

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Яцун Володимир Володимирович



УДК 531.391.5: 621.928.23

Динаміка двочастотних резонансних вібр машин, що працюють на ефекті Зомерфельда

Спеціальність 05.02.09 – Динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Львів – 2025

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Центральноукраїнському національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор **Філімоніхін Геннадій Борисович**, Центральноукраїнський національний технічний університет, завідувач кафедри деталей машин та прикладної механіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент, **Драч Ілона Володимирівна**, Хмельницький національний університет, професор кафедри трибології, автомобілів і матеріалознавства;

доктор технічних наук, професор, **Поліщук Леонід Клавдійович**, Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри галузевого машинобудування;

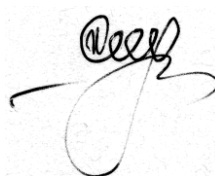
доктор технічних наук, професор **Ярошевич Микола Павлович**, Луцький національний технічний університет, професор кафедри галузевого машинобудування.

Захист відбудеться “22” січня 2025 р. об 11.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д35.052.06 при Національному університеті "Львівська політехніка" за адресою: 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12, головний корпус, ауд.226.

З дисертацією можна ознайомитися в науковій бібліотеці Національного університету "Львівська політехніка" за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий “09” грудня 2024 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Ю.П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Серед вібромашин типу грохотів, вібросит, сепараторів перспективними є машини із двочастотними збудниками вібрацій. У таких машинах при коливаннях короба (решета, сита й т.п.) з більш низькою частотою виконується основний техпроцес у вигляді сепарації, просювання й т.п. Коливання з більш високою частотою забезпечують самоочищення короба і зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу для збільшення інтенсивності основного технологічного процесу. Так, двочастотні вібрації забезпечують більш ефективний поділ по крупності мінеральної сировини, зневоднювання вугілля або фракціонування піску. З іншого боку, резонансні машини більш енергоефективні. Їх віброзбудники меншої маси збуджують коливання платформи з більшою амплітудою. Резонансні режими коливань платформи широко застосовуються у вібраційних млинах, грохотах, столах тощо.

Для збудження резонансних коливань використовуються електромагнітні і інерційні віброзбудники. При цьому інерційні віброзбудники мають більшу потужність і надійність роботи.

Отже, з прикладної точки зору актуально розробити вібромашину, що суміщають у собі переваги двочастотних і резонансних вібромашин з інерційними збудниками вібрацій.

Найбільш простий спосіб збудження резонансних коливань інерційними віброзбудниками заснований на ефекті Зомерфельда. Але цей метод вивчений недостатньо.

Не вирішено багато фундаментальних проблем і у загальній теорії вібраційних машин з інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда. Вони, зокрема, наступні.

1. Не розроблено методів збудження двочастотних вібрацій інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда, конструкцій віброзбудників.

2. Не розроблено методів визначення динамічних характеристик вібраційних машин з інерційними збудниками двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда.

3. Не досліджено динаміку вібраційних машин з інерційними збудниками двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда.

Вказані технічні недоліки та істотна неповнота теорії стосуються найбільш загальних, фундаментальних питань з розробки двочастотних вібраційних машин з інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда. Тому надолуження цієї неповноти є актуальною науковою проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана в Центральноукраїнському національному технічному університеті відповідно до держбюджетних тем “Динаміка механічних систем, до складу яких входить обертове несуче тіло із приєднаними тілами” держреєстрація № 0116U001486, період виконання 2016-2018

р.р., “Конструкція та працездатність високопродуктивних і енергоєфективних вібромашин з віброзбудниками у вигляді пасивних автобалансирів” держреєстрація № 0117U003725, період виконання 2017-2020 р.р.

Метою роботи є: розробити методи дослідження і дослідити динаміку двочастотних резонансних вібромашин з інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда.

Задачі досліджень:

- 1) розробити методи збудження двочастотних і резонансних вібрацій в вібромашинах з використанням ефекту Зомерфельда;
- 2) розробити узагальнені теоретико-механічні моделі одно-, дво-, тримасових вібромашин з віброзбудниками нового типу;
- 3) розробити теоретичні і експериментальні методи дослідження динаміки вібромашин з віброзбудниками нового типу;
- 4) визначити умови існування і стійкості двочастотних режимів руху вібромашин; вигляд закону двочастотних коливань; вплив параметрів віброзбудника і вібромашини на характеристики коливань віброплатформ;
- 5) визначити динамічні характеристики нових вібромашин машин, розробити технічні рекомендації з конструювання нових вібромашин, та забезпечення їх працездатності.

Об'єктом дослідження є динаміка двочастотних вібромашин з інерційним віброзбудником, що працюють на ефекті Зомерфельда.

Предметом дослідження є: конструкція віброзбудників і способи збудження двочастотних вібрацій з використанням ефекту Зомерфельда; узагальнені моделі нових вібромашин; методи дослідження динаміки вібромашин; динамічні характеристики одно-, дво- і трьохмасових вібромашин.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному:

1. Уперше запропоновано використовувати пасивні автобалансири у якості інерційних збудників двочастотних вібрацій. Встановлено, що автобалансир працює як два незалежних інерційних збудника вібрацій. Вібромашина має режими усталеного руху, близькі до двочастотних. На цих рухах вантажі в автобалансири створюють постійну невірноваженість, не можуть наздогнати ротор і застряють на певній частоті, близької до резонансної. Цим вантажі працюють як перший – резонансний віброзбудник, що збуджує вібрації із частотою застрягання вантажів. Другий віброзбудник утворюється дебалансною масою, на корпусі автобалансира. Маса обертається із частотою обертання ротора й збуджує більш швидкі вібрації із цією частотою.

2. Уперше розроблені аналітико-числові методи дослідження динаміки вібромашин з віброзбудниками у вигляді пасивних автобалансирів. Методи ґрунтуються на елементах теорії біфуркацій рухів, методі малого параметра, ідеї параметричного розв'язання рівняння частот, яке призначене для пошуку можливих частот застрягання вантажів.

3. Уперше встановлено, що незважаючи на сильну асиметрію опор, автобалансир збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації. Відхилення

від двочастотного закону пропорційні відношенню маси вантажів до маси всієї машини. Тому для реальних машин вони не перевищують 2 %. У вібротомашини завжди існує непарна кількість кутових швидкостей застрягання вантажів. Одна швидкість застрягання вантажів близька до швидкості обертання ротора. Інші – народжуються і зникають парами в околі певної резонансної частоти коливань вібротомашини. Кожному режиму застрягання вантажів відповідає свій діапазон кутових швидкостей застрягання, причому діапазони, що відповідають різним режимам не перетинаються. Локально асимптотично стійкими є тільки непарні режими застрягання, якщо прономерувати їх в порядку зростання кутових швидкостей застрягання вантажів.

4. Параметри вібрацій платформ можна змінювати у широких межах шляхом зміни зовнішніх і внутрішніх сил опору, сумарної маси вантажів, кутової швидкості обертання ротора.

5. Уперше встановлено, що при збудженні коливань з використанням ефекту Зомерфельда виникають майже резонансні коливання системи відповідної форми, що можна використовувати наступним чином:

1) у випадку одномасової вібротомашини для виникнення відповідної форми коливань платформи не потрібні додаткові кінематичні обмеження, що накладаються на рух платформи, достатньо, щоб при резонансі вона здійснювала потрібні коливання;

2) у випадку двомасової вібротомашини можна спроектувати протифазну вібротомашину, у якій платформи коливаються у протифазі, а головний вектор сил, що діють на станину з боку опор (майже) дорівнює нулю, така вібротомашина майже не передає вібрації на фундамент;

3) у випадку трьохмасової вібротомашини можна спроектувати антирезонансну вібротомашину. У такій вібротомашині робоча платформа (активна) коливається у протифазі з реактивною платформою, а платформа, що встановлена на станину майже не коливається, така вібротомашина майже не передає вібрації на фундамент і на станину.

6. Уперше розроблений експериментальний метод дослідження ефекту Зомерфельда в збудниках резонансних вібрацій маятникового, кульового чи роликів типу в умовах, коли спостереження за рухом дебалансних мас неможливе чи ускладнене. Метод ґрунтується на обробці методами регресійного аналізу сигналів, що поступають з аналогових датчиків обертів і віброприскорень. Метод перевірений на спеціально створеному стенді ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах, що здійснює просторовий рух і автобалансира з однією кулею. З допомогою методу досліджена динаміка одномасової вібротомашини з кульовим і маятниковим віброзбудниками.

Достовірність результатів досліджень. В теоретичних дослідженнях достовірність результатів обумовлена використанням: фізично обґрунтованих припущень при побудові і аналізі математичних моделей одно-, дво- і трьохмасових вібротомашин; відомих методів теорій коливань, стійкості рухів механічних систем, біфуркації рухів; методів малого параметра. В

експериментальних дослідженнях – використанням: стандартного вимірювального і балансувального обладнання; проведенням експериментів з дотриманням вимог міжнародних і державних стандартів; візуального спостереження за поведінкою системи при стробоскопічному освітленні. Теоретичні та експериментальні результати добре погоджуються між собою.

Практична цінність.

1. Розроблені основи теорії і конструювання резонансних полічастотних вібромашин з віброзбудниками у вигляді пасивних автобалансирів; технічні рішення (патенти) з конструкції нових віброзбудників і вібромашин; технічні рекомендації з проектування нових машин і забезпечення їх працездатності.

2. Результати роботи впроваджені на: ТОВ “АЛЬЯНСБУДСЕРВІС”; ПП “ЦЕНТРВІЙСЬКБУД”, ТОВ “Травел-ВН”, ТОВ “Трейд-ВВ”, Кіровоградська обласна аграрна господарська асоціація шляхобудівельних підприємств “Кіровоградоблагрошляхбуд”; Державне підприємство “Агентство місцевих автомобільних доріг”, ТОВ “Агропромислова компанія імені О.В. Гіталова”, ТОВ “Елгран”, дочірнє підприємство “Управління виробничо-технологічної комплектації” асоціації “КІРОВОГРАДОБЛАГРОШЛЯХБУД”; використовуються у навчальному процесі кафедри деталей машин та прикладної механіки ЦНТУ. Підприємства відносяться до різних галузей промисловості – будівельної (зокрема з виробництва будівельних матеріалів), дорожньо-будівельної, видобувної, сільськогосподарської тощо.

3. Виконано господарчі договори з: СФГ «Личук» на виконання науково-дослідної роботи “Дослідження можливостей зменшення вібрацій сільськогосподарської техніки шляхом зменшення незрівноваженостей обертових частин» з обсягом фінансування 60,0 тис. грн.; департаментом інфраструктури та промисловості КОДА «Забезпечення сепарації насіння зернових культур за рахунок розробки та впровадження енергозберігаючої, ресурсозберігаючої, енергоефективної, інноваційно-нової, універсальної вібромашини широкого призначення» з обсягом фінансування 50,0 тис. грн.

Результати роботи застосовні як при проектуванні і розрахунку параметрів широкого класу нових вібромашин, так і у модернізації існуючих: грохотів; вібросит; вібромлинів; вібростолів тощо.

Апробація роботи. Матеріали дисертації обговорювалися на: ХХХ–ХХХV наукових конференціях викладачів, аспірантів та співробітників ЦНТУ (2014-2022 р.р.); 9-й міжнародній науково-практичній конференції “Математичне та імітаційне моделювання систем МОДС 2014” (Чернівці-Жукин, 2014); XIV Міжнародній науково-технічній конференції „Вібрації в техніці та технологіях” (Дніпропетровськ, 2015); International scientific and technical internet conference “Innovative development of resource-saving technologies of mineral mining and processing” (Petroşani, Romania, 2018); 2nd International scientific and technical internet conference “Innovative development of resource-saving technologies of mineral mining and processing” (Petroşani, Romania, 2019); E3S Web Conf. (2020), V Міжнародній науково-практичній

конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems" (Кропивницький 2023), Міжнародній науково-технічній on-line конференції "Проблеми будівельного та транспортного комплексів" (Кропивницький 2023), XIX Міжнародній науково-технічній конференції "Вібрації в техніці та технологіях" (Київ, 2023). У повному обсязі дисертація обговорювалася на розширеному засіданні кафедри "Будівельних, дорожніх машин і будівництва" та кафедри "Деталей машин та прикладної механіки" ЦНТУ (Кропивницький, 2024).

Публікації. За результатами виконаних робіт опубліковано 22 статті у фахових виданнях категорії А, зокрема 22 – у виданнях, що індексуються у наукометричній базі Scopus, одержано 2 патенти України (20 р.) і 7 патентів України на корисну модель, опубліковано 9 тез науково-технічних конференцій, зокрема, 1 – у виданні, що індексується у Scopus.

Особистий внесок здобувача. Всі науки результати в дисертаційній роботі, зокрема ті, що складають наукову новизну, одержані особисто автором. Зокрема це: способи збудження двочастотних вібрацій з використанням ефекту Зомерфельда, теоретичні і експериментальні методи дослідження динаміки нових вібротомашин, результати з дослідження динаміки одно-, дво- і тримасових вібротомашин.

Структура і обсяг роботи. Робота складається із вступу, шести розділів, п'яти додатків. Основний обсяг дисертації складає 354 сторінки, включаючи 138 рисунків, 21 таблиця. Список використаних літературних джерел складається з 397 найменувань. Додатки містять 9 с.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета й задачі досліджень, вказується наукова новизна, практичне значення отриманих результатів, наводяться апробація, публікації, загальна структура роботи.

У **першому розділі**, на підставі критичного огляду літератури з конструкції, принципів дії, областей застосування, теоретичного і експериментального дослідження динаміки двочастотних і резонансних вібротомашин робиться оцінка існуючого рівня теорії і практики, обґрунтовуються мета і задачі досліджень.

Проведений огляд літератури з зазначених і суміжних областей, зокрема робіт – А.И.Артюнин, І.І.Блехмана, С.Л.Букина, А.Ф.Булата, Е.Е.Гаркавенко, В.М.Гурського, Б.И.Крюкова, І.В.Кузьо, О.В.Ланця, Е.С.Лапшина, О.Ю.Макаренкова, И.Я.Федоренка, Г.Б.Філімоніхіна, А.И.Шевченка, Г.А.Шевченка, М.П.Ярошевича, Chung-Jen Lu, O.Yu.Makarenkov, Meng-Hsuan Tien, A.Sommerfeld, L.Xiaohao, J.Zhao, K.Green, A.R.Champneys, N.J.Lieven, B.Ryzhik, L.Sperling, H.Duckstein, C.-J.Lu, M.-H.Tien, D.Jung, H.A.DeSmidt, Yongjun Hou, та інших вчених.

За оглядом конструкцій, принципів дії, теорії двочастотних (полічас-

тотних) вібромашин встановлено, що у таких машинах при коливаннях коробка (решета, сита й т.п.) з більш низькою частотою виконується основний техпроцес у вигляді сепарації, просіювання й т.п. Коливання з більш високою частотою забезпечують самоочищення решета (сита) і зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу. Через це двочастотні вібрації збільшують інтенсивність основного технологічного процесу, зокрема, забезпечують більш ефективний поділ по крупності мінеральної сировини, зневоднювання вугілля або фракціонування піску тощо.

За оглядом конструкцій, принципів дії, теорії резонансних вібромашин встановлено, що резонансні режими роботи широко застосовуються у вібраційних млинах, грохотах, столах тощо. Резонансні вібромашини більш енергоефективні через високу інтенсивність коливань робочих органів. Для збудження резонансних коливань використовуються електромагнітні і інерційні віброзбудники. При цьому інерційні віброзбудники мають більшу потужність і надійність роботи. Інерційні віброзбудники меншої маси збуджують коливання платформ з більшою амплітудою. Найбільш простий спосіб збудження резонансних коливань інерційними віброзбудниками заснований на ефекті Зомерфельда. Відомі реалізації цього способу в одно-, дво- і трьохмасових вібромашинах з інерційним віброзбудником з однією дебалансною масою.

За оглядом основних робіт з теоретичного дослідження динаміки вібраційних машин встановлено, що основними моделями вібраційних машин є одно-, дво- і трьохмасові вібромашини, переважно з поступальним рухом платформ. При цьому механічні системи істотно нелінійні. Тому у вібромашини можуть існувати одночасно декілька стійких усталених режимів руху. Тому основними задачами динамічного аналізу вібромашин є визначення усталених режимів руху вібромашини, визначення законів руху її платформ на усталених рухах, дослідження умов існування і стійкості різних усталених режимів руху.

За оглядом основних робіт з дослідження ефекту Зомерфельда у вібраційних машинах встановлено, що методи добре розроблені для віброзбудників у вигляді дебалансних валів (маятників, жорстко насаджених на вали). Методи потребують повної інформації про механічну систему, використовують методи малого параметру і тому дають наближені результати. Як результат, наближено (із значною похибкою) визначаються закони руху платформ, частоти застрягання дебалансних валів, умови існування і стійкості різних усталених режимів руху вібромашини тощо.

За оглядом основних робіт з експериментального дослідження динаміки двочастотних (полічастотних) і резонансних вібраційних машин встановлено, що методи діляться на непрямі і прямі. Непрямі методи оцінюють роботу вібраційної машини конкретного призначення за такими показниками, як продуктивність, якість виконання технологічного процесу, енерго-ефективність тощо. Тобто безпосередньо рух робочих органів вібромашини не досліджується. У прямих методах безпосередньо досліджуються рухи

платформ вібромашини, виявляються різні усталені режими руху, визначаються основні динамічні характеристики вібрацій тощо.

Проведений огляд літератури показав, що на сьогодні:

– не розроблено методів збудження двочастотних вібрацій інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда;

– не розроблено методів визначення динамічних характеристик вібраційних машин з інерційними збудниками двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда;

– не досліджено динаміку вібраційних машин з інерційними збудниками двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда.

За результатами оглядів сформульовані мета і задачі досліджень, обрані методи досліджень динаміки вібромашин.

У другому розділі уперше запропоновано використовувати кульові, роликові (рис. 1, а), маятникові (рис. 1, б) автобалансири як збудники двочастотних вібрацій.

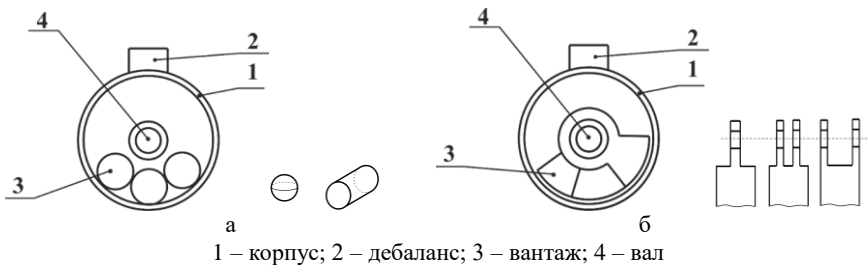


Рис. 1. Двочастотний збудник вібрацій (пат. 92337 України на корисну модель)

Запропоновані відповідні способи збудження двочастотних вібрацій і конструкції нових віброзбудників, наведені приклади їх застосування у одно-, дво-, тримасових вібромашинах з різною кінематикою руху платформ.

Розроблено наближену теорію двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда. Для її побудови, за результатами проведеного у розділі 1 огляді літератури прийняті такі припущення:

1) двочастотні вібрації збуджуються автобалансиром при малій кількості масла в корпусі автобалансира (при малих силах в'язкого опору, що діють на вантажі під час руху у корпусі автобалансира);

2) вантажі у корпусі віброзбудника збираються разом, чим створюють умовний складений вантаж, який не може наздогнати корпус віброзбудника і застряє на одній з резонансних частот коливань вібромашини, чим збуджує відповідну форму резонансних коливань вібромашини;

3) амплітуда резонансних коливань майже не залежить від швидкості обертання корпусу віброзбудника, але її можна змінювати зміною кількості вантажів у віброзбуднику;

4) якщо на корпусі віброзбудника закріпити дебалансну масу, то вона

буде обертатися синхронно з корпусом і буде збуджувати швидкі (нерезонансні) коливання з частотою обертання корпусу віброзбудника;

5) якщо платформи вібромашини встановлені на лінійні пружно-в'язкі опори, то автобалансир працює як два незалежних віброзбудника – повільних резонансних коливань і швидких (нерезонансних) коливань.

Перевірено працездатність нового способу і наближеної теорії комп'ютерним 3D моделюванням динаміки вібромашин у САПР SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion. Моделювання проведено для: одномасових вібромашин з поступальним прямолінійним (рис. 2, а), поступальним плоским, обертальним (рис. 2, б) рухом віброплатформи; повнорозмірної 3D-моделі грохоту ГЛ-42.

В результаті моделювання одержувалися таблиці даних з значеннями вібропереміщень у контрольних точках моделі (на платформі вібромашини). Таблиця даних оброблялася методами регресійного аналізу. В результаті визначалися: резонансна частота коливань платформи; закони коливань контрольної точки від одних куль, від дебалансної маси на корпусі віброзбудника, від двох цих факторів одночасно.

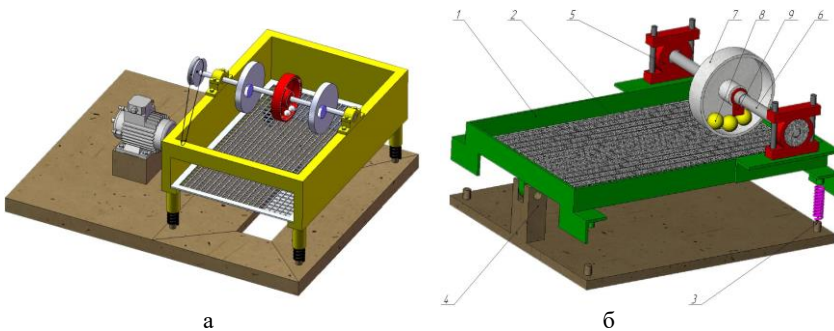
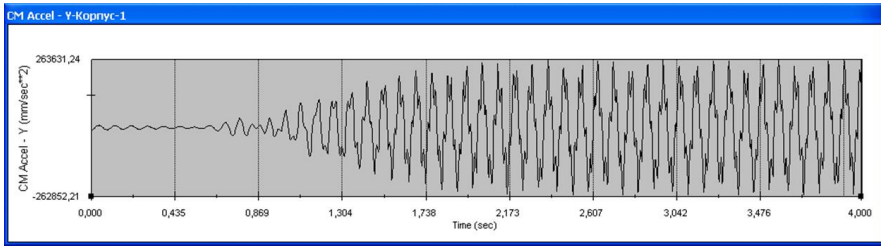


Рис. 2. 3D-моделі вібромашин

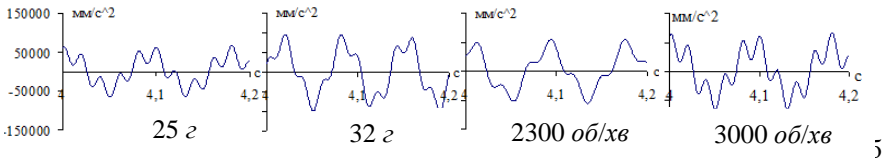
Підтверджені основні припущення наближеної теорії. Зокрема встановлено, що після пуску вібромашини, незважаючи на сильну асиметрію опор з часом встановлюється майже ідеальний двочастотний режим руху (рис. 3, а).

Автобалансир працює як два незалежні інерційні віброзбудники. Амплітуда повільних коливань прямопропорційна сумарній масі куль, а швидких – масі дебалансу на корпусі (рис. 3, б). Декартові координати точок коробу коливаються за двочастотними законами. Перша частота є частотою застрягання куль, друга – частотою обертання корпусу.

Наближена теорія і запропоновані технічні рішення дозволяють проектувати двочастотні вібромашини з майже незмінними динамічними характеристиками навколорезонансного режиму коливань. Швидкими вібраціями можна керувати зміною частоти обертання корпусу віброзбудника.



а



б

Рис. 3. Дослідження двочастотного режиму руху вібромашини

Встановлені такі недоліки наближеної теорії:

- складений вантаж застрягає на частоті, дещо меншій за резонансну, через що збуджуються менш інтенсивні навколорезонансні вібрації;
- частота застрягання складеного вантажу наближається до резонансної із збільшенням частоти обертання корпусу віброзбудника;
- збільшення сил в'язкого опору руху вантажів призводить до збільшення амплітуди повільних коливань шляхом наближення частоти застрягання складеного вантажу до резонансної.

Отже, похибку вносить резонансна (повільна) складова коливань і теорія двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда потребує подальшого розвитку.

У третьому розділі побудована узагальнена модель одномасової вібромашини з поступальним рухом платформи й кульовим, роликовим або маятниковим віброзбудником. Знайдені двочастотні режими руху вібромашини. Досліджено: кількість, умови існування і стійкість двочастотних режимів руху; стійкість режимів застрягання; енергоефективність вібромашини; режими застрягання аналітичним методом. За результатами досліджень розроблені методи дослідження динаміки дво- і трьохмасових вібромашин.

Вібромашина складається (рис. 4, а) із платформи, маси M і віброзбудника кульового, роликового (рис. 4, б) або маяткового (рис. 4, в) типу.

Платформа може рухатися тільки прямолінійно поступально завдяки двом нерухомим напрямним. Напрямок руху платформи утворює з вертикаллю кут α . Платформа опирається на пружно-в'язку опору з коефіцієнтом жорсткості k і в'язкості b . Положення платформи визначається відносно нерухомих осей X, Y . Початок осей обраний так, що координата Y платформи дорівнює нулю в положенні статичної рівноваги платформи.

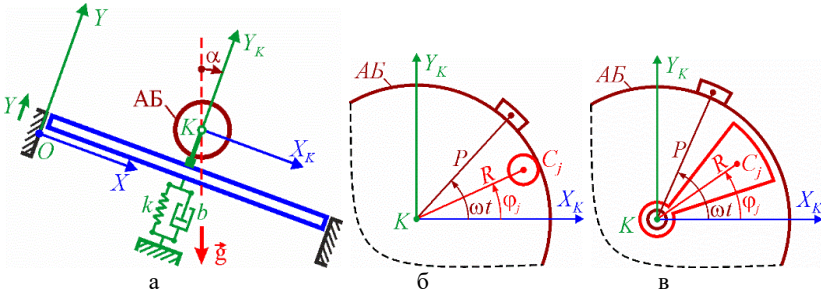


Рис. 4. Модель одномасової вібромашини, кінематика руху

Корпус (віброзбудника) обертається навколо вала – точки K з постійною кутовою швидкістю ω . Центр мас корпусу знаходиться у точці K . Він має масу M_K і осьовий момент інерції J_K відносно осі обертання. З корпусом жорстко зв'язана точкова дебалансна маса μ , розташована на відстані P від точки K . Її положення щодо корпусу визначає кут ωt , де t – час.

У корпусі віброзбудника розміщено N однакових вантажів. Маса одного вантажу m . Центр мас вантажу може рухатися по окружності радіуса R із центром у точці K (рис. 4, б, в). Положення вантажу номер j щодо корпусу визначає кут φ_j , $/j = \overline{1, N}/$. Прі русі вантажу щодо корпусу на вантаж діє Ньютонівська сила в'язкого опору, що має модуль

$$F_j = b_w V_j^{(r)} = b_w R |\varphi_j' - \omega|, \quad /j = \overline{1, N}/, \quad (1)$$

де b_w – коефіцієнт сили в'язкого опору, $V_j^{(r)} = R |\varphi_j' - \omega|$ – модуль швидкості руху центру мас вантажу номер j щодо корпусу й штрих за величиною позначає похідну за часом t .

Диференціальні рівняння руху вібромашини у безрозмірному вигляді:

$$\ddot{y} + 2h\dot{y} + y + \ddot{s}_y = \delta n^2 \sin n\tau,$$

$$\ddot{\varphi}_j + \varepsilon\beta(\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon\dot{y} \cos \varphi_j = 0, \quad /j = \overline{1, N}/. \quad (2)$$

В (2) крапка над величиною позначає похідну за безрозмірним часом, і:

– безрозмірні змінні й час

$$s_x = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j, \quad \tau = \tilde{\omega} t, \quad y = Y M_\Sigma / (N m R); \quad (3)$$

– безрозмірні параметри

$$h = b / (2 M_\Sigma \tilde{\omega}), \quad n = \omega / \tilde{\omega}, \quad \varepsilon = N m / (\kappa M_\Sigma), \quad \beta = b_w M_\Sigma / (N m^2 \tilde{\omega}),$$

$$\delta = \mu P / (N m R), \quad \sigma = g / (\kappa R \tilde{\omega}^2). \quad (4)$$

В свою чергу в (3), (4):

– сумарна маса платформи і віброзбудника

$$M_\Sigma = M + M_c + N m; \quad (5)$$

– характерний масштаб часу

$$\tilde{\omega} = \sqrt{k / M_{\Sigma}}; \quad (6)$$

– безрозмірний коефіцієнт, що дорівнює, відповідно, для кулі, ролика й маятника

$$\kappa = \{7/5, 3/2, 1 + J_c / (mR^2)\}. \quad (7)$$

Зауважимо, що в реальних вібромашинах безрозмірні параметри ε , h є величинами першого порядку малості.

Двочастотний режим руху платформи, знайдений у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$):

$$y_0(\tau) = \frac{\mathfrak{A}\Omega^2}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2} \left[(1-\Omega^2) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) - 2h\Omega \cos(\Omega\tau + \gamma_0) \right] + \frac{\delta n^2}{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2} \left[(1-n^2) \sin(n\tau) - 2hn \cos(n\tau) \right]. \quad (8)$$

Амплітуди повільних (резонансних) і швидких коливань платформи

$$Am_P(s, \Omega) = \frac{\mathfrak{A}\Omega^2}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2}}, \quad Am_P(\delta, n) = \frac{\delta n^2}{\sqrt{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2}}. \quad (9)$$

За величинами першого порядку малості знайдено рівняння для пошуку частот застрягання вантажів

$$P(\Omega) = \chi\Omega^5 - (n-\Omega)[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2] = 0, \quad \chi = sh/\beta. \quad (10)$$

Поправка до y_0 буде порядку ε . Для реальних вібромашин $\varepsilon < 1/50$ і тому поправка не перевищить 2% від вже знайденого двочастотного режиму руху.

Розв'язок рівняння (10) у параметричному вигляді має вигляд

$$n(\Omega) = \Omega + \frac{\chi\Omega^5}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2}, \quad \Omega \in (0, +\infty). \quad (11)$$

Встановлено, що коли $\chi \sim 1$, $h \ll 1$ чи $\chi \ll 1$, $h \ll 1$ у системи, в залежності від швидкості обертання ротора, існує одна чи три можливі частоти застрягання складеного вантажу. При $h \sim 1$ на будь-якій швидкості обертання ротора у системи існує єдина можлива частота застрягання складеного вантажу, що близька до швидкості обертання ротора.

У критичних випадках

$$\frac{dn(\Omega)}{d\Omega} = 1 + \frac{\chi\Omega^4 [(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2]}{[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2]^2} = 0. \quad (12)$$

– частоти застрягання зливаються і тому стають кратними.

Встановлено, що у рівняння (12) тільки при невеликих h можуть існувати два додатних дійсних кореня, таких, що $1 < \Omega_{c1} < \Omega_{c2} < \sqrt{5}$. Двом кореням відповідають дві біфуркаційні швидкості обертання ротора $n_{b1} = n(\Omega_{c2})$, $n_{b2} = n(\Omega_{c1})$, такі, що $1 < n_{b1} < n_{b2}$.

У випадку малих сил в'язкого опору в опорах існують три характерні швидкості обертання ротора. При їх переході змінюється кількість чи

властивості можливих частот застрягання складеного вантажу. При цьому $1 < n_{b1} < n^* < n_{b2}$ і на швидкостях обертання ротора:

– менших n_{b1} ($0 < n < n_{b1}$) існує єдина частота застрягання вантажу Ω_1 , причому $0 < \Omega_1 < 1$;

– що перевищують n_1 але менші за n^* ($n_{b1} < n < n^*$), існують три частоти застрягання вантажу $\Omega_{1,2,3}$, такі, що $0 < \Omega_1 < 1 < \Omega_2 < \Omega_3 < n$;

– що перевищують n^* , але менші за n_{b2} ($n^* < n < n_{b2}$), існують три частоти застрягання вантажу $\Omega_{1,2,3}$, такі, що $1 < \Omega_1 < \Omega_2 < \Omega_3 < n$;

– що перевищують n_{b2} ($n > n_{b2}$), існує єдина частота застрягання вантажу Ω_3 , така, що $1 < \Omega_3 < n$.

Додаткова характерна швидкість обертання ротора

$$n^* = n(1) = 1 + \chi / (4h^2) = 1 + s / (4\beta h). \quad (13)$$

За теорією біфуркацій рухів різні режими застрягання складеного вантажу можуть набувати чи втрачати стійкість тільки при переході через точки біфуркацій рухів. На підставі цієї теорії зроблені такі припущення на випадок багатомасової вібрмашини (декількох резонансних частот):

– на невеликих і великих швидкостях обертання ротора у вібрмашини існує один єдиний режим застрягання складеного вантажу;

– нові режими застрягання з'являються парами з частотою, більшою за чергову резонансну і зникають парами через злиття в околі певної резонансної частоти коливань платформ;

– стійкими є тільки непарні режими застрягання, якщо їх пронумерувати у порядку зростання кутових швидкостей застрягання складеного вантажу.

Результати, одержані при якісній оцінці поведінки системи дозволили розробити аналітико-числовий метод досліджень, що включає такі етапи.

1. Визначаються критичні частоти застрягання складеного вантажу (з рівняння (12) визначаються дві такі частоти: $\Omega_{c1}, \Omega_{c2} : \Omega_{c2} > \Omega_{c1}$).

2. Визначаються біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора (за формулою (11) такі швидкості дві $n_{b1} = n(\Omega_{c2}), n_{b2} = n(\Omega_{c1}) : n_{b1} < n_{b2}$).

3. Для кожного режиму застрягання обчислюються у параметричному вигляді відповідні швидкості обертання ротора (за формулою (12) 3 режими)

$$\begin{aligned} n_1(\Omega) &= n(\Omega), \quad \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \quad n_2(\Omega) = n(\Omega), \quad \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ n_3(\Omega) &= n(\Omega), \quad \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty). \end{aligned} \quad (14)$$

За результатами обчислень у площині (n, Ω) будуються графіки знайдених режимів $(n_i(\Omega), \Omega), / i = 1, 2, 3 /$.

4. Для кожного режиму застрягання (за формулою (9)) обчислюються у параметричному вигляді відповідні амплітуди резонансних коливань

$$\begin{aligned} Amp_1(s, \Omega) &= Amp(s, \Omega), \quad \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \\ Amp_2(s, \Omega) &= Amp(s, \Omega), \quad \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ Amp_3(s, \Omega) &= Amp(s, \Omega), \quad \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty). \end{aligned} \quad (15)$$

За результатами обчислень у площині (n, Amp) будуються графіки $(n_i(\Omega), Amp_i(s, \Omega))$, $/i=1,2,3/$.

Ефективність розробленого аналітико-числового методу досліджень перевірена обчислювальним експериментом. Розрахункові данні:

$$\chi=0,02; h=0,025; \varepsilon=0,01; \beta=0,025; s=1. \quad (16)$$

Етап 1. З (12) знайдені дві біфуркаційні швидкості застрягання складеного вантажу $\Omega_{c1}=1,0010178$; $\Omega_{c2}=1,1864703$.

Етап 2. З (11) знайдені дві біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора, а (13) – додаткова характерна швидкість:

$$n_{b1} = n(\Omega_{c2}) = 1,3249797; \quad n^* = 5; \quad n_{b2} = n(\Omega_{c1}) = 5,00661144. \quad (17)$$

Етап 3. На рис. 5, а, за формулами (14), побудовані графіки можливих частот застрягання вантажу в залежності від швидкості обертання ротора.

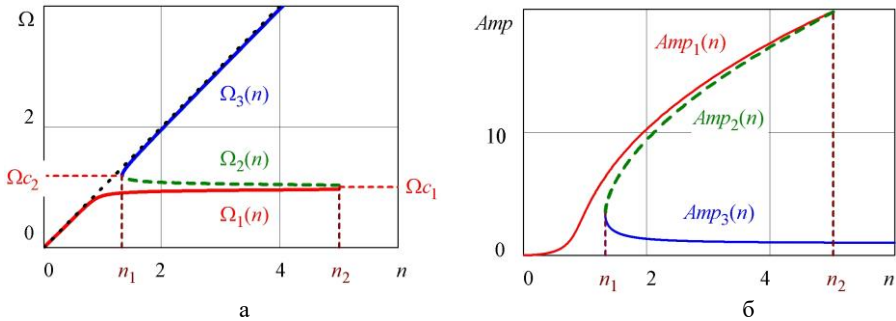


Рис. 5.

Також показана нумерація режимів застрягання, біфуркаційні швидкості обертання ротора і відповідні біфуркаційні кутові швидкості застрягання складеного вантажу.

Етап 4. На рис. 5, б, за формулами (15), побудована амплітудно-частотна характеристика для різних режимів застрягання складеного вантажу.

Характерні швидкості обертання ротора n_{b1} , n_{b2} є точками біфуркацій. В точці n_{b1} зароджуються режими застрягання Ω_2 і Ω_3 , а в точці n_{b2} – зникають режими застрягання Ω_1 і Ω_2 . Стійкими є тільки непарні режими застрягання. На рис. 5 стійкі режими застрягання показані суцільними лініями, а не стійкий – пунктиром. Ці рисунки можна прийняти за неповну біфуркаційну діаграму рухів. Діаграма не повна, бо враховує не всі можливі усталені режими руху вібромашини.

Інтегруванням диференціальних рівнянь руху у випадку двох вантажів встановлено наступне. На дорезонансних швидкостях обертання ротора ($n < 1$) глобально асимптотично стійкий режим застрягання Ω_1 . Перший режим застрягання Ω_1 існує і є стійким при розгоні ротора до будь-якої швидкості, меншої за другу біфуркаційну. Перший режим застрягання починає

проявлятися ще при розгоні ротора. Він стійкий у всій області власного існування. На зарезонансних швидкостях обертання ротора ($n > 1$) стає локально асимптотично стійким режим автобалансування. На швидкостях обертання ротора, більших за першу біфуркаційну швидкість ($n > n_1$) існує і локально асимптотично стійкий третій режим застрягання Ω_3 . В діапазоні обертання ротора з швидкостями між першою і другою біфуркаційною ($n_{b1} < n < n_{b2}$) теоретично існує другий режим застрягання Ω_2 . Але він нестійкий при будь-яких початкових умовах. Отже, в діапазоні $n \in (n_{b1}, n_{b2})$ локально асимптотично стійкі перший і третій режими застрягання, та режим автобалансування. Настання певного режиму залежить від початкових умов. Другий режим застрягання не стійкий. На швидкостях обертання ротора, більших за другу біфуркаційну швидкість локально асимптотично стійкі як третій режим застрягання, так і режим автобалансування.

У випадку одного вантажу у вібромашини існують тільки режими застрягання. Обчислювальний експеримент показує, що:

- при обертанні ротора з швидкостями, меншими за першу біфуркаційну швидкість n_{b1} глобально асимптотично стійкий режим застрягання Ω_1 ;
- при обертанні ротора з швидкостями, більшими за першу біфуркаційну швидкість n_{b1} , але меншими за другу – n_{b2} локально асимптотично стійкі непарні режими застрягання (Ω_1, Ω_3), а парний режим (Ω_2) – нестійкий;
- при обертанні ротора з швидкостями, більшими за другу біфуркаційну швидкість n_{b2} глобально асимптотично стійкий режим застрягання Ω_3 .

При перевищенні ротором другої біфуркаційної швидкості обертання резонансний режим застрягання замінюється на третій режим застрягання і значно більшою частотою обертання вантажів. При цьому значно падає амплітуда коливань платформи, але збільшується їх частота. Це можна використовувати для створення комбінованої вібромашини, що працює як в резонансному, так і в нерезонансному режимах.

Оцінено енергоефективність чисто резонансних коливань. Знайдено коефіцієнт корисної дії

$$\eta(\Omega) = \frac{\bar{p}_p(\Omega)}{\bar{p}_s(\Omega)} = \frac{\beta[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2]}{\beta[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2] + s^2h\Omega^4}. \quad (18)$$

ККД на резонансі

$$\eta_{\min} = \eta(1) = 4\beta h / (s^2 + 4\beta h). \quad (19)$$

З (19) видно, що для отримання енергійних коливань платформи із одночасним збільшенням ККД вібромашини необхідно:

- зменшувати сили в'язкого опору в опорах (h);
- збільшувати сили в'язкого опору, що діють на вантажі при русі відносно корпусу (β) так, щоб збільшувався добуток βh .

Методом розкладання коренів алгебраїчних рівнянь за степенями малого параметра знайдені частоти застрягання вантажів як функції кутової швидкості обертання ротора (табл. 1).

Частоти застрягання вантажів як функції швидкості обертання ротора

№ п/п	Співвідношення малості між параметрами	Частоти застрягання вантажів – розкладання корінь полінома (10)
1	$n \sim \varepsilon$	$\Omega_1 \approx n(1 - \chi n^4)$
2	$n \sim 1/\varepsilon$	$\Omega_1 \approx \frac{n}{1 + \chi} - \frac{2\chi(1 - 2h^2)}{n}$
3.1	$ n-1 \sim 1, \chi \sim \varepsilon, h \sim \varepsilon$	$\Omega_{1/2} \approx 1 \mp \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\chi}{n-1} + \frac{\chi(4n-3)}{8(n-1)^2}}, \Omega_3 \approx n - \frac{\chi n^5}{(n^2-1)^2};$
3.2	$n \approx n_1: (n-1) \sim \sqrt[3]{\varepsilon}, \chi, h \sim \varepsilon$	$\Omega_1 \approx 1 - \frac{1}{4} \sqrt[3]{4\chi(1-w/3)}, \Omega_{2/3} \approx 1 + \frac{1}{2} \sqrt[3]{4\chi(1 \mp \sqrt{w} + 2w/3)}; w = \frac{4(n-1)}{3 \sqrt[3]{4\chi}} - 1$
3.3	$n \approx n^*: n \sim 1/\varepsilon^2, h \sim \varepsilon$	$n \approx \frac{\chi}{4h^2} + 1 + \frac{9}{16} \chi + \sigma h^2, \Omega_{1/2} \approx 1 + \frac{3}{2} h^2 \mp h^3 \sqrt{\frac{96 + 81\chi - 64\sigma}{16\chi^2}}, \Omega_3 \approx \frac{n}{1 + \chi} - \frac{2\chi}{n}$
4	$\chi \sim \varepsilon, \varepsilon \ll 1$	$\Omega_1 \approx n - \frac{\chi n^5}{(n^2-1)^2 + 4h^2 n^2}$
5	$\chi \sim 1/\varepsilon, \varepsilon \ll 1$	$\Omega_1 \approx \sqrt[3]{n/\chi}$

Знайдені розкладання біфуркаційних швидкостей і критичних частот застрягання:

$$\Omega_{c2,3} \approx 1 + \sqrt[3]{\frac{\chi}{2}} + \frac{(\chi - 2h^2)}{3} \sqrt[3]{\frac{2}{\chi}} - \frac{h^2(4h^2 + 7\chi)}{6\chi},$$

$$n_{b1} \approx 1 + \frac{3}{4} \sqrt[3]{4\chi} + \frac{(2\chi - h^2)}{2} \sqrt[3]{\frac{2}{\chi}} + \frac{53}{48} \chi - \frac{7}{6} h^2 - \frac{h^4}{3\chi};$$

$$\Omega_{c1,2} \approx 1 + h^2 \frac{3\chi + 4h^2}{2\chi} + h^4 \frac{9\chi^3 + 30h^2\chi^2 + 48h^4\chi + 32h^6}{2\chi^3},$$

$$n_{b2} \approx \frac{\chi}{4h^2} + 1 + \frac{(3\chi + 4h^2)^2}{16\chi} + \frac{(3\chi + 4h^2)^2(9\chi^2 + 8h^2\chi + 16h^4)}{64\chi^3} h^2. \quad (20)$$

Аналітичний пошук частот застрягання складеного вантажу, біфуркаційних швидкостей обертання ротора є складною і трудомісткою математичною задачею. Із застосуванням цього методу можна дослідити

двочастотні вібронашини з невеликою степеню вільності.

У четвертому розділі побудована узагальнена модель двомасової вібронашини з прямолінійним поступальним рухом платформ і вібробудником шарового, роликowego або маятникового типу. Модель вібронашини зображено на рис. 6. Вібронашина складається із двох платформ масою M_1 і M_2 . Кожну платформу утримують зовнішні пружно-в'язкі опори з коефіцієнтом жорсткості k_i і в'язкості b_i , $i=1,2$. Між собою платформи з'єднує внутрішня пружно-в'язка опора з коефіцієнтом жорсткості k_{12} і в'язкості b_{12} .

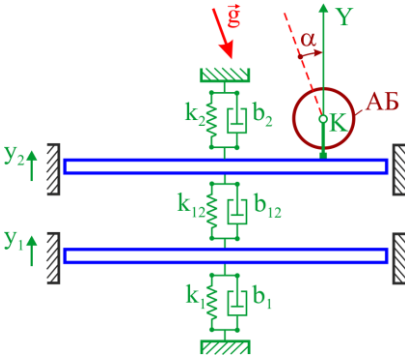


Рис. 6. Узагальнена модель двомасової вібронашини – кінематика руху платформи (схема повернена на кут α)

Платформи можуть рухатися тільки прямолінійно поступально завдяки нерухомим напрямним. Напрямок руху платформ утворює з вертикаллю кут α . Координати Y_1 , Y_2 платформ відлічуються від положень статичної рівноваги платформ.

На другу платформу встановлено вібробудник – кульовий, роликівий (рис. 4, б) або маятниковий (рис. 43, в).

Диференціальні рівняння руху вібронашини у безрозмірному вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12}(\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2(\rho y_1 - y_2) &= 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12}(\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2(\rho y_1 - y_2) + \ddot{s}_y &= \delta n^2 \sin n\tau, \\ \ddot{\varphi}_j + \varepsilon \beta(\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 \cos \varphi_j &= 0, \quad / j = \overline{1, N} /. \end{aligned} \quad (21)$$

В (21):

– безрозмірні змінні й час

$$s_x = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j, \quad \tau = \tilde{\omega} t, \quad y_1 = Y_1 / (\rho \tilde{Y}), \quad y_2 = Y_2 / \tilde{Y}; \quad (22)$$

– безрозмірні параметри

$$\begin{aligned} n_1^2 &= k_1 / (M_1 \tilde{\omega}^2), \quad n_{12}^2 = k_{12} / (M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2), \quad n_2^2 = k_2 / (M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2), \quad h_1 = b_1 / (2M_1 \tilde{\omega}), \\ h_{12} &= b_{12} / (2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}), \quad h_2 = b_2 / (2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}), \quad n = \omega / \tilde{\omega}, \quad \varepsilon = Nm / (\kappa M_{2\Sigma}), \\ \beta &= b_w M_{2\Sigma} / (Nm^2 \tilde{\omega}), \quad \delta = \mu P / (NmR), \quad \sigma = g / (\kappa R \tilde{\omega}^2). \end{aligned} \quad (23)$$

В свою чергу в (22), (23):

– характерні масштаби ($\tilde{\omega}$ залишений не визначеним)

$$\rho = M_{2\Sigma} / M_1, \quad \tilde{Y} = NmR / M_{2\Sigma}; \quad (24)$$

– сумарна маса другої платформи з вібробудником

$$M_{2\Sigma} = M_2 + M_c + Nm; \quad (25)$$

– коефіцієнт k із (9).

Двочастотний режим руху платформ у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$) має вигляд

$$Y_i(\tau) = X_{2i-1}(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_{2i}(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0) + X_{2i-1}(n, \delta) \sin(n\tau) + X_{2i}(n, \delta) \cos(n\tau), \quad / i=1,2 / . \quad (26)$$

В (26) $X_j(q, F)$, $/ j=1,2,3,4 /$ є розв'язками алгебраїчного рівняння

$$\mathbf{X}(q, F) = \mathbf{A}(q)^{-1} \mathbf{B}(q, F), \quad (27)$$

$$\text{де } A(q) = \begin{pmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & a_{13}(q) & a_{14}(q) \\ -a_{12}(q) & a_{11}(q) & -a_{14}(q) & a_{13}(q) \\ \rho a_{13}(q) & \rho a_{14}(q) & a_{33}(q) & a_{34}(q) \\ -\rho a_{14}(q) & \rho a_{13}(q) & -a_{34}(q) & a_{33}(q) \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{X}(q, F) = \|X_i\|_i^4, \quad \mathbf{B}(q, F) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & Fq^2 & 0 \end{pmatrix}^T. \quad (28)$$

В свою чергу в (28)

$$a_{11}(q) = n_1^2 + \rho n_{12}^2 - q^2, \quad a_{12}(q) = -2q(h_1 + \rho h_{12}), \quad a_{13} = -n_{12}^2, \quad a_{14}(q) = 2qh_{12}, \\ a_{33}(q) = n_2^2 + n_{12}^2 - q^2, \quad a_{34}(q) = -2q(h_2 + h_{12}), \quad b_3(q, F) = Fq^2. \quad (29)$$

В першому наближенні поправки до y_1 , y_2 будуть порядку ε . Для реальних вібромашин $\varepsilon < 50$ і тому поправки не перевищать 2% від уже знайденого двочастотного режиму руху.

Амплітуди повільних і швидких коливань платформ:

$$Amp_i(\Omega, s) = \sqrt{X_{2i-1}^2(\Omega, s) + X_{2i}^2(\Omega, s)}, \\ Amp_i(n, \delta) = \sqrt{X_{2i-1}^2(n, \delta) + X_{2i}^2(n, \delta)}, \quad / i = \overline{1,2} / . \quad (30)$$

За величинами першого порядку малості знайдено рівняння для пошуку частот застрягання вантажів

$$P(\Omega, n) = 2\beta(n - \Omega)\Delta(\Omega) + \Omega^2\Delta_4(\Omega, s) = 0, \quad (31)$$

де

$$\Delta(q) = |A(q)|, \quad \Delta_4(q, F) = \begin{vmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & a_{13}(q) & 0 \\ -a_{12}(q) & a_{11}(q) & -a_{14}(q) & 0 \\ \rho a_{13}(q) & \rho a_{14}(q) & a_{33}(q) & b_3(q, F) \\ -\rho a_{14}(q) & \rho a_{13}(q) & -a_{34}(q) & 0 \end{vmatrix}. \quad (32)$$

Розв'язок рівняння частот застрягання складеного вантажу (31) у параметричному вигляді

$$n(\Omega) = \Omega[2\beta\Delta(\Omega) - \Omega\Delta_4(\Omega, s)] / [2\beta\Delta(\Omega)] = 0, \quad \Omega \in (0, +\infty). \quad (33)$$

У площині (n, Ω) можна будувати графік функції $(n(\Omega), \Omega)$. В точках біфуркації рухів відбувається зародження або злиття пари частот застрягання. При цьому

$$\frac{dn(\Omega)}{d\Omega} = \frac{1}{2\beta\Delta^2(\Omega)} \left\{ 2\beta\Delta^2(\Omega) - 2\Omega\Delta_4(\Omega, s)\Delta(\Omega) + \right. \\ \left. + \Omega^2 \left[\Delta_4(\Omega, s) \frac{d\Delta(\Omega)}{d\Omega} - \Delta(\Omega) \frac{d\Delta_4(\Omega, s)}{d\Omega} \right] \right\} = 0. \quad (34)$$

Застосовано розроблений аналітико-числовий метод дослідження резонансних вібрацій для двомасової вібромашини при наступних даних:

$$n_1 = 1; n_{12} = 2; n_2 = 0; \rho = 0,1; F = 1; \beta = 0,3; h_1 = 0,1; h_{12} = 0,1; h_2 = 0; \sigma = 0. \quad (35)$$

Знайдені резонансні частоти коливань системи $n_{r1} = 0,941; n_{r2} = 2,125$.

Етап 1. Критичні частоти застрягання вантажів – корні рівняння (27):

$$\Omega_{c1} = 0,9616; \Omega_{c2} = 1,1606; \Omega_{c3} = 2,1332; \Omega_{c4} = 3,5256. \quad (36)$$

Етап 2. Відповідні біфуркаційні швидкості обертання ротора, розташовані у порядку зростання:

$$n_{b1} = 1,6516; n_{b2} = 2,1597; n_{b3} = 6,3684; n_{b4} = 58,2407. \quad (37)$$

Етап 3. На рис. 7 побудовані графіки 5-і можливих режимів застрягання вантажів (36), причому суцільними лініями показані стійкі (непарні) режими застрягання, а пунктирними – нестійкі (парні).

Етап 4. На рис. 8 побудовані графіки можливих амплітуд повільних коливань платформ, причому суцільними лініями зображені амплітуди, які відповідають стійким режимам застрягання, а пунктиром – нестійким.

Встановлено, що значні коливання 1-ї платформи можна досягти:

- у діапазоні (n_{b1}, n_{b2}) швидкостей обертання ротора при реалізації першого режиму застрягання;

- у діапазоні (n_{b3}, n_{b4}) швидкостей обертання ротора при реалізації третього режиму застрягання.

Порівнянням одномасової вібромашини з двомасовою встановлено:

- у двомасової вібромашини два діапазони кутових швидкостей обертання ротора, на яких доцільно використовувати вібромашину, а в одномасової – один;

- єдиний діапазон одномасової вібромашини приблизно відповідає першому діапазону двомасової вібромашини;

- у випадку двомасової вібромашини другий діапазон (n_{b3}, n_{b4}) набагато ширше першого діапазону (n_{b1}, n_{b2})

- двомасова вібромашина, у порівнянні з одномасовою має у два рази більше придатних для використання режимів застрягання вантажів, причому другий придатний режим має набагато більшу область існування й стійкості.

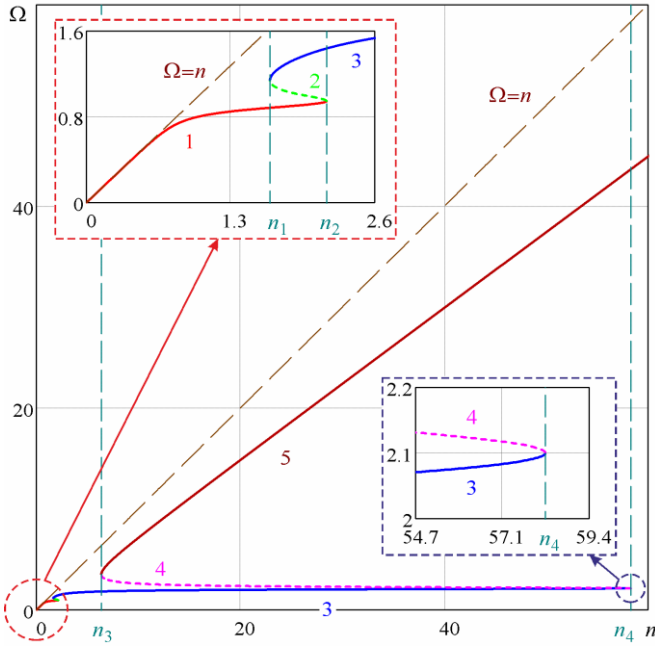


Рис. 7. Графіки можливих режимів застрягання вантажів:
 i – режим застрягання номер i , $i = \overline{1,5}$

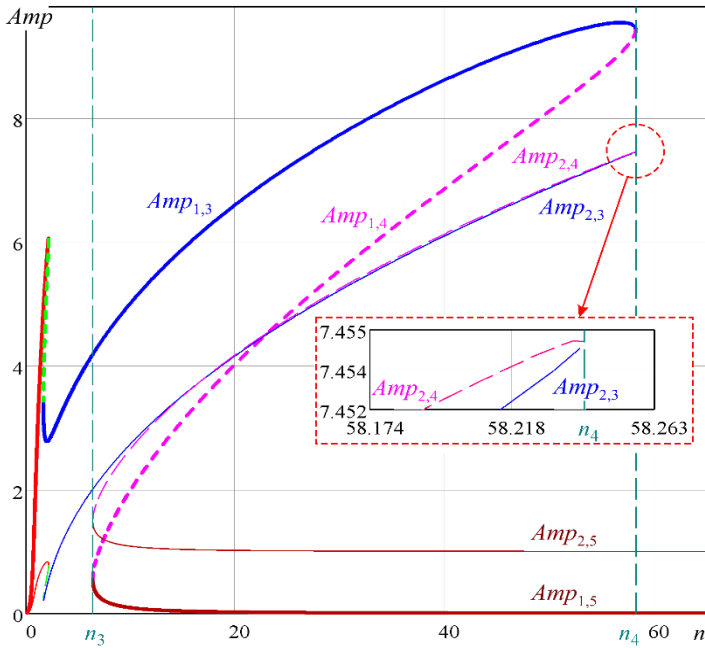


Рис. 8. Графіки можливих амплітуд повільних коливань платформ

Встановлено, що на усталені рухи зовнішні сили опору впливають так:

- зі зростанням h_1 перший діапазон зменшується аж до повного зникнення, другий діапазон практично не зменшується;
- зменшуючи h_1 можна значно збільшити перший діапазон, аж до перетину із другим;
- зі зростанням h_{12} другий діапазон зменшується аж до повного зникнення, а перший діапазон практично не зменшується;
- зменшуючи h_{12} можна значно збільшити другий діапазон, аж до перетинання з першим діапазоном.

Досліджено вплив на частоту застрягання вантажів безрозмірного коефіцієнта β сил в'язкості, що діють на вантажі. Встановлено, що

- зі зростанням β обоє діапазону зменшуються й наближаються до швидкості обертання ротора;
- зменшуючи β можна значно збільшити обоє діапазони.

Синтезована і досліджена динаміка резонансної протифазної двомасової вібромашини.

Знайдена кутова швидкість обертання вантажів, на якій вібромашини працює як ідеальна протифазна вібромашини при відсутності сил опору:

$$\Omega_w = \sqrt{(n_1^2 n_2^2 + n_1^2 n_{12}^2 + \rho n_2^2 n_{12}^2) / n_2^2}. \quad (38)$$

Знайдена умова, за якій Ω_w є резонансною частотою:

$$n_2 = n_1. \quad (39)$$

Встановлено, що при відсутності сил опору в опорах ($h_1, h_{12}, h_2=0$) у вібромашини існують дві резонансні частоти

$$n_1^{(r)} = n_1, \quad n_2^{(r)} = \sqrt{n_1^2 + (1+\rho)n_2^2}, \quad (n_2^{(r)} > n_1^{(r)}). \quad (40)$$

Їм відповідають дві форми резонансних коливань платформ. У першій формі коливань переважає складова, при якій платформи коливаються синфазно, а в другій – протифазно.

У п'ятому розділі побудована узагальнена модель трьохмасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформ і вібробудником кульового, роликівого або маятникового типу. Аналітично досліджено динаміку зазначеної машини. Аналітично синтезована і досліджена числовими методами трьохмасова антирезонансна вібромашини.

Узагальнена модель трьохмасової вібромашини зображена на рис. 9. Вібромашини складається із трьох платформ масою M_1, M_2 і M_3 . Кожну платформу утримують зовнішні пружно-в'язкі опори з коефіцієнтом жорсткості k_i і в'язкості $b_i, /i=1, 2, 3/$. Між собою платформи з'єднують внутрішні пружно-в'язкі опори з коефіцієнтами жорсткості k_{12}, k_{13}, k_{23} і в'язкості b_{12}, b_{13}, b_{23} . Платформи можуть рухатися тільки прямолінійно поступально завдяки нерухомим напрямним. Напрямок руху платформ утворює з вертикаллю кут α . Координати Y_1, Y_2, Y_3 платформ відлічуються від положень статичної рівноваги платформ.

На другу платформу встановлений віброзбудник – кульовий, роликівий (рис. 4, б) або маятниковий (рис. 4, в).

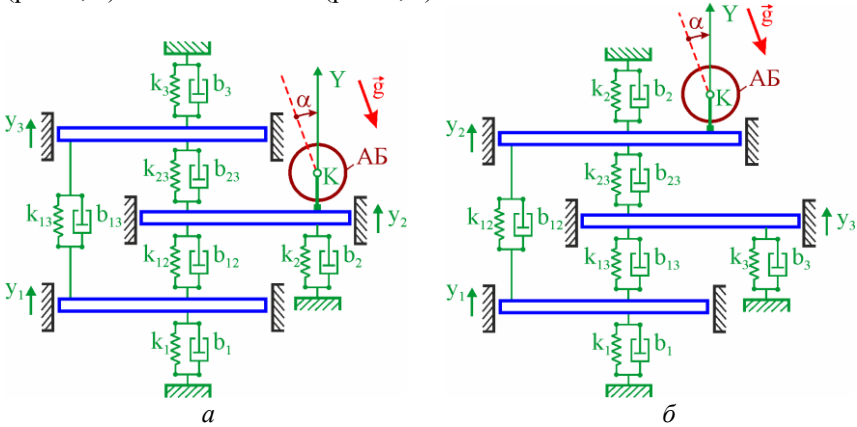


Рис. 9. Узагальнені моделі трьохмасових вібротомашин (повернені на кут α): а – віброзбудник установлений на середню, б – крайню платформу

Диференціальні рівняння руху вібротомашини у безрозмірному вигляді:

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_1 + 2h_1\dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12}(\rho_1\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2(\rho_1 y_1 - y_2) + \\
 + 2h_{13}(\rho_1\dot{y}_1 - \rho_3\dot{y}_3) + n_{13}^2(\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) = 0, \\
 \ddot{y}_2 + 2h_2\dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12}(\rho_1\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2(\rho_1 y_1 - y_2) + \\
 + 2h_{23}(\dot{y}_2 - \rho_3\dot{y}_3) + n_{23}^2(y_2 - \rho_3 y_3) + \ddot{s}_y = \delta n^2 \sin n\tau, \\
 \ddot{y}_3 + 2h_3\dot{y}_3 + n_3^2 y_3 - 2h_{13}(\rho_1\dot{y}_1 - \rho_3\dot{y}_3) - n_{13}^2(\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - \\
 - 2h_{23}(\dot{y}_2 - \rho_3\dot{y}_3) - n_{23}^2(y_2 - \rho_1 y_1) = 0, \\
 \ddot{\varphi}_j + \varepsilon\beta(\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon\ddot{y}_2 \cos \varphi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} /.
 \end{aligned} \quad (41)$$

В (41):

– безрозмірні змінні й час

$$\begin{aligned}
 y_1 = Y_1 / (\rho_1 \tilde{Y}), \quad y_2 = Y_2 / \tilde{Y}, \quad y_3 = Y_3 / (\rho_3 \tilde{Y}), \\
 s_x = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j, \quad \tau = \tilde{\omega} t;
 \end{aligned} \quad (42)$$

– безрозмірні параметри:

$$\begin{aligned}
 h_1 = \frac{b_1}{2M_1 \tilde{\omega}}, \quad h_2 = \frac{b_2}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad h_3 = \frac{b_3}{2M_3 \tilde{\omega}}, \quad h_{12} = \frac{b_{12}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad h_{13} = \frac{b_{13}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \\
 h_{23} = \frac{b_{23}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad n_1^2 = \frac{k_1}{M_1 \tilde{\omega}^2}, \quad n_2^2 = \frac{k_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad n_3^2 = \frac{k_3}{M_3 \tilde{\omega}^2}, \quad n_{12}^2 = \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2},
 \end{aligned}$$

$$n_{13}^2 = \frac{k_{13}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad n_{23}^2 = \frac{k_{23}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad n = \frac{\omega}{\tilde{\omega}}, \quad \varepsilon = \frac{Nm}{\kappa M_{2\Sigma}}, \quad \beta = \frac{b_w M_{2\Sigma}}{Nm^2 \tilde{\omega}},$$

$$\delta = \mu P / NmR, \quad \sigma = g / \kappa R \tilde{\omega}^2. \quad (43)$$

В свою чергу в (45) характерні масштаби ($\tilde{\omega}$ залишений не визначеним)

$$\tilde{Y} = NmR / M_{2\Sigma}, \quad \rho_1 = M_{2\Sigma} / M_1, \quad \rho_3 = M_{2\Sigma} / M_3. \quad (44)$$

В (43), (44) $M_{2\Sigma}$ із (21), κ із (9).

Двочастотний режим руху платформ у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$):

$$y_i(\tau) = X_{2i-1}(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_{2i}(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0) +$$

$$+ X_{2i-1}(n, \delta) \sin(n\tau) + X_{2i}(n, \delta) \cos(n\tau), \quad / i = \overline{1, 3} /. \quad (45)$$

В (26) $X_j(q, F)$, $/ j = \overline{1, 6} /$ є розв'язками алгебраїчного рівняння

$$\mathbf{X}(q, F) = \mathbf{A}(q)^{-1} \mathbf{B}(q, F), \quad (46)$$

де

$$\mathbf{A}(q) = \|a_{ij}(q)\|_i^6, \quad \mathbf{X}(q, F) = \|X_i\|_i^6, \quad \mathbf{B}(q, F) = (0 \quad 0 \quad Fq^2 \quad 0 \quad 0 \quad 0)^T. \quad (47)$$

В свою чергу в (47)

$$a_{11}(q) = n_1^2 + \rho_1(n_{12}^2 + n_{13}^2) - q^2, \quad a_{12}(q) = -2q[h_1 + \rho_1(h_{12} + h_{13})],$$

$$a_{13}(q) = -n_{12}^2, \quad a_{14}(q) = 2qh_{12}, \quad a_{15} = -n_{13}^2 \rho_3, \quad a_{16}(q) = 2qh_{13} \rho_3;$$

$$a_{21}(q) = -a_{12}(q), \quad a_{22}(q) = a_{11}(q), \quad a_{23}(q) = -a_{14}(q),$$

$$a_{24}(q) = a_{13}(q), \quad a_{25}(q) = -a_{16}(q), \quad a_{26} = a_{15}(q);$$

$$a_{31}(q) = -\rho_1 n_{12}^2, \quad a_{32}(q) = 2q\rho_1 h_{12}, \quad a_{33}(q) = n_2^2 + n_{12}^2 + n_{23}^2 - q^2,$$

$$a_{34}(q) = -2q(h_2 + h_{12} + h_{23}), \quad a_{35} = -n_{23}^2 \rho_3, \quad a_{36}(q) = 2qh_{23} \rho_3;$$

$$a_{41}(q) = -a_{32}(q), \quad a_{42}(q) = a_{31}(q), \quad a_{43}(q) = -a_{34}(q),$$

$$a_{44}(q) = a_{33}(q), \quad a_{45}(q) = -a_{36}(q), \quad a_{46} = a_{35}(q);$$

$$a_{51}(q) = -\rho_1 n_{13}^2, \quad a_{52}(q) = 2q\rho_1 h_{13}, \quad a_{53}(q) = -n_{23}^2, \quad a_{54}(q) = 2qh_{23},$$

$$a_{55}(q) = n_3^2 + (n_{13}^2 + n_{23}^2) \rho_3 - q^2, \quad a_{56}(q) = -2q[h_3 + (h_{13} + h_{23}) \rho_3];$$

$$a_{61}(q) = -a_{52}(q), \quad a_{62}(q) = a_{51}(q), \quad a_{63}(q) = -a_{54}(q),$$

$$a_{64}(q) = a_{53}(q), \quad a_{65}(q) = -a_{56}(q), \quad a_{66} = a_{55}(q). \quad (48)$$

Амплітуди повільних і швидких коливань платформ:

$$Amp_i(\Omega, s) = \sqrt{X_{2i-1}^2(\Omega, s) + X_{2i}^2(\Omega, s)},$$

$$Amp_i(n, \delta) = \sqrt{X_{2i-1}^2(n, \delta) + X_{2i}^2(n, \delta)}, \quad / i = 1, 2, 3 /. \quad (49)$$

За величинами першого порядку малості знайдено рівняння для пошуку частот застрягання вантажів

$$P(\Omega, n) = 2\beta(n - \Omega)\Delta(\Omega) + \Omega^2 \Delta_4(\Omega, s) = 0, \quad (50)$$

де

$$\Delta(q) = |A(q)|, \quad \Delta_4(q, F) = -sq^2 \begin{vmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & a_{13}(q) & a_{15}(q) & a_{16}(q) \\ a_{21}(q) & a_{22}(q) & a_{23}(q) & a_{25}(q) & a_{26}(q) \\ a_{41}(q) & a_{42}(q) & a_{43}(q) & a_{45}(q) & a_{46}(q) \\ a_{51}(q) & a_{52}(q) & a_{53}(q) & a_{55}(q) & a_{56}(q) \\ a_{61}(q) & a_{62}(q) & a_{63}(q) & a_{65}(q) & a_{66}(q) \end{vmatrix}. \quad (51)$$

Розв'язок рівняння частот застрягання складеного вантажу (50) у параметричному вигляді

$$n(\Omega) = \Omega[2\beta\Delta(\Omega) - \Omega\Delta_4(\Omega, s)] / [2\beta\Delta(\Omega)] = 0, \quad \Omega \in (0, +\infty). \quad (52)$$

У площині (n, Ω) можна будувати графік функції $(n(\Omega), \Omega)$. В точках біфуркації рухів відбувається зародження або злиття пари частот застрягання. При цьому

$$\frac{dn(\Omega)}{d\Omega} = \frac{1}{2\beta\Delta^2(\Omega)} \left\{ 2\beta\Delta^2(\Omega) - 2\Omega\Delta_4(\Omega, s)\Delta(\Omega) + \right. \\ \left. + \Omega^2 \left[\Delta_4(\Omega, s) \frac{d\Delta(\Omega)}{d\Omega} - \Delta(\Omega) \frac{d\Delta_4(\Omega, s)}{d\Omega} \right] \right\} = 0. \quad (53)$$

Встановлено, що при малих силах в'язкого опору в опорах у вібромашини залежно від швидкості обертання ротора кількість частот застрягання вантажів може бути 1, 3, 5 або 7. При цьому на малих або великих швидкостях обертання ротора існує тільки одна частота застрягання вантажів, еквівалентна швидкості обертання ротора.

Застосовано розроблений аналітико-числовий метод дослідження резонансних вібрацій вібромашини для синтезу і дослідженню динаміки антирезонансної тримасової вібромашини. У такої машини

$$n_1 = n_2 = n_{12} = 0, \quad h_1 = h_2 = h_{12} = 0. \quad (54)$$

У проектованої вібромашини активною (робочим органом) може бути платформа 1 або 2, а реактивною (динамічним віброгасником) – 2 або 1. Платформа 3 є проміжною. Вона опирається пружно-в'язко на фундамент.

На антирезонансному режимі руху вібромашини проміжна платформа майже не рухома, а платформи 1 і 2 коливаються в протифазі. Через це сила, що діє з боку вібромашини на фундамент мінімальна. Сам антирезонансний режим руху вібромашини є резонансним і відповідає одній з власних частот коливань вібромашини.

При відсутності сил опору в системі знайдено кутову швидкість обертання вантажів, на якій проміжна платформа нерухома

$$\Omega = n_{13} \sqrt{\rho_1}. \quad (55)$$

Знайдено умову, при якій ця швидкість буде резонансною вібромашини

$$n_{23} = n_{13} \sqrt{\rho_1}. \quad (56)$$

Знайдені резонансні частоти і пронумеровані у порядку зростання:

$$n_{r1/3} = \sqrt{0,5 \cdot [(\rho_1 + \rho_3 + \rho_1\rho_3)n_{13}^2 + n_3^2 \mp \sqrt{D}]}, \quad n_{r2} = n_{13} \sqrt{\rho_1}. \quad (57)$$

де

$$D = [(\rho_3 - \rho_1 + \rho_1 \rho_3) n_{13}^2 + n_3^2]^2 + 4 n_{13}^4 \rho_1 \rho_3 (\rho_1 + 1) > 0. \quad (58)$$

Проведений обчислювальний експеримент. Розрахункові дані:

$$\begin{aligned} n_{13} = n_{23} = 1; n_3 = 0,5; h_{13} = h_{23} = 0,01; h_3 = 0,01; \\ \rho_1 = 1; \rho_3 = 0,25; F = 1; \beta = 2; \varepsilon = 0,02; \sigma = 0. \end{aligned} \quad (59)$$

Три резонансні частоти коливань системи при відсутності сил опору:

$$n_{r1} = 0,39614; n_{r2} = 1,0; n_{r3} = 1,26217. \quad (60)$$

Етап 1. Шість критичних (біфуркаційних) значень частот застрягання вантажів знайдено як корні рівняння (53):

$$\Omega_{c(1-6)} = \{0,39637; 0,42316; 1,00016; 1,09908; 1,26251; 1,41131\}. \quad (61)$$

Етап 2. За формулою (52) знайдені і пронумеровані у порядку зростання шість відповідних біфуркаційних швидкостей обертання ротора:

$$n_{b(1-6)} = \{0,43984; 0,66525; 1,22507; 1,51629; 5,16456; 7,26216\}. \quad (62)$$

Етап 3. На рис. 10 за формулами (52) побудовані графіки 7-ми можливих режимів застрягання вантажів, причому суцільними лініями показані стійкі (непарні) режими застрягання, а пунктирними – нестійкі (парні).

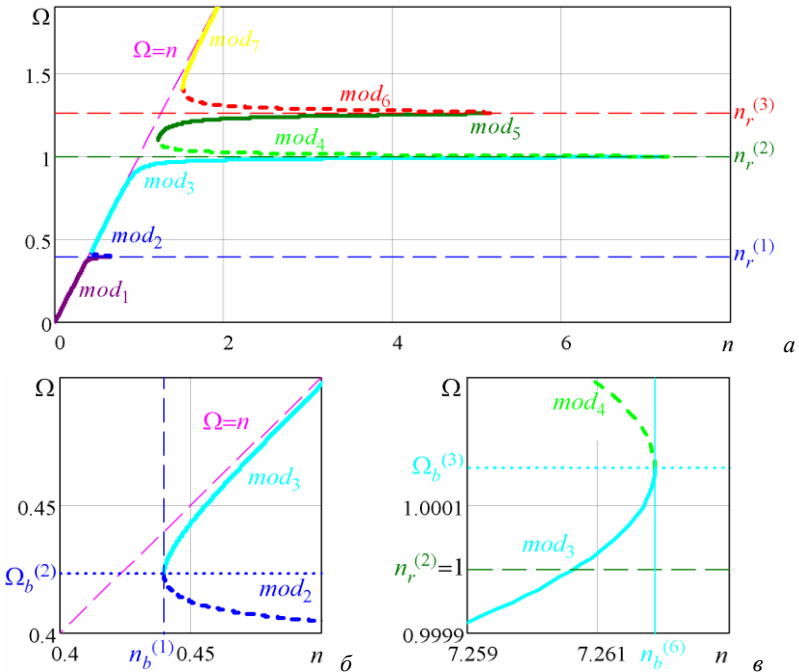


Рис. 10. Графіки можливих режимів застрягання вантажів залежно від швидкості обертання ротора: а – загальний вид; б – біля зародження режимів 2, 3; в – біля зникнення через злиття режимів 3 і 4

Етап 4. На рис. 11, за формулами (49) побудовані графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від частоти застрягання вантажів.

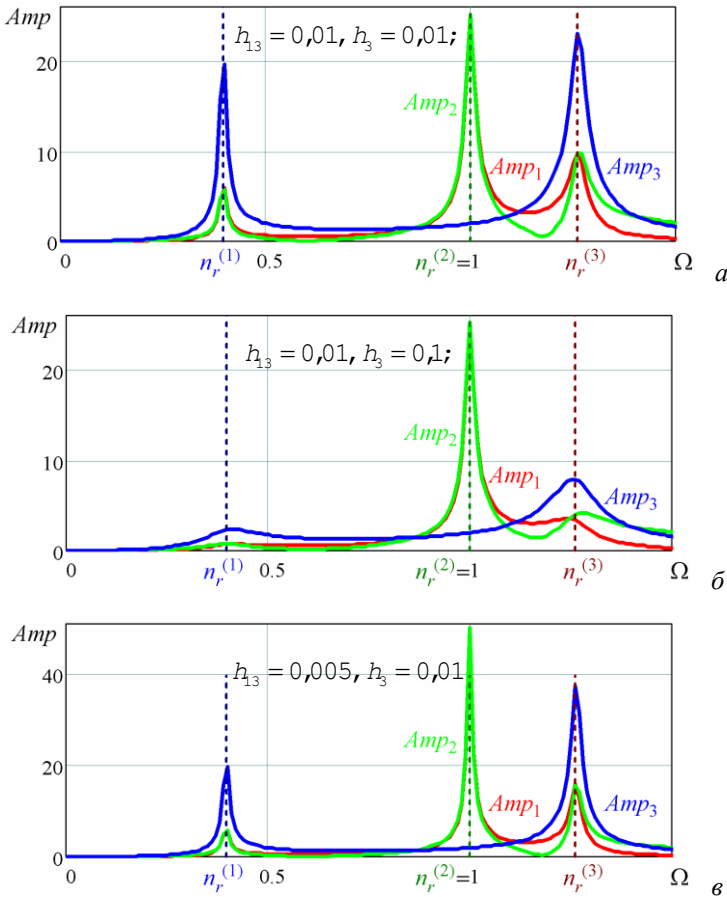


Рис. 11.

Встановлено, що:

– збільшення зовнішніх сил в'язкого опору, що діють на платформу 3 (h_3) практично не впливає на антирезонансний режим і зменшує амплітуди коливань платформ на першому й третьому резонансах (рис. 11, б);

– зменшення внутрішніх сил в'язкого опору, що діють між платформами 1, 3 і 2, 3 (h_{13}) майже не впливає на амплітуди коливань платформ на першому резонансі й збільшує амплітуди коливань платформ на другому й третьому резонансах (рис. 11, в).

Побудовано залежності амплітуд коливань платформ від частоти застрягання вантажів на стійкому антирезонансному режимі 3 (рис. 12).

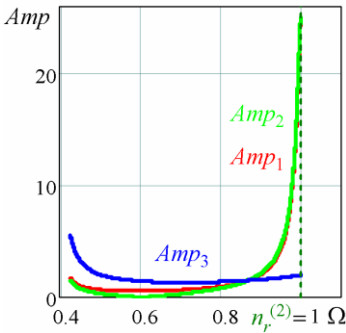


Рис. 12. Залежність амплітуд коливань платформ від частоти застрягання вантажів на режимі 3 застрягання ($h_3 = 0,01, h_3 = 0,01$).

На рис. 13 побудовані графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від швидкості обертання ротора.

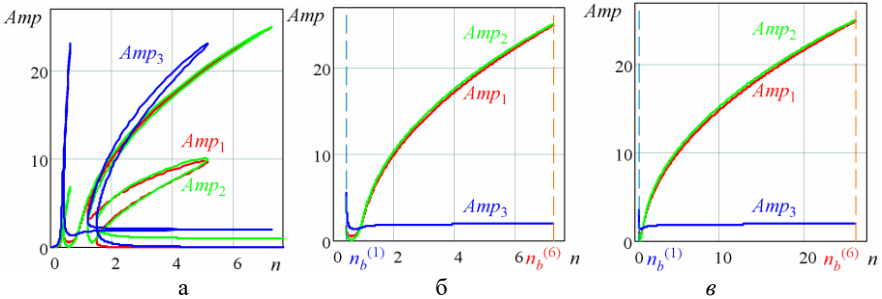


Рис. 13. Графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від швидкості обертання ротора: а – усі режими застрягання вантажів; б – стійкий антирезонансний режим 3 при $\beta=2$, в – при $\beta=0,5$

Стійкий антирезонансний режим роботи вібронашини можна досягти в діапазоні (n_{b1}, n_{b6}) швидкостей обертання ротора при реалізації режиму застрягання 3. При цьому зі зростанням швидкості обертання ротора збільшуються амплітуди коливань платформ 1 і 2. Амплітуда коливань платформи 3 значно менше й практично не змінюється.

Сили в'язкого опору руху (β) вантажів не впливають на мінімальні й максимальні значення амплітуд, але звужують діапазон швидкостей обертання ротора, на якому існує антирезонансний режим (рис. 13, б, в). При більших силах опору менша зміна швидкості обертання ротора приводить до більшої зміни амплітуд коливань платформ 1 і 2.

Інтегрування диференціальних рівнянь руху вібронашини підтверджують, що антирезонансний режим існує й стійкий у діапазоні кутових швидкостей обертання ротора (n_{b1}, n_{b6}). При цьому стійкість локальна асимптотична. При нульових початкових умовах антирезонансний режим настає до швидкості обертання ротора $n=2$. При $n=2,1$ вже настає режим 7 застрягання вантажу. Очевидно, що у режиму 7 – більша область

притягання, а у режиму 3 з ростом швидкості обертання ротора область притягання зменшується. У зв'язку із цим настання режиму 3 застрягання вантажів можна забезпечити плавним розгоном ротора до робочої частоти.

У шостому розділі проведено експериментальне дослідження динаміки вібромашин.

В експериментах першої групи перевірена наближена теорія.

Створено стенд одномасової вібромашини з вертикальним поступальним рухом платформи і кульовим віброзбудником (рис. 14).

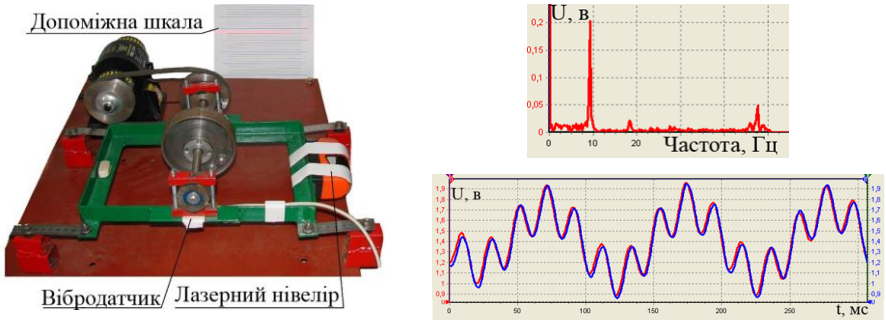


Рис. 14.

Поступальний рух платформи, її амплітуда коливань досліджувалися за допомогою лазерного нівеліра, прикріпленого до платформи. Вібрації платформи досліджувалися за сигналами, знятими з аналогового датчика-акселерометра ADXL 335. Сигнал записувався цифровим осцилографом.

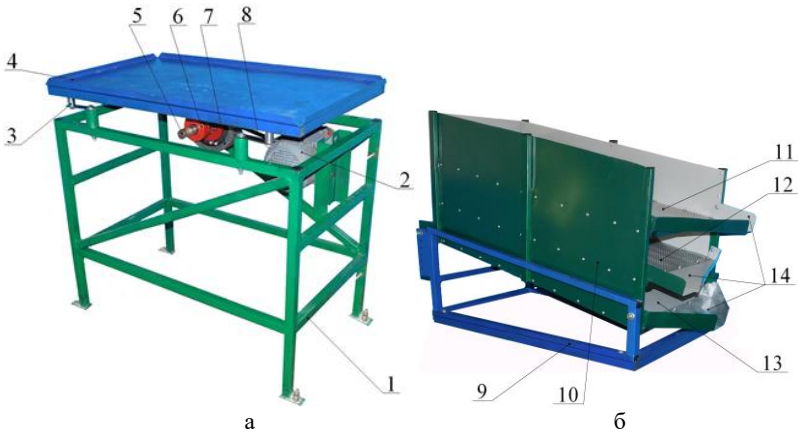
Підтверджено, що після розгону ротора настають двочастотні вібрації платформи: повільні – з частотою дещо меншою за резонансну; швидкі – з частотою обертання ротора. Вібрації платформи прямолінійні поступальні. Амплітуда резонансних коливань прямопропорційна масі куль, а амплітуда швидких – масі дебаланса на корпусі віброзбудника. Встановлено, що при малих силах опору, що розганяють кулі амплітуда повільних коливань майже не зростає при зростанні швидкості обертання ротора.

Аналогічні дослідження проведені на створеному стенді одномасової вібромашини з обертально-коливальним рухом платформи і кульовим віброзбудником. Результати аналогічні.

Створено експериментальний зразок універсальної одномасової вібромашини з вертикальним поступальним рухом платформи (рис. 15).

Основу складає вібраційний стіл (рис. 15, а). У нього три резонансні частоти і три відповідні форми коливань: найнижча резонансна частота відповідаю прямолінійним поступальним коливанням платформи, а дві – більші – кутовим коливанням платформи навколо поперечної і подовжньої центральних ліній платформи.

На платформу встановлений кульовий збудник вібрацій.



1 – станина, 2 – асинхронний електродвигун, 3 – пружна опора, 4 – платформа,
5 – вал, 6 – опора валу, 7 – автобалансир, 8 – пасова передача, 9 – рама,
10 – платформа, 11 – верхнє решето, 12 – нижнє решето, 13 – піддон, 14 – напрямні
фракцій

Рис. 15. Вібростол: а – вібростол (основа); б – сепаратор (насадка)

Сам вібраційний стіл може використовуватися для виробництва будівельних матеріалів – для ущільнення будівельних сумішей. При цьому вібрації платформи не повинні бути інтенсивними (не повинен утворюватися «киплячий шар»).

Для столу виготовлена сепараційна насадка (рис. 15, б). Вона жорстко кріпиться до столу, має два сита і дозволяє розділяти сипкий матеріал (насіння, пісок, гравій тощо) на три фракції за крупністю. Для роботи вібросепаратора потрібні вібрації, достатні для створення «киплячого шару».

Вібрації платформи досліджувалися з використанням 8 аналогових датчиків-акселерометрів. Віброприскорення з датчиків записувалися цифровим 8-канальним осцилографом. Коливання платформи різної форми збуджувалися 100-ватним вібраційним динаміком, на який подавався струм від підсилювача сигналів змінної частоти. Вібраційні сигнали оброблялися методами регресійного аналізу.

Експериментально знайдені три резонансні частоти коливань платформи. Найменша – 10 Гц відповідає першому (бажаному) режиму застрягання куль.

Виробничі випробовування показали, що (рис. 16):

- на швидкостях обертання ротора, більших за 5,2 об/с кулі гарантовано розганяються і відразу настає перший режим застрягання;
- на швидкостях обертання ротора, менших за 12 об/с немає «киплячого шару»;
- на швидкостях, більших за 12 об/с з'являється «киплячий шар»;
- амплітуда навколорезонансних коливань постійно зростає із зростанням швидкості обертання ротора;

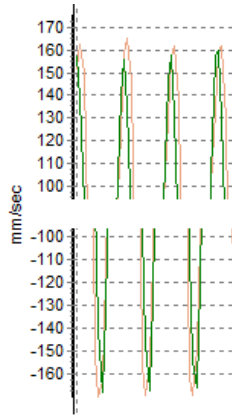
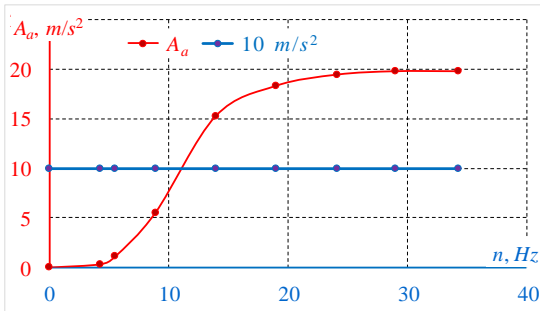


Рис. 16.

- коливання платформи майже ідеальні прямолінійні поступальні.

Вібромашина введена у виробництво в селянському фермерському господарстві «Личук». Її розробка і вдосконалення здійснювалися за двома господарствами: перший укладений з СФГ «Личук»; другий - тристоронній, укладений між ЦНТУ, Кіровоградської ОДА і СФГ «Личук».

Запропонований експериментальний метод дослідження ефекту Зомерфельда в збудниках резонансних вібрацій маятникового, кульового чи роликів типу. Метод ґрунтується на обробці сигналів, що поступають з аналогових датчиків обертів і віброприскорень з використанням регресійного аналізу. Метод перевірений на спеціально створеному стенді ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах, що здійснює просторовий рух і автобалансира з однією кулею (рис. 17).

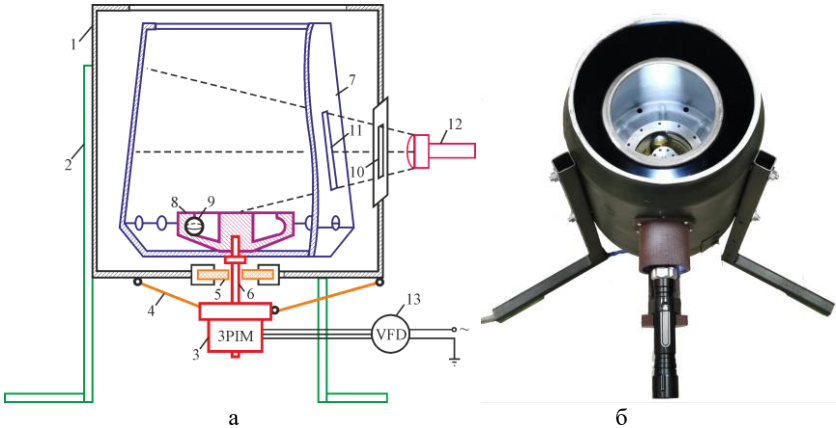


Рис. 17.

На рис. 17, а показана схема стенду, а на рис. 17,б – фотографія.

Стенд складається (рис. 17, а) з захисного кожуху 1, що стоїть на опорах 2. До кожуху кріпиться 3-х фазний асинхронний електродвигун за допомогою підвісу електродвигуна 4 і гумової пружно-в'язкої втулки 5.

Електродвигун потужністю 180 ватт, номінальною швидкістю обертання 1450 об/хв. Опори осесиметричні (ізотропні). На вал електродвигуна 6 насаджений барабан 7 і корпус авто балансира 8. Усередині автобалансира розміщена куля 9. В кожусі виконано щілину 10. Аналогічна щілина 11 в барабані. Ліхтар 12 через щілину 10 подає усередину кожуху світло. Через щілину 11 світло один раз за повий оберт барабана попадає усередину. Цим створюється стробоскопічний ефект. При відставанні кулі від ротора у два рази зображення кулі подвоюється і дві кулі виглядають нерухомими щодо барабану. При відставанні кулі від барабану у три, чотири і т.д. разів зображення кулі потроюється, зчетверяться тощо. Швидкість обертання двигуна регулюється фазовим перетворювачем 13.

Автобалансира в зборі містить кулю, заповнений маслом, закритий оргсклом, яке кріпиться до корпусу кільцем, диском і 20 болтами. Використовується синтетичне моторне масло SAE 5W-30 (Motul, Франція).

Перевірка точності методу з застосуванням стробоскопічного освітлення демонструє точність визначення швидкості обертання ротора, кулі, частоти коливань ротора тощо з похибкою у декілька сотих відсотку.

При фіксації кулі щодо ротора одержується класичний інерційний збудник вібрацій.

Побудована амплітудно-частотна і амплітудно-фазова характеристики ротора, та графік ковзання ротора двигуна. Знайдені дві резонансні частоти

$$n_{r1} = 5.2381594 \text{ Hz}, n_{r2} = 14.3646154 \text{ Hz}. \quad (66)$$

Перша резонансна частота відповідає за центрування центра мас ротора, а друга – за центрування за кутом повороту подовжньої осі ротора. Другий резонанс слабкіше виражений за перший, бо куля створює переважно статичну незрівноваженість.

На рис. 18 побудовано залежності від частоти струму швидкості обертання і ковзання ротора електродвигуна, та амплітуди коливань.

З рис. 18 видно, що ковзання ротора не перевищує 1,2 %. Пік ковзання приходить на перший резонанс. На другому резонансі стрімкого збільшення ковзання немає. Отже ротор обертається з частотою дещо меншою за половину частоти струму. Зміною частоти струму (теоретично) можна забезпечити обертання ротора з будь-якою швидкістю. Ефект Зомерфельда майже не проявляється. Піки резонансів на рис. 18 чітко виражені. Тому для збудження резонансних вібрацій такий віброзбудник сам по собі не підходить.

Досліджений ефект Зомерфельда при кулі, вільно встановленої в віброзбуднику. Результати експериментів зображені на рис. 19. Графіки побудовані на ділянках, на яких принципово змінюється поведінка системи.

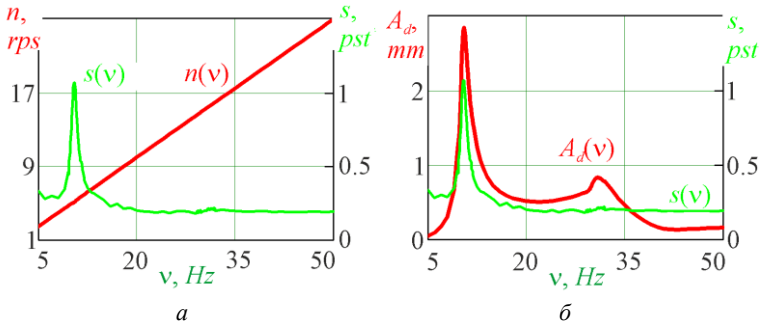


Рис. 18. Залежності від частоти струму швидкості обертання і ковзання ротора електродвигуна, та амплітуди коливань: a – залежності швидкості обертання ротора (n , об/с чи Гц) та ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (v , Гц); b – залежності амплітуди коливань (A_d , мм), та ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (v , Гц)

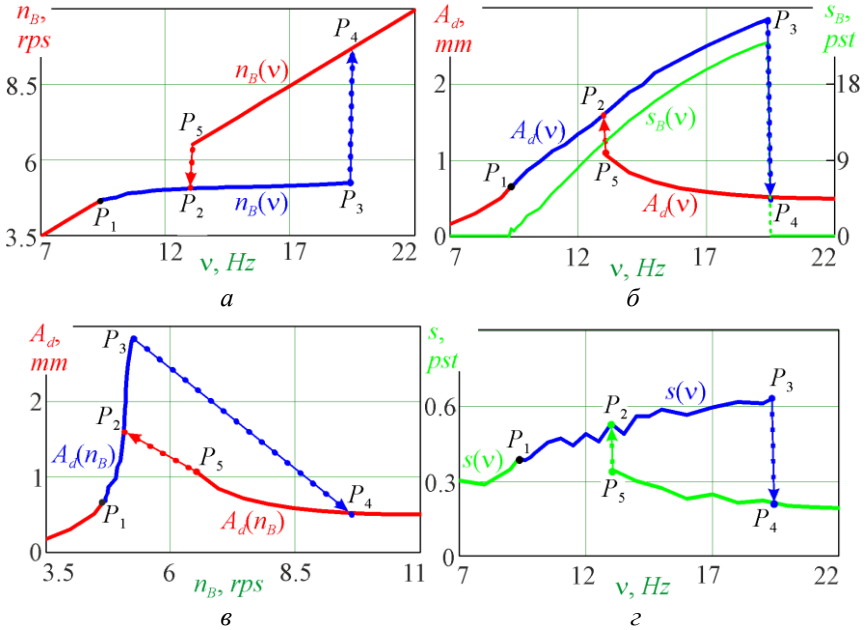


Рис. 19. Результати дослідження ефекту Зомерфельда при кулі, вільно встановленої в автобалансирі, що ілюструють якісні зміни у поведінці системи: a – залежність швидкості обертання кулі (n_B , об/с чи Гц) від частоти струму (v , Гц); b – залежності амплітуди коливань (A_d , мм), та ковзання кулі (s_B , %) від частоти струму (v , Гц); v – залежність амплітуди коливань (A_d , мм) від частоти обертання кулі (n_B , об/с чи Гц); z – залежності швидкості обертання ротора (n , об/с чи Гц) та ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (v , Гц)

На рис. 19, *a* зображена залежність швидкості обертання кулі n_B від частоти струму ν . Експерименти показують, що існують характерні точки і діапазони частоти струму.

На першій ділянці куля синхронно обертається з ротором. Починається ділянка з найменшої частоти струму (5 Гц) і закінчується в точці P_1 , що відповідає частоті 9,3 Гц. Перша ділянка співпадає з відповідною частиною графіка на рис. 6, *a*. Тому як і на рис. 6, *a* лінія ділянки зображена червоною.

На другій ділянці починається і постійно збільшується відставання кулі від ротора. Це – нова ділянка і тому зображена синім. Ділянка починається у точці P_1 (9,4 Гц) і закінчується у точці P_3 (19,3 Гц).

На третій ділянці куля знову синхронно обертається з ротором. При цьому стрибком збільшує швидкість обертання кулі. Відбувається перехід від точки P_3 (19,3 Гц) до точки P_4 (19,4 Гц).

Куля синхронно обертається з ротором при:

- збільшенні частоти струму від 19,4 Гц до 50 Гц;
- зменшенні частоти струму від 19,4 Гц (точка P_4) до 13,4 Гц (точка P_5).

При зменшенні частоти струму з 13,4 Гц до 13,3 Гц частота обертання кулі стрибком зменшується з 6,58 Гц до 5,1 Гц. На графіку відбувається перехід з точки P_5 до точки P_2 на другій ділянці.

Встановлено, що зміною частоти струму не можна примусити кулю обертатися з довільною швидкістю. У точці P_3 куля має швидкість застрягання 5,24 Гц, що майже співпадає з першою резонансною частотою. У точці P_5 куля обертається разом з ротором з частотою 6,58 Гц. Кулю неможливо примусити обертатися з швидкостями, що лежать у діапазоні (5,24; 6,58) Гц.

На рис. 19, *б* показані залежності амплітуди коливань (A_d , мм), та ковзання кулі (s_B , %) від частоти струму (ν , Гц). Порівняння з рис. 6, *б* показує, що у ротора зник вузький резонансний пік між точками P_1 і P_5 . Натомість з'явився пологий резонансний підйом P_1 – P_2 – P_3 . Він триває від 9,4 Гц до 19,3 Гц. Амплітуда на резонансному підйомі зростає від 0,7 мм (точка P_1) до 2,84 мм (точка P_3).

Встановлено, що на резонансному підйомі значно зростає ковзання кулі. Вона застряє на першій резонансній швидкості обертання ротора. Чим швидше обертається ротор, тим ближче частота обертання кулі до резонансної і тим більше амплітуда коливань ротора.

На рис. 19, *в* побудована АЧХ для швидкості обертання кулі. Графік є типовим у випадку, коли ротор обертає малопотужний двигун.

На рис. 19, *г* зображена залежність ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (ν , Гц). Порівняння з рис. 6, *б*, показує, що у ковзання ротора зник пік між точками P_1 і P_5 . Натомість з'явився пологий підйом P_1 – P_2 – P_3 . У точці P_3 ковзання ротора досягає максимуму – 0,63 %. Але це майже у 2 рази менше, ніж на втраченому піку (1,23 %). Отже, при вільному розміщенні кулі у маслі ковзання ротора зменшилося майже у 2 рази.

Слід відзначити, що куля не застрягає на другій резонансній швидкості.

Це можна пояснити тим, що куля переважно створює статичну незрівноваженість, а моментна складова значно менша.

При вільному розміщенні кулі у маслі поведінка системи істотно змінюється в околі першої резонансної швидкості. У ротора зникає перший вузький резонансний пік. Натомість з'являється довгий пологий резонансний підйом. Він триває при частоті струму від 9,4 Гц до 19,3 Гц. Амплітуда у контрольній точці на резонансному підйомі зростає від 0,7 мм до 2,84 мм. Тому зміною частоти струму можна плавно змінювати амплітуду коливань ротора майже у 4 рази. Максимальна амплітуда коливань ротора така ж сама, як і на першому резонансі при фіксованій кулі. Через пологість резонансного підйому вільно встановлена куля сама по собі є надійним збудником резонансних вібрацій.

ВИСНОВКИ

Найбільш істотні наукові результати, які за наявними матеріалами уперше одержані у дисертації, наступні.

1. Запропоновано використовувати пасивні автобалансири у якості інерційних збудників двочастотних вібрацій. Встановлено, що автобалансир працює як два незалежних інерційних збудника вібрацій. Вібромашина має режими усталеного руху, близькі до двочастотних. На цих рухах вантажі в автобалансири створюють постійний дебаланс, не можуть наздогнати ротор і застряють на певній частоті, близької до резонансної. Цим вантажі працюють як перший – резонансний віброзбудник, що збуджує вібрації із частотою застрягання вантажів. Другий віброзбудник утворюється дебалансною масою, на корпусі автобалансира. Маса обертається із частотою обертання ротора й збуджує більш швидкі вібрації із цією частотою.

2. Розроблені аналітико-числові методи дослідження динаміки вібромашин з віброзбудниками у вигляді пасивних автобалансирів. Методи ґрунтуються на елементах теорії біфуркацій рухів, методі малого параметра, ідеї параметричного розв'язання рівняння частот, яке призначене для пошуку можливих частот застрягання вантажів.

3. Якщо дебалансна маса на корпусі віброзбудника набагато менша маси платформи, то вона не впливає на резонансну складову руху платформи, умови існування і стійкості цих складових. Тому двочастотні режими руху існують і стійкі тоді і тільки тоді, коли існує і стійкий резонансний режим руху без дебалансної маси на корпусі віброзбудника.

4. Встановлено, що незважаючи на сильну асиметрію опор, автобалансир збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації. Відхилення від двочастотного закону пропорційні відношенню маси вантажів до маси всієї машини. Тому для реальних машин вони не перевищують 2 %. У вібромашини завжди існує непарна кількість кутових швидкостей застрягання вантажів. Одна швидкість застрягання вантажів близька до швидкості обертання ротора. Інші – народжуються і зникають парами в околі певної резонансної частоти коливань вібромашини. Кожному режиму

застрягання вантажів відповідає свій діапазон кутових швидкостей застрягання, причому діапазони, що відповідають різним режимам не перетинаються. Локально асимптотично стійкими є тільки непарні режими застрягання, якщо пронумерувати їх в порядку зростання кутових швидкостей застрягання вантажів.

5. Параметри вібрацій платформ можна змінювати у широких межах шляхом зміни зовнішніх і внутрішніх сил опору, сумарної маси вантажів, дебалансної маси на корпусі віброзбудника, кутової швидкості обертання ротора.

6. При збудженні певних резонансних коливань системи виникає відповідна форма резонансних коливань платформ. Це можна використовувати наступним чином:

1) у випадку одномасової вібромашини для виникнення відповідної форми коливань платформи не потрібні додаткові кінематичні обмеження, що накладаються на рух платформи, достатньо, щоб при резонансі вона здійснювала потрібні коливання;

2) у випадку двомасової вібромашини можна спроектувати протифазну вібромашину, у якій платформи коливаються у протифазі, а головний вектор сил, що діють на станину з боку опор (майже) дорівнює нулю, така вібромашина майже не передає вібрації на фундамент;

3) у випадку трьохмасової вібромашини можна спроектувати антирезонансну вібромашину. У такій вібромашині робоча платформа (активна) коливається у протифазі з реактивною платформою, а платформа, що встановлена на станину майже не коливається, така вібромашина майже не передає вібрації на фундамент і на станину.

7. Розроблений експериментальний метод дослідження ефекту Зомерфельда в збудниках резонансних вібрацій маятникового, кульового чи роликового типу в умовах, коли спостереження за рухом дебалансних мас неможливе чи ускладнене. Метод ґрунтується на обробці методами регресійного аналізу сигналів, що поступають з аналогових датчиків обертів і вібропришвидшень. Метод перевірений на спеціально створеному стенді ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах, що здійснює просторовий рух і автобалансира з однією кулею. За допомогою методу досліджена динаміка одномасової вібромашини з кульовим і маятниковим віброзбудниками.

СПИСОК ОПУБЛКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Filimonikhin, G.; Yatsun, V.; Matsui, A.; Olijnichenko, L.; Pukalov, V. Determining experimentally the patterns of the manifestation of the Sommerfeld effect in a ball auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, [S. l.], v. 5, n. 7 (119), p. 96–104, 2022. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.265578

2. Filimonikhin, G., Yatsun, V., Matsui A., Kondratets V., Pirogov V. (2022). Selection and research of stability of the steady state motions of a single-mass resonance vibrating machine working on the Somerfeld effect. *Eastern-European*

Journal of Enterprise Technologies, 3(7(117), 68-76. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.259567>

3. Yatsun, V., Filimonikhin, G., Filimonikhina, I., Haleeva, A. (2021). Determining the energy efficiency of a resonance single-mass vibratory machine whose operation is based on the Sommerfeld effect. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5(7 (113), 44–51. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.241950>

4. Filimonikhin, G., Yatsun, V., Kyrychenko, A., Hrechka, A., & Shcherbyna, K. Synthesizing a resonance anti-phase two-mass vibratory machine whose operation is based on the Sommerfeld effect. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 6, N 7 (108). - P. 42-50. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217628>

5. Yatsun, V., Filimonikhin, G., Pirogov, V., Amosov, V., & Luzan, P. Research of anti-resonance three-mass vibratory machine with a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 5, N 7 (107). – P. 89-97. DOI: [10.15587/1729-4061.2020.213724](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.213724)

6. Yatsun V., Filimonikhin G., Haleeva A., Krivoblotsky L., Machok Y., Mezitis M., Podoprygora N., Sadovyi M., Strautmanis G. Searching for the two-frequency motion modes of a three-mass vibratory machine with a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 4, N 7 (106). – P. 103-111. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2020.209269>

7. Yatsun, V. Studying the steady-state vibrations of a two-mass vibratory machine excited by a passive auto-balancer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – Vol. 3, N 7 (105). – P. 79–87. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2020.204882>

8. 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>

9. Yatsun V., Filimonikhin G., Podoprygora N., Pirogov V. Studying the excitation of resonance oscillations in a rotor on isotropic supports by a pendulum, a ball, a roller. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 6, N 7 (102). – P. 32–43. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2019.182995>

10. Filimonikhin G., Yatsun V., Filimonikhina I., Ienina I., Munshtukov I. Studying the load jam modes within the framework of a flat model of the rotor with an Autobalancer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – Vol. 5, N 7 (101). - P. 51-61. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2019.177418>

11. Yatsun, V., Filimonikhina, I., Podoprygora, N., Hurievskva, O. (2018). Motion equations of the singlemass vibratory machine with a rotaryoscillatory motion of the platform and a vibration exciter in the form of a passive

autobalancer. *Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies*, 6(7 (96)), 58–67. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.150339>

12. Yatsun, V., Filimonikhin, G., Nevdakha, A., & Pirogov, V. (2018). Experimental study into rotational-oscillatory vibrations of a vibration machine platform excited by the ball auto-balancer. *Eastern-European Journal Of Enterprise Technologies*, 4(7 (94)), 34–42. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.140006>

13. Yatsun V., Filimonikhin G., Haleeva A., Nevdakha A. (2018) On stability of the dual-frequency motion modes of a single-mass vibratory machine with a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 2, N 7 (92). – P. 59–67. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.128265>

14. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. (2018) Search for the dualfrequency motion modes of a dualmass vibratory machine with a vibration exciter in the form of passive autobalancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 1, – N 7 (91). – P. 47–54. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121737>

15. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. (2017) Search for two-frequency motion modes of single-mass vibratory machine with vibration exciter in the form of passive auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 6, – N 7(90). – P. 58–66. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.117683>

16. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. (2017) Equations of motion of vibration machines with a translational motion of platforms and a vibration exciter in the form of a passive auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 5, – N 1(89). – P. 19–25. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.111216>

17. Yatsun V., Filimonikhin G., Dumenko K., Nevdakha A. (2017) Experimental research of rectilinear translational vibrations of a screen box excited by a ball balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 3, N 1 (87). – P. 23–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101798>

18. Filimonikhin G., Yatsun V. (2017) Conditions of replacing a single-frequency vibro-exciter with a dual-frequency one in the form of passive auto-balancer. *Scientific Bulletin of National Mining University*. № 1. – P. 61–68. – Way of Access: <http://nvngu.in.ua/index.php/ru/component/jdownloads/finish/66-01/8594-01-2017-filimonikhin/0>

19. Filimonikhin G., Yatsun V., Lichuk M., Filimonikhina I. (2016) Research by a 3D modelling of the screen box flat translatory vibrations excited by a ball auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 6, N 7 (84). – P. 16–22. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.85460>

20. Filimonikhin G., Yatsun V., Dumenko K. (2016) Research into excitation of dual frequency vibrational-rotational vibrations of screen duct by ball-type auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – Vol. 3, N 7(81). – P. 47–52. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.72052>

21. Филимонихин Г.Б., Яцун В.В. Исследование процесса возбуждения двухчастотных вибраций шаровым автобалансиром грохота ГИЛ 42. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – Т. 1, N 7(79). - С. 17-23. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59881>

22. Филимонихин Г.Б., Яцун В.В. Способ возбуждения двухчастотных вибраций пассивными автобалансирами. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 4, N 7(76). - С. 9-14. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2015.47116>

23. Пат. 119678 України (на 20 р.), МПК В06В 1/16 (2006.01), Спосіб збудження двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявка № а201703804; заявл. 18.04.2017; опубл. 25.07.2019, Бюл. №14/2019.

24. Пат. 119679 України (на 20 р.), МПК В06В 1/16 (2006.01), Спосіб збудження двочастотних ударно-коливальних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявка № а201703914; заявл. 20.04.2017; опубл. 25.07.2019, Бюл. №14/2019.

25. Пат. 140801 України на корисну модель, МПК В07В 1/40, В06В 1/16, G01М 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.

26. Пат. 140803 України на корисну модель, МПК В07В 1/40, В06В 1/16, G01М 1/32 (2006.01), Збуджувач двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Пух О.В.; заявка № u201908908; заявл. 23.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. №5/2020.

27. Пат. 140805 України на корисну модель, МПК В07В 1/40, В06В 1/10, G01М 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.

28. Пат. 132928 України на корисну модель, МПК В06В 1/16 (2006.01), G01М 1/32 (2006.01), Збуджувач двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявка № а201703021; заявл. 30.03.2017; опубл. 25.03.2019, Бюл. №6/2019.

29. Пат. 133639 України на корисну модель, МПК В07В 1/40 (2006.01), F04D 29/66 (2006.01), G01М 1/32 (2006.01), Збудник двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Шиндер А.В.; заявка № u201812268; заявл. 11.12.2018; опубл. 10.04.2019, Бюл. №7/2019.

30. Пат. 137093 України на корисну модель, МПК В06В 1/16 (2006.01), Спосіб збудження двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявка № а201703497; заявл. 10.04.2017; опубл. 10.10.2019, Бюл. №19/2019.

31. Пат. 92337 України на корисну модель, МПК F04D 29/66 (2006.01), Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявка № u201402718; заявл. 18.03.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. №15.

32. Filimonikhin G., Yatsun V., Filimonikhina I. (2020). Investigation of oscillations of platform on isotropic supports excited by a pendulum. E3S Web

Conf. 168 article N 00025, 11 p. doi: <https://10.1051/e3sconf/202016800025>

33. Yatsun V., Filimonikhin G. Studying the load jam modes within the framework of a flat model of the rotor with an auto-balancer. 2nd International scientific and technical internet conference “Innovative development of resource-saving technologies of mineral mining and processing”, Petroșani, Romania. November 15, 2019, Book of abstracts, P. 201-204. Точка доступу: <http://www.knu.edu.ua/konferencii/mizhnarodna-naukovo-tehnichna-internet-konferenciya-lystopad-2019-r>

34. Yatsun, V. Experimental research of rectilinear translational vibrations of a vibrator platform by a ball autobalancer. International scientific and technical internet conference “Innovative development of resource-saving technologies of mineral mining and processing”, Petroșani, Romania. — 2018. — С. 193-194.

35. Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. Механізм збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами. 12-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові". Тези доповідей. Львів. 28-29 травня 2015.

36. Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. Експериментальне дослідження двочастотних вертикальних вібрацій платформи, збуджених кульовим автобалансиром. XIV Міжнародна науково-технічна конференція „Вібрації в техніці та технологіях”. Тези доповідей. Дніпропетровськ. 21-25.09.2015., С. 21.

37. Яцун В.В., Філімоніхін Г.Б. 3D моделирование возбуждения автобалансиром двухчастотных колебаний платформы грохота с использованием SOLIDWORKS И COSMOS MOTION. Дев'ята міжнародна науково-практична конференція "Математичне та імітаційне моделювання систем МОДС 2014". Тези доповідей. Чернігів-Жукин. 23-27 червня 2014, С.218–221.

38. Яцун В.В. Динаміка двочастотних резонансних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда / В.В. Яцун // V Міжнародна науково-практична конференція "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 19-21 квітня 2023 р. – Кропивницький : ЦНТУ, 2023, с.132-134.

39. Яцун В.В. Динаміка будівельних вібромашин, що працюють в резонансному режимі / В.В. Яцун // Міжнародна науково-технічна on-line конференція «Проблеми будівельного та транспортного комплексів», 23-24 травня 2023 р. – Кропивницький : ЦНТУ, 2023, с.166-167.

40. Яцун В.В. Динаміка резонансних вібраційних машин з інерційними збудниками двочастотних вібрацій / В.В. Яцун // «Вібрації в техніці та технологіях», Матеріали XIX Міжнародної науково-технічної конференції, 23-25 травня 2023 р. – К.: КНУБА, 2023, с. 58-61.

АНОТАЦІЯ

Яцун В.В. Динаміка двочастотних резонансних вібромашин з інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – Динаміка і міцність машин. – Національний університет “Львівська політехніка”, Львів, 2025.

Запропоновано використовувати пасивні автобалансири у якості інерційних збудників двочастотних вібрацій. Запропоновані конструкції нових віброзбудників і вібромашин, способи збудження двочастотних вібрацій.

Розроблені аналітико-числові методи дослідження динаміки вібромашин з новими віброзбудниками. Методи ґрунтуються на елементах теорії біфуркацій рухів, методі малого параметра, ідеї параметричного розв’язання рівняння частот, яке призначене для пошуку можливих частот застрягання вантажів.

Встановлено, що незважаючи на сильну асиметрію опор, автобалансир збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації. Відхилення від двочастотного закону пропорційні відношенню маси вантажів до маси всієї машини. Тому для реальних машин вони не перевищують 2 %. У вібромашини завжди існує непарна кількість кутових швидкостей застрягання вантажів. Одна швидкість застрягання вантажів близька до швидкості обертання ротора. Інші – народжуються і зникають парами в околі певної резонансної частоти коливань вібромашини. Кожному режиму застрягання вантажів відповідає свій діапазон кутових швидкостей застрягання, причому діапазони, що відповідають різним режимам не перетинаються. Локально асимптотично стійкими є тільки непарні режими застрягання, якщо пронумерувати їх в порядку зростання кутових швидкостей застрягання вантажів.

Параметри вібрацій платформ можна змінювати у широких межах шляхом зміни зовнішніх і внутрішніх сил опору, сумарної маси вантажів, кутової швидкості обертання ротора.

При збудженні певних резонансних коливань системи виникає відповідна форма резонансних коливань платформ. Це можна використовувати наступним чином:

– у випадку одномасової вібромашини для виникнення відповідної форми коливань платформи не потрібні додаткові кінематичні обмеження, що накладаються на рух платформи, достатньо, щоб при резонансі вона здійснювала потрібні коливання;

– у випадку двомасової вібромашини можна спроектувати протифазну вібромашину, у якій платформи коливаються у протифазі, а головний вектор сил, що діють на станину з боку опор (майже) дорівнює нулю, така вібромашина майже не передає вібрації на фундамент;

– у випадку трьохмасової вібромашини можна спроектувати

антирезонансну вібромашину, у якій робоча платформа (активна) коливається у протифазі з реактивною платформою, а платформа, що встановлена на станину майже не коливається, така вібромашина майже не передає вібрації на фундамент і на станину.

Розроблений експериментальний метод дослідження ефекту Зомерфельда в збудниках резонансних вібрацій маятникового, кульового чи роликів типу в умовах, коли спостереження за рухом дебалансних мас неможливі чи ускладнені. Метод ґрунтується на обробці методами регресійного аналізу сигналів, що поступають з аналогових датчиків обертів і вібропришвидшень. Метод перевірений на спеціально створеному стенді ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах, що здійснює просторовий рух і автобалансира з однією кулею. За допомогою методу досліджена динаміка одномасової вібромашини з кульовим і маятниковим віброзбудниками

Ключові слова: інерційний віброзбудник, резонансна вібромашина, двочастотна вібромашина, ефект Зомерфельда, динаміка вібромашини, усталений режим руху, біфуркація рухів.

SUMMARY

Yatsun V.V. Dynamics of two-frequency resonant vibrating machines with inertial vibrators operating on the Sommerfeld effect. - Manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the doctor of engineering science on a speciality 05.02.09 – Dynamics and strength of machines. - Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2025.

It is proposed to use passive self-balancers as inertial exciters of two-frequency vibrations. Proposed designs of new vibration exciters and vibration machines, methods of excitation of two-frequency vibrations.

Analytical and numerical methods of studying the dynamics of vibrating machines with new vibration exciters have been developed. The methods are based on the elements of the theory of bifurcations of movements, the small parameter method, the idea of a parametric solution of the frequency equation, which is designed to find possible frequencies of cargo jams.

It was established that despite the strong asymmetry of the supports, the autobalancer excites almost perfect two-frequency vibrations. Deviations from the two-frequency law are proportional to the ratio of the weight of the cargo to the weight of the entire machine. Therefore, for real machines, they do not exceed 2%. A vibrating machine always has an odd number of angular velocities of stuck loads. One load jamming speed is close to the speed of rotation of the rotor. Others are born and disappear in pairs in the vicinity of a certain resonant frequency of vibrations of the vibrating machine. Each cargo jamming mode corresponds to its own range of jamming angular velocities, and the ranges corresponding to different modes do not overlap. Only odd modes of jamming are locally asymptotically stable, if they are numbered in order of increasing angular velocities of jammed loads. Platform vibration parameters can be changed within wide limits by changing the external and internal resistance forces, the total mass of the loads, and the angular

speed of rotation of the rotor.

When certain resonant oscillations of the system are excited, a corresponding form of resonant oscillations of the platforms occurs.

An experimental method of studying the Sommerfeld effect in oscillators of resonance vibrations of the pendulum, ball or roller type has been developed in conditions where it is impossible or difficult to observe the movement of unbalanced masses. The method is based on the processing of signals coming from analog sensors of revolutions and vibration accelerations using regression analysis methods. The method is tested on a specially created stand of a rotor on isotropic elastic-viscous supports that carries out spatial movement and an autobalancer with one ball. Using the method, the dynamics of a single-mass vibrating machine with ball and pendulum vibrators was investigated.

Key word: inertial vibrator, resonant vibrating machine, two-frequency vibrating machine, Sommerfeld effect, dynamics of vibrating machine, steady state mode of motion, bifurcation of motions.

Підп. до друку 25.11.24. Формат 60x84/16. Папір офс. Надруковано на різнографі.
Ум. друк. арк. 1,98. Ум. фарбо-відб. арк. 1,86. Обл.-вид. арк. 1,92. Тираж 100 прим.
Зам. № 73/2024.

ТОВ Поліграфічне підприємство "Код"
25006, м. Кропивницький, вул. Архангельська, 88, тел. (0522) 212-212

