0,0175	0,001061	0,0325	0,0000345
5	0,015	0,000779	0,035	0,0000273
6	0,0125	0,000541	0,0375	0,0000203
7	0,01	0,000346	0,04	0,0000138
8	0,0075	0,000195	0,0425	0,0000083
9	0,005	0,000087	0,045	0,0000039
10	0,0025	0,000022	0,0475	0,000001

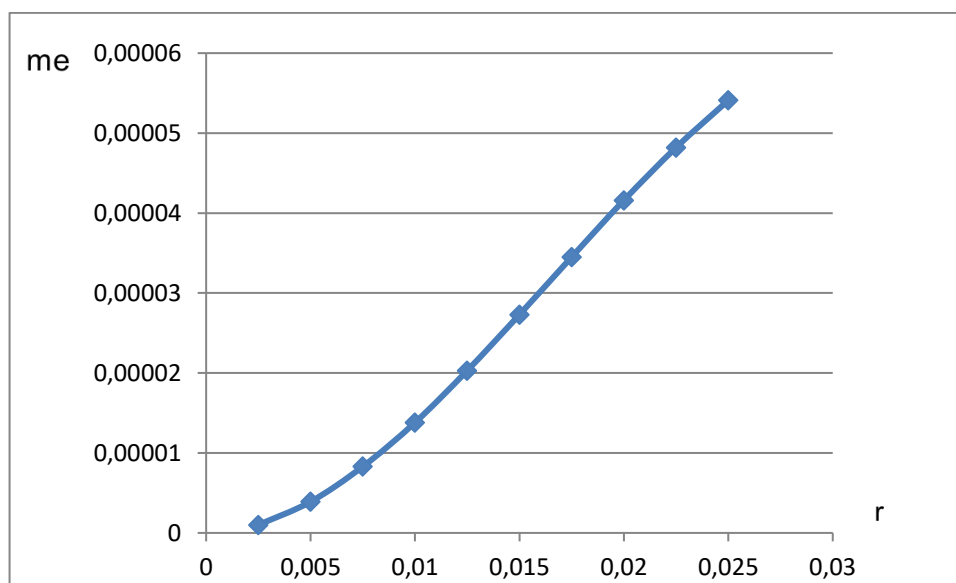


Рис. 3.12. Залежність добутку me від кута r шестигранного дебалансу

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,002165 * 0,005 * 7800 = 0,084 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, $\text{кг}/\text{м}^3$; для цього потрібно

прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об’ємна щільність сталі 7800 кг/м³, товщина дебалансу – $h = 5$ мм).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{зб} = me * \omega^2 * g = 0,0000541 * 145^2 * 10 = 11,37 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$);

Висновок: З аналізу графіку $me = f(r)$ (рис. 3.12) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,0000541$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{4}$. Найбільша зміна параметру me відбувається при $r = 0,02 \dots 0,015$.

3.8 Розрахунок дзеркально-сегментного дебалансу

Дебаланс може виконуватись як технологічний отвір чи навісок на вал.

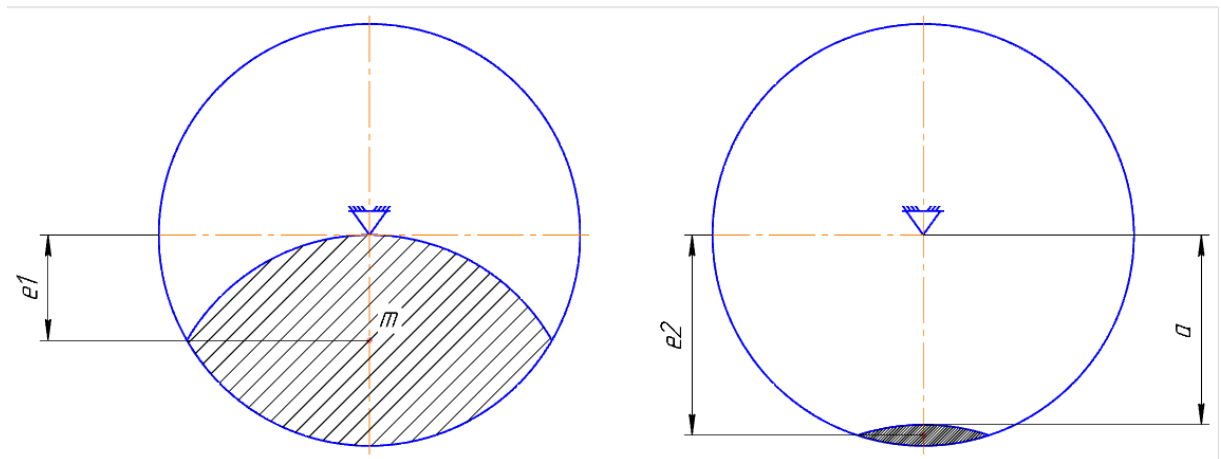


Рис. 3.13. Схема дзеркально-сегментного дебалансу

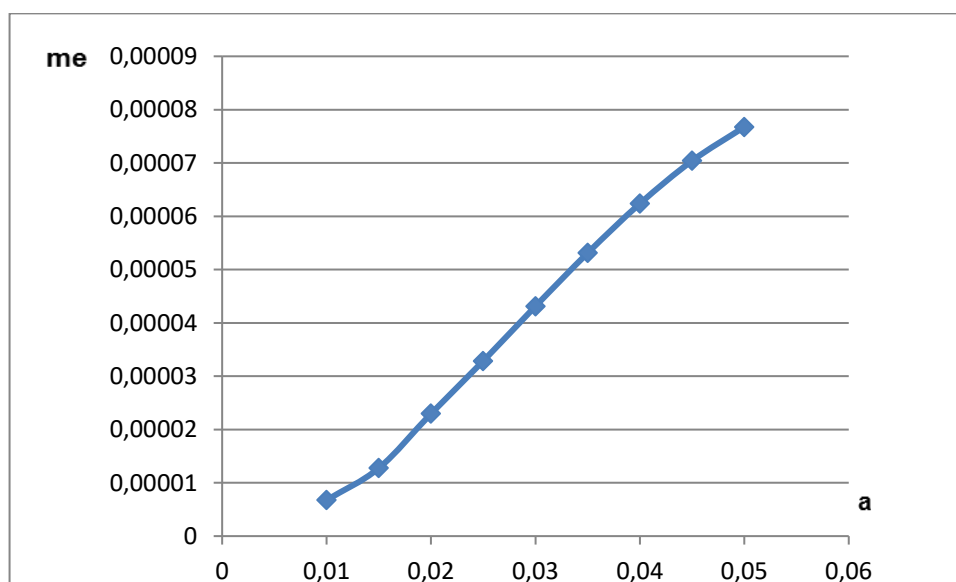
Дзеркально-сегментного вібраційного елементу, діаметром $d = 0,1$ м, при розмірах $a = 0 \dots \frac{D}{2}$, та з кроком $h = 0,05$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.7.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		924

Результати розрахунку дебалансу дзеркально-сегментної форми

№	d	A (m)	e	me
1	0,05	0,00307	0,025	0,00007675
2	0,045	0,00256	0,0275	0,0000704
3	0,04	0,002079	0,03	0,00006237
4	0,035	0,001634	0,0325	0,000053105
5	0,03	0,001232	0,035	0,00004312
6	0,025	0,000876	0,0375	0,00003285
7	0,02	0,000574	0,04	0,00002296
8	0,015	0,00030	0,0425	0,00001275
9	0,01	0,00015	0,045	0,00000675
10	0,005	0	0	0

Рис. 3.14. Залежність добутку me від a дзеркально-сегментного елемента вібростеми

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,00307 * 0,005 * 7800 = 0,12 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, $\text{кг}/\text{м}^3$; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об'ємна щільність сталі $7800 \text{ кг}/\text{м}^3$, товщина дебалансу – $h = 5 \text{ мм}$).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{зб} = me * \omega^2 * g = 0,00007675 * 145^2 * 10 = 16,13 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$);).

Висновок: З аналізу графіку $me=f(a)$ (рис. 3.14) видно, що максимальна величина добутку $me=0,00007675$ пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{2}$. Суттєва зміна me відбувається при $a = 0,015 \dots 0,025$ та $a = 0,03 \dots 0,04$.

3.9 Розрахунок трикутного дебалансу

Розрахунок трикутного дебалансу (рис. 3.15) може бути виконаний у вигляді прикріпленого до неї диска.

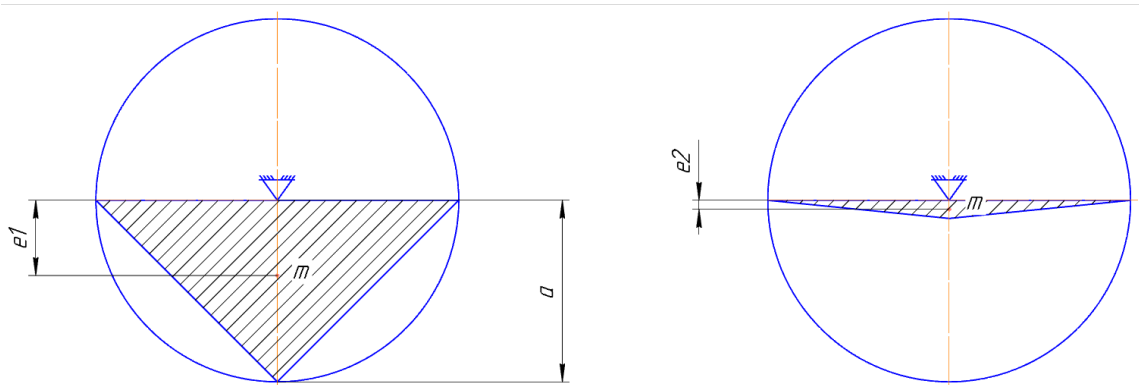


Рис. 3.15. Схема трикутного дебалансу

Трикутна форма вібраційного елемента, при розмірах $a = 0 \dots \frac{D}{2}$, та з кроком $h=0,05$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.8.

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0025 * 0,005 * 7800 = 0,097 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, кг/м^3 ; для цього потрібно прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об'ємна щільність сталі 7800 кг/м^3 , товщина дебалансу – $h = 5 \text{ мм}$).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{зб} = m_e * \omega^2 * g = 0,0000625 * 145^2 * 10 = 13,14 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$);).

Таблиця 3.8

Результати розрахунку елементу вібраційної системи у трикутній формі

№	d	A (m)	e	m_e
1	0,05	0,0025	0,025	0,0000625
2	0,045	0,00225	0,0275	0,000061875
3	0,04	0,002	0,03	0,00006
4	0,035	0,00175	0,0325	0,000056875
5	0,03	0,0015	0,035	0,0000525
6	0,025	0,00125	0,0375	0,000046875
7	0,02	0,001	0,04	0,00004
8	0,015	0,00075	0,0425	0,000031875
9	0,01	0,0005	0,045	0,00002125
10	0,005	0,00025	0	0,0000011875

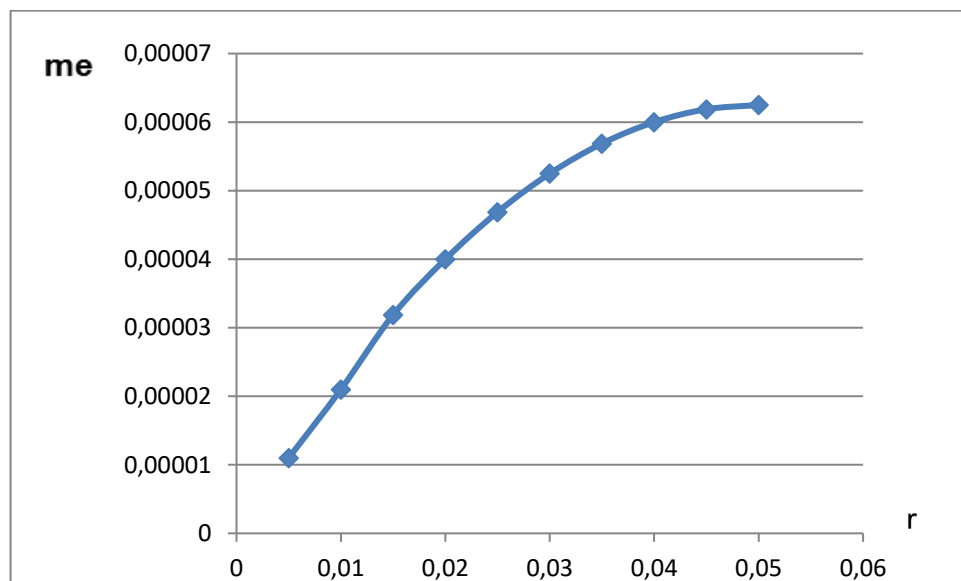


Рис. 3.16. Залежність добутку m_e від r дзеркально-сегментного елемента вібросистеми

Висновок: З аналізу графіку $m_e = f(r)$ (рис. 3.12) видно, що максимальна величина добутку $m_e=0,0000625$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{4}$. Найбільша зміна параметру m_e відбувається при $r=0,025\dots0,125$.

3.10 Розрахунок п'ятигранного дебалансу

Розрахунок п'ятигранного дебалансу (рис. 3.17) може бути виконаний у вигляді прикріпленого до неї диска.

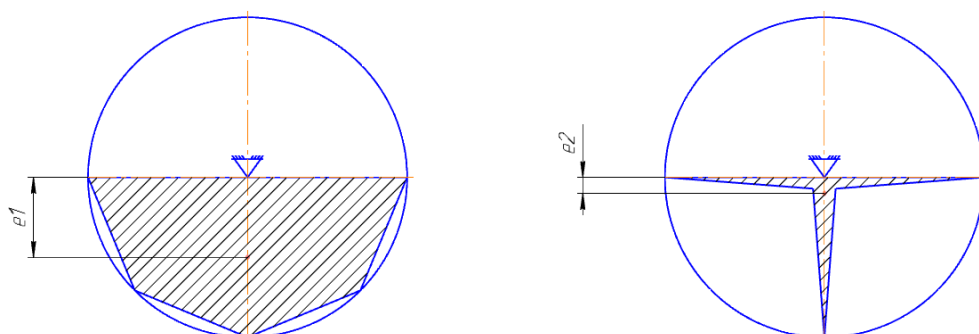


Рис. 3.17. Схема п'ятигранного дебалансу

П'ятигранна форма вібраційного елементу, діаметром $d = 0,1$ м ,при розмірах $a = 0 \dots \frac{D}{2}$, та з кроком $h = 0,05$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Результати розрахунку елементу вібраційної системи у п'ятигранній форми

№	d	A (m)	e	me
1	0,05	0,0035	0,025	0,000088
2	0,045	0,0032	0,0275	0,000086
3	0,04	0,0028	0,03	0,000084
4	0,035	0,0025	0,0325	0,000081
5	0,03	0,0021	0,035	0,000074
6	0,025	0,0018	0,0375	0,000068
7	0,02	0,0014	0,04	0,000056
8	0,015	0,0011	0,0425	0,000047
9	0,01	0,0007	0,045	0,000032
10	0,005	0,0003	0,05	0,000015

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0035 * 0,005 * 7800 = 0,13 \text{ кг},$$

де V – об'єм дебалансу, м^3 (визначається як добуток бічної площі A на товщину h дебалансу, об'ємна щільність металу дебалансу, $\text{кг}/\text{м}^3$; для цього потрібно

прийнявши додаткові дані (матеріал – сталь Ст.3; об’ємна щільність сталі 7800 кг/м³, товщина дебалансу – $h = 5$ мм).

Визначимо збурюючу силу:

$$F_{36} = me * \omega^2 * g = 0,000088 * 145^2 * 10 = 18,5H,$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (для спрощення розрахунків можна прийняти $g = 10 \text{ м/с}^2$);

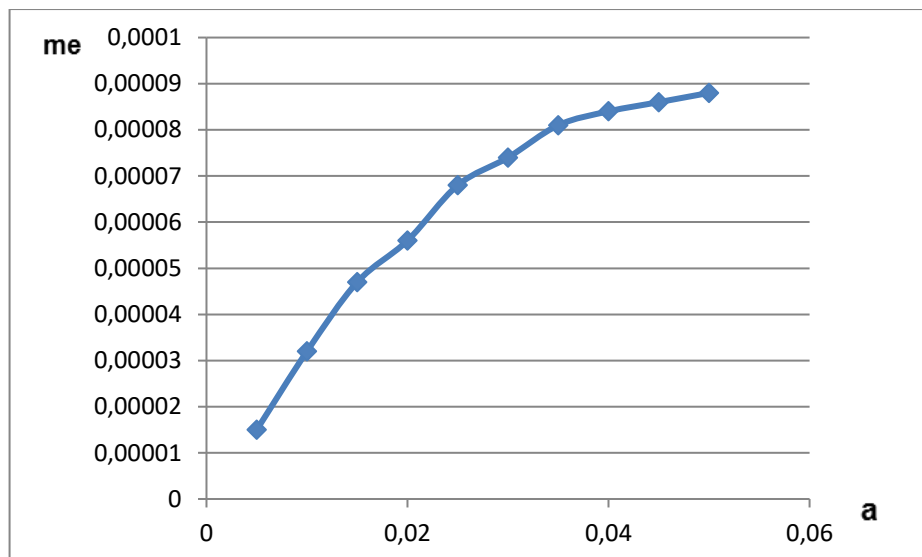


Рис. 3.18. Залежність добутку me від d п'ятигранного елемента вібростеми

Висновок: З аналізу графіку $me=f(a)$ (рис. 3.18) видно, що максимальна величина добутку $me=0,000088$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{2}$. Суттєва зміна me відбувається при $a=0,005\dots0,015$ та $a=0,02\dots0,03$.

З аналізу графіків видно, що за прийнятих обмежень: для кругового дебалансу ВС максимальна величина добутку $me = 0,000049$; кільцево-сегментного(1*) - $me = 0,000075$; квадратного - $me = 0,0000625$; кільцево-сегментного (2*) - $me = 0,00008$; шестигранного - $me = 0,0000541$; п'ятикутного - $me = 0,000088$; секторного - $me = 0,00000073$; дзеркально-сегментного - $me = 0,000076$; трикутного - $me = 0,0000625$.

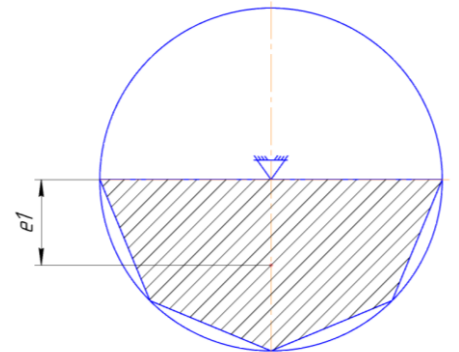
Отже є підстави стверджувати, що за вказаних обмежень найбільшу ефективність з точки зору створення максимальної збурюючої сили F_{36} мають дебаланси ВС у такій послідовності: п'ятигранний, кільцево-сегментний (2*),

дзеркально-сегментний, кільцево-сегментний(1*), квадратний, трикутний, шестигранний, круговий, секторний.

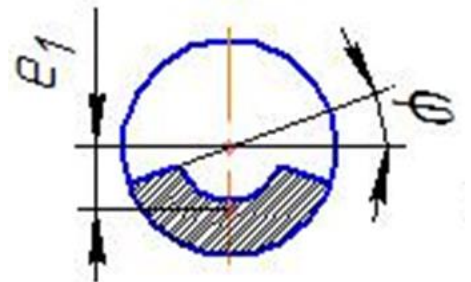
З аналізу отриманих вище розрахунків можна дійти висновку, що при однаковому ексцентриситеті $e = R/2$ найменшу масу має секторний дебаланс, а інші досліджені дебаланси розташувалися за зростанням маси у такому порядку: круговий, шестигранний, трикутний, квадратний, дзеркально-сегментний, кільцево-сегментний (2*), п'ятигранний та кільцево-сегментний (1*).

Розташуємо дебаланси від найбільшого значення me до найменшого:

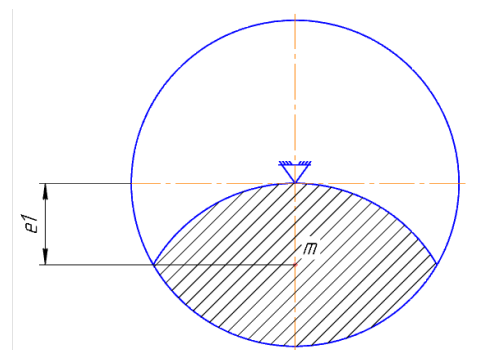
1) $me = 0,000088; m = 0,13 \text{ кг}; F_{36} = 18,5 \text{ Н}$



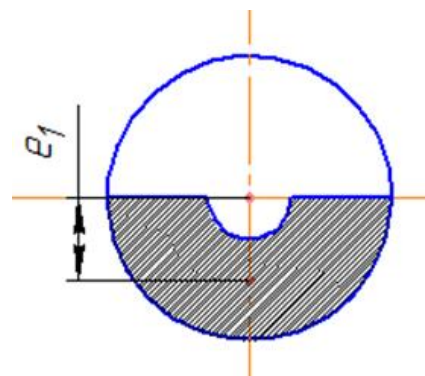
2) $me = 0,00008; m = 0,125 \text{ кг}; F_{36} = 16,82 \text{ Н}$



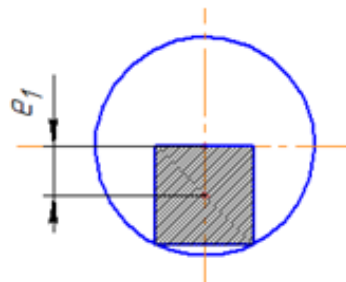
3) $me = 0,00007675; m = 0,120 \text{ кг}; F_{36} = 16,636 \text{ Н}$



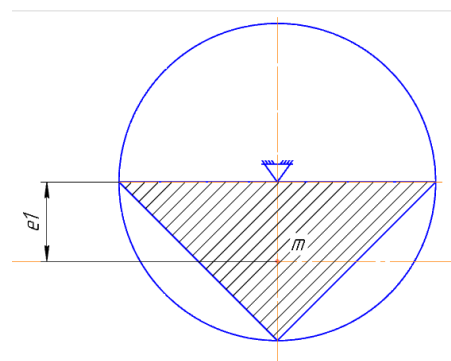
4) $me = 0,000075; m = 0,15 \text{ кг}; F_{36} = 15,76 \text{ Н}$



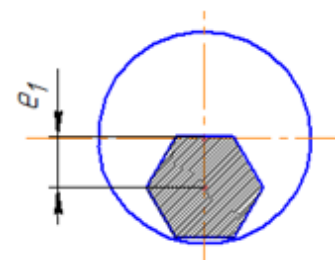
5) $me = 0,0000625; m = 0,98 \text{ кг}; F_{36} = 13,14 \text{ Н}$



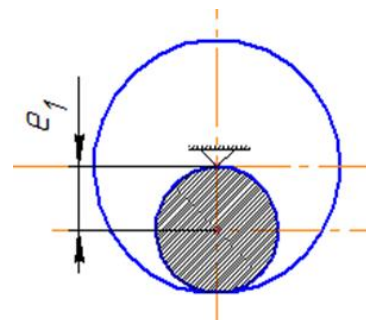
6) $me = 0,0000625; m = 0,95 \text{ кг}; F_{36} = 13,14 \text{ Н}$



7) $me = 0,0000541; m = 0,84 \text{ кг}; F_{36} = 11,37 \text{ Н}$

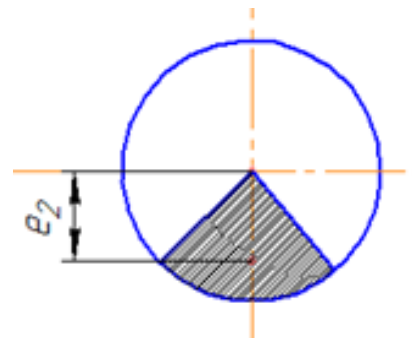


8) $me = 0,000049; m = 0,76 \text{ кг}; F_{36} = 10,3 \text{ Н}$



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

9) $me = 0,0000073$; $m = 0,075$ кг; $F_{зб} = 0,153$ Н



3.11 Співставний аналіз ефективності роботи дебалансів ВСМ

Для порівняння характеристик дебалансів графіки залежностей покажемо на одному графіку (рис. 3.19).

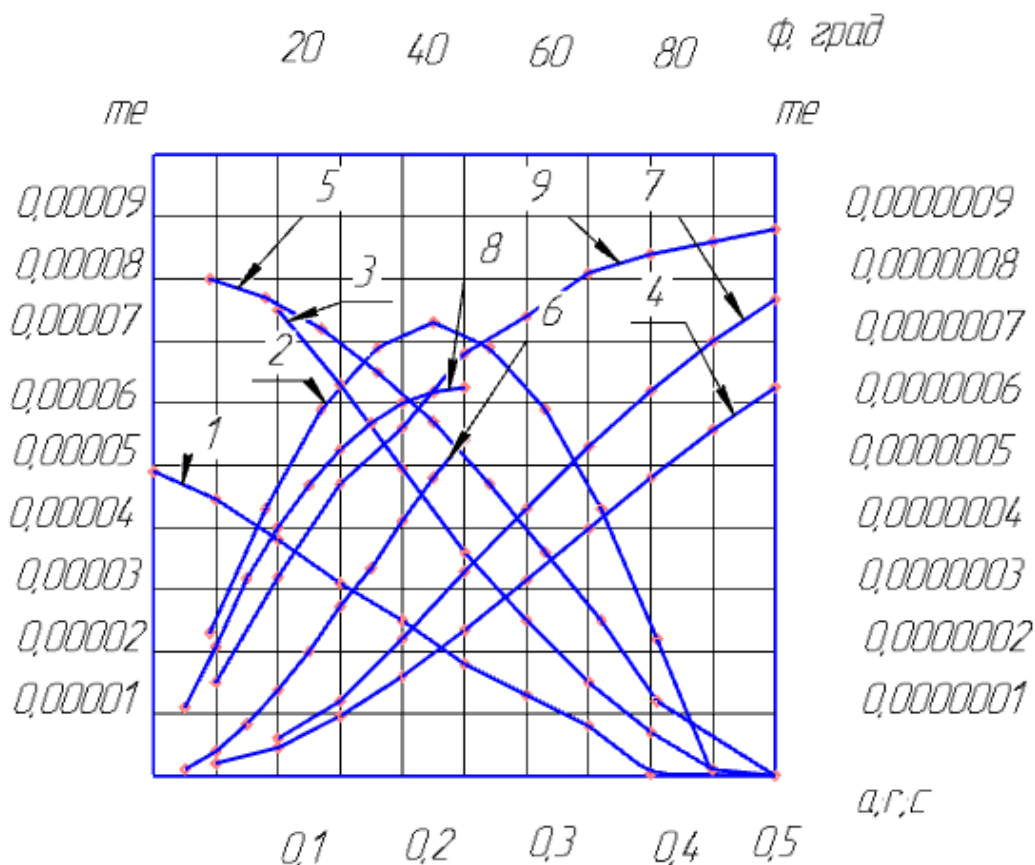


Рис. 3.19. Залежність добутку me від a ; r ; c кругового (1), секторного (2), кільцево-сегментного(1*) (3), квадратного (4), кільцево-сегментного(2*) (5), шестигранного (6), дзеркально-сегментного (7), трикутного (8), п'ятигранного (9) дебалансу ВС

З аналізу даного графіку (рис. 3.19) видно, що п'ятигранний дебаланс має найбільший показники me , що відповідає максимальній збурюючій силі.

За допомогою даного графіку також можна вибрати потрібний дебаланс для заданої збурюючої сили. Наприклад, умову створення $F_{36} = me\omega^2 = 0,00007$ при постійній величині ω задовольняють кільцево-сегментний (1*) і кільцево-сегментний (2*) дебаланси.

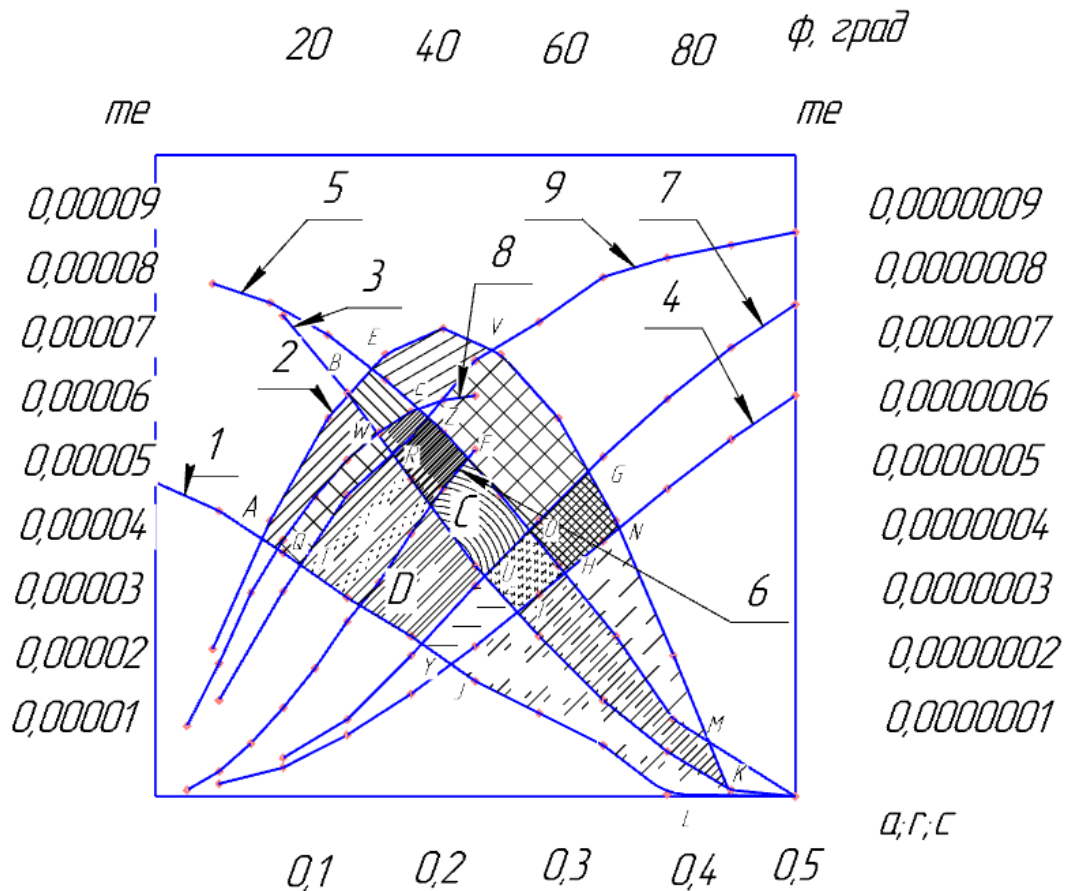


Рис. 3.20. Залежність добутку me від a ; g ; c - з виділеними областями взаємодії дебалансів

Також, використовуючи даний графік ми можемо виділити декілька областей, утворених перетином різних залежностей. Вони вказують на можливу взаємодію декількох дебалансів одночасно, та отримання відповідних значень збурюючої сили, що відповідає значенням me .

Виділивши всі отримані області (рис. 3.20), ми отримали:

- перша -ABWQ утворилася з кругового (1), секторного (2), кільцево-сегментного(1*) (3), трикутного (8) дебалансів з діапазоном значень me 0,000038...0,0000627;

- друга – BEC1W з секторного (2), кільцево-сегментного (1*) (3), кільцево-сегментного (2*) (5) та трикутного (8) з діапазоном значень m_e 0,000054...0,000065;

- третя - EVJ утворилася з секторного (2), чотиригранного та кільцево-сегментного (2*) (5) з діапазоном значень m_e 0,000058...0,000073;

- четверта - ZVGO з секторного (2), кільцево-сегментного (2*) (5) та дзеркально-сегментного (7), п'ятигранного (9) з діапазоном значень m_e 0,0000415...0,000069;

- п'ята- OGHN з секторного (2), кільцево-сегментного (2*) (5), квадратного (4) та дзеркально-сегментного (7) дебалансів з діапазоном значень m_e від 0,000034 до 0,000050;

- шоста -HNM з секторного (2), квадратного (4) та кільцево-сегментного (2*) (5) з діапазоном значень $m_e = 0,00239..0,04186$;

- сьома -IHMK з секторного (2), сегментного (3), квадратного (4) та кільцево-сегментного (5) дебалансів з діапазоном значень m_e 0,0000002953...0,00003508;

- восьма - ЛК з кругового (1), кільцево-сегментного (1) (3) та квадратного (4) дебалансів з діапазоном значень $m_e = 0,00000207...0,00002891$;

- дев'ята - YUIJ з кругового (1), кільцево-сегментного (1) (3) та квадратного (4), дзеркально-сегментного (7) з діапазоном значень $m_e = 0,000020...0,000034$

-десята- DCUY з кругового (1), кільцево-сегментного (1) (3), шестигранного (6) та дзеркально-сегментного (7) дебалансів з діапазоном значень $m_e = 0,000023...0,000045$;

-одинадцята - TRCD з кругового (1), кільцево-сегментного (1) (3), шестигранного(6) та п'ятигранного(9) дебалансів з діапазоном значень $m_e = 0,000029...0,000053$;

-дванадцята - QWRT з кругового (1), кільцево-сегментного (1) (3), трикутного(8) та п'ятигранного(9) дебалансів з діапазоном значень $m_e = 0,000036...0,000056$;

-тринадцята- WCZR з кільцево-сегментного (1) (3), кільцево-сегментного (5), трикутного (8) та п'ятигранного(9) дебалансів з діапазоном значень $m_e = 0,000053...0,000060$;

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

-чотирнадцять- RZFC з кільцево-сегментного (1) (3), кільцево-сегментного (5), шестигранного (6) та п'ятигранного (9) дебалансів з діапазоном значень $me = 0,000045 \dots 0,000059$;

-п'ятнадцять - CFOU з кільцево-сегментного (1) (3), кільцево-сегментного (5), шестигранного (6) та дзеркально-сегментного (7) дебалансів з діапазоном значень $me = 0,000034 \dots 0,000052$;

-шістнадцять- UOHІ з кільцево-сегментного (1) (3), кільцево-сегментного (5), квадратного (4) та дзеркально-сегментного (7) дебалансів з діапазоном значень me від 0,000028 до 0,000041;

Для прикладу, виберемо дві області ABWQ та CFOU та виділимо їх раціональні значення me при відповідних розмірах дебалансів.

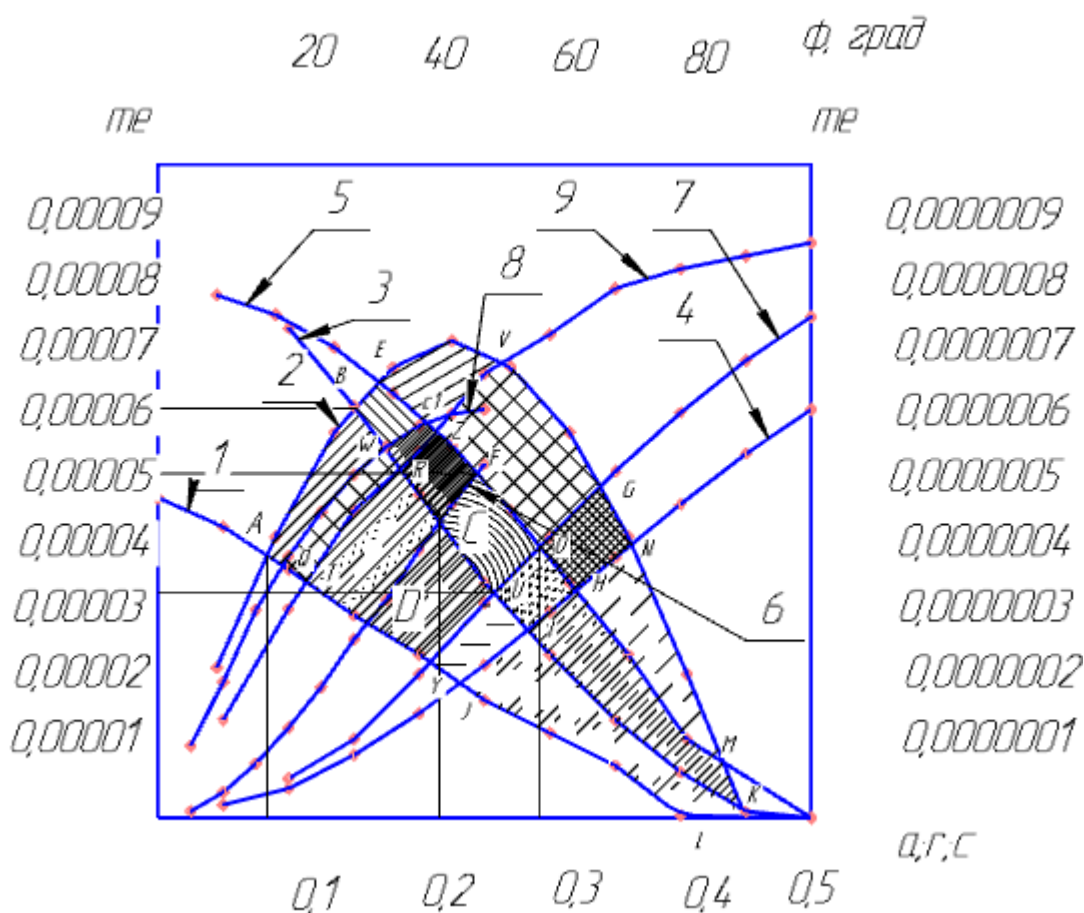


Рис. 3.21. Залежність добутку me від a ; r ; c з виділеними раціональними значеннями

З графіку (рис. 3.21) видно, що для області ABWQ раціональним діапазоном значень me , що відповідає збурюючій силі, буде діапазон $me = 0,000034 \dots 0,000062$, при умовних одиничних розмірах дебалансів 0,083...0,171.

А для іншої області CFOU з кільцево-сегментного (1*) (3), дзеркально-сегментного (7), кільцево-сегментного (2*) (5) та шестигранного (6) дебалансів, раціональними значеннями будуть $me = 0,000034 \dots 0,000052$ при умовних одиничних розмірах дебалансів $0,23 \dots 0,296$.

З отриманих результатів випливає висновок, що використовуючи дебаланси, що входять до області ABWQ, можна отримати більшу збурюючу силу, ніж при використанні дебалансів, що входять до області CFOU, при менших розмірах a ; r ; c .

3.12 Висновки за розділом

Поставлена у розділі мета - визначення раціональної форми високоефективних дебалансів, досягнута шляхом виконаних досліджень різних форм та розмірів дебалансів. З отриманих значень, можна зробити висновок, що максимальну збурюючу силу ми можемо досягти, використовуючи п'ятигранний. А мінімальна маса дебалансу, при заданих однакових умовах, буде отримана при круговому дебалансі.

Також у даному розділі проекту розглянута можливість використання декількох дебалансів одночасно, та наведений відповідний графік, скориставшись яким можна вибрати дебаланс, який найкраще задовольняє заданим умовам його використання.

					ДІПТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС СКЛАДАННЯ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ

4.1 Короткий опис процесу складання

Технологічний процес складання займає одне з найважливіших місць в процесі формування виробу або машини. Тому дуже важливо, щоб процес складання займав, по можливості, якомога менше часу, а витрати енергії і працемісткість були мінімальними. Для цього доцільно застосовувати механізований інструмент, універсальне устаткування, а також різні пристосування, що полегшують працю людини.

Застосування автоматів і роботів, а також обробних центрів дозволяє значно зменшити час виконання операцій і, зокрема, основний і допоміжний час.

Заміна складання на одному місці на потокове, вузлове, послідовно-паралельне або комбіноване дозволяє збільшити об'єм випуску продукції в десятки разів. Тому дуже важливо, щоб при технологічному процесі складання витрати часу були, по можливості, мінімальними. Для цього дуже важливо визначити вид технологічного устаткування, що використовується при технологічному процесі складання, а також вирішити, скільки робочих місць потрібно для проведення технологічного процесу.

4.2 Опис конструкції механізму

Навісне обладнання лабораторного устаткування (див. рис. 4.1) складається з двох основних частин опорного контуру та вібросистеми, яка встановлюється на опорній плиті 30 з можливістю вертикального переміщення.

Опорний контур 15 приєднується до рухомої рамки 21 за допомогою рами 30. Рухома рамка вертикально закріплюється в кронштейні 25. Для запобігання самовільного вертикального переміщення стрижня 21 передбачається встановити пружину 23 і упорну шайбу 22, яка фіксує навісне обладнання у відповідному положенні на пластині 26, яка, в свою чергу, фіксується на плиті 24. Вертикальне

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

переміщення плити 24 здійснюється за допомогою рукоятки 6, яка через гвинтову систему 7 з'єднана з нижньою рамою 16, яка приєднується до плити 24 за допомогою вісі 17.

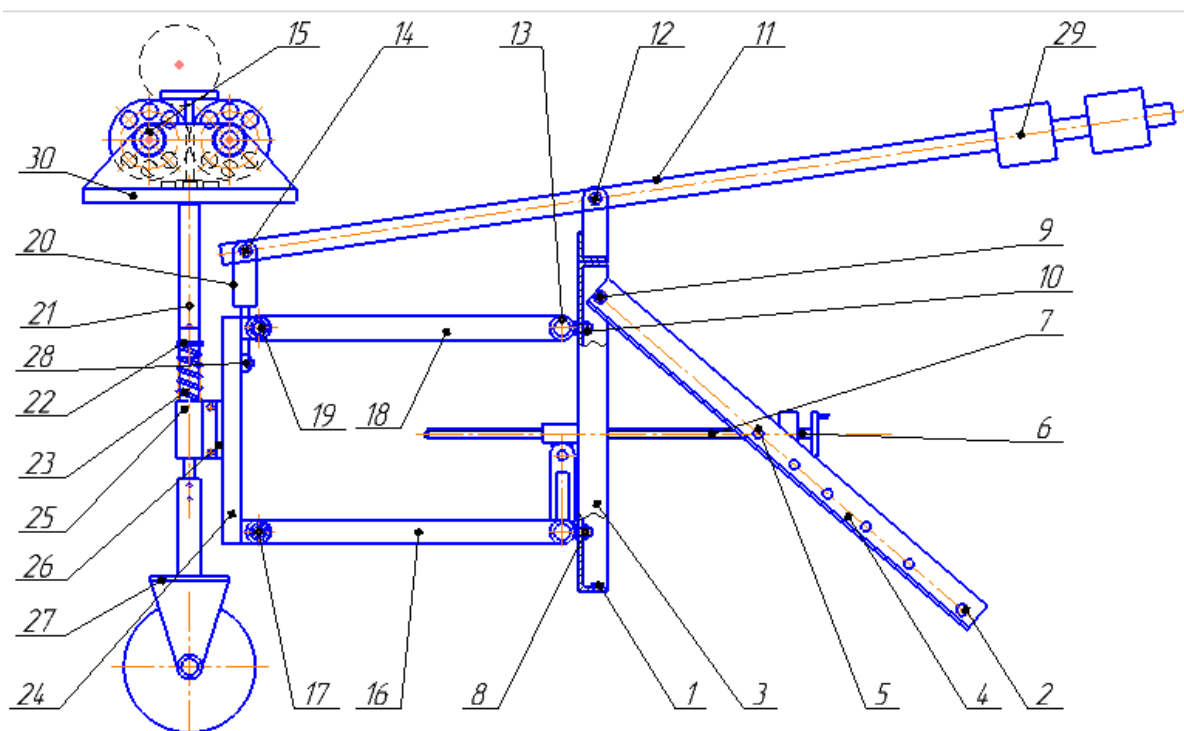


Рис. 4.1. Схема навісного обладнання лабораторного стенда

Плита 24 також приєднується до верхньої рами 18 за допомогою вісі 19 і до провущини 20 за допомогою болта 28. Провущина з'єднується з рукояттю противаги 19. На верхній плиті 30 розташована вібраційна система з приводом 15. Нижня плита необхідна для приєднання робочих органів 27. Для створення додаткового привантаження у навісному обладнанні передбачено пружину 7, яка регулюється гайною 6. Всі елементи опорного контуру приєднуються до рами лабораторного стенда за допомогою болтових з'єднань.

4.3 Методика проведення складання навісного обладнання лабораторного устаткування

Як вже було вище сказано навісне обладнання складається з вібраційної системи та опорного контуру. Для підвищення якості стенда потрібно складання навісного обладнання поділити на два етапи.

Перший етап. На даному етапі описується технологічний етап складання опорного контуру. Процес починається з приєднання робочого органу 27 до рухомої рамки 21 за допомогою гвинтів. Далі встановлюються кронштейни 8 і 13 і закріплюються на рамі стенда 3.

Другим етапом складання навісного обладнання являється складання вібраційної системи.

4.4 Висновки за розділом

В даному розділі приведений короткий опис принципової схематичної послідовності складання основних вузлів навісного обладнання та запропоновано структура даного технологічного процесу. Тобто дана структура може бути використана для розробки докладного технологічного процесу складання з наступним уточненням форми розмірів і кількості деталей, що входять до її складу.

					ДІІТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У даній кваліфікаційній роботі розглянуто поняття вібраційного стенду. В ході роботи розглядалась можливість створення лабораторного дослідницького устаткування у вигляді стенду для дослідження вібраційних систем машини. Основною задачею роботи було створення схематичного стендового устаткування, отримання даних для початку розрахунку та виготовлення стенду для подальшого використання в наукових цілях.

Вібростенд або вібраційна установка – пристрій для випробування машин, апаратів, приладів на вібрацію.

Роботу було розпочато з огляду технічних рішень аналогів, конструктивних рішень та технічної пропозиції лабораторного стенду. Особливість лабораторного устаткування ґрунтоущільнюючих машин багатоцільового призначення полягає в тому, що воно дозволяє досліджувати дію вібрації не лише при ущільненні ґрунту, але й при процесах різання, копання та розпушування. Рекомендоване навісне обладнання лабораторного устаткування має просту конструкцію – це дозволяє легко змінювати робочі органи досліджуваних машин та прискорює проведення лабораторних робіт. Таке лабораторне устаткування дозволяє виконувати набір операцій різноманітних властивостей в межах класу, як машин для ґрунтоущільнення, так і для землерийно-транспортних машин. Розглянувши кілька варіантів конструювання стенду для випробовування ріжучих елементів відвалів бульдозерів, серед запропонованих було обрано кращий з точки зору переваг і недоліків конструкції.

Для створення моделі вібростенду проведено силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування. У розділі розроблено розрахункову та ескізу схеми устаткування, проведено розрахунок на міцність від дії навантажень, адже при експлуатації стенда його елементи беруть участь у роботі і зазнають різного виду навантажень. За нормальними напруженнями умова міцності коефіцієнту запасу міцності виконано $3,78 > 3$; сила, яку має витримати вісь, також задовольнила розраховану умову $20724\text{Н} > 3000\text{ Н}$.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

В роботі досліджено ефективність роботи дебалансів вібраційної системи. Форма дебалансу може бути різною. Так у роботі розглянуто 9 форм дебалансів різного поперечного перерізу. Основним критерієм при виборі дебалансу була його максимальна збурююча сила, яку вираховано за формулою $F_{36} = me\omega^2$. За результатами проведених досліджень та розрахунків, можна зробити висновок, що максимальну збурюючу силу ми можемо досягти, використовуючи п'ятигранний дебаланс ($me = 0,000088$; $m = 0,13$ кг; $F_{36} = 18,5$ Н). А мінімальна маса дебалансу, при заданих однакових умовах, буде отримана при круговому дебалансі ($me = 0,000049$; $m = 0,76$ кг; $F_{36} = 10,3$ Н). Також у даному розділі кваліфікаційної роботи розглянута можливість використання декількох дебалансів одночасно, та наведений відповідний графік, скориставшись яким можна вибрати дебаланс, який найкраще задовольняє заданим умовам його використання.

Технологічний процес складання навісного обладнання лабораторного устаткування займає одне з найважливіших місць в процесі формування виробу або машини. Важливою функцією процесу складання є фактор часу, чим менше його буде витрачено, тим менше будуть витрати енергії та працемісткості. В розділі приведений опис принципової схематичної послідовності складання основних вузлів навісного обладнання та запропонована структура даного технологічного процесу. Тобто дана структура може бути використана для розробки докладного технологічного процесу складання з наступним уточненням форми розмірів і кількості деталей, що входять до її складу.

Рекомендації. Матеріал даної кваліфікаційної роботи може використовуватися за напрямками:

- дослідження механізмів на вібрацію;
- проведення лабораторних дослідів для студентів;
- в рамках вивчення МЗР та її елементів.

Таким чином, задачі розв'язані в повному обсязі, мета досягнута-створення лабораторного устаткування вібростенду.

					ДІПТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Пат. 56670 Україна, МПК:G01M 7/00. Вібростенд / Русанов С.А., Луняка К.В., Ключев О.І.; власник Херсонський національний технічний університет; заявл.16.06.2010; опубл. 25.01.2011, Бюл. № 2.
2. Пат. 42545 Україна, МПК:7G01M7/04. Вібростенд / Бублик Г.Ф., Кундеревич Є.К., Цисарж В.В.; власник Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»; заявл. 30.03.2001; опубл. 15.10.2001, Бюл. № 9.
3. Пат. 102880 Україна, МПК:G01M 7/00. Низькочастотний вібростенд / Боцман О.С., Невлюдова В.В., Новоселов С.П., Жарікова І.В.; власник Харківський національний університет радіоелектроніки; заявл.18.05.2015; опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22.
4. Пат. 61057 Україна, МПК:B24B 1/04. Трикординатний вібростенд / Іскович-Лотоцький Р.Д., Булига Ю.В., Манжілевський О.Д., Проценко О.І.; власник Вінницький національний технічний університет; заявл.29 11 2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. № 13.
5. Пат. 43014 Україна, МПК:7G01M7/00. Багатокоординатний вібростенд / Божко О.Е., Бєлих В.І., Мягкохліб К.Б.; власник Інститут проблем машинобудування НАН України; заявл.28 11 2000; опубл. 15.11.2001, Бюл. №10.
6. Пат. 46130 Україна, МПК:E01C 19/00. Віброкото́к / Хмара Л.А., Шатов С.В., Тріфонов І.В., Темченко Я.Л.; власник Хмара Л.А., Шатов С.В., Тріфонов І.В., Темченко Я.Л.; заявл. 15 06 2009; опубл. 10.12.2009, Бюл. №23.
7. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов по спец. «Строит. машины и оборудование» [Текст] / В.П. Сергеев. – М.: Высш. школа, 1987 г. – 376 с.
8. Бауман В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов [Текст] / В.А. Бауман, И.И. Быховский. – М., Высш. школа, 1977 г.

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

9. Каталог-справочник. Машины и механизмы [Текст] / А.А. Буланов; под ред. А.А. Буланова. – М., 1977 г.
10. Пат. 50241 Україна, МПК: E01C 19/22. Причепний вібраційний каток з гідроприводом /Позднякова Г.Л., Комісаренко Ю.Я., Муляр Ю.І.; власник Віницький державний технічний університет; заявл. 03.12.2001; опубл. 15.10.2002, Бюл. № 10.
11. Пат. 109126 Україна, МПК: F15B 21/12, E01C 19/28. Віброкоток / Азенко А.В., Пелевін Л.Є.; власник Київський національний університет будівництва та архітектури; заявл. 01.03.2016 ; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 15.
12. Пат. 46130 Україна, МПК: E01C 19/00. Віброкоток / Трифонов І.В., Темченко Я.Л., Хмара Л.А., Шатов С.В.; власник Трифонов І.В., Темченко Я.Л., Хмара Л.А., Шатов С.В.; заявл. 15.06.2009; опубл. 10.12.2009, Бюл. № 23.
13. Добронравов С.С. Строительные машины [Текст] / С.С. Добронравов, В.П. Сергеев. – М., 1981 г.
14. Домбровский Н.Г. Строительные машины [Текст] / Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. – М., 1985 г.
15. Справочник. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов [Текст] / колл. авторов; под ред. В.А. Баумана. – М.: изд-во Машиностроение, 1970. – 548 с.
16. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники/ И.И. Быховский. – М., Машиностроение, 1969 г.
17. Справочник конструктора машиностроителя, т.1, 2 и 3 / В.Н. Анурьев. – М., 1980 г.
18. Онлайн каталог металлобазы «КТ-СТАЛЬ» [Електронний ресурс]. – Режим доступа:<http://kt-stal.com.ua/products/list-xolodnokatanyj>
19. Фінансовий портал Мінфін діючі тарифи на електроенергію [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://index.minfin.com.ua/tarif/electric/>

					ДІП. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

20. Інструкція про порядок приймання, транспортування, зберігання, відпуску та обліку нафти і нафтопродуктів на підприємствах і в організаціях України (98-Ц).

21. Онлайн бібліотека [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ukrbukva.net/page,16,101894-Mehanizaciya-stroitel-no-montazhnyh-i-pogruzочно-razgruzочnyh-rabot.html>

22. Офіційний веб-портал Верховної Ради України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0459-96/page>

23. Фінансовий портал Мінфін [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://index.minfin.com.ua/index/rate/>

24. Онлайн бібліотека [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://readbookz.com/book/1/59.html>

					ДІІТ. 630000. 303. КРПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		