

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
**«Обґрунтування конструкції вібророзбудника
двочастотних коливань, який працює на
ефекті Зомерфельда»**

Виконав здобувач вищої освіти IV-го
курсу групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна
механіка»

_____ Денис ГЕРАСИМОВИЧ

Керівник роботи к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	перший (бакалаврський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ММіР
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2026 р.

**ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
ЗА ПЕРШИМ (БАКАЛАВРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ
ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ**

_____ Герасимовичу Денису Георгійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда.

2. Керівник роботи: _____ к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту _____ 01 червня 2026 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда і у якому тіла кочення розганяються силами опору коченню.

Завдання:

- запропонувати технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликових збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда;
- розробити методику визначення розганяючих сил, утворених силами опору коченню;
- розробити методику визначення частоти застрягання тіл кочення, параметрів вібрацій, що збуджуються в одномасовій вібромашині.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд та огляд літературних джерел.	17.03	вик.
2.	Постановка мети та задач роботи.	20.03	вик.
3.	Розробка схеми одномасової віброна машини.	27.03	вик.
4.	Розробка схеми для визначення моментів опору коченню.	04.04	вик.
5.	Розробка методики визначення розганяючих сил.	24.04	вик.
6.	Розробка методики визначення частоти застрягання тіл кочення.	14.05	вик.
7.	Оформлення пояснювальної записки.	23.05	вик.
8.	Оформлення презентації роботи.	31.05	вик.
9.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	01.06	вик.

Дата видачі завдання «_____» _____ 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Денис ГЕРАСИМОВИЧ
(підпис)

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Анотація

ГЕРАСИМОВИЧ Денис. Обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2026. – 41 с. Матеріали презентації 4 іл.

Запропоновано технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликових збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда. Розроблено методику визначення розганяючих сил, утворених силами опору коченню. Розроблено методику визначення частоти застрягання тіл кочення, параметрів вібрацій, що збуджуються в одномасовій вібромашині.

Актуальність: для створення нових двочастотних вібраційних машин широкого призначення актуально обґрунтувати конструкцію і принцип дії кульових і роликових віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню.

Практичне значення: обґрунтовано конструкцію і принцип дії кульових і роликових віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню. Результати роботи застосовні для створення нових двочастотних вібраційних машин широкого призначення.

Ключові слова: ефект Зомерфельда, віброзбудник, двочастотна вібраційна машина, частота застрягання тіл кочення.

Summary

HERASYMOVYCH Denys. Substantiation of the design of a dual-frequency vibration exciter that operates on the Sommerfeld effect. Qualification work at the first (bachelor's) level of higher education: CUNTU, 2026. – 41 p. Presentation materials 4 il.

It is proposed technical solutions to increase rolling resistance forces in ball and roller exciters of two-frequency vibrations operating on the Sommerfeld effect. A method for determining the accelerating forces generated by rolling resistance forces has been developed. A method has been developed for determining the jamming frequency of rolling elements and the parameters of vibrations excited in a single-mass vibrating machine.

Topicality: to create new dual-frequency vibration machines for a wide range of purposes, it is important to substantiate the design and principle of operation of ball and roller vibration exciters that operate on the Sommerfeld effect and in which rolling elements are accelerated by rolling resistance forces.

Practical significance: the design and principle of operation of ball and roller vibration exciters operating on the Sommerfeld effect and in which the rolling elements are accelerated by rolling resistance forces are substantiated. The results of the work are applicable to the creation of new dual-frequency vibration machines for a wide range of purposes.

Keywords: Sommerfeld effect, vibration exciter, dual-frequency vibration machine, jamming frequency of rolling elements.

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

«Обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда»

КРБ.ПМ.26.20.13.00.00 ПЗ

Виконав здобувач вищої освіти IV-го
курсу групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна
механіка»

_____ Денис ГЕРАСИМОВИЧ

Керівник роботи к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 ВІБРОЗБУДНИКИ З ТІЛАМИ КОЧЕННЯ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДА	10
1.1 Переваги резонансних і полічастотних вібротомашин	10
1.2 Опис двочастотних вібротомашин з тілами кочення, що працюють на ефекті Зомерфельда	10
1.3 Використання в'язкого тертя Ньютона для розгону тіл кочення	14
1.4 Використання тертя опору кочення для розгону тіл кочення	16
1.5 Труднощі і особливості визначення сил опору коченню	18
1.6 Висновки. Мета і задачі роботи	18
РОЗДІЛ 2 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ	20
2.1 Технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликотомашин двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда	20
2.2 Методика визначення коефіцієнту опору коченню	23
2.3 Методика визначення частоти застрягання тіл кочення, параметрів вібрацій, що збуджуються в одномасовій вібротомашині	25
ВИСНОВКИ	37
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	39
ДОДАТОК	

ВСТУП

Актуальність роботи. Серед вібромашин типу грохотів, вібросит, сепараторів, вібростолів, вібробарабанів (віброфінішерів) тощо перспективними є машини із полічастотними збудниками вібрацій. Коливання з більш високою частотою забезпечують самоочищення короба, зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу для збільшення інтенсивності основного технологічного процесу. Також серед вібромашин різного застосування перспективними є резонансні вібромашини. У них віброзбудники меншої маси збуджують коливання з більшою амплітудою, що підвищує продуктивність, енергоефективність роботи вібромашини.

Найбільш перспективними серед вібромашин різного призначення є вібромашини, які суміщають у собі переваги полічастотних і резонансних вібромашин. Вібраційні і інші характеристики таких машин значною мірою визначаються вібраційними збудниками.

Найбільш простими у конструкції і надійними у роботі є двочастотні інерційні збудники двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда. В них для розгону тіл кочення (куль, роликів) можуть використовуватися як сили в'язкого опору, так і сили опору коченню.

Для створення нових двочастотних вібраційних машин широкого призначення актуально обґрунтувати конструкцію і принцип дії кульових і роликівих віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню. На сьогодні конструкція і теорія функціонування таких віброзбудників недостатньо розроблена, а тому вирішення цієї задачі становить науково-технічний інтерес та має практичну цінність.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда і у якому тіла кочення розганяються силами опору коченню.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

– запропонувати технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликових збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда;

– розробити методику визначення розганяючих сил, утворених силами опору коченню;

– розробити методику визначення частоти застрягання тіл кочення, параметрів вібрацій, що збуджуються в одномасовій вібромашині.

Практичне значення – обґрунтовано конструкцію і принцип дії кульових і роликових віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню. Результати роботи застосовні для створення нових двочастотних вібраційних машин широкого призначення.

За результатами виконання даної роботи подано дві заявки на отримання патентів на корисну модель.

РОЗДІЛ 1

ВІБРОЗБУДНИКИ З ТІЛАМИ КОЧЕННЯ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДА

1.1. Переваги резонансних і полічастотних вібротомашин

Серед вібротомашин типу грохотів, вібросит, сепараторів, вібростолів, вібробарабанів (віброфінішерів) тощо перспективними є машини із полічастотними збудниками вібрацій [1–3]. У таких машинах при коливаннях короба (решета, сита тощо) з більш низькою частотою виконується основний технологічний процес у вигляді сепарації, просіювання тощо. Коливання з більш високою частотою забезпечують самоочищення короба, зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу для збільшення інтенсивності основного технологічного процесу.

Серед вібротомашин різного застосування перспективними є резонансні вібротомашини [4-6]. У них віброзбудники меншої маси збуджують коливання з більшою амплітудою, що підвищує продуктивність, енергоефективність роботи вібротомашини.

Найбільш перспективними вібротомашинами є резонансні полічастотні. Вони суміщають у собі переваги цих двох типів вібротомашин [7-9].

Розробка віброзбудників, які дозволяють збуджувати як полічастотні, так і резонансні вібрації, та відповідних вібротомашин є актуальною науково-технічною проблемою.

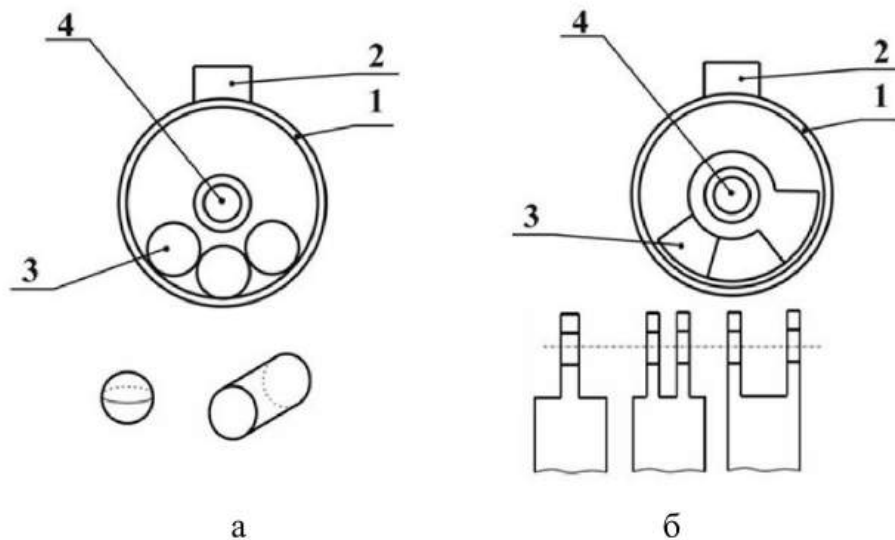
1.2. Опис двочастотних віброзбудників з тілами кочення, що працюють на ефекті Зомерфельда

Найбільш простий спосіб збудження резонансних коливань заснований на ефекті Зомерфельда [10,11]. Так, при обертанні дебалансного маятника

двигуном недостатньої потужності маятник не може розігнатися і застрягає на навколорезонансній частоті коливань віброплатформи. Цим збуджуються інтенсивні навколорезонансні вібрації, але перевантажується двигун. Для подолання перевантаження пропонувалося розганяти маятник не безпосередньо, а через повітря [12,13], гідродинамічну муфту [14]. Всі варіанти дозволяють створювати керовані резонансні віброзбудники, бо зі збільшенням швидкості обертання приводного валу збільшується сила, що розганяє маятник чим коливання віброплатформи наближаються до резонансних. Але такі віброзбудники і відповідні вібромашини резонансні одночастотні.

В [15] запропоновано для збудження двочастотних вібрацій використовувати пасивні автобалансири – кульові, роликові і маятникові.

Двочастотний віброзбудник (рис. 1.1) складається з корпусу 1, дебалансу 2, встановленого на корпусі, вантажів 3, встановлених усередині кільцевої порожнини корпусу. Корпус насаджується на вал 4. Вантажі можуть бути кулями, роликами (рис. 1.1, а) або маятниками (рис. 1.1, б).

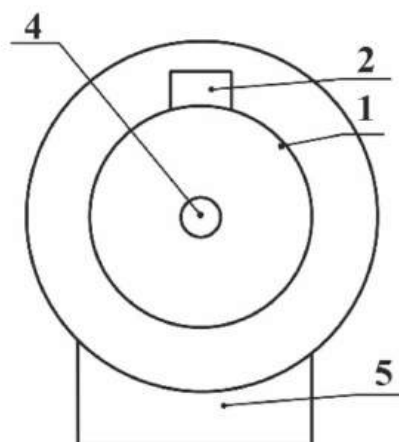


1 – корпус віброзбудника; 2 – дебаланс; 3 – вантаж; 4 – вал

Рис. 1.1. Двочастотний віброзбудник [15]:

а – кульовий або роликовий; б – маятниковий

Корпус вібробудника 1 насаджується на вал 4 електродвигуна 5 (рис. 1.2) [9].



1 – корпус вібробудника; 2 – дебаланс; 4 – вал; 5 – електродвигун

Рис. 1.2. Двочастотний вібробудник, поєднаний з електродвигуном [9]

Електродвигун з вібробудником встановлюється на пружно-в'язко встановлену платформу, вібрації якої збуджуються.

Описані вібробудники можна використовувати у вібромашинах з різною кінематикою руху вібраплатформ – поступальною (рис. 1.3, а), обертальною (рис. 1.3, б) тощо [9].

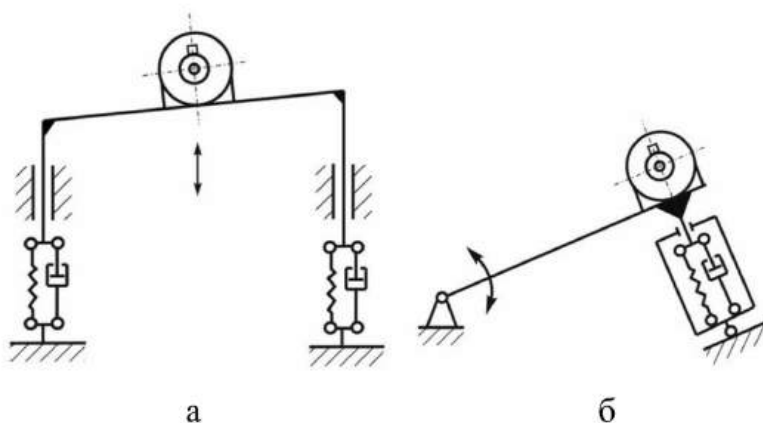


Рис. 1.3. Одномасові вібромашини [9], у яких платформа на пружно-в'язких опорах рухається:

а – поступально прямолінійно; б – обертально

Розглянемо роботу двочастотного віброзбудника на одномасовій вібромашині з поступальним прямолінійним рухом платформи (рис. 1.3, а). Під час пуску валу вантажі зібрані разом, поступово захоплюються в рух, не можуть наздогнати вал і значно відстають від нього. Коли вал набирає робочої швидкості обертання ω вантажі також зібрані разом. Через ефект Зомерфельда вони не можуть наздогнати вал і застрягають на навколорезонансній частоті W . Цим вантажі створюють інтенсивні повільні навколорезонансні вібрації у вертикальному напрямку з навколорезонансною частотою коливань платформи W . Дебаланс на корпусі віброзбудника також створює вібрації, але швидкі з частотою обертання валу ω .

Незалежно від завантаження платформи вантажі автоматично підлаштовуються під резонансну частоту коливань платформи, причому залежно від завантаження платформи ця частота може змінюватися.

Припускається, що двочастотний віброзбудник можна встановлювати на одну з платформ багатомасової вібромашини.

Отже, пристрій працює як два інерційні віброзбудники, один з яких – резонансний.

Динаміка запропонованих віброзбудників і одно- та багатомасових вібромашин з цими віброзбудниками досліджена в роботі [9].

Розглянемо особливості конструкції і принципу дії таких віброзбудників.

1. Дебаланс на корпусі віброзбудника незначний, що забезпечує гарантований розгін двигуном корпусу віброзбудника до робочої швидкості обертання двигуна без перевантаження двигуна.

2. Робочу швидкість обертання двигуна можна змінювати використовуючи частотний перетворювач. Цим можна змінювати швидкі вібрації, які створює дебалансна маса на корпусі віброзбудника.

3. Вантажі у середині порожнини корпусу розганяються силами, які виникають при русі вантажів відносно корпусу. При цьому двигун вже

вийшов на задану швидкість обертання і тому його електрична частина не перевантажена.

4. При нормальній роботі віброзбудника вантажі зібрані разом, створюють максимальну незрівноваженість і відстають від корпусу. Інтенсивністю повільних коливань також можна керувати змінюючи швидкість обертання корпусу.

Розглянемо можливі способи застосування двочастотних віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда.

1.3. Використання в'язкого тертя Ньютона для розгону тіл кочення

Відомі технічні рішення [16], у яких порожнина у корпусі віброзбудника заповнена повністю чи частково мастилом (рис. 1.4).

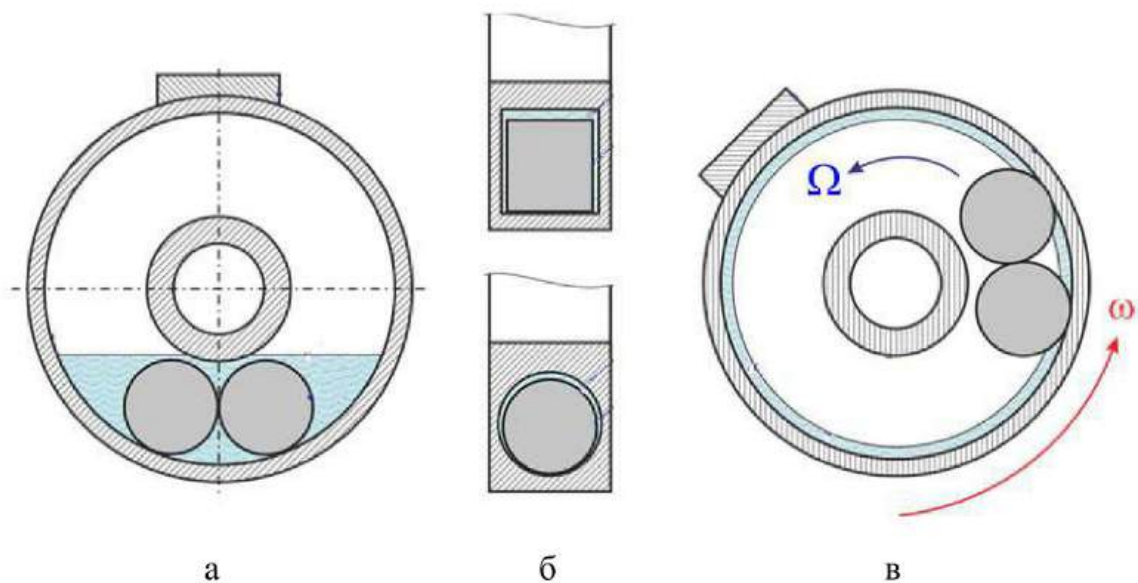


Рис. 1.4. Збудник двочастотних вібрацій [16]:

а – нерухомий; б – з роликами чи кульями у порожнині;
в – на робочій швидкості обертання

У такому пристрої кулі чи ролики розганяються силами в'язкого опору Ньютона, які створює мастило усередині корпусу [9]

$$F = aR(w - W),$$

де:

a – коефіцієнт сил в'язкого опору [$\text{H} \times \text{с}/\text{м}$];

R – відстань від подовжньої осі вала до центра кулі чи центральної осі ролика [м].

При цьому, чим швидше обертається корпус, тим більша сила розганяє кулі чи ролики, тим ближче частота застрягання тіл кочення до резонансної частоти вібромашини. Тому, зміною робочої частоти обертання валу (через частотний перетворювач) можна змінювати інтенсивність повільних, навколорезонансних вібрацій. Але при цьому змінюються і швидкі вібрації.

При повільному обертанні корпусу амплітуда навколорезонансних коливань незначна. Це можна використовувати для виготовлення будівельних матеріалів – для ущільнення суміші при формуванні цеглин, плит тощо.

При швидкому обертанні корпусу амплітуда навколорезонансних коливань значна. Це можна використовувати для сепарації, просіювання, класифікації тощо, бо на поверхні сита, решітки тощо через значні вібрації утворюється киплячий шар.

В [9] побудована загальна теорія таких віброзбудників у випадку, коли вантажі розганяються силами в'язкого опору, утвореними мастилом. Такі віброзбудники дозволяють створювати універсальні вібромашини широкого призначення. Наприклад, один вібростол можна використовувати як для ущільнення будівельних сумішей (малоінтенсивні вібрації), так і для сепарації, класифікації, просіювання (інтенсивні вібрації із створенням киплячого шару) [17].

Але одночасна зміна повільних і швидких вібрацій при зміні швидкості обертання корпусу обмежує використання вібромашини на великих частотах

обертання вала, наприклад, в вібростолах при ущільненні будівельних сумішей.

1.4. Використання тертя опору кочення для розгону тіл кочення

Відомий збудник двочастотних вібрацій (рис. 1.5), який відрізняється тим, що з метою забезпечення розгону і застрягання вантажів в порожнину заливається мастило так, щоб нижні вантажі були повністю занурені у мастило при нерухомому корпусі, а на доріжці виконано паз, у який уходить мастило на робочих швидкостях обертання вала [18].

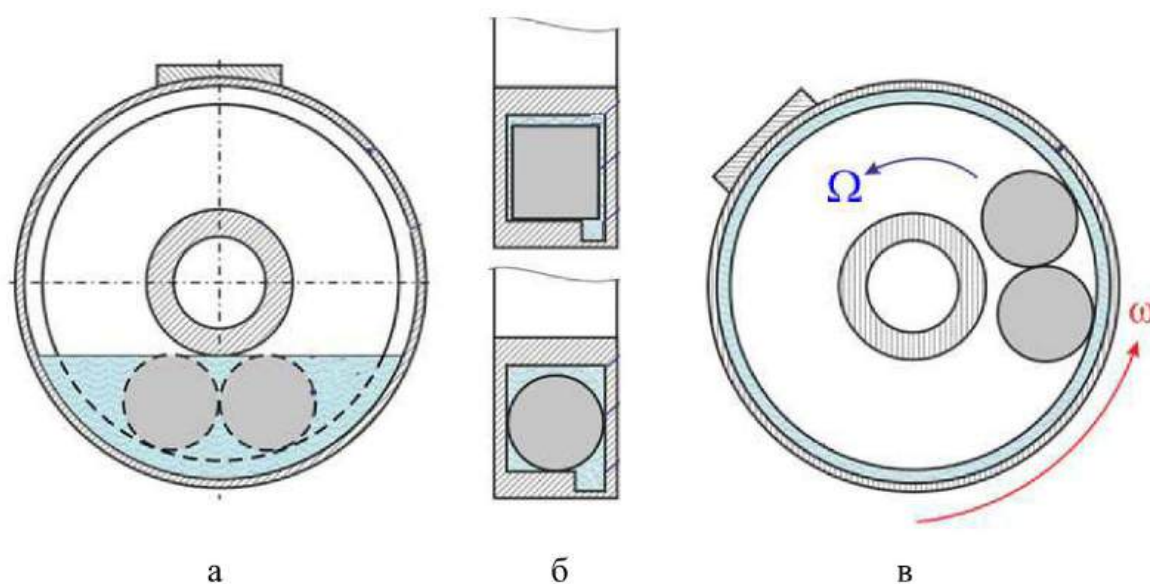


Рис. 1.5. Збудник двочастотних вібрацій [18]:

а – нерухомий; б – з роликами чи кульями у порожнині;
в – на робочій швидкості обертання

Перевага – мастило після розгону корпусу віброзбудника уходить у паз і не заважає руху вантажів щодо корпусу віброзбудника. Вантажі розганяються силами опору коченню, а останні не залежать від швидкості кочення вантажів по біговій доріжці. Через це у розглянутих пристроїв

повільні навіколорезонансні коливання стають стабільними [18]. Вони на великих швидкостях обертання корпусу майже не залежать від швидкості обертання корпусу. Це дозволяє створювати вібромашини з незалежною змінною частотою швидких вібрацій.

Недоліками пристроїв є поганий розгін куль (роликів), збудження кулями (роликами) недостатньо інтенсивних повільних навіколорезонансних вібрацій. Недоліки викликані тим, що кулі (ролики) розганяються невеликими силами опору коченню. Ці сили виникають при коченні куль (роликів) по біговій доріжці, коли корпус вже розігнався, а кулі (ролики) від нього відстають. Невелика розгінна сила не може достатньо наблизити частоту застрягання куль (роликів) до резонансної частоти вібромашини. Тому повільні навіколорезонансні вібрації, які збуджують кулі (ролики), віддалені від резонансу і недостатньо інтенсивні.

Для розгону куль і роликів можна використовувати збільшені сили опору коченню. Це дозволить створювати віброзбудники, які при швидкому обертанні вала будуть збуджувати інтенсивні навіколорезонансні вібрації, які не залежать від швидкості обертання вала. Тоді, зміною частоти обертання вала можна буде змінювати швидкі вібрації платформи не змінюючи навіколорезонансну складову коливань.

При повільному обертанні валу з дорезонансною частотою тіла кочення будуть обертатися з ще меншою частотою і коливання платформи буде малоінтенсивним. Тому з цим віброзбудником можна буде створювати універсальні вібромашини широкого призначення з керованими вібраціями платформ.

Слід зазначити, що теорія двочастотних інерційних віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню має істотну неповноту [9]. Так, немає методики визначення розганяючих сил, частоти застрягання тіл кочення, немає технічних рішень по збільшенню сил опору коченню.

1.5. Труднощі і особливості визначення сил опору коченню

В роботах [19-21] запропоновані аналітичні залежності для визначення коефіцієнта опору кочення при коченні кулі і циліндра по різних поверхнях, проаналізовані фактори, що впливають на величину сил опору кочення. Огляд, проведений в [19] показує, що сили опору кочення залежать від багатьох факторів, таких як форми тіл кочення і бігової доріжки, шорсткостей поверхонь, твердості матеріалів, наявності змащення, сил тиску між тілами тощо. Але одержані аналітичні формули мають чисто теоретичний результат і незастосовні на практиці, бо містять коефіцієнти, що визначаються тільки експериментально. Тому на практиці сили опору кочення визначаються експериментальними методами в умовах, наближених до експлуатаційних.

1.6. Висновки. Мета і задачі роботи

Серед вібромашин різного призначення найбільш перспективними є вібромашини, які суміщають у собі переваги полічастотних і резонансних вібромашин. Вібраційні і інші характеристики таких машин значною мірою визначаються вібраційними збудниками.

Найбільш простими у конструкції і надійними у роботі є двочастотні інерційні збудники двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда. В них для розгону тіл кочення (куль, роликів) можуть використовуватися як сили в'язкого опору, так і сили опору коченню.

Для створення нових двочастотних вібраційних машин широкого призначення актуально обґрунтувати конструкцію і принцип дії кульових і роликівих віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню. На сьогодні конструкція і теорія функціонування таких віброзбудників недостатньо розроблена.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда і у якому тіла кочення розганяються силами опору коченню.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

- запропонувати технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликових збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда;

- розробити методику визначення розганяючих сил, утворених силами опору коченню;

- розробити методику визначення частоти застрягання тіл кочення, параметрів вібрацій, що збуджуються в одномасовій вібромашині.

РОЗДІЛ 2

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликових збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда

Запропоновані тіла кочення з підвищеним коефіцієнтом опору коченню (рис. 2.1).

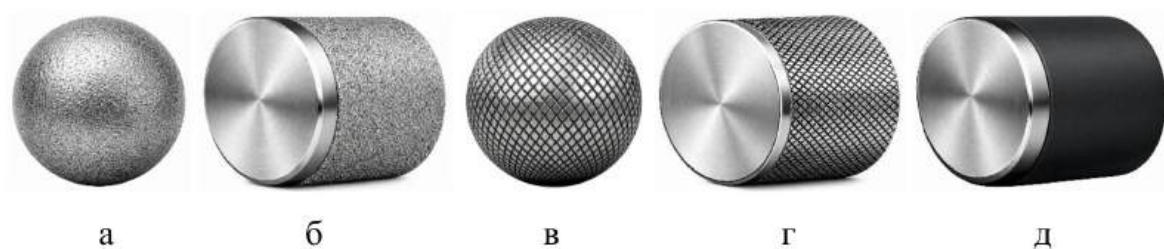


Рис. 2.1. Тіла кочення: а – шорстка куля; б - шорсткий ролик; в – рифлена куля; в - рифлений ролик; г – ролик у гільзі з в'язко-пружного матеріалу

На рис. 2.2. представлені ескізи нових віброзбудників з запропонованими тілами кочення.

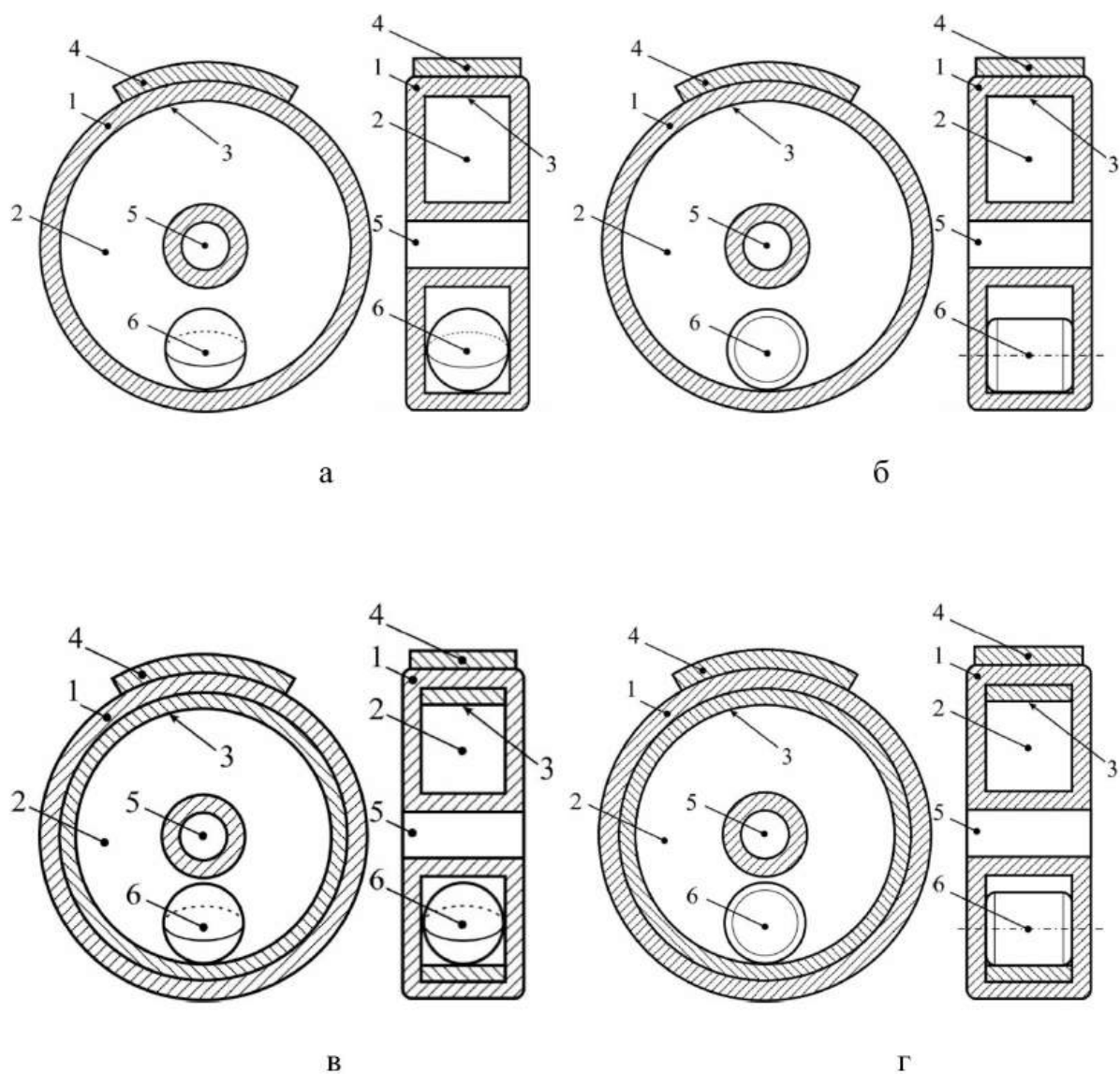


Рис. 2.2. Варіанти двочастотних вібраторів:

а – кульового; б – роликового;

в – кульового з окремою доріжкою; г – роликового з окремою доріжкою

Вібратори мають корпус 1, який має кільцеву порожнину 2 з біговою доріжкою 3, дебалансну масу 4, отвір для насадження на вал 5, тіло кочення 6, установлене у порожнині з можливістю кочення по біговій доріжці. Бігова доріжка може бути частиною корпусу (рис. 2, а, б), або бути виконана окремо у вигляді вкладки з більш м'якого матеріалу (рис. 2, в, г).

На рис. 2.3 зображено збудник двочастотних вібрацій 1 насаджений на вал 7 двигуна 8. Двигун встановлений опорами 9 на платформу 10. Платформу підтримують пружно-в'язкі опори 11, а напрямні 12 дозволяють платформі коливатися поступально вертикально.

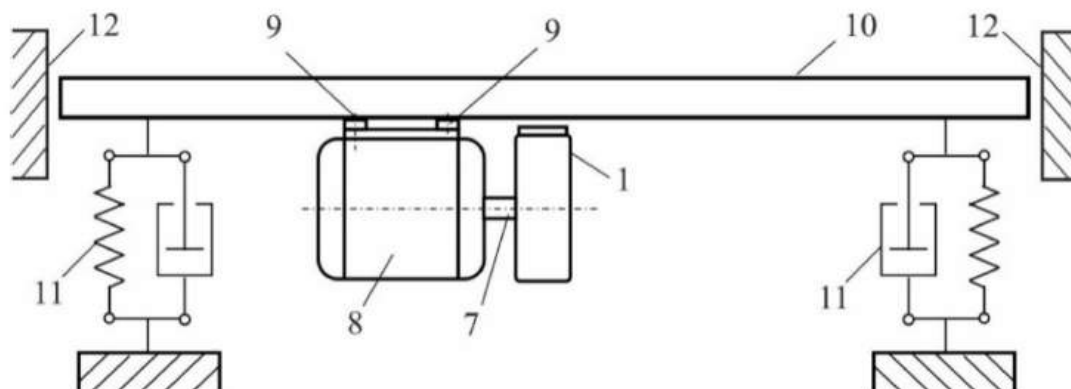


Рис. 2.3. Одномасова вібромашина з прямолінійним поступальним рухом платформи

Збудник двочастотних вібрацій може встановлюватися і на багатомасові вібромашини з різною кінематикою руху платформ. Незалежно від завантаження вібромашини тіло кочення буде автоматично підстроюватися під поточну резонансну частоту вібромашини.

Слід відзначити, що розглянуті способи збільшення моменту опору кочення застосовні на практиці і дозволяють збільшувати цей момент у широких межах. Але чисто теоретично розраховувати момент опору коченню з належною точністю неможливо (п.п. 1.4.). Тому розглянемо експериментальну методику визначення зазначеного моменту.

2.2. Методика визначення коефіцієнту опору коченню

Будемо визначати коефіцієнт моменту опору коченню експериментальними методами в умовах, наближених до експлуатаційних. На рис. 2.4 показана схема для визначення статичного і динамічного коефіцієнтів опору коченню експериментальним методом.

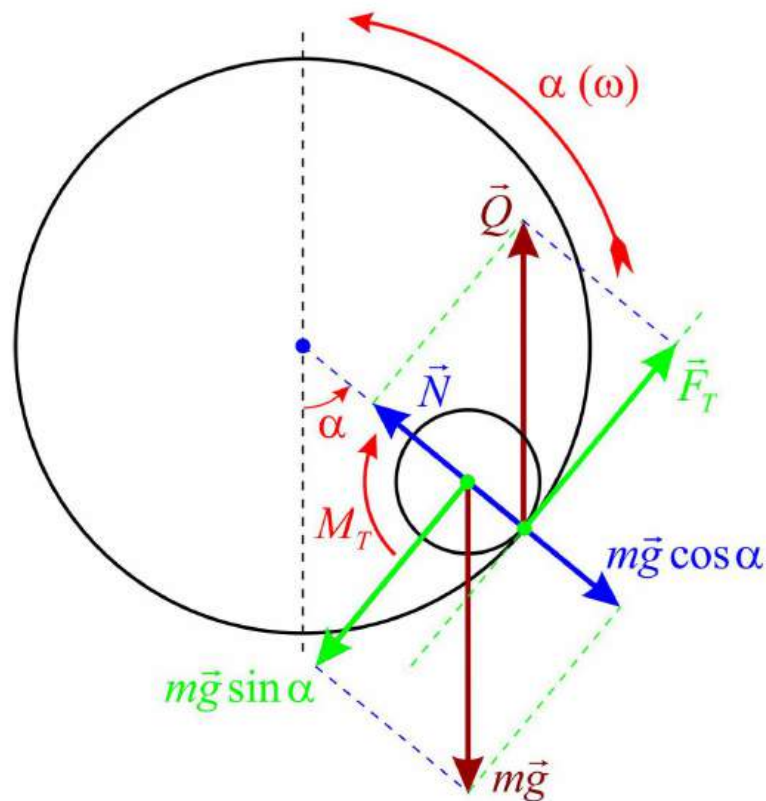


Рис. 2.4. Схема для визначення статичного і динамічного моменту опору коченню

Використовується корпус віброзбудника і куля. Корпус розташовується вертикально, усередину вставляється куля.

Для визначення статичного коефіцієнту опору коченню корпус повільно повертається на граничний кут α_{cm} , при якому куля перестане рухатися з корпусом як одне ціле і не почне котитися.

З рис. 2.4 знаходимо

$$M_T = F_T r = mgr \sin a_{cm}. \quad (2.1)$$

З іншого боку

$$M_T = d_{cm} N = d_{cm} mg \cos a_{cm}. \quad (2.2)$$

Тоді

$$d_{cm} mg \cos a_{cm} = mgr \sin a_{cm}.$$

Звідки знаходимо

$$d_{cm} = r \tan a_{cm} \gg ra_{cm}. \quad (2.3)$$

Для визначення динамічного коефіцієнту опору коченню корпус обертається зі сталою кутовою швидкістю ω . Замірюється кут a , на який відхилиться кулька від вертикалі під час кочення по доріжці. Коефіцієнт опору коченню дорівнюватиме

$$d = r \tan a \gg ra. \quad (2.4)$$

Для більш точного визначення кутів a_{cm} , a можна використовувати цифрові фотографії. Кути визначаються шляхом графічної обробки фотографій.

Слід відзначити, що розглянуті методики майже не застосовні у випадку кочення кулі чи ролика у підшипнику. Через малі моменти опору коченню кути відхилень a_{cm} , a будуть майже непомітні. У нових

віброзбудниках моменти опору коченню спеціально значно підвищуються – у десятки, навіть сотні разів. Це зробить кути відхилень $\alpha_{ст}$, α значними і помітними.

2.3. Методика визначення частоти застрягання тіл кочення, параметрів вібрацій, що збуджуються в одномасовій вібромашині

2.3.1. Визначення кутової швидкості застрягання маятника в модельній задачі

Диференціальне рівняння руху маятника.

На рис. 2.5. зображений маятник довжини R [м] з точковою масою m [кг] на кінці, який вільно насаджений на вал двигуна.

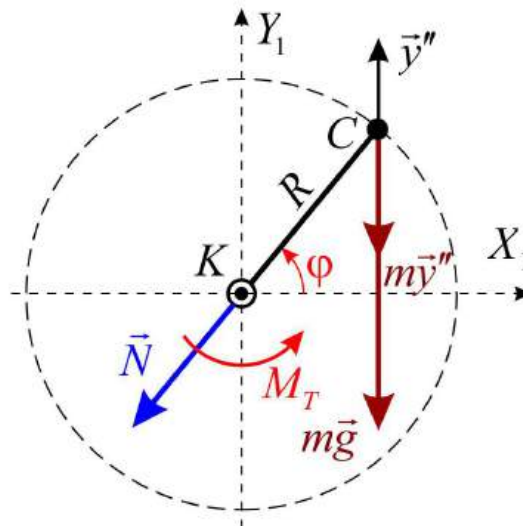


Рис. 2.5. Рух маятника на рухомому валу

Двигун встановлений на платформу (рис. 2.6), яку підтримують пружно-в'язкі опори з сумарними коефіцієнтами жорсткості k [Н/м] і в'язкості b [Н×с/м].

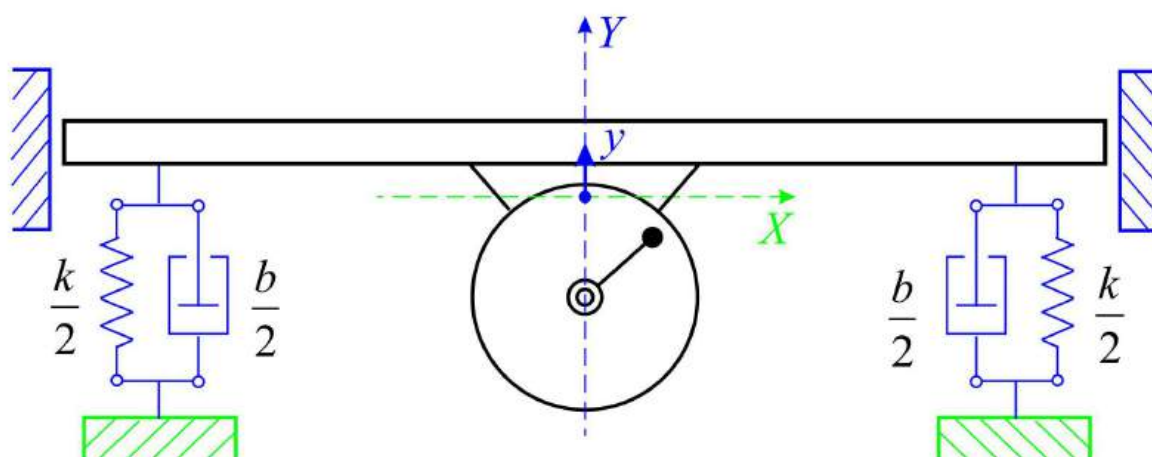


Рис. 2.6. Рух платформи

На маятник діє сила ваги $m\dot{g}$, де $\dot{g}$ прискорення вільного падіння біля поверхні землі ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Будемо розглядати рух маятника як складний. За переносний рух візьмемо прямолінійний поступальний рух разом з платформою з прискоренням $\dot{y}$. За відносний рух приймемо обертання маятника навколо центра K . Прикладаємо до маятника переносну і Кориолісову сили інерції. Оскільки переносний рух прямолінійний, то сила інерції Кориоліса дорівнює нулю [22]. Маятник розганяє момент, утворений силами сухого тертя

$$M_T = dN [H \times M], \quad (2.5)$$

де: d – коефіцієнт моменту сухого тертя $[M]$;

N – нормальна реакція вала, на який насаджений маятник.

За теоремою про зміну моменту кількості руху матеріальної точки відносно рухомого центру K [22] одержуємо наступне диференціальне рівняння відносного руху маятника:

$$J_K \ddot{\phi} = dN - m(\dot{y} + g)R \cos \phi, \quad (2.6)$$

де

$$J_K = mR^2 \quad (2.7)$$

осьовий момент інерції маятника відносно центру K .

У першому наближенні будемо вважати, що нормальна реакція визначається таким чином

$$N = mR\dot{\varphi}^2. \quad (2.8)$$

Це відповідає обертанню маятника навколо валу двигуна з кутовою швидкістю $\dot{\varphi}$

Тоді диференціальне рівняння руху маятника прийме вигляд

$$J_K \ddot{\varphi} = \frac{d}{dt} mR\dot{\varphi}^2 - m(y\ddot{\varphi} + g)R\sin j, \quad (2.9)$$

Диференціальне рівняння руху платформи.

З точністю до сталої $const$ координата центру мас системи y_C по осі Y визначається з такого рівняння (рис. 2.6):

$$M_S y_C = My + m(y + R\sin j) + const = M_S y + mR\sin j + const, \quad (2.10)$$

де

$$M_S = M + m \quad (2.11)$$

– маса механічної системи;

y – координата по осі Y платформи, яка відраховується від положення статичної рівноваги платформи.

Беремо другу похідну за часом від (2.10), одержуємо

$$M_{Sy}\ddot{\varphi} = M_{Sy}\dot{\varphi} + R(j\dot{\varphi}\cos j - j\dot{\varphi}^2 \sin j). \quad (2.12)$$

На платформу діють зовнішні сили, проекція яких на вісь Y дорівнює

$$R_y^{(зов)} = -ky - by\dot{\varphi} \quad (2.13)$$

де:

y – відхилення платформи від положення статичної рівноваги (через це сили ваги не враховуються);

k – сумарний коефіцієнт жорсткості опор;

b – сумарний коефіцієнт в'язкості опор.

За теоремою про рух центру мас механічної системи [22]:

$$M_{Sy}\ddot{\varphi} = R_y^{(зов)}. \quad (2.14)$$

Підставляємо в (2.14) вирази з (2.12), (2.3):

$$M_{Sy}\ddot{\varphi} + mR(j\dot{\varphi}\cos j - j\dot{\varphi}^2 \sin j) = -ky - by\dot{\varphi}$$

Після перетворень одержуємо наступне диференціальне рівняння руху платформи

$$M_{Sy}\ddot{\varphi} + by\dot{\varphi} + ky = mR(j\dot{\varphi}^2 \sin j - j\dot{\varphi}\cos j). \quad (2.15)$$

Закон коливань платформи, коли маятник застряг.

Якщо маятник застряг на сталій кутовій швидкості W , то

$$j = Wt, j\dot{\varphi} = W, j\dot{\varphi}^2 = 0. \quad (2.16)$$

Тоді, диференціальне рівняння руху платформи (2.15) прийме вигляд:

$$M_S y'' + by' + ky = mRW^2 \sin j. \quad (2.17)$$

Подамо це рівняння у стандартному вигляді [22]:

$$y'' + 2by' + w_0^2 y = dW^2 \sin(wt), \quad (2.18)$$

де

$$b = \frac{b}{2M_S}; w_0 = \sqrt{\frac{k}{M_S}}; d = \frac{mR}{M_S}. \quad (2.19)$$

Тоді закон вимушених коливань платформи матиме вигляд [22]:

$$y(t) = \frac{dW^2}{D} [(w_0^2 - W^2) \sin(Wt) + 2bW \cos(Wt)], \quad (2.20)$$

де

$$D = (w_0^2 - W^2)^2 + 4b^2 W^2. \quad (2.21)$$

Амплітуда коливань платформи [22]:

$$A(W) = \frac{dW^2}{\sqrt{D}}. \quad (2.22)$$

Визначення частоти застрягання маятника по балансу потужностей.

З диференціальних рівнянь руху (2.6), (2.15) механічної системи видно, що джерелом енергії коливань є момент сухого тертя M_T . Він є рушійним щодо маятника і всієї системи. Його потужність [22]

$$P_{руш} = M_T \dot{\varphi} = dmRj \dot{\varphi}^2 \times \dot{\varphi} = dmRj \dot{\varphi}^3. \quad (2.23)$$

При застряганні маятника

$$P_{руш} = dM_s W^3. \quad (2.24)$$

Сили в'язкого опору опору платформи розсіюють енергію. Потужність розсіювання [22]

$$P_{роз} = by\dot{\varphi}^2 \times \dot{\varphi} = by\dot{\varphi}^3. \quad (2.25)$$

Усереднена за період коливань потужність розсіювання енергії

$$\bar{P}_{роз} = \frac{1}{T} \int_0^T by\dot{\varphi}^3 dt = \frac{bd^2 M_s W^3}{D}. \quad (2.26)$$

Рівняння балансу потужностей

$$P_{руш} - \bar{P}_{роз} = dM_s W^3 - \frac{bd^2 M_s W^3}{D} = \frac{dM_s W^3}{D} (dD - bdW^3) = 0. \quad (2.27)$$

Отже, частота застрягання маятника визначається з рівняння

$$dD - b d W^2 = d[(w_0^2 - W^2)^2 + 4b^2 W^2] - b d W^2 = 0. \quad (2.28)$$

Подамо рівняння (2.28) в більш зручному для аналізу вигляді

$$Pol(W) = (w_0^2 - W^2)^2 + 4b^2 W^2 - c W^2 = 0. \quad (2.29)$$

де

$$c = \frac{bd}{d} = \frac{bmr}{2M_s^2 d^6} \quad (2.30)$$

Наближений пошук частот застрягання маятника.

Аналіз умови (2.29).

Розглянемо

$$Pol(0) = w_0^4 > 0, \quad Pol(w_0) = w_0^2(4b^2 - c w_0), \quad Pol(W) = \frac{3}{4} w_0^4 - \frac{3}{4} c W^2 + \frac{3}{4} W^4.$$

Маятник буде гарантовано застрягати на дорезонансній і зарезонансній кутовий швидкостях, таких, що $0 < W_1 < w_0 < W_2$ за умови, що $Pol(w_0) < 0$, або

$$c > \frac{4b^2}{w_0}, \quad \frac{a}{e} d < \frac{Rm}{2b} \sqrt{\frac{k}{M_s}}. \quad (2.31)$$

Умову (2.31) можна записати через вихідні параметри таким чином

$$d < \frac{Rm}{2b} \sqrt{\frac{k}{M_s}}. \quad (2.32)$$

В цьому випадку при $d \approx \frac{dw_0}{4b}$ швидкості застрягання маятника $W_{1/2} \approx w_0$.

Можна перевірити, що на усталеному русі усереднене значення правої частини диференціального рівняння (2.9) дорівнює 0:

$$\frac{1}{T} \int_0^T [dmRj^2 - m(y\Phi + g)R \sin j] dt = 0. \quad (2.33)$$

З цього випливає, що точне значення кутової швидкості обертання маятника $j(t)$ коливається навколо усередненого значення W .

Наближене значення частот застрягання маятника.

Для наближеного визначення частот застрягання маятника використовуватимемо метод прямого розкладання коренів поліному за степенями малого параметру [23].

Ведемо співвідношення малості. Нехай

$$b \ll 1, c = b^2 z, z : 1. \quad (2.34)$$

Тоді поліном (2.29) прийме вигляд

$$Pol(W, b) = (w_0^2 - W^2)^2 + b^2 W^2 (4 - zW) = 0. \quad (2.35)$$

Шукаємо корені поліному (2.35) у вигляді усіченого ряду з точністю до величин другого порядку малості включно

$$W = a_0 + b a_1 + b^2 a_2. \quad (2.36)$$

У нульовому наближенні $b = 0$ і рівняння (2.35) приймає вигляд

$$Pol(W_0, 0) = (w_0^2 - a_0^2)^2 = 0.$$

Звідси знаходимо чотири частоти застрягання у нульовому наближенні

$$W_{0,1} = w_0, W_{0,2} = w_0, W_{0,3} = -w_0, W_{0,4} = -w_0. \quad (2.37)$$

Дві додатні частоти застрягання співпадають і відповідають застрягання маятника на резонансній частоті. Дві співпадаючі від'ємні частоти застрягання є формальними розв'язками і не реалізуються, бо при обертанні маятника в протилежний бік (обертання вала двигуна) момент сухого тертя буде маятник гальмувати, а не прискорювати, що треба виправляти на схемі.

Продовжуючи процес визначення коефіцієнтів, знаходимо такі розкладання двох додатних частот застрягання:

$$\begin{aligned} W_1 &= w_0 - b \sqrt{\frac{zw_0}{4} - 1} + b^2 \frac{w_0 z - 2}{4w_0}; \\ W_2 &= w_0 + b \sqrt{\frac{zw_0}{4} - 1} + b^2 \frac{w_0 z - 2}{4w_0}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Підстановкою $z = c / b^2$ повертаємося в (2.38) до вихідних позначень

$$\begin{aligned} W_1 &= w_0 - \sqrt{\frac{cw_0}{4} - b^2} + \frac{w_0 c - 2b^2}{4w_0}; \\ W_2 &= w_0 + \sqrt{\frac{cw_0}{4} - b^2} + \frac{w_0 c - 2b^2}{4w_0}. \end{aligned} \quad (2.39)$$

2.3.2. Визначення вібрацій від дебалансної маси на корпусі віброзбудника

В [9] доведено, що двочастотні віброзбудники, що працюють на ефекті Зомерфельда працюють як два незалежних віброзбудника. Це пояснюється лінійністю опор і принципом незалежності дії сил в лінійних системах.

Якщо на корпус віброзбудника прикріплена дебалансна маса m на радіусі D , то вона буде збуджувати вібрації платформи як окремий віброзбудник. Закон відповідних швидких коливань одержуємо, за аналогією, з (2.20), (2.21)

$$y_u(t) = \frac{d_u w^2}{D(w)} [(w_0^2 - w^2) \sin(wt + a_0) + 2bw \sin(wt + a)], \quad (2.40)$$

де

$$D(w) = (w_0^2 - w^2)^2 + 4b^2 w^2; \quad (2.41)$$

$$d_u = \frac{mD}{M_s}, \quad (2.42)$$

причому вже в усіх формулах

$$M_s = M + m + m \quad (2.43)$$

Амплітуда швидких коливань платформи:

$$A(w) = \frac{d_u w^2}{\sqrt{D(w)}}. \quad (2.44)$$

2.3.3. Розповсюдження результатів модельної задачі на задачу з тілами кочення

У випадку кулі чи ролика силами опору коченню утворюється рушійний момент M_T , що діє на кулю чи ролик (рис. 2.7).

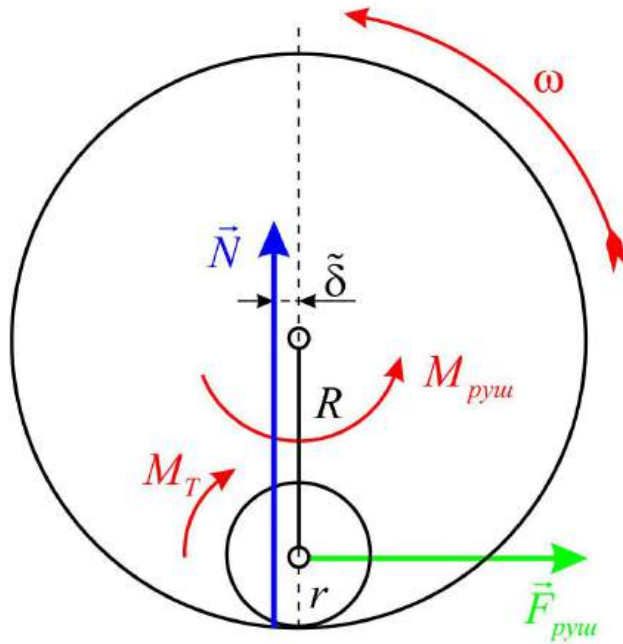


Рис. 2.7. Схема для визначення рушійного моменту $M_{руш}$, приведенного до радіуса R

Замінімо рушійний момент M_T на рушійний момент $M_{руш}$, приведений до радіуса R .

З рис. 2.7 знаходимо

$$M_T = \cancel{dN} = F_{руш} r, \quad M_{руш} = F_{руш} R. \quad (2.45)$$

Звідки знаходимо рушійний момент $M_{руш}$, приведений до радіуса R

$$M_{руш} = \frac{R}{r} dN. \quad (2.46)$$

Цей момент повністю замінює собою розганяючий момент M_T , що діє на кулю чи ролик. Це аналог розганяючого маятник моменту (2.5). Тому, у випадку тіла кочення

$$d = \frac{R}{r} d_0 \quad (2.47)$$

$$c = \frac{bd}{d} = \frac{bmr}{2M_s^2 d_0}$$

Видно, що при заміні маятника на кулю чи ролик диференціальні рівняння руху платформи (2.15) не зміняться.

Уточнений вигляд диференціального рівняння руху кулі чи ролика не має принципового значення, бо для визначення частоти застрягання кулі чи ролика використовується баланс потужностей. Після заміни (2.47) всі проведені викладки для маятника будуть застосовні для кулі чи ролика.

Отже, у випадку ролика чи кулі можна застосовувати результати, одержані для маятника після заміни d на величину з (2.47).

Результати числових розрахунків для вібростолу, описаному в роботі [9] наведені у додатку.

ВИСНОВКИ

1. Розгін тіла кочення у віброзбуднику силами сили опору коченню принципово змінює роботу віброзбудника. При обертанні корпусу з дорезонансними швидкостями тіло кочення обертається з корпусом (після розгону) синхронно. Це дозволяє керувати повільними дорезонансними вібраціями шляхом зміни швидкості обертання корпусу.

При перевищенні швидкості обертання корпусу швидкості застрягання тіла кочення, тіло кочення починає котитися по доріжці і при цьому застряє на сталій навколорезонансній швидкості. Цим збуджуються стабільні навколорезонансні вібрації, які не залежать від швидкості обертання корпусу.

Використання у якості розганяючих сил – сил опору коченню дозволяє обмежувати потужність повільних навколорезонансних вібрацій при підході до резонансу. А саме, кулі перестають розганятися синхронно з корпусом і застрягають на сталій дорезонансній кутовій швидкості. Це розвантажує двигун і дозволяє йому розігнатися до заданої швидкості обертання.

2. Запропонована практична методика визначення коефіцієнту опору коченню реалізується в умовах, максимально наближених до умов експлуатації віброзбудника. Це забезпечує належну точність визначення коефіцієнту. Сама установка має просту конструкцію, а проведення на ній випробовувань не трудомістко.

3. Запропоновані віброзбудники дозволяють створювати одномасові вібромашини з наступними характеристиками.

При обертанні корпусу з швидкостями, меншими першої швидкості застрягання тіла кочення віброзбудник працює як звичайний одночастотний маятниковий інерційний збудник вібрацій. Дебаланс утворюється дебалансною масою на корпусі віброзбудника і тілом кочення. Вони синхронно обертаються з корпусом. При зростанні швидкості обертання корпусу зростає амплітуда і частота коливань, відбувається наближення до резонансу.

При досягненні корпусом першої швидкості застрягання тіла кочення, воно перестає далі розганятися і застрягає на цій швидкості. При подальшому зростанні швидкості обертання корпусу, віброзбудник працює як двочастотний.

Числовий приклад, який наведений в додатку А, показує, що це можна використовувати для створення універсальних вібраційних машин широкого призначення.

За результатами виконання даної роботи подано дві заявки на отримання патентів на корисну модель.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лапшин Е.С., Шевченко А.И. Аналіз стану розвитку вібраційного грохочення при зневоднення мінеральної сировини. Геотехнічна механіка: Міжвід. сб. наук. Праць. – 2012. – Вип. 101. – С. 84–104.
2. Гаркавенко Е.Е. Застосування вібраційної техніки з бігармонійним режимом коливань при збагаченні вугілля / Е. Е. Гарковенко, Е. И. Назимко, С. Л. Букин та ін. // Вугілля України. – 2011. – С. 41–44.
3. Булат, А.Ф., Шевченко, Г.А.: Вплив полічастотних коливань просіваючих поверхонь вібраційних грохотів на розділення сипких матеріалів. Науковий вісник НГУ. – 2010. № 4. – С. 92–97.
4. Крюков, Б.І.: Динаміка вібраційних машин резонансного типу. К.: Наукова думка (1967).
5. Ланець О. С. Обґрунтування конструкції та моделювання роботи резонансного двомасового вібростола з інерційним приводом [Електронний ресурс] / О. С. Ланець, В. М. Гурський, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2014. – № 788. – С. 28-36. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2014_788_7
6. Lyan, I.P. Comparative analysis of energy efficiency in the use of vibration-type process machines in resonant and superresonant operating modes / I.P. Lyan, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin // Obogashchenie Rud. – 2019. – № 6. – P. 42-49.
7. Гурський, В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів роботи вібраційного стола для ущільнення бетоносумішей [Текст] / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. С. Ланець // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – Львів, 2010. – № 678. – С. 44–51
8. Кузьо І.В., Ланець О.С., Гурський В.М. Обґрунтування технологічної ефективності двочастотних резонансних вібраційних машин з імпульсним

електромагнітним збуренням. Науковий вісник НГУ. - 2013. - № 3. - С. 71-77.
URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_3_23

9. Яцун В. В. Динаміка двочастотних резонансних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда: дис. на здобуття наукового ступеня д.т.н.: 05.02.09 – динаміка та міцність машин / МОН України, Центральнотукраїнський національний технічний університет. – Кропивницький, 2024. – 407 с. URL: <https://ena.lpnu.ua/items/e49c1f95-5d4b-4651-97ad-def20fe2de57>

10. Sommerfeld A. Beitrage zum dynamischen Ausbau der Festigkeitslehre // Phys. Z. 1902. Band 3. S. 266-271.

11. Краснопольська Т. С. Ефект Зомерфельда – Кононенко та його дослідження. Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. - 2018. - Вип. 28. - С. 89-109. - URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pom_2018_28_10

12. Кузьо І. В., Ланець О. В., Гурський В. М. Синтез низькочастотних резонансних вібраційних машин з аероінерційним збуренням / І. В. Кузьо, // Науковий вісник Національного гірничого університету. - 2013. - № 2. - С. 60-67. – URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_2_11

13. Ланець О. В. Створення резонансних вібраційних машин з аероінерційним збуренням : автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук : 05.02.02 – машинознавство / Олена Валеріївна Ланець ; Національний університет "Львівська політехніка". - Львів, 2013. - 20 с.

14. Kapalo, O. Lanets, O. Vambol, and I. Derevenko, "Parameter development and analysis of the oscillatory system of a two-mass resonant vibrating table with an inertial drive," Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science, vol. 11, no. 4, pp. 36–49, 2025, doi: <https://doi.org/10.23939/ujmeme2025.04.036>

15. Пат. 92337 України на корисну модель, МПК F04D 29/66 (2006.01), Застосування пасивного автобалансера як збудника кругових двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявник та патентовласник

Кіровоградський нац. техн. університет. – № u201402718; заявл. 18.03.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. №15.

16. Пат. 140805 України на корисну модель, МПК B07B 1/40, B06B 1/10, G01M 1/32 (2006.01), Збудник двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Носик В.М.; заявка № u201908913; заявл. 23.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. №5/2020.

17. Yatsun, V. Experimental study of resonance vibrations of the vibratory machine excited by a ball auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* – 2020. – Vol. 2, N 1 (104). – P. 32–40. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2020.201105>

18. Пат. 140801 України на корисну модель, МПК B07B 1/40, B06B 1/16, G01M 1/32 (2006.01), Збудник двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Давидов В.С.; заявка № u201908899; заявл. 23.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. №5/2020.

19. Бондаренко Л. М., Дьомін Г. К., Буратинський А. П., Дорофєєва В. С. Опір коченню в механізмах з точковими та лінійними схемами дотику. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*, 2019, No5 (257-258). <https://doi.org/10.30838/J.BPSACEA.2312.221019.19.517>

20. Бешун О. А., Меланченко Я. В. Аналіз факторів, які впливають на силу і коефіцієнт опору коченню колеса // *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research.* – Київ: НУБіП України, 2018. – Т. 9, № 4. – С. 123–131. – ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online). <https://doi.org/10.31548/me2018.04.123>

21. Кроль Р.М., Бондаренко Л.М. Порівняння опору коченню кульки і циліндра при різних схемах контакту. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури.* – 2014 – № 10. – С. 31-36. Режим доступу: <http://srd.pgasa.dp.ua:8080/xmlui/handle/123456789/11550>

ДОДАТОК

Додаток А. Приклад розрахунку параметрів вібрацій вібраційного столу

У табл. 1 наведені вхідні величини, які потрібні для розрахунків параметрів вібрацій платформи вібромашини. Данні відповідають вібростолу, дослідженому у роботі [9].

Таблиця 2.1. Вхідні величини

№ п.п.	Величина	Позначення	Розмірність	Числове значення
1	Ширина платформи	h	$м$	1,25
2	Довжина платформи	l	$м$	0,65
3	Маса завантаженої платформи у режимі просіювання	M	$кг$	60
4	Маса завантаженої платформи у режимі формування цеглин	M	$кг$	120
5	Маса кулі (ДСТУ ГОСТ 3722:2018)	m	$кг$	0,514
6	Радіус кулі (ДСТУ ГОСТ 3722:2018)	r	$м$	0,025
7	Відстань від осі обертання до центра кулі	R	$м$	0,080
8	Дебалансна маса на корпусі	m	$кг$	0,200
9	Радіус встановлення дебалансної маси	D	$м$	0,110
10	Сумарний коефіцієнт жорсткості опор	k	$Н/м$	240×10^3
11	Сумарний коефіцієнт в'язкого опору опор	b	$Н \times с/м$	6
12	Кут для визначення динамічного	α	$град$	45

	коефіцієнту опору коченню			
13	Номінальна частота обертання корпусу	ω	рад/с	$2\pi \times 50$

За вхідними даними розраховані параметри для двох режимів роботи вібромашини. Параметри наведені у табл. 2.

Таблиця 2. – Параметри для двох режимів роботи вібромашини

№ п.п.	Параметр	Розмірність	Числове значення для режиму	
			сита	вібростолу
1	$M_s = M + m + m$	кг	60,714	120,714
2	$b = b / (2M_s)$	1/с	0,049	
3	$\omega_0 = \sqrt{k / M_s}$	рад/с (Гц)	62,873 (10,006)	
4	$d = mR / M_s$	м	$6,773 \times 10^{-4}$	
5	$\alpha = r \tan \alpha$	м	0,025	0,025
6	$d = R \alpha / r$	м	0,08	0,08
7	$c = bd / d$	1/с	$4,183 \times 10^{-4}$	
8	$d_{uu} = mD / M_s$	м	$3,624 \times 10^{-4}$	
9	$c_{uu} = bd_{uu} / d$	1/с	$2,238 \times 10^{-4}$	

1. Режим столу для формування цеглин.

Частоти застрягання кулі, знайдені як корені рівняння (2.29)

$$\omega_1 = 60,417 \text{ рад/с} = 9,616 \text{ Гц}; \quad \omega_2 = 65,552 \text{ рад/с} = 10,433 \text{ Гц}.$$

Частоти застрягання кулі, знайдені за наближеними формулами (2.39)

$$\omega_1 = 60,421 \text{ рад/с} = 9,616 \text{ Гц}; \quad \omega_2 = 65,548 \text{ рад/с} = 10,432 \text{ Гц}.$$

Характеристики вібрацій платформи.

Амплітуда повільних навколорезонансних коливань платформи:

$$A(W) = \frac{dW^2}{\sqrt{D(W)}}. \quad (2.22)$$

Амплітуда швидких коливань платформи

$$A(w) = \frac{d_s w^2}{\sqrt{D(w)}}. \quad (2.22)$$

$$D(W) = (w_0^2 - W^2)^2 + 4b^2 W^2.$$

