

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

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

зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

Виконав: студент групи: ПМ2221



(підпис)

/ Марунін ОЛЕКСАНДР /

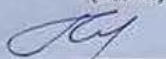
Керівник:



(підпис)

/ Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /

Нормоконтролер:



(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /

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

Студент



(підпис)

Дніпро – 2024

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

Faculty of Transport Engineering

Department of Applied Mechanics and Materials Science

Explanatory Note
to Master's Thesis

on the topic:

Development and research of elements of machine vibration system

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

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

Done by the student of the group: ПІМ2221 / Alexander MARUNIN /



Scientific Supervisor:  / Kazimir HLAVATSKYI /

Normative controller :  / Oleksandr POSMITIUKHA /

Dnipro – 2024

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: **Розробка і дослідження елементів вібраційних систем машин**
за освітньою програмою **«Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні,
меліоративні машини і обладнання»**
зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

Виконав: студент групи: ПМ2221

_____ / Марунін ОЛЕКСАНДР /
(підпис)

Керівник:

_____ / Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /
(підпис)

Нормоконтролер:

_____ / Олександр ПОСМІТЮХА /
(підпис)

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

Студент

_____ (підпис)

Дніпро – 2024

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

Faculty of Transport Engineering

Department of Applied Mechanics and Materials Science

**Explanatory Note
to Master's Thesis**

on the topic:

Development and research of elements of machine vibration system

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

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

Done by the student of the group: IIM2221 / Alexander MARUNIN /

Scientific Supervisor: / Kazimir HLAVATSKYI /

Normative controller : / Oleksandr POSMITIUKHA /

Dnipro – 2024

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія

Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство

Рівень вищої освіти: другий (магістерський)

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

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

_____ Сергій РАКША
(підпис)

Дата _____

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу _____ на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту Маруніну Олександровичу Володимировичу

1. Тема роботи: **Розробка і дослідження елементів вібраційних систем машин**

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

затверджені наказом від _____ "02" 12 2022 р. № 1193ст

2. Строк подання студентом роботи: 10.01.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Електродвигун n=1390/хв, тип приводу
електромеханічний, гідравлічний; категорія ґрунту- I, II, III, IV, вид навантаження -
динамічне вібраційне.

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

4.1 Аналітична частина: технічне обґрунтування роботи , перегляд аналогів вібраційних систем машин.

4.2 Основна частина: розробка нових технічних рішень ВСМ для ГУМ, конструктивний розрахунок дебалансів.

4.3 Науково-дослідна частина: розрахунок віброблока.

5. Перелік демонстраційного матеріалу:

Огляд технічних рішень вібраційних креслень аналогів; структурні та схематичні рішення ГУМ з ВСМТ, технологічні схеми дебалансів, схематичне рішення навісного устаткування лабораторного стенду, розрахунок віброблока.

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	Огляд і аналіз нових технічних рішень	06.03.2023	виконано
2	Розробка нових технічних рішень ВСМ для ГУМ	24.04.2023	виконано
3	Конструктивний розрахунок дебалансів		
4	Експериментальні дослідження запропонованих ВСМТ для ГУМ	20.05.2023	виконано
5	Підготовка презентації роботи	10.10.2023	виконано
6	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.12.2023	виконано
7	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	23.01.2024	

Студент

(підпис)

Марунін ОЛЕКСАНДР

Керівник роботи

(підпис)

Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 66 сторінки

Найменування роботи: «Розробка і дослідження елементів вібраційних систем машин».

Ілюстрації: схем 2; рисунків 16;

графіків 12; фотографій _____;

таблиць 10.

Ключові слова: СТЕНД, ВІБРАЦІЯ, СИСТЕМА, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК, ДОСЛІДЖЕННЯ, СИЛА, ПОТУЖНІСТЬ, БЕЗПЕЧНІСТЬ, ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ, ІНТЕНСИФІКАЦІЯ, ЕНЕРГОЄМНІСТЬ.

Текст реферату:

Метою роботи є огляд елементів, блоків, контурів та модулів ВСМТ та проведення конструктивного розрахунку дебалансів та конструктивний розрахунок вібрблока.

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; виконаний аналіз і оптимізація варіантів форми дебалансів; запропоновано ескізну схему навісного устаткування лабораторного стенда та проведено розрахунок вібрблока, розглянуто правила охорони праці при роботі з віброустановками, а також підготовлена відповідна презентація.

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

ЗМІСТ

ВСТУП	- 9
1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ СУЧАСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ МАШИН (ВСМ) І ЇХ СКЛАДОВИХ	- 10
1.1. Патентний огляд і аналіз машин з вібраційними системами, вібраційних машин, їх механізмів і складових частин	- 11
1.2. Висновки за розділом	- 13
2. РОЗРОБКА НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВСМ ДЛЯ ГРУНТОУЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ МАШИН (ГУМ)	-
2.1. Основні принципи формування ГУМ з ВС модульного типу (ВСМТ)	-16
2.2. Структурні та схематичні рішення ГУМ з ВСМТ	-17
2.3. Особливості елементів, блоків, контурів та модулів ВСМТ ГУМ	-24
2.4. Висновки за розділом	-34
3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ВСМТ ДЛЯ ГУМ	-35
3.1. Дослідження дебалансів ВСМТ ГУМ	
3.2 Розрахунок кругового дебалансу	-35
3.3 Розрахунок секторного дебалансу	- 38
3.4 Розрахунки кільцево-сегментного дебалансу (1*)	- 39
3.5 Розрахунок квадратного дебалансу	- 41
3.6 Розрахунок кільцево-сегментного дебалансу (2*)	- 43
3.7 Розрахунок шестигранного дебалансу	- 44
3.8 Розрахунок дзеркально-сегментного дебалансу	- 46
3.9 Розрахунок трикутного дебалансу	- 48
3.10 Розрахунок п'ятигранного дебалансу	-50
3.11 Співставний аналіз ефективності роботи дебалансів ВСМ	-54
3.2. Висновки за розділом	- 58

ДІТ. 630000. 303. МРПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
		Марунін			Літ.
		Главацький			Арк.
					Акрушів
					5
					66
					Арк.
		Посмітюха			ДІТ. 630000. 303. МРПЗ
					ДІТ. 630000. 303. МРПЗ, гр. ПМ22
					217
Затверд.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ВСМТ ДЛЯ ГУМ	- 59
4.1. Структура і результати експериментальних досліджень	- 60
4.2. Висновки за розділом	- 62
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ -	
5.1 Вимоги безпеки при роботі з віброустановками	- 63
5.2 Висновки за розділом	- 64
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	- 65
БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	- 66

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

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 збудовуючої 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 збудовуючої сили за допомогою різних її складових (маса та ексцентриситет дебалансу, кутова швидкість, взаємне відносне розташування дебалансів і т. п.).

У цій кваліфікаційній роботі розглядається розробка і дослідження вібраційних систем машин.

Метою роботи є огляд елементів, блоків, контурів та модулів ВСМТ та проведення конструктивного розрахунку дебалансів та конструктивний розрахунок віброблока.

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;
- розглянуто нові технічні рішення ГУМ з ВСМТ та особливості елементів, блоків, контурів та модулів ВСМТ ГУМ;
- виконаний конструктивний розрахунок форми дебалансів;
- технічну пропозицію устаткування та проведено конструктивний розрахунок віброблока ;
- зроблені висновки за результатами виконання роботи.

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

1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ СУЧАСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ МАШИН (ВСМ) І ЇХ СКЛАДОВИХ

1.1. Патентний огляд і аналіз машин з вібраційними системами, вібраційних машин, їх механізмів і складових частин

Вібраційні системи машин (ВСМ) призначені для інтенсифікації процесу роботи машин і механізмів, в яких вони встановлені і відіграють роль активізації певного процесу за рахунок заданого вектора збуджуючої сили.

Вібраційна машина

Сили інерції не завжди шкідливі, з якими потрібно боротися. В даний час існує багато машин, в яких коливання спеціально передбачені тим чи іншим технологічним процесом. Машини, в яких технологічний процес базується на збуджених вібраціях, називаються вібраційними машинами. Причинними агентами коливань у цих машинах можуть бути механічні та електромагнітні вібратори, гідравлічні та пневматичні пульсатори. Робочому корпусу машини, що взаємодіє з обробленим середовищем, повинен бути наданий коливальний рух із бажаною частотою коливання та амплітудою.

Вібраційні машини широко поширені в різних галузях будівництва та сільського господарства. За допомогою вібрації забезпечується технологічне переміщення чи транспортування, подрібнених та сипких матеріалів, окремих сумішей, компактного бетону, занурення паль та оболонок в ґрунт, просіювання та класифікація різних продуктів. Вібрація також використовується у повсякденному житті (наприклад, вібраційні бритви). Матеріали, оброблені під впливом вібрації, стають більш придатними до технологічного застосування, що сприяє поліпшенню технологічного процесу їх цільового застосування, наприклад, вібраційне ущільнення металевих і неметалевих виробів на різних стадіях їх виробництва, вібраційне ущільнення ґрунту.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Технічне рішення 1 - вібраційна шліфувальна машина.

Винахід стосується області абразивної обробки і може бути використаний у виробництві вібраційних машин з абразивним продуктом опуклої або увігнутої форми, призначеної для шліфування, наприклад, невеликих дефектів фарбування та лакового покриття.

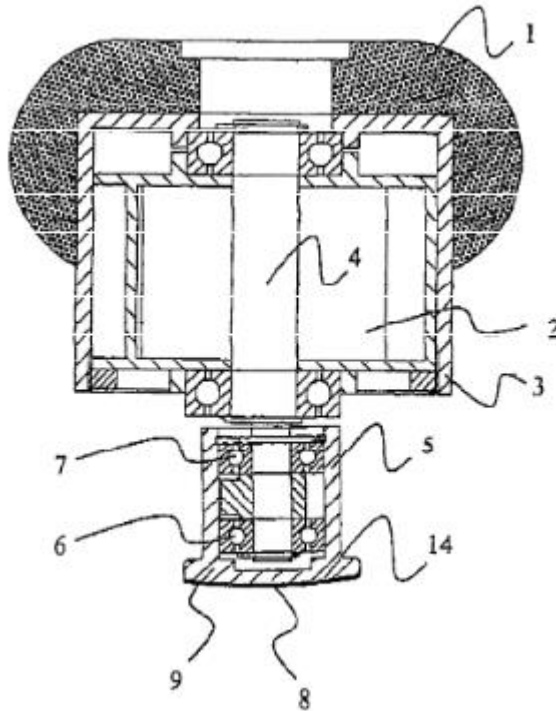


Рис. 1.1. Вібраційна шліфувальна машина

Згідно з рисунком 1.1 вібраційна шліфувальна машина містить ручку 1, яка охоплює привідний двигун 2 разом із корпусом 3. Привідний двигун керує привідною валом 4, який взаємодіє з шліфувальною голівкою 5. Шліфувальна машина може бути оснащена як електричним, так і пневматичним привідним двигуном, який керує привідним валом при відповідній швидкості обертання.

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

Технічне рішення 2 - 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.

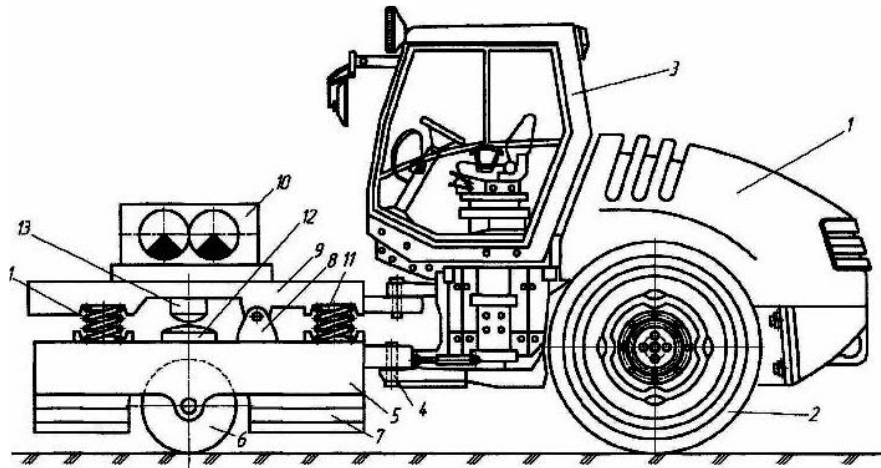


Рис. 1.2. Загальний вигляд віброкотка

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 1.2 показаний загальний вигляд віброкотка; на рисунку 1.3 показана рама з вальцем, віброзбуджувачем та баластом; на рисунку 1.4 показаний вигляд А з рисунку 1.4.

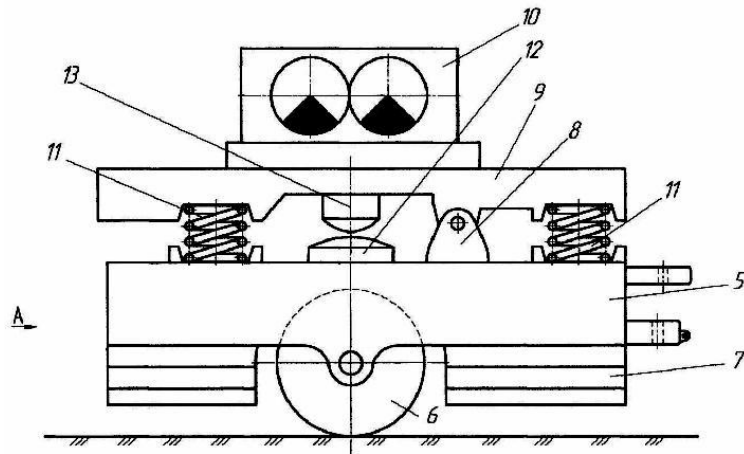


Рис. 1.3. Рама з вальцем, вібробуджувачем та баластом

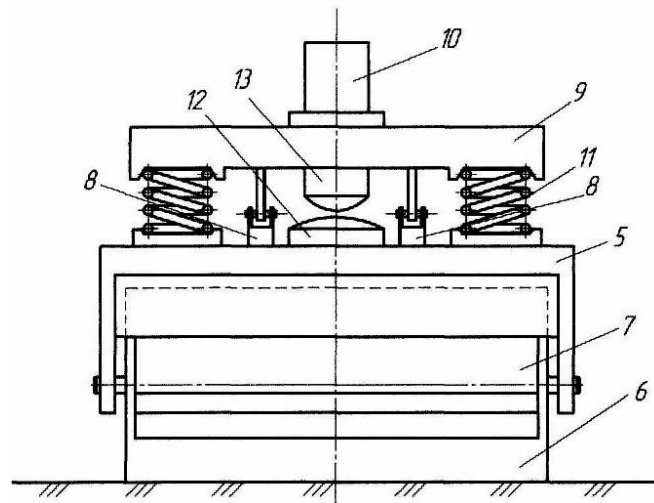


Рис. 1.4. Вигляд А з рис. 1.3

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІП. 630000. 303. МРПЗ

Арк.

13

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 вібробуджувачем 10, який встановлений на рамі 5 шарнірно та зв'язаний з нею пружними елементами 11, а також обладнання вібробуджувача 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. Висновки за розділом

Удосконалення ВСМ ведеться у декількох напрямках, серед яких ключовими є нижче вказані.

Технологічні зміни. За період розвитку ВСМ були значні технологічні зміни в області матеріалів, датчиків, мікроконтролерів і програмного забезпечення, які вплинули на розвиток ВСМ.

Ефективність. Оцінка нових рішень у ВСМ може включати аналіз їхньої ефективності в порівнянні з традиційними методами. Це може включати в себе покращену енергоефективність, зменшення викидів і покращення продуктивності.

Зменшення вібрацій. Однією з основних цілей ВСМ є зменшення вібрацій та шуму за рахунок нових методів та технічних рішень для досягнення цієї мети.

Моніторинг та діагностика. Огляд може включати в себе нові методи моніторингу та діагностики стану ВСМ, що дозволяють передбачати несправності та планувати обслуговування.

Використання інтелектуальних систем. Аналіз та систематизація даних щодо використання штучного інтелекту та машинного навчання сприяють оптимізації ВСМ та їх роботи.

Застосування у різних галузях. Дослідження стосовно нових технічних рішень в ВСМ, які застосовуються в різних галузях, включаючи виробництво, будівництво, транспорт і інші.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

2. РОЗРОБКА НОВИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ВСМ ДЛЯ ГРУНТОУЩІЛЬНЮВАЛЬНИХ МАШИН (ГУМ)

2.1. Основні принципи формування ГУМ з ВС модульного типу (ВСМТ)

Класифікацію вібраційних систем слід розпочати з виділення та визначення їх основних складових, які є безпосереднім джерелом збудовуючої сили, а саме: елементів, блоків, контурів і модулів.

Елемент вібросистеми представляє собою масу з ексцентричним розташуванням, характеризувану конкретною формою, розмірами і властивостями.

Дебаланс може виступати як тіло будь-якої форми, що ексцентрично закріплене щодо осі обертання, і його статичний момент маси відносно цієї осі визначається заданим значенням. Проте це не означає, що конструкція і форма перетину дебалансу не мають значення.

Основним параметром, який характеризує дебаланс як елемент центробежного віброзбудника, є статичний момент його маси відносно осі обертання.

Дебаланси можуть бути двох типів: постійні, які мають постійний статичний момент маси під час запуску та зупинки (постійні дебаланси), або регульовані, які змінюють свій статичний момент маси під час цих процесів (регульовані дебаланси).

Зазвичай дебаланс складається з урівноваженої і неуврівноваженої частин. Статичний момент урівноваженої частини дебалансу дорівнює нулю.

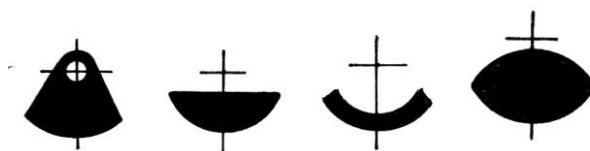


Рис 2.1. Схеми дебалансів

Серед відомих форм дебалансів найпоширенішими є секторна, кругова, сегментна, кільцево-сегментна (рис. 2.1).

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Дебаланси можуть відрізнятись за матеріалом виготовлення, використовуючи той самий матеріал, що й вал, або виготовлені як наповнювачі.

Також існує різноманітність в регулюванні ексцентриситету та маси дебалансів. Ті, які використовуються як наповнювачі, можуть змінювати свою масу та ексцентриситет при зміні об'єму залитої рідини. Дебаланси з підпружиненою конструкцією можуть змінювати ексцентриситет при зміні розтягу пружини.

З точки зору розміщення, дебаланси можуть бути симетрично розташованими або асиметрично розташованими.

Блок ВС – це поєднання елементів ВС однакової чи різної форми, розмірів і властивостей з урахуванням ексцентриситету, маси, частоти обертання і їх взаємного розташування.

Контур ВС – це певне взаємне розташування блоків з урахуванням їх кількості, зв'язку між ними та фаз взаємного обертання.

Модуль ВС – це певне взаємне розташування блоків з врахуванням їх кількості, зв'язку між ними та фаз взаємного обертання, а також взаємного розташування контурів і їх кількості.

2.2. Структурні та схематичні рішення ГУМ з ВСМТ

Вдосконалення базується на фундаментальних змінах, які надають можливості машині володіти різноманітним набором нових функцій як у конкретних випадках, так і в цілому. Розглядаються можливості, які можна врахувати у вирішенні різноманітних завдань за допомогою обчислювальних систем.

З нашої точки зору, обчислювальна система може бути створена із складових, що володіють круговими, напрямленими та комбінованими коливаннями. При цьому необхідно враховувати симетричні та асиметричні характеристики системи, оскільки їхнє розташування суттєво впливає на кінцевий результат. У всіх варіантах системи повинен бути незалежний привід, за

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

можливість частотного регулювання, щоб мати можливість контролювати вектор збурюючої сили за допомогою фазового регулювання дебалансів. Також передбачається використання різномасових систем, які також мають своє базове значення.

Приклади влаштування систем, на наш погляд, нового покоління схематично зображені на рисунках 2.1, 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, 2.8.

Наявність у ВСМТ різнорозташованих елементів (рис. 2.2) дозволяє використовувати її з більшою ефективністю та багатоцільовим призначенням.

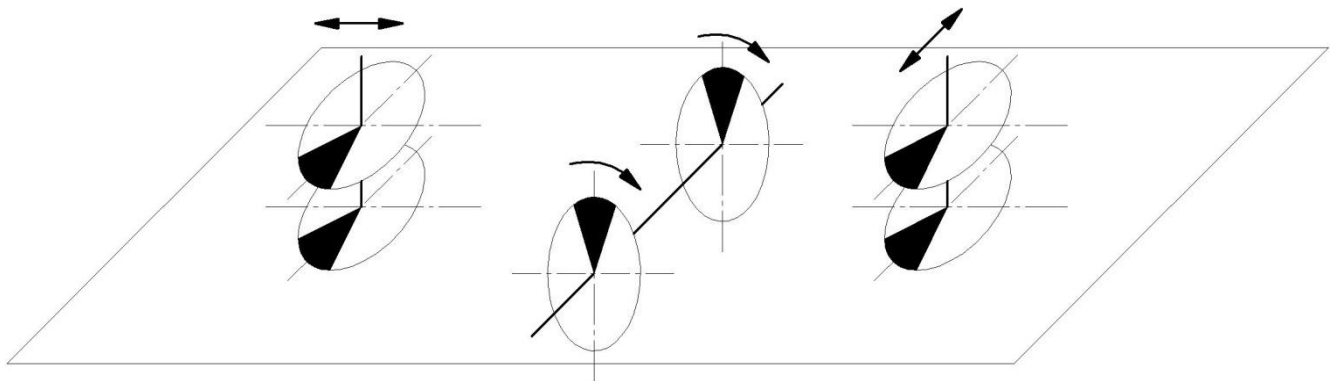


Рис. 2.2. Схема ВСМТ

Так, наприклад, при ущільненні ґрунту кулачковою поверхнею вальця чи плити (зображено на рис. 2.3), важливими елементами є як вертикальні, так і горизонтальні навантаження, що діють на ґрунт. Використання вальця чи плити згідно із схемою, показаною на рис. 2.2, у ВСМТ надає можливість повністю впоратися з необхідними навантаженнями.

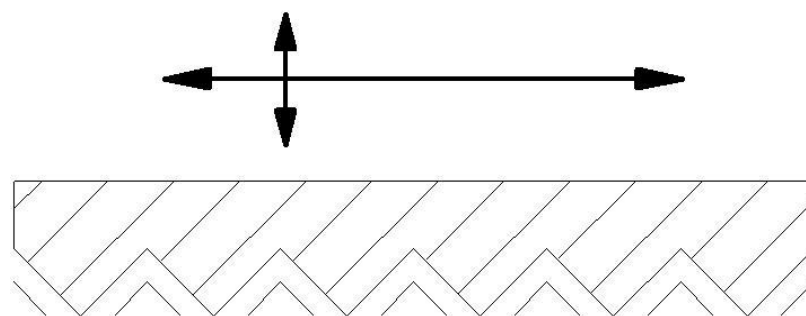


Рис. 2.3. Схема вальця (плити) в контактi з ґрунтом

Під час грохочення важливо враховувати якість відсіяної фракції за один прохід. Наявність ВСМТ (зображено на рис. 2.3) з вищезазначеним змістом та

можливістю функціонування може значно розширити можливості розділення матеріалу на фракції.

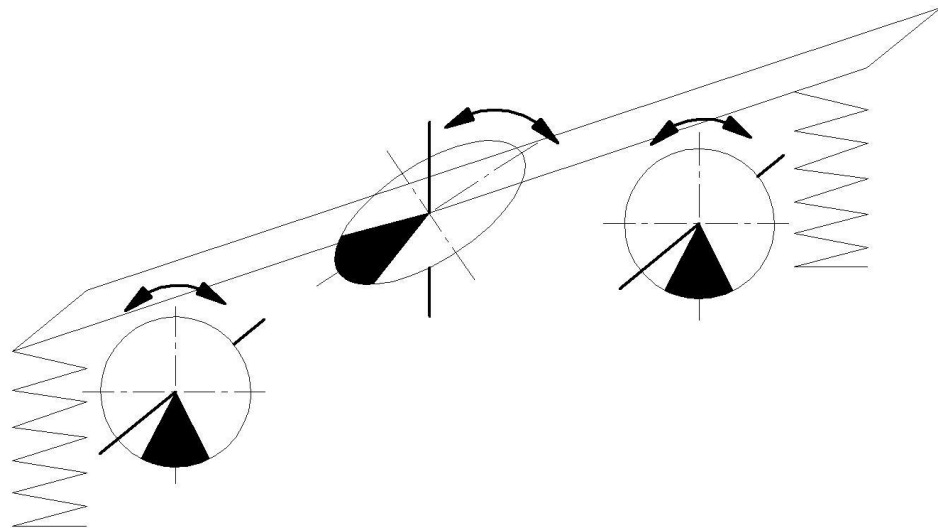


Рис. 2.4. Схема грохота з ВСМТ

При розгляді створення обчислювальних систем важливо враховувати можливість просторового переміщення вектора збурюючої сили. Вирішення цієї технічної задачі вимагає глибокого підходу до модернізації чи розробки нових конструкцій машин.

Обчислювальні системи машин можуть взяти на узори високотехнологічної техніки, яка дозволяє вирішувати різноманітні технологічні завдання на базі одного механізму з векторним стимулюванням.

Різнманітні варіанти розміщення елементів у таких системах представлені на схемах (рис. 2.4, рис. 2.5, рис. 2.6). Осі обертання дебалансів можуть переміщатися як по асиметричній, так і по симетричній конфігурації, відкриваючи можливості переміщення дебалансів вздовж осі.

Таким чином, система отримує можливості, які раніше не були доступні в будь-якій із існуючих машин.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

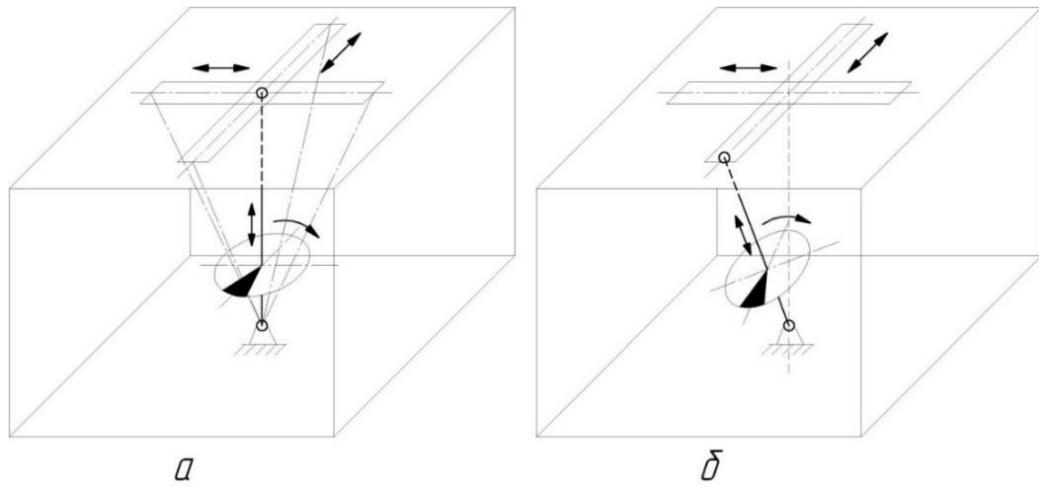


Рис. 2.5. Асиметрична схема переміщення елемента ВС*

(* – асиметрична за всіх умов, окрім випадку, коли центральна точка обертання дебаланса співпадає з нижнім шарніром)

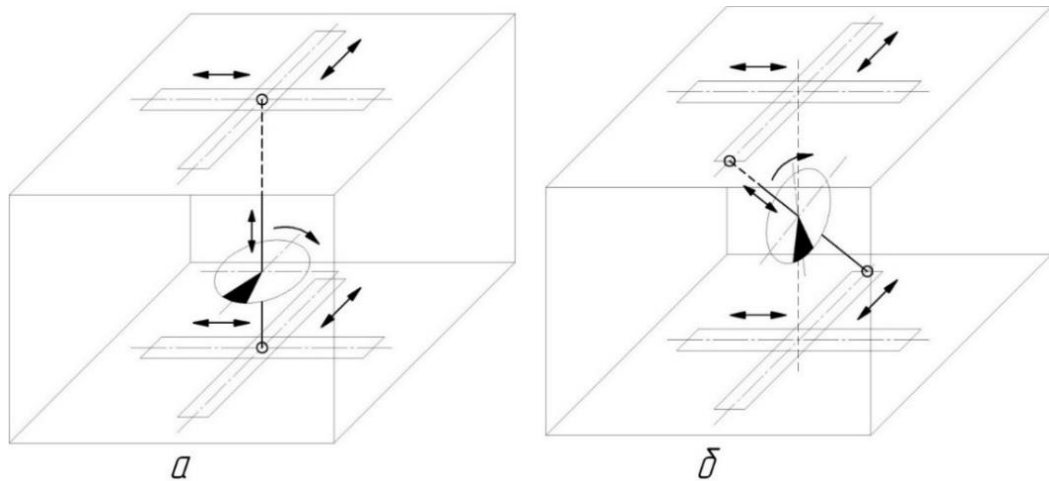


Рис. 2.6. Симетрична схема переміщення елемента ВС*

(* – симетрична лише за умови знаходження дебаланса у центральному положенні, коли вісь обертання та середня вісь будуть перетинатися в центральній точці обертання дебаланса)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

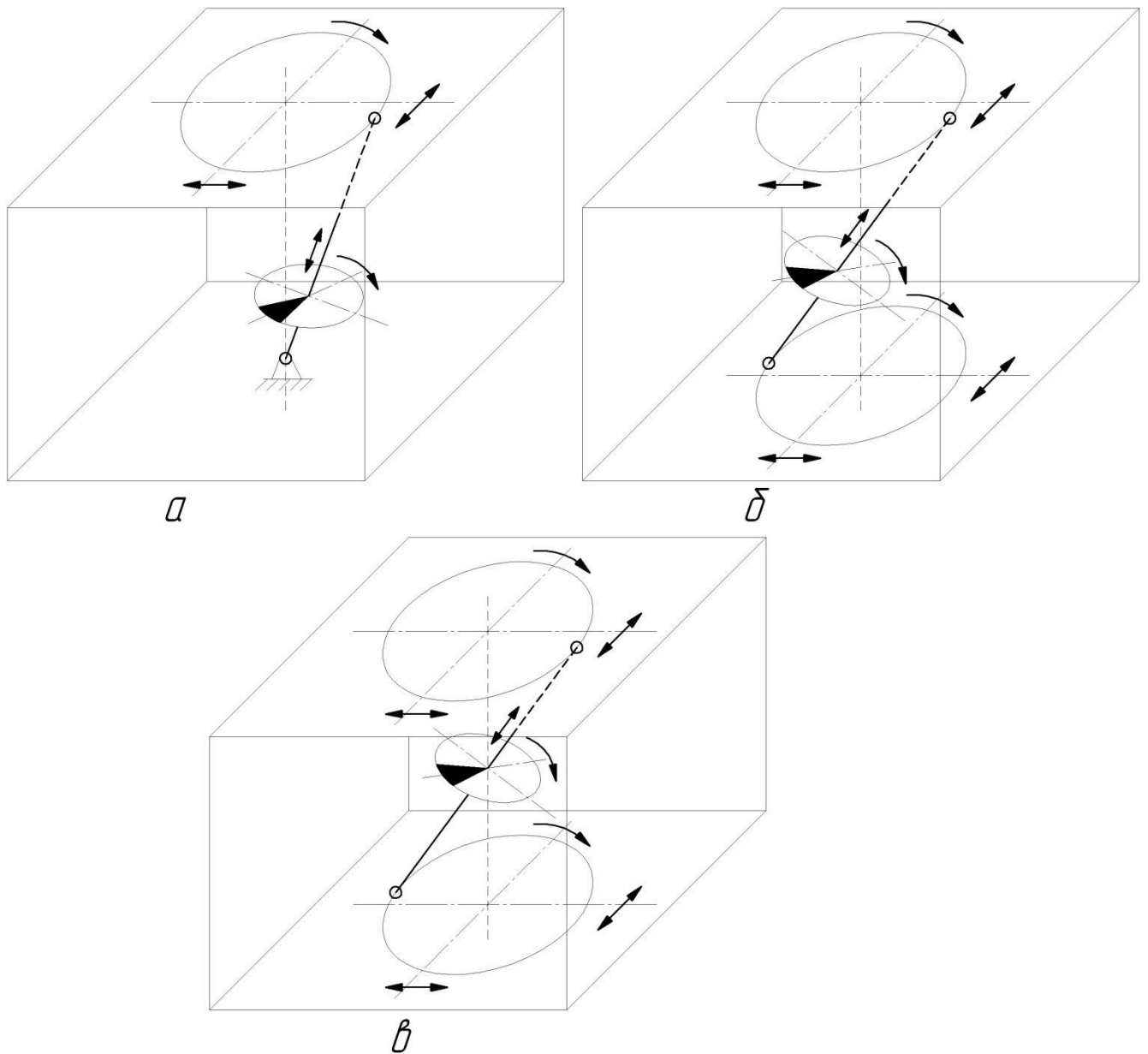


Рис. 2.7. Кругова схема переміщення елемента BC*

(* – може бути як симетрична, так і асиметрична в залежності від умов, описаних для рис. 2.5 та рис. 2.6)

При обертанні дебалансів при статичному розташуванні осі в просторі, можливе регулювання напрямку та використання фазового регулювання (див. рис. 2.8, а, б). При цьому з'являється можливість переміщення дебалансів вздовж осі (див. рис. 2.8, в). За такої конфігурації обчислювальна система машин трансформується, створюючи нові напрямки векторів збуджуючої сили завдяки гнучкому налаштуванню та створеним моментам.

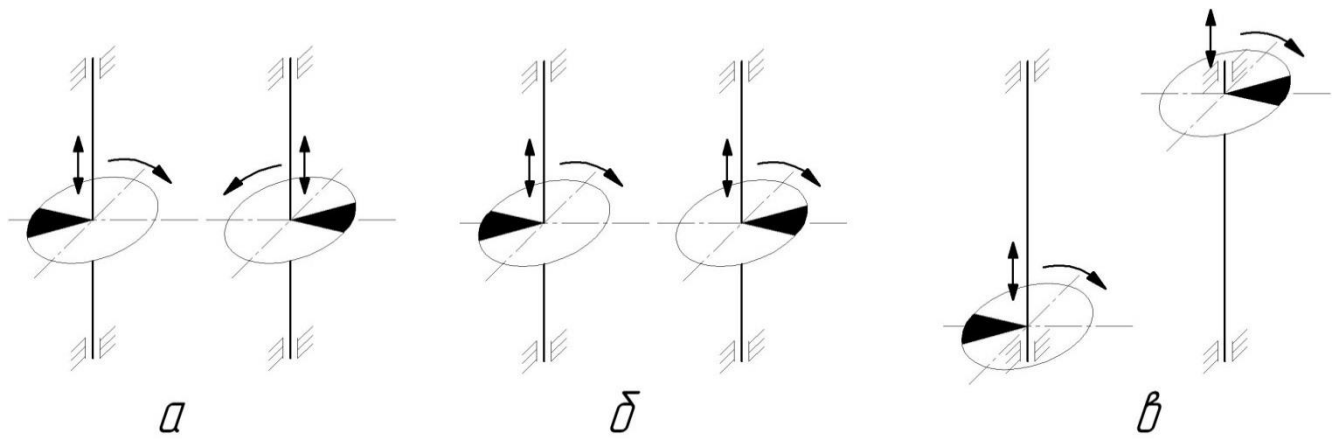


Рис. 2.8. Схема зміни напрямку збурюючої сили шляхом осевого переміщення дебалансів

Дуже перспективною є різномасова ВСМТ (рис. 2.9), яка буде включати всі попередні вищезгадані можливості, та являтиме собою систему, яка буде найбільш комплексною. У такої системи $m_3 = m_1 + m_2$, при цьому $m_1 \neq m_2$, а також w_1, w_2, w_3 можуть бути як рівними так і різними за величиною та напрямком.

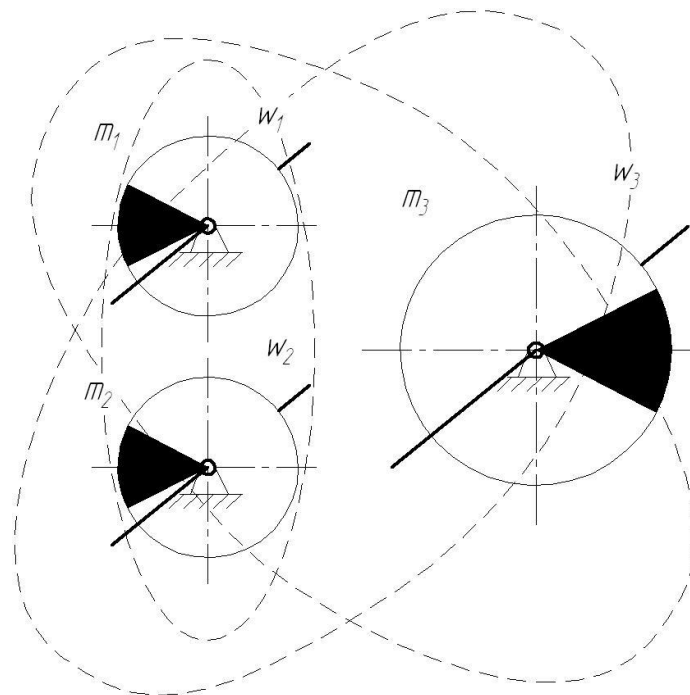


Рис. 2.9. Різнномасова система

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

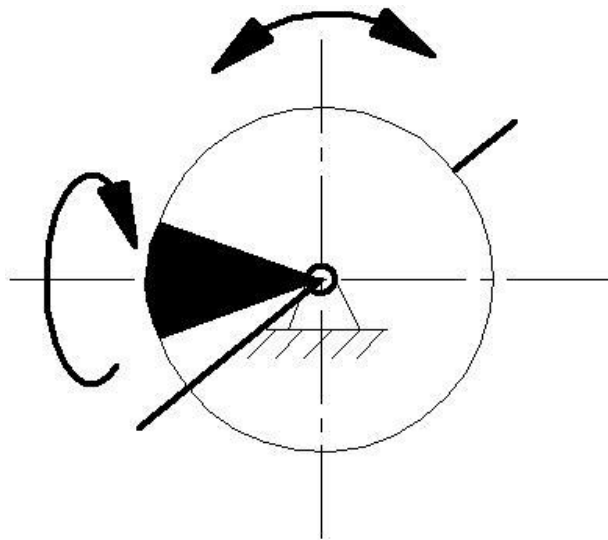


Рис. 2.10. Схема елемента з ексцентриком, який обертається відповідно своєї осі

Один із можливих способів впливу на вектор збурюючої сили полягає в обертальному русі ексцентрика навколо осі обертання, яка може бути перпендикулярною або неперпендикулярною до початкової осі обертання (рис. 2.10). Ця конфігурація дозволяє використовувати гіроскопічний ефект для стабілізації або збудження системи.

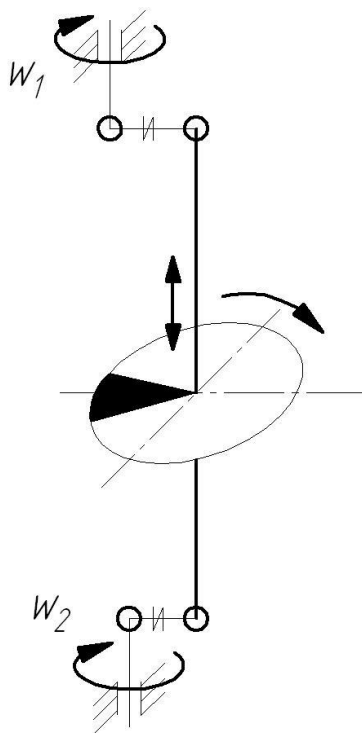


Рис. 2.11. Система з керованою зміною жорсткості опори

Зміна вектора збурюючої сили можлива шляхом керованої зміни жорсткості опори (рис. 2.11) і (або) способу її закріплення (рухоме, нерухоме).

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

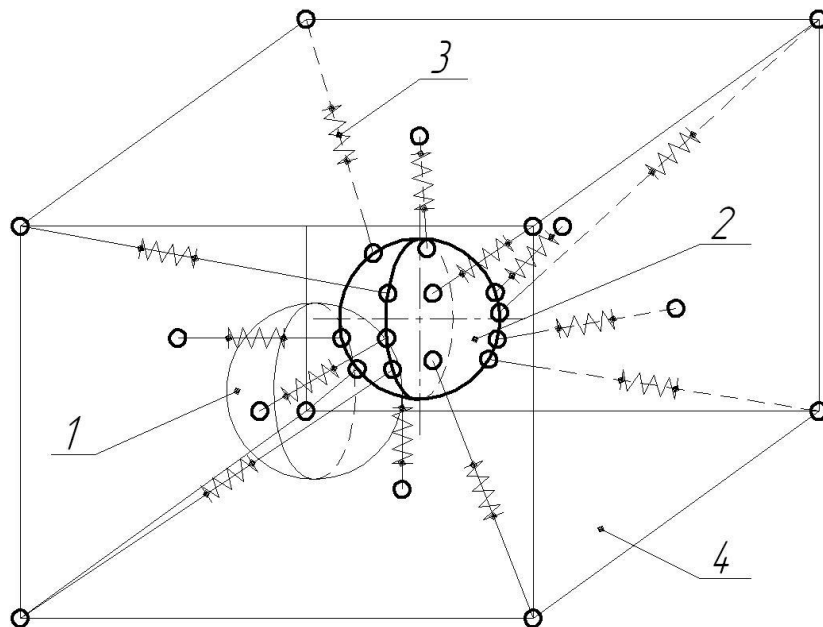


Рис. 2.12. Схема ВСМТ з просторовим жорсткісним регулюванням вектора збурюючої сили

Дана система (рис. 2.12) вирішуватиме комплекс задач. Модуль такої системи складається з елементів вищезгаданих систем, та має весь спектр вищезгаданих можливостей. Модуль в початковий момент розташовується у якомусь передпусковому вихідному положенні 1. За рахунок цього можливе механічне зміщення вектора збурюючої сили.

Незалежні елементи жорсткості 3 виконані з можливістю їх блокування від подовжніх пружних деформацій, співставних з деформаціями пружини з метою активної дії вектора збурюючої сили на корпус 4 ВСМТ. При цьому незалежне задання величини жорсткості кожному з елементів 3 на певну величину дозволить вирішити комплекс задач стосовно зміни дії вектора збурюючих сил на корпус 4 аж до повного поглинання вібрацій елементами жорсткості 3.

Зміна місця закріплення елементів жорсткості 3 до корпусу дозволить змінювати діапазони дії вектора збурюючих сил на корпус ВСМТ.

2.3. Особливості елементів, блоків, контурів та модулів ВСМТ ГУМ

Систематизація і упорядкування складових частин і характеристик дозволить синтезувати вібростеми з широким діапазоном параметрів, що визначатимуть їх технологічні можливості. Відомі різноманітні вібростеми, їх

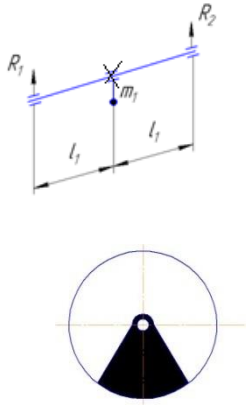

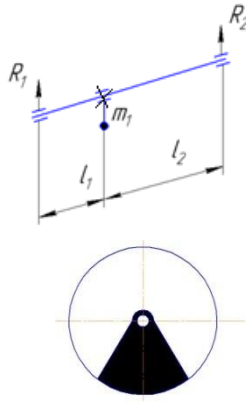
					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

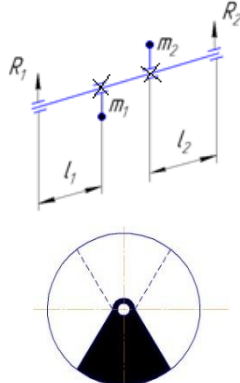

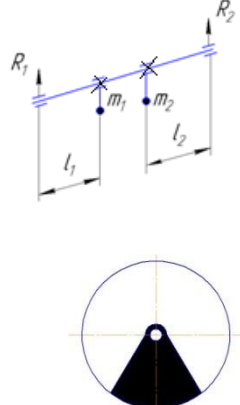

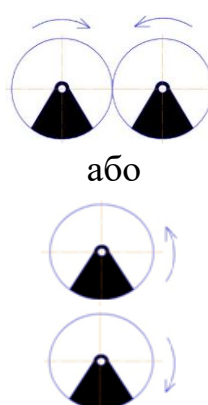

модулі, контури, блоки та елементи, а також вид коливання та напрям збурюючої сили (табл. 2.1).

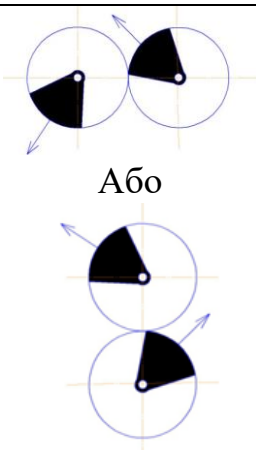

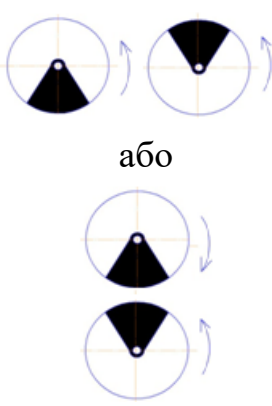

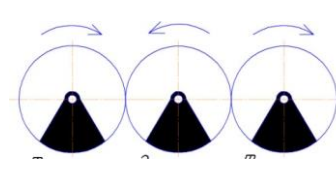

Використовуючи запропоновані схеми компоновки віброблоків, віброконтурів чи вібромодулів можливе створення ВС, що якісно адаптуватиметься до заданих технологічних умов її застосування.

Таблиця 2.1

Систематизація різноманітних вібросистем

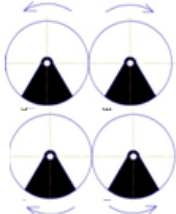

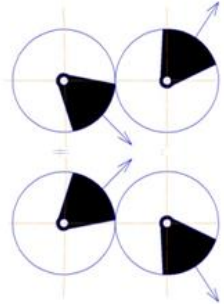

№	Кількість дебалансів	Схема	Співвідношення мас	Вид коливання	Навантаження, реакції, розміри, кутова швидкість	Напрямок збурюючої сили
1	2	3	4	5	6	7
Один вал						
1	Один		m_1	Кругові	$R_1 = R_2$ $l_1 = l_2$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$	
			m_1	Кругові	$R_1 \neq R_2$ $l_1 \neq l_2$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$	

1	2	3	4	5	6	7
2	Два		$m_1 = m_2$ $m_1 \neq m_2$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_1 \neq R_2$ $l_1 = l_2$ $l_1 \neq l_2$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
3	Два		$m_1 = m_2$ $m_1 \neq m_2$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_1 \neq R_2$ $l_1 = l_2$ $l_1 \neq l_2$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
4	Два		$m_1 = m_2$ $m_1 \neq m_2$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	

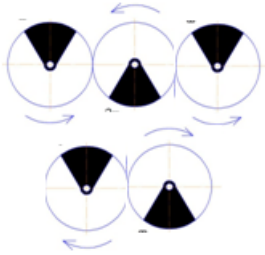

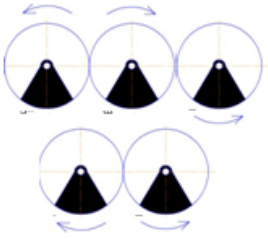

1	2	3	4	5	6	7
5	Два	 <p>Або</p>	$m_1 = m_2$ $m_1 \neq m_2$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
6	Два	 <p>або</p>	$m_1 = m_2$ $m_1 \neq m_2$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
7	Три		$m_1 = m_2 = m_3$ $m_1 \neq m_2 \neq m_3$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	

1	2	3	4	5	6	7
8	Три		$m_1 = m_2 = m_3$ $m_1 \neq m_2 \neq m_3$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
9	Три		$m_1 = m_2 = m_3$ $m_1 \neq m_2 \neq m_3$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
10	Чотири		$m_1 = m_2 = m_3 = m_4$ $m_1 \neq m_2 \neq m_3 \neq m_4$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_7 = R_8$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

1	2	3	4	5	6	7
11	Чотири		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4$	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
12	Чотири		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4$	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	

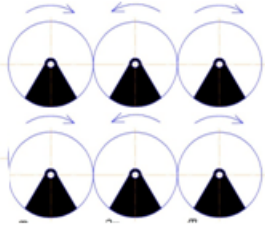

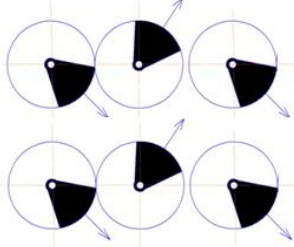

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

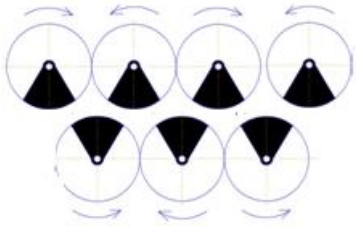

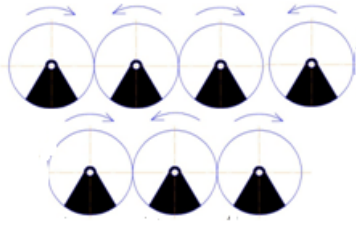

1	2	3	4	5	6	7
13	П'ять		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ m_5 $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ m_5	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_9= R_{10}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	
14	П'ять		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ m_5 $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ m_5	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_9= R_{10}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta m c \omega^2$	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

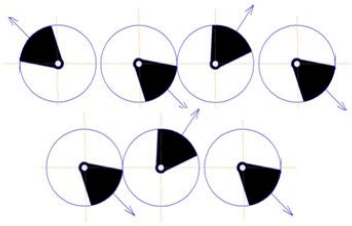

1	2	3	4	5	6	7
15	П'ять		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ m_5 $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ m_5	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_9= R_{10}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{iH} = \Delta m c \omega^2$	
16	Шість		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ $m_5=$ $=m_6$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ $m_5 \neq m_6$	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_9= R_{10}$ $R_{11}= R_{12}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $R_{11} \neq R_{12}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{iH} = \Delta m c \omega^2$	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

1	2	3	4	5	6	7
17	Шість		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ $m_5=$ $=m_6$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ $m_5 \neq m_6$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_7 = R_8$ $R_9 = R_{10}$ $R_{11} = R_{12}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $R_{11} \neq R_{12}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{iH} = \Delta mc \omega^2$	
18	Шість		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ $m_5=$ $=m_6$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ $m_5 \neq m_6$	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_7 = R_8$ $R_9 = R_{10}$ $R_{11} = R_{12}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $R_{11} \neq R_{12}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{iH} = \Delta mc \omega^2$	

1	2	3	4	5	6	7
19	Сім		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ $m_5=$ $=m_6=$ $=m_7$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ $m_5 \neq m_6 \neq$ m_7	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_7 = R_8$ $R_9 = R_{10}$ $R_{11} = R_{12}$ $R_{13} = R_{14}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $R_{11} \neq R_{12}$ $R_{13} \neq R_{14}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta mc \omega^2$	
20	Сім		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ $m_5=$ $=m_6=$ $=m_7$ $m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ $m_5 \neq m_6 \neq$ m_7	Кругові	$R_1 = R_2$ $R_3 = R_4$ $R_5 = R_6$ $R_7 = R_8$ $R_9 = R_{10}$ $R_{11} = R_{12}$ $R_{13} = R_{14}$ $R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $R_{11} \neq R_{12}$ $R_{13} \neq R_{14}$ $\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$ $F_{\text{ін}} = \Delta mc \omega^2$	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

1	2	3	4	5	6	7
21	Сім		$m_1=m_2=$ $m_3=m_4=$ $m_5=$ $=m_6=$ $=m_7$	Кругові	$R_1= R_2$ $R_3= R_4$ $R_5= R_6$ $R_7= R_8$ $R_9= R_{10}$ $R_{11}= R_{12}$ $R_{13}= R_{14}$	
			$m_1 \neq m_2$ $\neq m_3 \neq m_4 \neq$ $m_5 \neq m_6 \neq$ m_7		$R_1 \neq R_2$ $R_3 \neq R_4$ $R_5 \neq R_6$ $R_7 \neq R_8$ $R_9 \neq R_{10}$ $R_{11} \neq R_{12}$ $R_{13} \neq R_{14}$	
					$\omega = \text{const}$ $\omega \neq \text{const}$	
					$F_{in} = \Delta m c \omega^2$	

Висновок. Розміщення дебалансів на валах можуть бути різноманітним, і все буде залежати від потужності приводу, габаритів та допустимої маси вібраційної системи на машині. В даній таблиці 1.1 розглянуто в більшості випадків, дебаланси з однаковими масами. Якщо вибрати різні маси для дебалансів, то у таких випадках, як 3, 5, 8, 11, 17, 18, 20, 22, 24 вертикальні коливання перетворяться в еліптичні.

2.4. Висновки за розділом

У цьому розділі розглянуто принципи формування ГУМ модульного типу. Розглянуто приклади влаштування нових ВСМТ та проаналізовано формування блоків, модулів і контурів.

3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ВСМТ ДЛЯ ГУМ

3.1. Дослідження дебалансів ВСМТ ГУМ

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_{36} при обертальному русі дебалансів навколо певної осі, без урахування кутового положення дебалансу можна визначити з відомого виразу:

$$F_{36} = me\omega^2.$$

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

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

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 виконані по різному, наприклад, як окремі деталі (пластини, відливки, і т. ін.),

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

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.

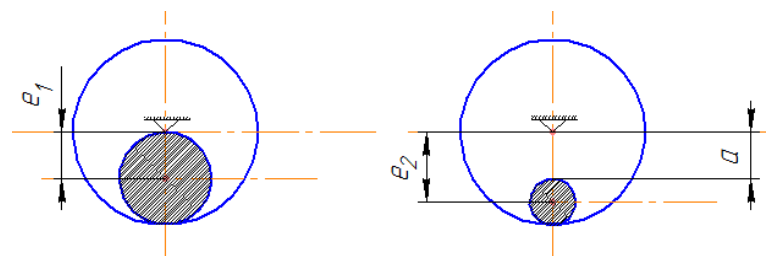


Рис. 3.1. Схема кругової форми дебалансу

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:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,00196 * 0,05 * 7800 = 0,77 \text{ кг},$$

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:

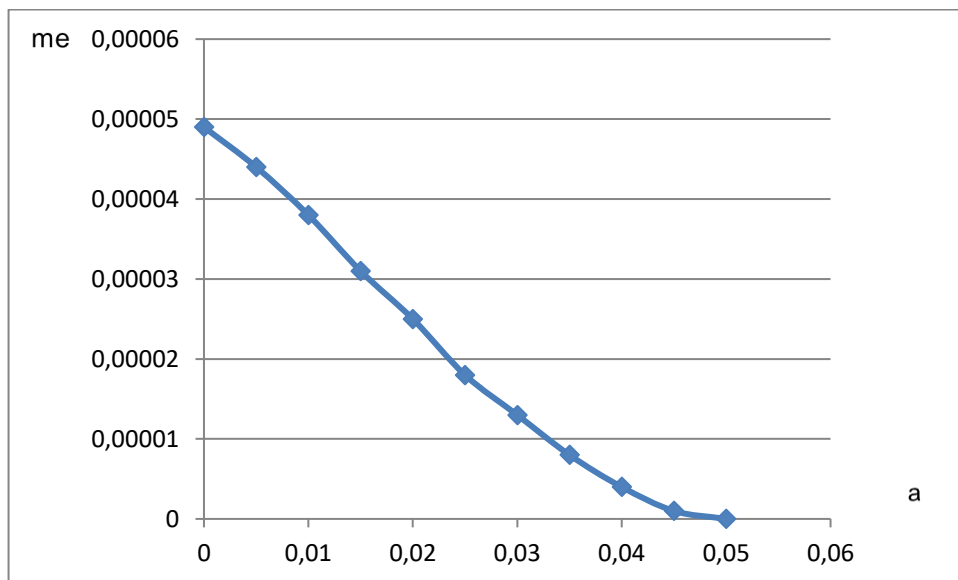
$$F_{зб} = m e * \omega^2 * g = 0,000049 * 145^2 * 10 = 10,3 \text{ Н},$$

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. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Результати розрахунку елемента вібраційної системи у кругової форми

№	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 вібростеми

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.

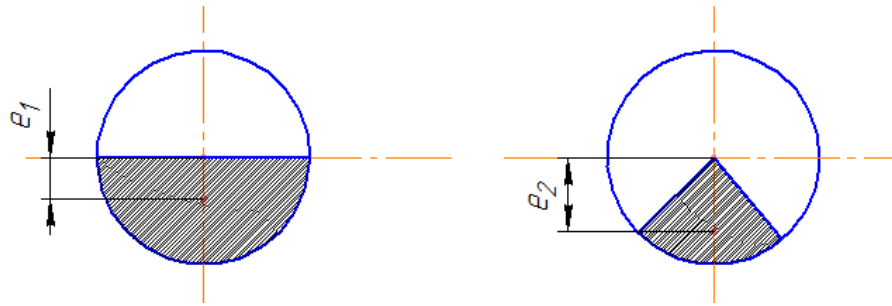


Рис. 3.3. Схема секторної форми дебалансу

Для розрахунку секторної форми вібраційного елемента, 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 елемента вібраційної системи у формі сектора

№	φ	α	A (m)	e	me
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:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,001963 * 0,05 * 7800 = 0,76 \text{ кг,}$$

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:

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

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

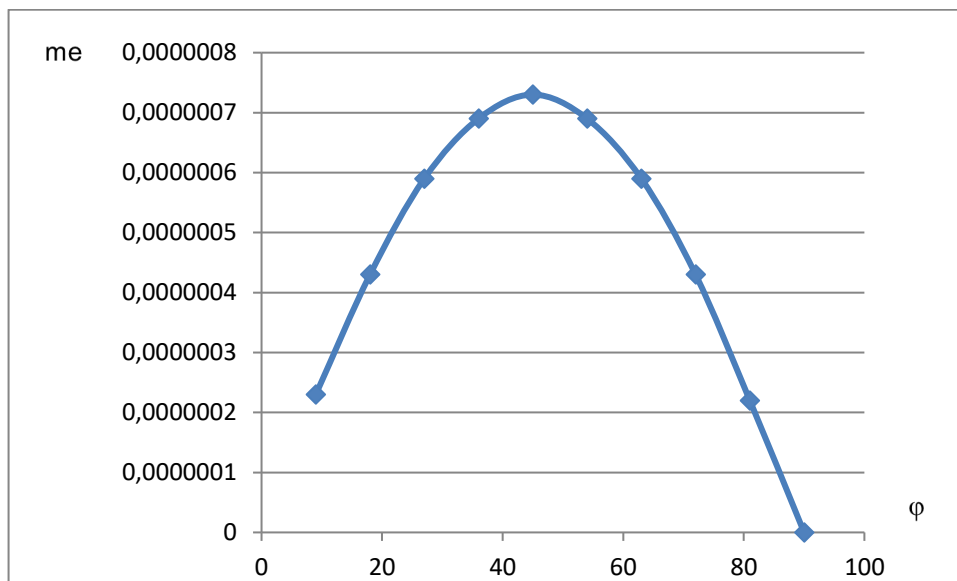


Рис. 3.4. Залежність добутку me від кута φ секторного елемента вібростеми

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.

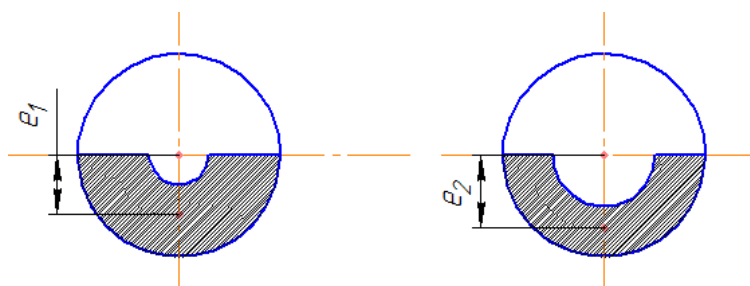


Рис. 3.5. Схема кільцево-сегментної форми (1*) дебалансу

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:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,003773 * 0,05 * 7800 = 1,5 \text{ кг},$$

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 $g = 10 \text{ м/с}^2$);).

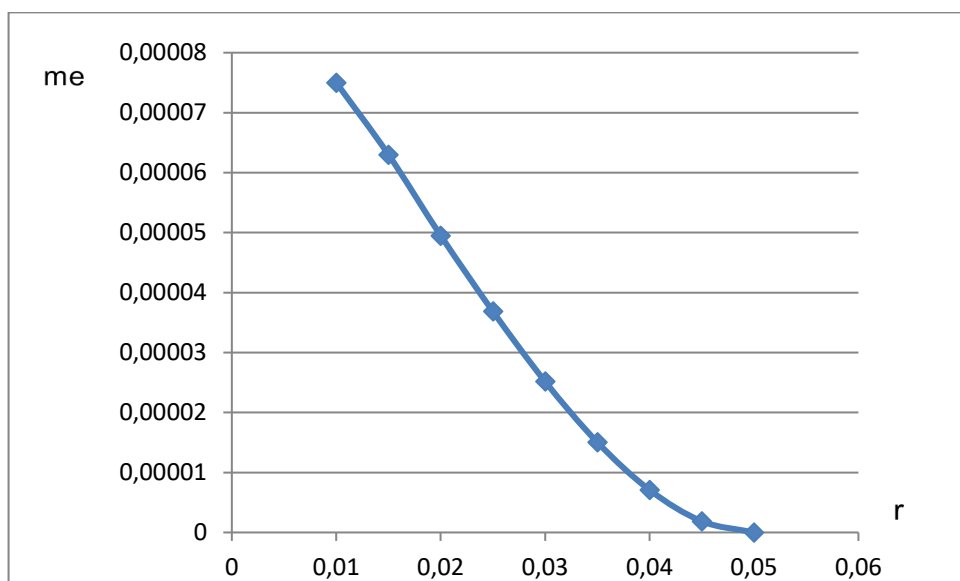


Рис. 3.6. Залежність добутку me від r кільцево-сегментного (1*) дебалансу

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.

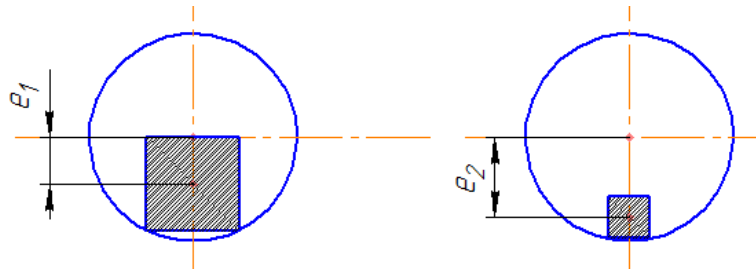


Рис. 3.7. Схема квадратної форми дебалансу

Квадратна форма вібраційного елемента, 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:

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

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0025 * 0,05 * 7800 = 0,98 \text{ кг,}$$

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 $g = 10 \text{ м}/\text{с}^2$);).

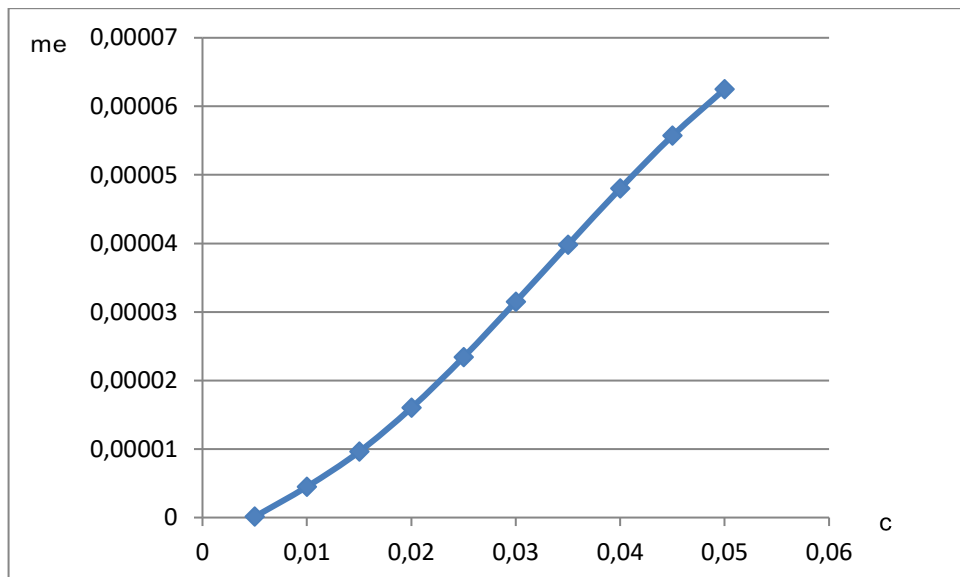


Рис. 3.8. Залежність добутку me від c квадратного елемента вібростеми

Висновок: З аналізу графіку $me = f(c)$ (рис. 3.8) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,0000625$, пропорційного збурюючій силі, буде при $\frac{D}{2}$. Найбільша зміна me 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 взяте з розрахунку першого кільцево-сегментного дебалансу, адже це значення відповідає місцю, де спостерігається найбільше зростання графіку.

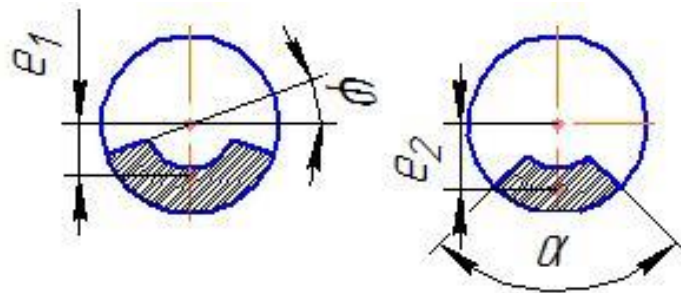


Рис. 3.9. Схема кільцево-сегментної форми дебалансу (2*)

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:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0032146 * 0,05 * 7800 = 1,25 \text{ кг},$$

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:

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

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

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

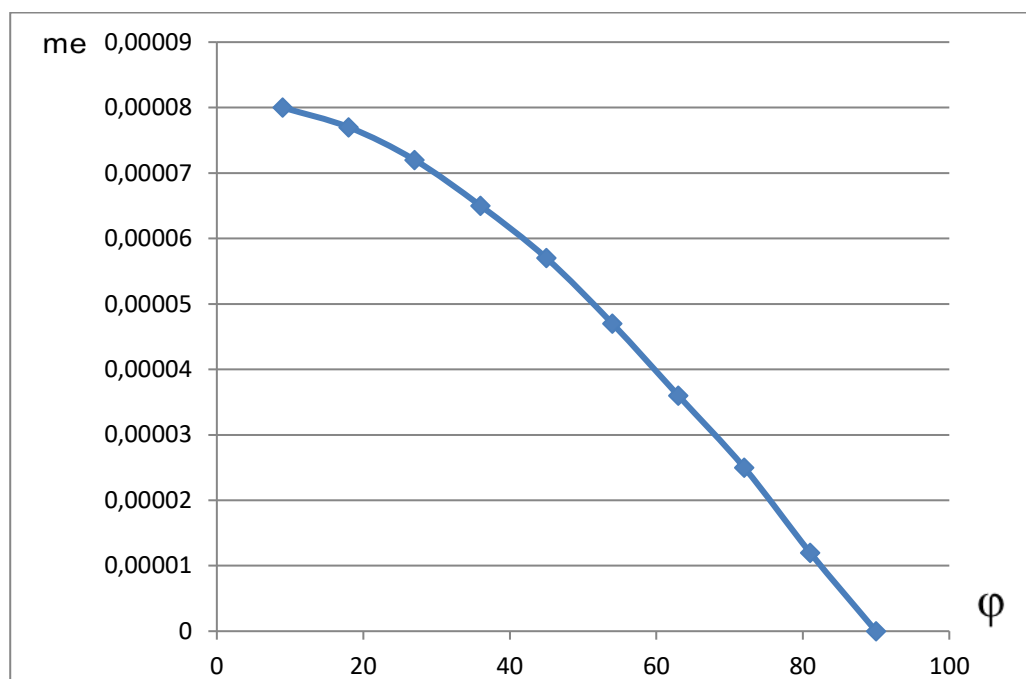


Рис. 3.10. Залежність добутку me від кута φ кільцево-сегментного (2*) дебалансу вібростеми

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.

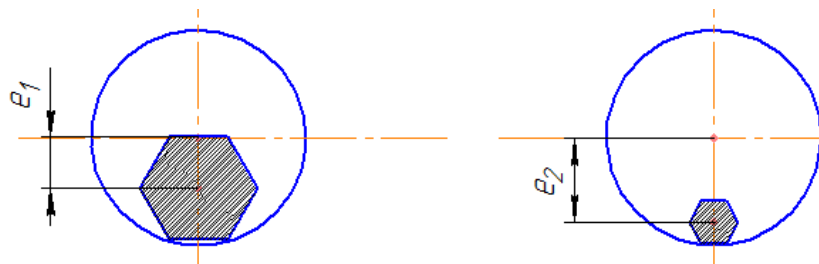


Рис. 3.11. Схема шестигранної форми дебалансу

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

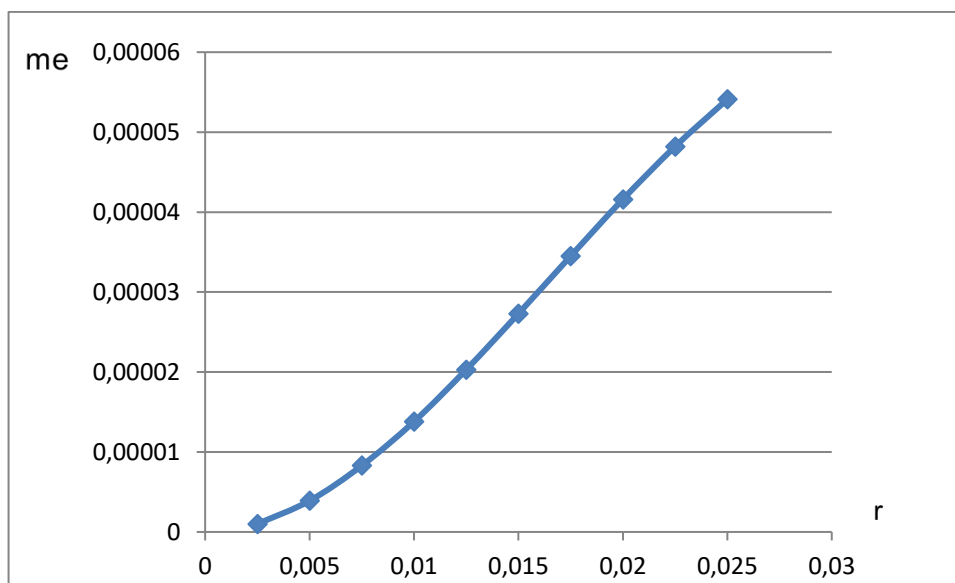


Рис. 3.12. Залежність добутку me від кута r шестигранного дебалансу

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,002165 * 0,05 * 7800 = 0,84 \text{ кг,}$$

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/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.

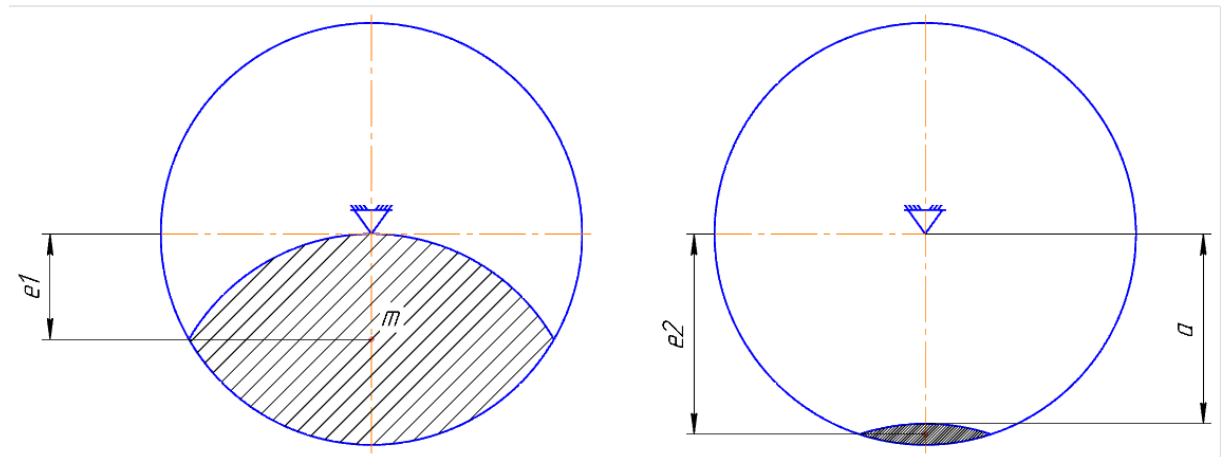


Рис. 3.13. Схема дзеркально-сегментного дебалансу

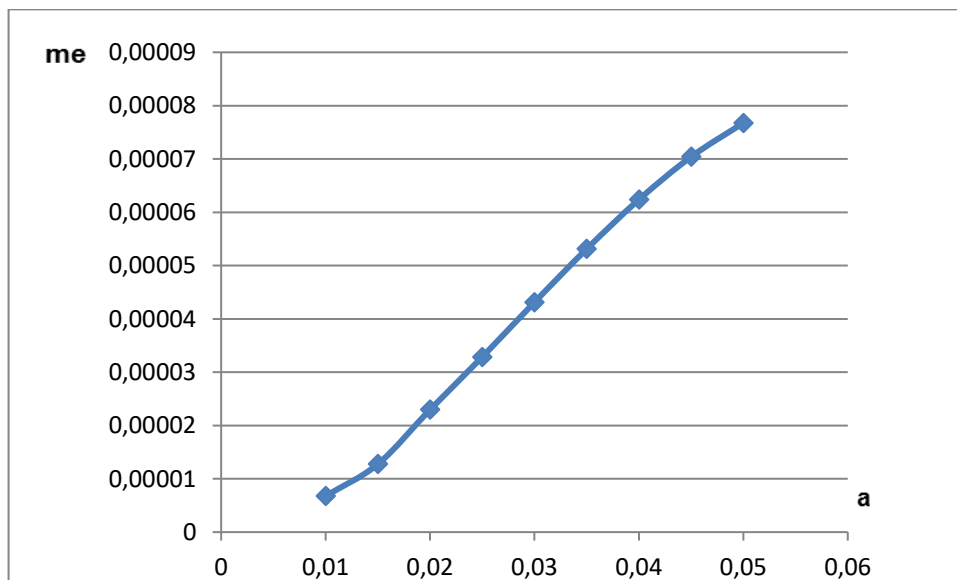
Дзеркально-сегментного вібраційного елемента, діаметром $d = 0,1$ м, при розмірах $a = 0 \dots \frac{D}{2}$, та з кроком $h = 0,05$.

Розрахунки занесемо до табл. 3.7.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

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 вібросистеми

Визначаємо масу дебалансу:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,00307 * 0,05 * 7800 = 1,2 \text{ кг,}$$

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 – $h = 5 \text{ мм}$).

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

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.

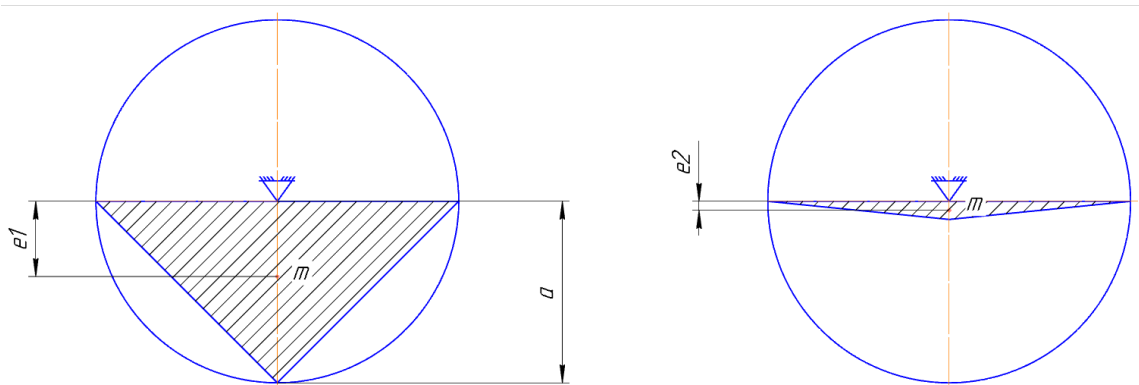


Рис. 3.15. Схема трикутного дебалансу

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:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0025 * 0,05 * 7800 = 0,97 \text{ кг},$$

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 – $h = 5 \text{ мм}$).

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

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 елемента 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

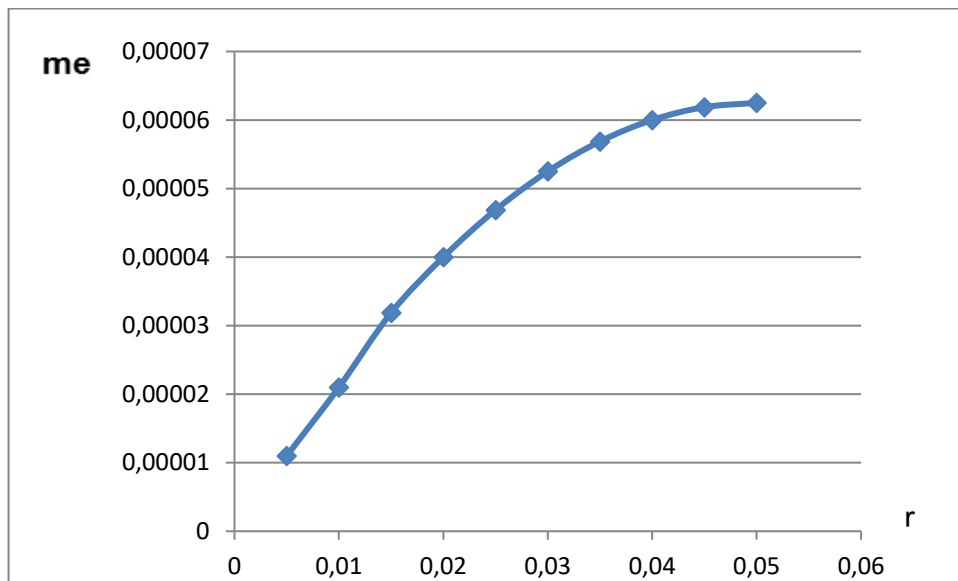


Рис. 3.16. Залежність добутку m_e від r дзеркально-сегментного елемента вібрисистеми

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.

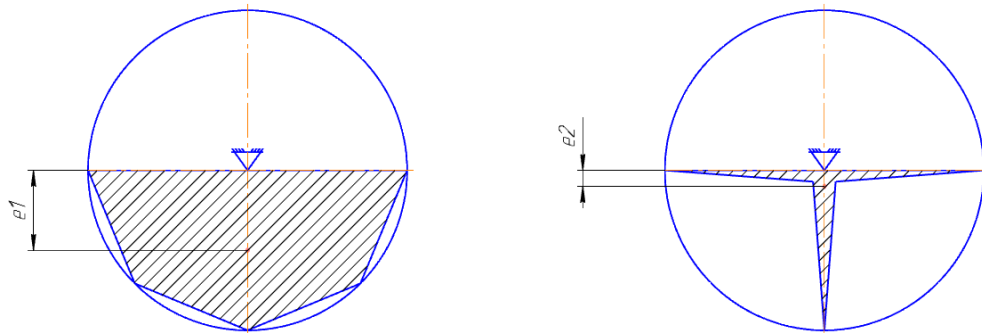


Рис. 3.17. Схема п'ятигранного дебалансу

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

Розрахунки занесемо до табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Результати розрахунку елемента вібраційної системи у п'ятигранній формі

№	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:

$$m = V * \gamma = A * h * \gamma = 0,0035 * 0,05 * 7800 = 1,3 \text{ кг,}$$

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:

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

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

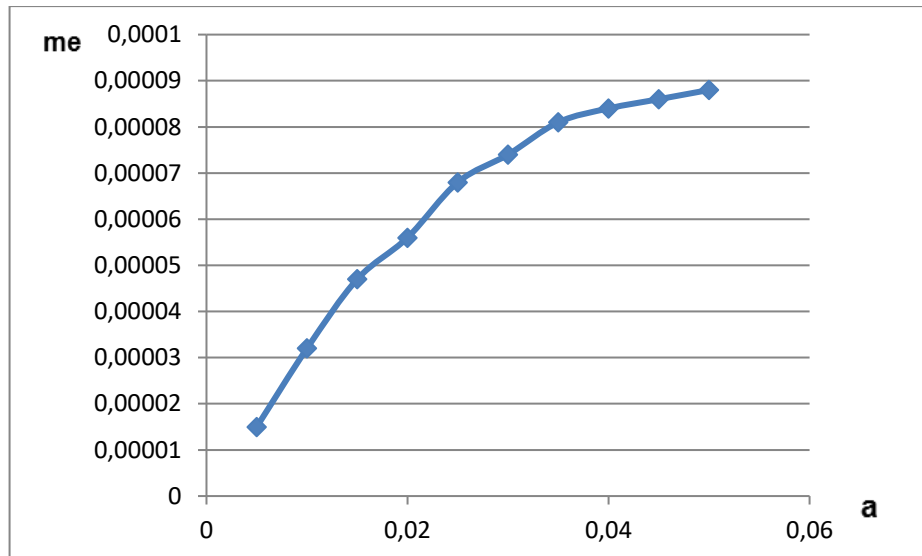


Рис. 3.18. Залежність добутку me від d п'ятигранного елемента вібростеми

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 $a=0,02\dots0,03$.

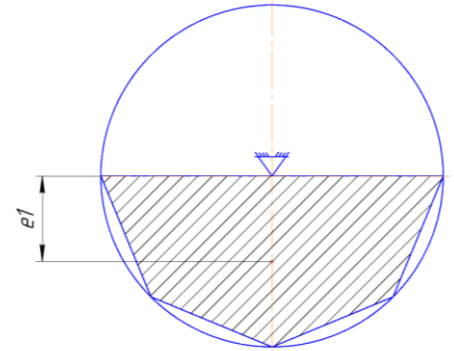
З аналізу графіків видно, що за прийнятих обмежень: для кругового дебалансу ВС максимальна величина добутку $me = 0,000049$; кільцево-сегментного(1*) - $me = 0,000075$; квадратного - $me = 0,0000625$; кільцево-сегментного (2*) - $me = 0,00008$; шестигранного - $me = 0,0000541$; п'ятикутного - $me = 0,000088$; 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 $F_{зб}$ мають дебаланси ВС у такій послідовності: п'ятигранний, кільцево-сегментний (2*), дзеркально-сегментний, кільцево-сегментний(1*), квадратний, трикутний, шестигранний, круговий, секторний.

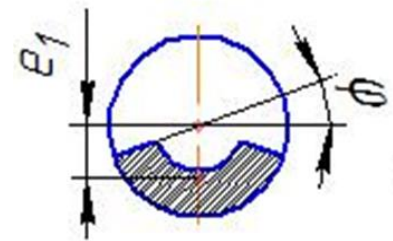
З аналізу отриманих вище розрахунків можна дійти висновку, що при однаковому ексцентриситеті $e = R/2$ найменшу масу має секторний дебаланс, а інші досліджені дебаланси розташувалися за зростанням маси у такому порядку: круговий, шестигранний, трикутний, квадратний, дзеркально-сегментний, кільцево-сегментний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

Розташуємо дебаланси від найбільшого значення m_e до найменшого:

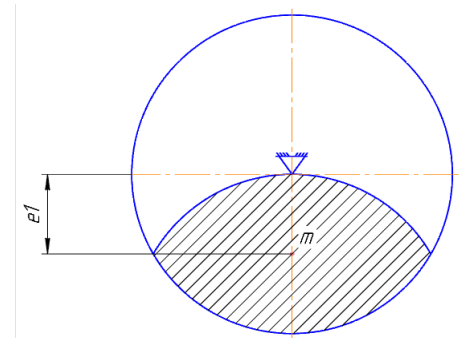
1) $m_e = 0,000088; m = 1,3 \text{ кг}; F_{36} = 18,5 \text{ Н}$



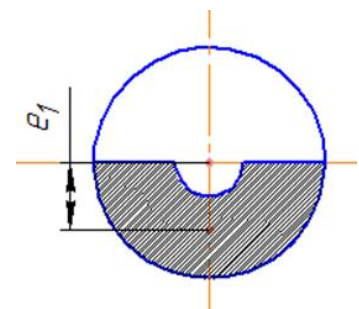
2) $m_e = 0,00008; m = 1,25 \text{ кг}; F_{36} = 16,82 \text{ Н}$



3) $m_e = 0,00007675; m = 1,20 \text{ кг}; F_{36} = 16,636 \text{ Н}$

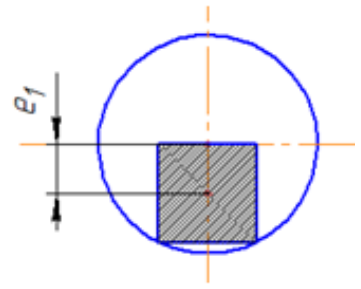


4) $m_e = 0,000075; m = 1,5 \text{ кг}; F_{36} = 15,76 \text{ Н}$

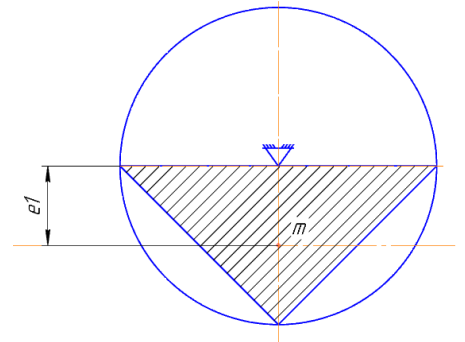


Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

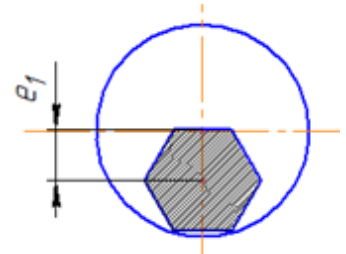
5) $me = 0,0000625; m = 0,98 \text{ кг}; F_{36} = 13,14 \text{ Н}$



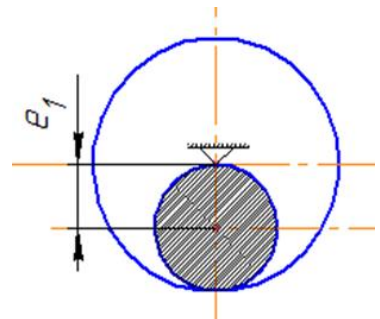
6) $me = 0,0000625; m = 0,95 \text{ кг}; F_{36} = 13,14 \text{ Н}$



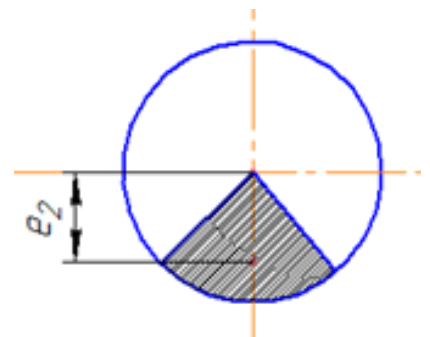
7) $me = 0,0000541; m = 0,84 \text{ кг}; F_{36} = 11,37 \text{ Н}$



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



9) $me = 0,0000073; m = 0,075 \text{ кг}; F_{36} = 0,153 \text{ Н}$



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.10. Співставний аналіз ефективності роботи дебалансів ВСМ

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

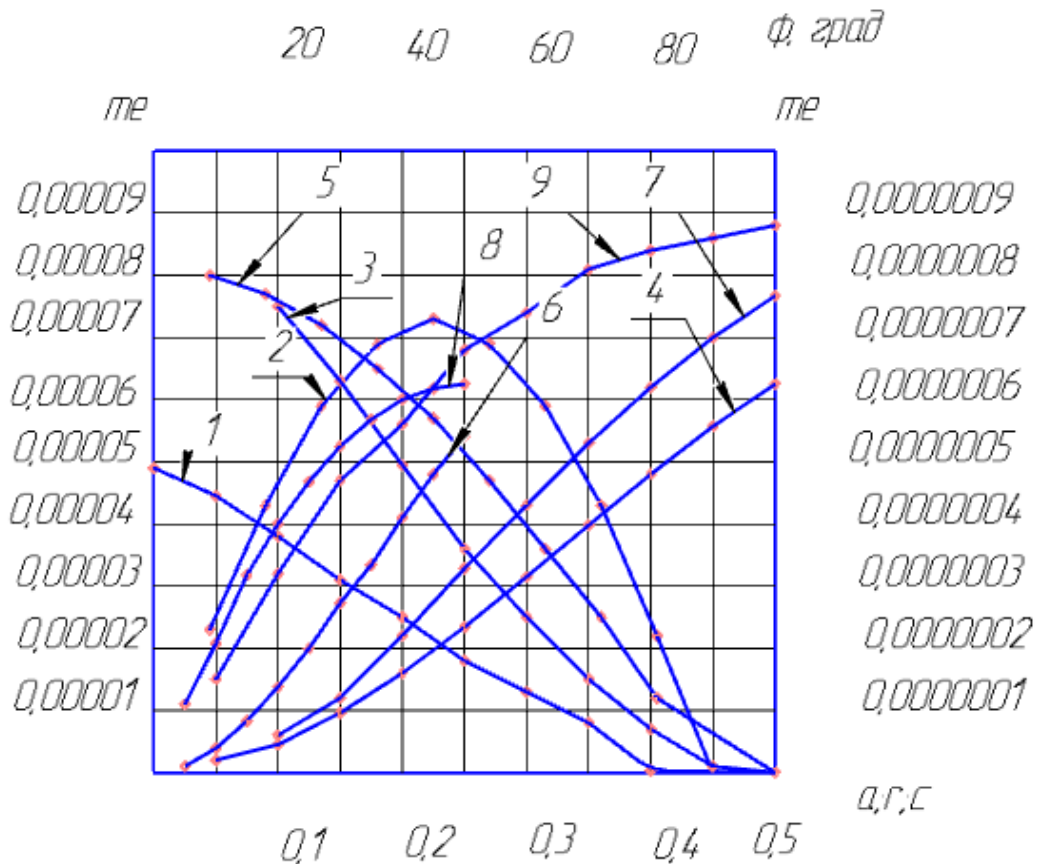


Рис. 3.19. Залежність добутку me від a ; r ; c кругового (1), секторного (2), кільцево-сегментного(1*) (3), квадратного (4), кільцево-сегментного(2*) (5), шестигранного (6), дзеркально-сегментного (7), трикутного (8), п'ятигранного (9) дебалансу ВС

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 $F_{36} = mew^2 = 0,00007$ при постійній величині ω задовольняють кільцево-сегментний (1*) і кільцево-сегментний (2*) дебаланси.

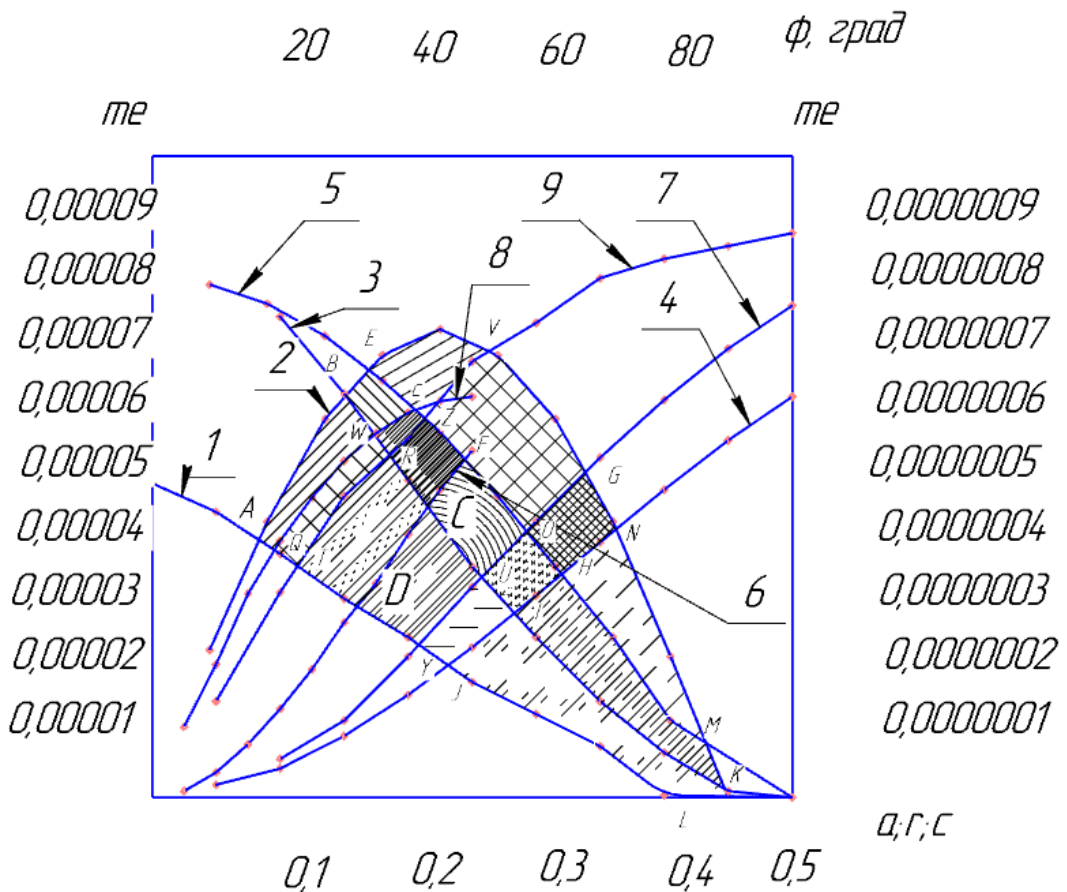


Рис. 3.20. Залежність добутку me від $a; \gamma; c$ - з виділеними областями взаємодії дебалансів

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 me 0,000054...0,000065;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

-шістнадцята- УОНІ 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.

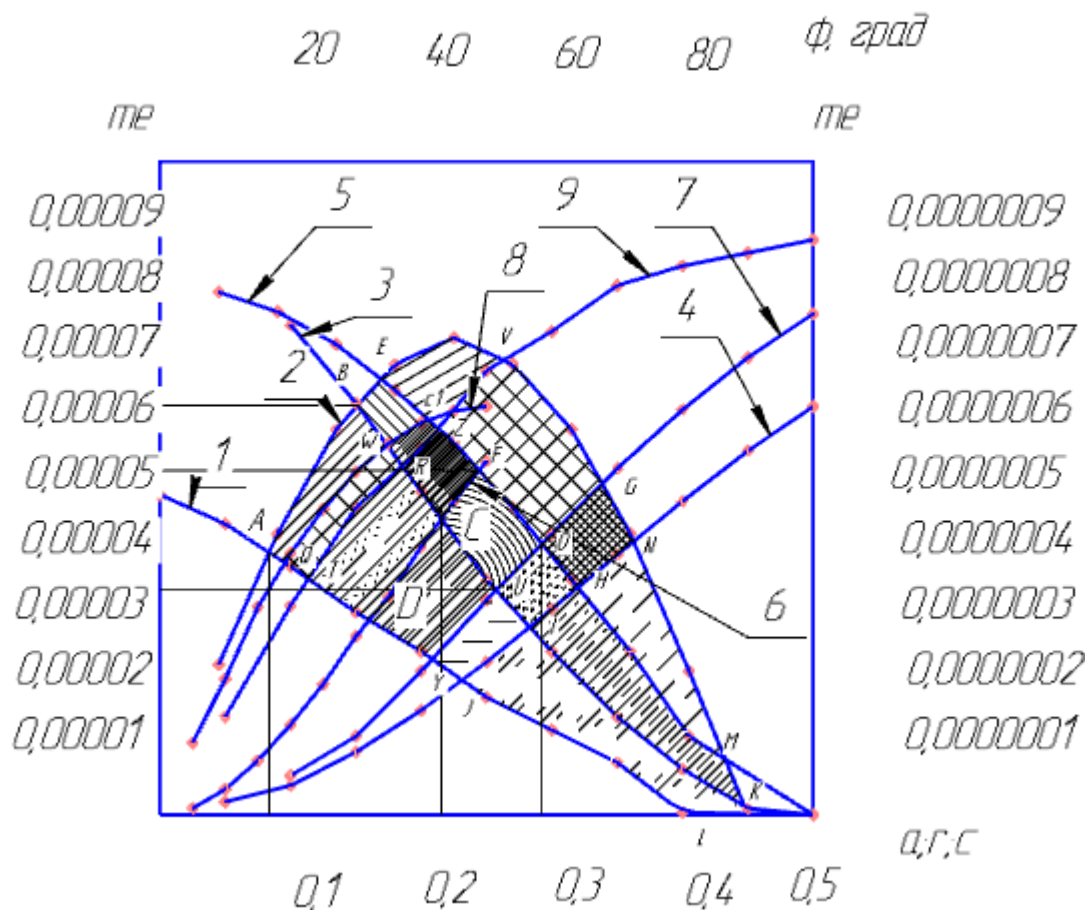


Рис. 3.21. Залежність добутку me від a ; r ; c з виділеними раціональними значеннями

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...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 .

3.11. 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 роботи 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. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ВСМТ ДЛЯ ГУМ

4.1. Структура експериментальних досліджень

Технічна пропозиція та конструктивний розрахунок віброблока

Стенд розроблений на кафедрі "Прикладна механіка та матеріалознавство" УДУНТ, призначений для відтворення для моделювання процесу роботи ВСМ.

Поставлена задача - визначення геометричних розмірів конструкції.

Вихідними даними до розрахунку слугують: збурююча сила, яку може створити установка; частота коливань, яка залежить від ґрунту та типу приводу та амплітуда коливань, яка залежить також від ґрунту та збурюючої сили.

На рисунку 4.1 відображено концептуальну схему навісного обладнання лабораторного стенда.

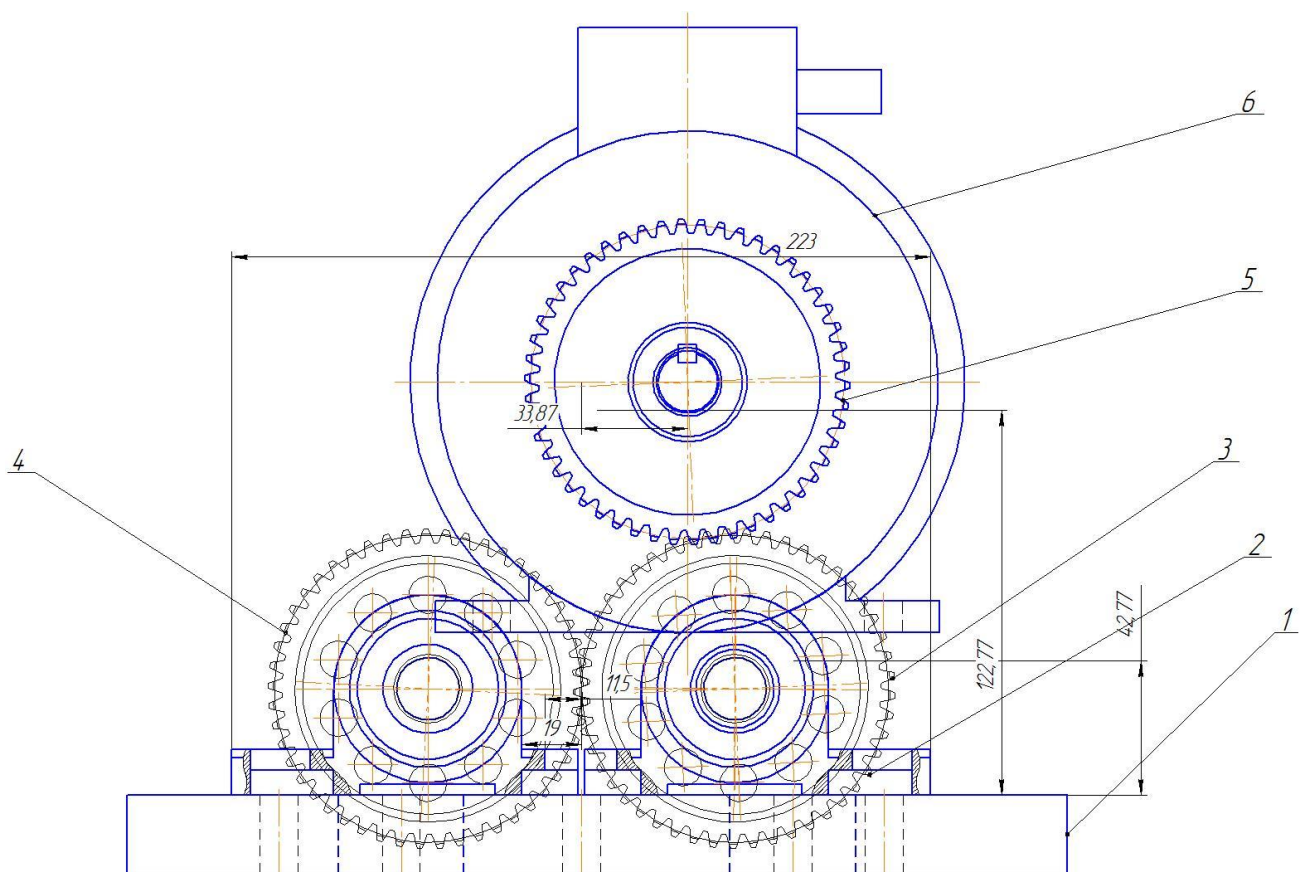


Рис. 4.1. Ескізна схема навісного устаткування лабораторного стенда

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Ця схема є спрощеною версією конструкції лабораторного стенда і включає в себе такі елементи, як опорна плита 1, підшипники 2, зубчаті колеса, в які вбудовані дебаланси 2 і 4 (z_1), зубчате колесо електродвигуна 5 (z_2), а також сам електродвигун 6. Для обчислення збурюючої сили за відомою формулою необхідно визначити масу та ексцентриситет створеного дебалансу. Для цього ми скористаємося програмою КОМПАС.

Для представленого на рисунку 4.2 дебалансу отримали такі параметри: маса $m = 770$ г, а ексцентриситет $e = 25$ мм. Саме при цій схемі, ми отримуємо найбільший показник добутку me , враховуючи, що розглядаємо лише невірноважену частину дебалансу.

Кількість обертів для взятого електродвигуна дорівнює $n = 1390$ об/хв.

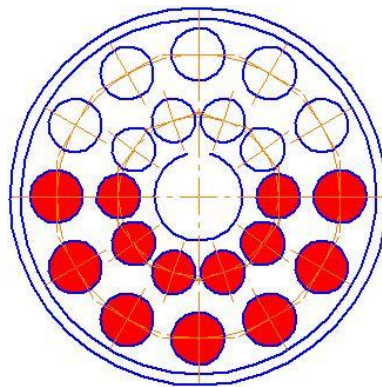


Рис. 4.2. Ескізне зображення дебалансу

З отриманих параметрів, можемо знайти міжосьову відстань між z_1 та z_2 .

$$ip = \frac{z_2}{z_1} * n_1 = n_2,$$

де $z_2 = 60$ - кількість зубців зубчатого колеса електродвигуна.

$z_1 = 80$ - кількість зубців зубчатого колеса дебалансу;

n_1 - кількість обертів електродвигуна, $хв^{-1}$;

n_2 - кількість обертів зубчатого колеса, $хв^{-1}$.

$$n_2 = \frac{60}{80} * 1390 = 1040 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість знаходиться з виразу:

$$\omega_2 = \frac{\pi * n}{30} = \frac{3.14 * 1040}{30} = 108 \text{ с}^{-1}.$$

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

З отриманих даних знайдемо збурюючу силу:

$$F_{зб} = 0.77 * 0.025 * 108^2 = 224 \text{ Н.}$$

Розрахуємо розмір мінімального діаметра вала, за умови його роботи на згинання.

Матеріал вала - Сталь 45. Допустиме напруження на згин $[\sigma] = 400$ МПа, а розрахункове значення напруження:

$$[\sigma_{розрах}] = (0,3 \dots 0,4)[\sigma] = 0,4 \cdot 400 = 160 \text{ МПа.}$$

Мінімальний діаметр вала знаходимо з відомої умови його роботи на згин:

$$\sigma_{зг} = \frac{2M_{зг}}{W_{зг}} \leq \frac{[\sigma_{розрах}]}{K_з};$$
$$\sigma_{зг} = \frac{160}{3} = 53 \text{ МПа,}$$

де $M_{зг}$ – найбільший згинальний момент:

$$M_{зг} = F_{зб} \cdot l_2, \text{ Нм,}$$

де $l_2 = 70$ мм - довжина від початку валу до підшипника;

$W_{зг}$ – осьовий момент опору перерізу, який знаходиться з виразу:

$$W_{зг} = \frac{\pi d^3}{32};$$

$K_з = 3$ – коефіцієнт запасу.

З отриманих формул, виразимо діаметр:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 224 * 0.07 * 2}{53 * 10^6 * 3.14}} = 0.018 \text{ м.}$$

Для знаходження потрібного типу підшипника, скористаємося відомими формулами знаходження необхідної динамічної вантажопідйомності:

$$C_{пр} = F_{зб} * \sqrt[3]{573 * w * L_{10h} / 10^6}.$$

$$C_{пр} = 224 * \sqrt[3]{573 * 108 * \frac{25000}{10^6}} = 2590 \text{ Н.}$$

					ДІТ. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Вибір підшипника виконуємо за довідником.

Оскільки мінімальний радіус дорівнює 20 мм, то прирівнюємо мінімальний діаметр вала $d = 20$ мм. Приймаємо кульковий радіальний підшипник №304.

4.2. Висновки за розділом

У цьому розділі розроблені розрахункова та концептуальна схеми електродвигуна з дебалансним диском, надані розрахунки для вала та визначений відповідний номер підшипника. З огляду на те, що всі обчислення виконані на основі наявних значень, можна зробити висновок, що вибраний підшипник відповідає всім вимогам і має достатній коефіцієнт запасу.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Вимоги безпеки при роботі з віброустановками

Робота з вібраційними машинами та віброустановками може включати різноманітні завдання, такі як вібраційне випробування, діагностика, або обслуговування. Дотримання вимог безпеки є критичним для запобігання травматичних подій та забезпечення безпеки працівників. Збудником коливань є вібратор який, будучи змонтований в корпусі машини, здатний викликати коливання її робочого органу - плити, колеса, вальця і т. п.

Вібрація як виробнича шкідливість представляє собою механічні коливальні рухи, які безпосередньо передаються тілу людини або окремим його частинам.

Джерелами вібрації в виробництві можуть бути транспортери сипучих вантажів, перфоратори, зубчасті передачі, пневматичні молотки, двигуни внутрішнього згорання, електродвигуни, кривошипно-шатунні механізми, електричні та пневматичні шліфувальні та різальні машини, різальні інструменти тощо.

Прийнято виділяти загальну вібрацію всього тіла (передається через опорні поверхні) і локальну (передається на руки при роботі з ручними машинами).

Загальну вібрацію за джерелом виникнення поділяють на три категорії:

- транспортну, яка виникає в результаті руху машин по місцевості та дорогах;
- транспортно-технологічну, яка виникає при роботі машин, що виконують технологічну операцію в стаціонарному положенні, а також при переміщенні по спеціально підготовленій частині виробничого приміщення, промисловій площадці чи на оптових базах;
- технологічну, яка виникає при роботі стаціонарних машин або передається на робочі місця, не маючи джерел вібрацій (наприклад, від роботи холодильних, фасувально-пакувальних машин).

Вібрація в залежності від її параметрів (частота, амплітуда) може справляти як позитивний, так і від'ємний вплив на окремі тканини та організм людини в

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

цілому. З фізіотерапевтичною метою вібрацію використовують для поліпшення трофіки, кровообігу в тканинах при лікуванні деяких захворювань. Однак виробнича вібрація, передаючись здоровим тканинам та органам і маючи значну амплітуду і тривалість дії, справляє негативний вплив на робітника. Вібрація може призводити до порушення ряду фізіологічних функцій організму, пов'язаних з ураженням центральної нервової системи; при загальній вібрації часто страждає вестибулярна система, виникають головні болі, кружляння голови, порушення сну, зниження працездатності, погіршення самопочуття, порушення серцевої діяльності. При впливі локальної вібрації в судинах дрібного калібру виникають спастико-атонічні стани, збільшується їх проникність, порушується нервова регуляція, змінюється вібраційна, температурна та больова чутливість, спастико-атонічні стани, збільшується їх проникність, порушується нервова регуляція, змінюється вібраційна, температурна та больова чутливість.

Для зменшення впливу вібруючих машин і обладнання на організм людини використовуються наступні заходи та засоби: заміна інструменту або обладнання з вібруючими робочими органами на невібруючі у процесах, де це можливо (наприклад, заміна електромеханічних касових машин на електронні); використання віброізоляції для вібруючих машин відносно основи (наприклад, застосування ресор, гумових прокладок, пружин, амортизаторів); використання дистанційного управління в технологічних процесах (наприклад, використання телекомунікацій для керування вібротранспортером із сусідньої кімнати); використання автоматики в технологічних процесах, де працюють вібруючі машини (наприклад, управління за заданою програмою); використання ручного інструменту з віброзахисними ручками, спеціальною взуттю і рукавичками.

5.2 Висновки за розділом

В даному розділі приведений короткий опис вимог та рекомендацій з приводу охорони праці, які потрібно виконувати під час використання віброприладів для збереження життя працівників та задля правильної експлуатації приладів.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

У даній магістерській кваліфікаційній роботі розглянуто поняття вібраційних систем машин. Роботу можна охарактеризувати 3 основними розділами.

В другому розділі розглянуто основні принципи формування ГУМ з ВСМТ, розглянуто типи дебалансів та надано класифікацію вібростем з визначенням їх основних частин, які є джерелом збурюючої сили: елементів, блоків, модулів і контурів. Також розглянуто приклади влаштування ВС нового покоління і розглянуто приклади встановлення дебалансів у елементах вібраційних систем, які окреслюють перспективи розвитку технологічних можливостей машин, оснащених ВСМТ.

В третьому розділі проведено конструктивний розрахунок дебалансів і досліджено ефективність їх роботи у вібраційній системі. Для цього взято 9 дебалансів різного поперечного перерізу. Основним критерієм при виборі дебалансу є його максимальна збурююча сила, підрахована за формулою $F_{3\phi} = me\omega^2$. За результатами проведених досліджень та розрахунків можна зробити висновок, що максимальної збурюючої сили можна досягти, використовуючи п'ятигранний дебаланс ($me = 0,000088$; $m = 0,13$ кг; $F_{3\phi} = 18,5$ Н). А мінімальна маса дебалансу, при заданих однакових умовах, буде отримана при круговому дебалансі ($me = 0,000049$; $m = 0,76$ кг; $F_{3\phi} = 10,3$ 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.

В четвертому розділі розглянуто стенд, розроблений на кафедрі "Прикладна механіка та матеріалознавство" УДУНТ, призначений для відтворення для моделювання процесу роботи ВСМ. Також проведено конструктивний розрахунок віброблока та вибрано кульковий радіальний підшипник №304.

Враховані заходи щодо охорони праці до проекту віброобладнання, та зафіксовані дії працівника в надзвичайних ситуаціях.

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

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Пат. 46130 Україна, МПК: E01C 19/00. Віброкоток / Хмара Л.А., Шатов С.В., Трифонов І.В., Темченко Я.Л.; власник Хмара Л.А., Шатов С.В., Трифонов І.В., Темченко Я.Л.; заявл. 15.06.2009; опубл. 10.12.2009, Бюл. №23.
2. Сергеев В.П. Будівельна машини і обладнання: Підручник для вузів по спец. «Будів. машини та обладнання» [Текст] / В.П. Сергеев., 1987 – 376 с.
3. Бауман В.А. Вібраційні машини і процеси в будівництві. Учбовий посібник для студентів будівельних та автомобільно-дорожніх вузів [Текст] / В.А. Бауман, И.И. Быховський, 1977.
4. Каталог-довідник. Машини і механізми [Текст] / А.А. Буланов; під ред. А.А. Буланова. 1977.
5. Пат. 50241 Україна, МПК: E01C 19/22. Причепний вібраційний коток з гідроприводом [Текст] / Позднякова Г.Л., Комісаренко Ю.Я., Муляр Ю.І.; власник Віницький державний технічний університет; заявл. 03.12.2001; опубл. 15.10.2002, Бюл. № 10.
6. Пат. 109126 Україна, МПК: [F15B 21/12](#), [E01C 19/28](#). Віброкоток [Текст] / Азенко А.В., Пелевін Л.Є.; власник Київський національний університет будівництва та архітектури; заявл. 01.03.2016 ; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 15.
7. Пат. 46130 Україна, МПК: E01C 19/00. Віброкоток [Текст] / 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.
8. Добронравов С.С. Будівельні машини [Текст] / С.С. Добронравов, В.П. Сергеев., 1981.
9. Домбровський М.Г. Будівельні машини [Текст] / М.Г. Домбровський, М.І. Гальперин. 1985.
10. Довідник. Вібраційні машини в будівництві і виробництві будівельних матеріалів [Текст] / колл. авторів; під ред. В.А. Баумана, 1970. – 548 с.
11. Быховський І.І. Основи теорії вібраційної техніки [Текст] / І.І. Быховський, 1969.

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

12. Довідник конструктора машинобудівника, т.1, 2 і 3 [Текст] / В.М. Анурьев, 1980.
13. Онлайн каталог металобаз «КТ-СТАЛЬ» [Електронний ресурс]. – Режим доступу:<http://kt-stal.com.ua/products/list-xolodnokatanyj>
14. Фінансовий портал Мінфін діючі тарифи на електроенергію [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://index.minfin.com.ua/tarif/electric/>
15. Інструкція про порядок приймання, транспортування, зберігання, відпуску та обліку нафти і нафтопродуктів на підприємствах і в організаціях України (98-Ц).
16. Онлайн бібліотека [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ukrbukva.net/page,16,101894-Mehanizaciya-stroitel-no-montazhnyh-i-pogruzochno-razgruzochnyh-rabot.html>
17. Офіційний веб-портал Верховної Ради України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0459-96/page>
18. Фінансовий портал Мінфін [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://index.minfin.com.ua/index/rate/>
- Онлайн бібліотека [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://readbookz.com/book/1/59.html>

					ДІП. 630000. 303. МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66