

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ЯЦУН ВОЛОДИМИР ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 531.391.5: 621.928.23

ДИСЕРТАЦІЯ

**ДИНАМІКА ДВОЧАСТОТНИХ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРОМАШИН, ЩО
ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДА**

05.02.09 – Динаміка та міцність машин

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий консультант Філімоніхін Геннадій Борисович, д.т.н., професор

Кропивницький – 2024

АНОТАЦІЯ

Яцун В.В. Динаміка двочастотних резонансних вібротомашин, що працюють на ефекті Зомерфельда. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, 2024.

У дисертаційній роботі на основі отриманих нових науково обґрунтованих результатів вирішено актуальну для динаміки та міцності машин науково-прикладну проблему – дослідження динаміки двочастотних резонансних вібротомашин, що працюють на ефекті Зомерфельда на основі розробки та практичного застосування теоретичних і експериментальних методів дослідження, математичного моделювання, обчислювальних і натурних експериментів, 3D-моделювання.

Для збудження двочастотних вібрацій використовується ефект Зомерфельда. На відміну від існуючих методів збудження уперше запропоновано використовувати у якості збудників двочастотних вібрацій пасивні автобалансири.

Застосування комплексного підходу у дослідженнях дало можливість отримати **нові наукові результати**, а саме:

1. Уперше запропоновано використовувати пасивні автобалансири у якості інерційних збудників двочастотних вібрацій. Встановлено, що автобалансир працює як два незалежних інерційних збудника вібрацій. Вібротомашина 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, автобалансира 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.

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

5. 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.

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 вібромашини з кульовим і маятниковим віброзбудниками.

Основний зміст дисертаційної роботи складається з **шості розділів**.

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

У **другому розділі** запропоновано використовувати пасивні автобалансири (кульові, маятникові, роликові) як збудники двочастотних вібрацій, відповідні віброзбудники, та способи збудження ними вібрацій. Наведені приклади застосування двочастотних віброзбудників у

вібромашинах з різною кінематикою руху платформ. Перевірено працездатність нового способу комп'ютерним 3D моделюванням динаміки вібромашин у комп'ютерній САПР SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion. Розроблено наближену теорію двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда. Перевірена її точність, визначені межі застосування.

У третьому розділі побудована узагальнена модель одномасової вібромашини з поступальним рухом платформи й кульовим, роликотним або маятниковим вібробудником. 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.

У четвертому розділі побудована узагальнена модель двомасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформ і вібробудником шарового, роликотного або маятникового типу. Розробленими у розділі 3 аналітично-числовими методами досліджено динаміку зазначеної вібромашини. Зокрема, знайдені двочастотні режими руху вібромашини, досліджені їх кількість, умови існування і стійкість. Синтезована двомасова резонансна протифазна вібромашина. Аналітично і числовими методами досліджена її динаміка.

У п'ятому розділі побудована узагальнена модель тримасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформ і вібробудником кульового, роликотного або маятникового типу. Розробленими у розділі 3 аналітично-числовими методами досліджено динаміку зазначеної вібромашини. Зокрема, знайдені двочастотні режими руху вібромашини, досліджені їх кількість, умови існування і стійкість. Аналітично синтезована і досліджена аналітично-числовим методом тримасова антирезонансна вібромашина.

У шостому розділі експериментально досліджено динаміку двочастотних одномасових вібромашин з рухом платформ: прямолінійним поступальним; поворотно-коливальним. Перевірялася наближена теорія двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда. Досліджено динаміку дослідного зразка універсальної одномасової двочастотної вібромашини з кульовим збудником вібрацій. Розроблений експериментальний метод дослідження динаміки вібромашин в умовах, коли візуальне спостереження за вантажами у віброзбуднику неможливе чи ускладнене. Метод апробований на спеціально створеному стенді..

Ключові слова: вібромашина, одномасова вібромашина, двомасова вібромашина, тримасова вібромашина, двочастотні вібрації, резонансні вібрації, ефект Зомерфельда, віброзбудник, інерційний віброзбудник, двочастотний віброзбудник, усталені режими руху, стійкість режимів руху, динаміка машин.

ANNOTATION

Yatsyn V.V. Dynamics of two-frequency resonant vibrating machines with inertial vibrators operating on the Sommerfeld effect. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The thesis for the Degree of Doctor of technical sciences on specialty 05.02.09 – dynamics and strength of machines. – Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, 2023.

In the dissertation, on the basis of the obtained new scientifically based results, a scientific and applied problem relevant for the dynamics and strength of machines is solved - the study of the dynamics of two-frequency resonant vibrating machines operating on the Sommerfeld effect on the basis of the development and practical application of theoretical and experimental research methods, mathematical modeling, computational and natural experiments, 3D modeling.

The Sommerfeld effect is used to excite two-frequency vibrations. In contrast to the existing methods of excitation, it was proposed for the first time to use passive self-balancers as exciters of two-frequency vibrations.

The use of a complex approach in research made it possible to obtain **new scientific results**, namely:

1. For the first time, it was proposed to use passive self-balancers as inertial exciters of two-frequency vibrations. It was established that the autobalancer works as two independent inertial vibration generators. The vibrating machine has modes of steady motion close to two-frequency. During these movements, the loads in the autobalancer create a constant imbalance, cannot catch up with the rotor and get stuck at a certain frequency close to resonance. With this, the loads work as the first - resonant vibration exciter, which excites vibrations with the frequency of jamming of the loads. The second vibration exciter is formed by an unbalanced mass on the body of the autobalancer. The mass rotates with the frequency of

rotation of the rotor and excites faster vibrations with this frequency.

2. For the first time, analytical and numerical methods of studying the dynamics of vibrating machines with vibration exciters in the form of passive self-balancers were 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.

3. It was established for the first time 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 has 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.

4. Platform vibration parameters can be changed within wide limits by changing the external and internal resistance forces, the total weight of the loads, and the angular speed of rotation of the rotor.

5. When certain resonant vibrations of the system are excited, a corresponding form of resonant vibrations of the platforms occurs. This can be used as follows:

1) in the case of a single-mass vibrating machine, no additional kinematic restrictions imposed on the movement of the platform are required for the appropriate form of platform oscillations to occur, it is enough that it performs the required oscillations at resonance;

2) in the case of a two-mass vibrating machine, it is possible to design an

anti-phase vibrating machine in which the platforms oscillate in anti-phase, and the main vector of forces acting on the frame from the side of the supports is (almost) zero, such a vibrating machine almost does not transmit vibrations to the foundation;

3) in the case of a three-mass vibrating machine, it is possible to design an anti-resonant vibrating machine. In such a vibrating machine, the working platform (active) oscillates in antiphase with the reactive platform, and the platform installed on the bed almost does not oscillate, such a vibrating machine almost does not transmit vibrations to the foundation and to the bed.

6. For the first time, an experimental method of studying the Sommerfeld effect in oscillators of resonance vibrations of the pendulum, ball or roller type was developed in conditions where it is impossible or difficult to observe the movement of unbalanced masses. The method is based on the processing by regression analysis methods of signals coming from analog sensors of revolutions and vibration accelerations. 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.

The main content of the dissertation consists of **six chapters**.

In the first chapter, on the basis of a critical review of the literature on the design, principles of operation, areas of application, theoretical and experimental research on the dynamics of two-frequency and resonant vibrating machines, an assessment of the existing level of theory and practice is made, the purpose and tasks of research are substantiated, research methods are chosen.

In the second chapter, it is proposed to use passive self-balancers (ball, pendulum, roller) as two-frequency vibration exciters, corresponding vibration exciters, and methods of their excitation of vibrations. Examples of the use of two-frequency vibrators in vibrating machines with different kinematics of platform movement are given. The operability of the new method was verified by 3D computer simulation of the dynamics of vibrating machines in SolidWorks

computer CAD using the Cosmos Motion module. An approximate theory of two-frequency vibrating machines operating on the Sommerfeld effect has been developed. Its accuracy has been verified, the limits of application have been determined.

In the third section, a generalized model of a one-mass vibrating machine with translational movement of the platform and a ball, roller or pendulum vibrator is built. Two-frequency modes of motion of the vibrating machine were found. Investigated: the number, conditions of existence and stability of two-frequency modes of motion; stability of jamming modes; energy efficiency of the vibrating machine; jamming modes by the analytical method. According to the research results, methods of studying the dynamics of two- and three-mass vibrating machines have been developed.

In the fourth chapter, a generalized model of a two-mass vibrating machine with rectilinear translational movement of platforms and a ball, roller, or pendulum-type vibration exciter is constructed. Analytical and numerical methods developed in chapter 3 were used to study the dynamics of the mentioned vibrating machine. In particular, the two-frequency modes of motion of the vibrating machine were found, their number, conditions of existence and stability were investigated. Synthesized two-mass resonant anti-phase vibrating machine. Its dynamics were studied analytically and numerically.

In the fifth chapter, a generalized model of a three-mass vibrating machine with rectilinear translational movement of platforms and a ball, roller, or pendulum-type vibration exciter is constructed. Analytical and numerical methods developed in chapter 3 were used to study the dynamics of the mentioned vibrating machine. In particular, the two-frequency modes of motion of the vibrating machine were found, their number, conditions of existence and stability were investigated. Three-mass anti-resonance vibration machine was analytically synthesized and investigated by analytical-numerical method.

In the sixth chapter, the dynamics of two-frequency single-mass vibrating machines with platform movement: rectilinear translational; rotary-oscillating. The

approximate theory of two-frequency vibrating machines operating on the Sommerfeld effect was tested. The dynamics of the experimental sample of the universal one-mass two-frequency vibrating machine with a spherical vibration exciter were studied. An experimental method of studying the dynamics of vibrating machines in conditions where visual observation of loads in the vibrating exciter is impossible or difficult has been developed. The method was tested on a specially created stand.

Keywords: vibrating machine, single-mass vibrating machine, two-mass vibrating machine, three-mass vibrating machine, two-frequency vibrations, resonant vibrations, Sommerfeld effect, vibration exciter, inertial vibration exciter, two-frequency vibration exciter, stable motion modes, stability of motion modes, machine dynamics.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Всі наукові результати в дисертаційній роботі, зокрема ті, що складають наукову новизну, одержані особисто автором. Зокрема це: способи збудження двочастотних вібрацій [1,23,26–28,30,31,34]; конструкції збудників двочастотних вібрацій [24,25,29–31]; результати дослідження динаміки одномасових [2–8,11–14,20–22,33,36,37], двомасових [7,9,10,19], трьохмасових вібротомашин [7,17,18]; метод дослідження ефекту Зомерфельда, що ґрунтується на параметричному розв’язанні задачі із застосуванням елементів теорії біфуркації рухів [8,9,14,17,18,19,21]; результати і експериментальні методи дослідження динаміки вібротомашин, зокрема ті, що ґрунтуються на регресійному аналізі сигналів [6,11,22,33,35]. Співавтору Філімоніхіної І.І. належать енергетичні методи досліджень [13,20,37]; результати розв’язання модельної задачі у частині апробації емпіричних і енергетичних методів дослідження [13,37]. Співавтору Філімоніхіну Г.Б. належить конструкція стенду для дослідження явища застрягання кулі [22].

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: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.265578>

Експериментальний метод дослідження ефекту Зомерфельда у випадку, коли спостереження за рухом вантажів у вібротомашині ускладнене чи неможливе.

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>

Розв'язання модельної задачі з точними методами.

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>

Визначення енергоефективності одномасової вібромашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Синтез і дослідження динаміки двомасової протифазної вібромашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.213724>

Синтез і дослідження динаміки тримасової антирезонансної вібромашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Дослідження динаміки узагальненої тримасової вібромашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Дослідження динаміки узагальненої двомасової вібрмашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Методи і результати експериментального дослідження динаміки універсальної резонансної вібрмашини з кульовим віброзбудником.

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>

Розв'язання модельної задачі зі збудження кругових резонансних вібрації кулею, роликком чи маятником.

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>

Виділення всіх можливих режимів застрягання вантажів у віброзбуднику з багатьма вантажами у рамках плоскої моделі.

11. Yatsun, V., Filimonikhina, I., Podoprygora, N., Hurievska, 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>

Модель і диференціальні рівняння руху одномасової вібромашини з поворотно-коливальним рухом платформи і віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Стенд, методи і результати експериментального дослідження динаміки одномасової вібромашини з поворотно-коливальним рухом платформи і віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Результати з числового дослідження стійкості різних режимів руху одномасової вібромашини з віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Двочастотні режими руху двомасової вібромашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Двочастотні режими руху одномасової вібромашини, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Диференціальні рівняння руху одно-, дво- і тримасових вібромашин з віброзбудниками кульового, роликowego, маятникового типів.

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>

Стенд, методи і результати експериментального дослідження динаміки одномасової вібромашини з поступальним рухом платформи і віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Умови і методика заміни звичайного інерційного віброзбудника двочастотним віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Методи і результати з дослідження 3D моделюванням динаміки

одномасової вібромашини з поступальним рухом платформи і віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

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>

Методи і результати з дослідження 3D моделюванням динаміки одномасової вібромашини з поворотно-коливальним рухом платформи і віброзбудником, що працює на ефекті Зомерфельда.

21. Филимоныхин 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>

3D модель грохота ГЛ 42 з кульовим збудником двочастотних вібрацій і результати дослідження її динаміки.

22. Филимоныхин 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>

Спосіб збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами і приклади його реалізації.

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.

Спосіб збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами і приклади його реалізації.

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.

Спосіб збудження двочастотних ударно-коливальних вібрацій пасивними автобалансирами і приклади його реалізації.

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.

Збудник двочастотних вібрацій, що працює на ефекті Зомерфельда.

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.

Збудник двочастотних вібрацій, що працює на ефекті Зомерфельда.

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.

Збудник двочастотних вібрацій, що працює на ефекті Зомерфельда.

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 № a201703021; заявл. 30.03.2017; опубл. 25.03.2019, Бюл. №6/2019.

Збудник двочастотних вібрацій, що працює на ефекті Зомерфельда.

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.

Збудник двочастотних вібрацій, що працює на ефекті Зомерфельда.

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.

Спосіб збудження двочастотних вібрацій з використанням ефекту Зомерфельда.

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.

Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій, приклади.

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>

Розв'язання модельної задачі з дослідження резонансних режимів руху платформи одномасової вібромашини, збуджених маятником, вільно насадженим на вал електродвигуна.

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”, Petroşani, 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>

Теоретично можливі режими застрягання вантажів у вібрзбуднику з багатьма вантажами у рамках плоскої моделі вібромашини.

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”, Petroşani, Romania. — 2018. — С. 193-194.

35. Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. Механізм збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами. 12-й міжнародний симпозіум українсь-

ких інженерів-механіків у Львові". Тези доповідей. Львів. 28-29 травня 2015.

Пояснення механізму збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами в вібромашинах.

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.

Стенд, методи і результати експериментального дослідження двочастотних прямолінійних поступальних вібрацій платформи, збуджених кульовим автобалансиром.

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.

3D модель одномасового грохота, методи і результати дослідження двочастотних вібрацій, збуджених кульовим автобалансиром.

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.

ЗМІСТ

ВСТУП	29
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ, МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ	36
1.1. Загальний аналіз напрямків досліджень динаміки вібраційних машин	36
1.2. Переваги полічастотних і резонансних вібромашин	39
1.2.1. Переваги дво- і полічастотних вібромашин	39
1.2.2. Переваги резонансних вібромашин	43
1.3. Збудники вібрацій, що використовуються у вібраційній техніці для збудження резонансних коливань.....	47
1.4. Деякі особливості конструкції резонансних вібромашин.....	61
1.5. Ефект Зомерфельда і досвід його використання для створення резонансних інерційних вібраційних машин.....	72
1.5.1. Історична довідка про вібраційну механіку і ефект Зомерфельда	72
1.5.2. Досвід використання ефекту Зомерфельда для створення резонансних інерційних вібраційних машин.....	75
1.6. Виявлення і дослідження ефекту Зомерфельда в балансувальній техніці	84
1.6.1. Основні відомості з конструкції і принципу дії пасивних АБ	84
1.6.2. Виявлення ефекту Зомерфельда в балансувальній техніці і результати його дослідження	88
Висновки розділу 1.....	112
РОЗДІЛ 2. НАБЛИЖЕНА ТЕОРІЯ ДВОЧАСТОТНИХ ВІБРОМАШИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДА.....	117
2.1. Принцип дії двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда	118
2.1.1. Використання пасивних автобалансирів у якості збудників двочастотних вібрацій	118
2.1.2. Деякі технічні рішення із збудження полічастотних вібрацій пасивними автобалансирами і конструкції віброзбудників	124

2.2. Перевірка способу збудження двочастотних вібрацій пасивним автобалансиром 3D-моделюванням	130
2.2.1. Одномасова вібраційна машина з прямолінійним поступальним рухом платформи	130
2.2.2. Одномасова вібраційна машина з поворотно-коливальним рухом платформи	134
2.3. Розробка нової конструкції двочастотних віброзбудників та перевірка їх працездатності для грохоту легкого типу ГІЛ 42	143
2.3.1. 3D модель грохоту легкого типу ГІЛ 42 та двочастотного віброзбудника кульового типу	143
2.3.2. Пошук областей зміни параметрів, що забезпечують гарантований наступ двочастотних вібрацій	144
2.3.3. Дослідження впливу основних параметрів на двочастотні вібрації ..	146
2.3.4. Дослідження механізму збудження двочастотних вібрацій	150
2.3.5. Еквівалентна модель збудження двочастотних вібрацій та умови заміни звичайного інерційного віброзбудника на двочастотний	151
Висновки розділу 2	162
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІКА ОДНОМАСОВОЇ ВІБРОМАШИНИ	165
3.1. Фізико-математична модель одномасової вібромашини	166
3.1.1. Опис фізико-математичної моделі одномасової вібромашини	166
3.1.2. Диференціальні рівняння руху одномасової вібромашини	167
3.1.3. Приведення рівнянь руху до безрозмірного вигляду	171
3.2. Двочастотні режими руху одномасової вібромашини	175
3.2.1. Вигляд двочастотних режимів руху в першому наближенні	175
3.2.2. Аналітико-числовий метод дослідження кількості і умов існування режимів застрягання складеного вантажу	179
3.3. Дослідження стійкості ustalених режимів руху вібромашини обчислювальним експериментом	187
3.3.1. Приведення рівнянь руху до нормальної форми	187
3.3.2. Розрахункові данні, методика проведення експериментів	188
3.3.3. Результати дослідження стійкості ustalених режимів руху вібромашини	190
3.4. Оцінка енергоефективності вібромашини на чисто резонансному режимі руху	198
3.4.1. Аналіз енергозатрат	198

3.4.2. Наближене аналітичне визначення енергозатрат і ККД вібромашини	199
3.4.3. Алгоритм розрахунків енергозатрат і ККД вібромашини та перевірка його ефективності	202
3.5. Аналітичне дослідження режимів застрягання	206
3.5.1. Пошук швидкостей застрягання складеного вантажу методом малого параметру	206
3.5.2. Уточнення біфуркаційних швидкостей і критичних частот застрягання методом малого параметру	212
Висновки розділу 3.....	215
РОЗДІЛ 4. ДИНАМІКА ДВОМАСОВИХ ВІБРОМАШИН	220
4.1. Фізико-математична модель двомасової вібромашини	221
4.1.1. Опис узагальненої моделі двомасової вібромашини, диференціальні рівняння руху.....	221
4.1.2. Приведення рівнянь руху до безрозмірного вигляду.....	222
4.2. Двочастотні режими руху двомасової вібромашини	226
4.2.1. Вигляд двочастотних режимів руху в першому наближенні	226
4.2.2. Аналіз рівняння для пошуку частот застрягання вантажів, аналітико-числовий метод досліджень	230
4.2.3. Перевірка ефективності аналітико-числового методу досліджень ..	233
<i>4.2.4. Вплив на усталені рухи зовнішніх і внутрішніх сил опору</i>	<i>238</i>
4.3. Синтез і дослідження динаміки резонансної протифазної двомасової вібромашини	242
4.3.1. Опис моделі вібромашини, диференціальні рівняння руху	242
4.3.2. Пошук кутової швидкості обертання вантажів, на якій вібромашина працює як протифазна	243
4.3.3. Умови, за яких протифазна вібромашина стає резонансною	245
4.3.4. Закони усталених рухів платформ	246
4.3.5. Числові дослідження динаміки вібромашини.....	247
4.3.6. Інтегрування диференціальних рівнянь руху, оцінка стійкості протифазного режиму.....	252
Висновки розділу 4.....	255
РОЗДІЛ 5. ДИНАМІКА ТРИМАСОВИХ ВІБРОМАШИН.....	259
5.1. Фізико-математична модель тримасової вібромашини.....	260

5.1.1. Опис узагальненої моделі тримасової вібромашини, диференціальні рівняння руху.....	260
5.1.2. Приведення рівнянь руху до безрозмірного вигляду.....	262
5.2. Двочастотні режими руху тримасової вібромашини	266
5.2.1. Вигляд двочастотних режимів руху в першому наближенні	266
5.2.2. Аналіз рівняння для пошуку частот застрягання вантажів, аналітико-числовий метод досліджень	270
5.3. Синтез і дослідження динаміки антирезонансної тримасової вібромашини	273
5.3.1. Опис моделі вібромашини, диференціальні рівняння руху	273
5.3.2. Пошук кутової швидкості обертання вантажів, на якій проміжна платформа нерухома	275
5.3.3. Умови, за яких вібромашина стає антирезонансною	277
5.3.4. Закони усталених рухів платформ	278
5.3.5. Числові дослідження динаміки вібромашини.....	280
5.3.6. Інтегрування диференціальних рівнянь руху, оцінка стійкості антирезонансного режиму.....	285
Висновки розділу 5.....	287
РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ДВОЧАСТОТНИХ ВІБРОМАШИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДУ	290
6.1. Динаміка двочастотної одномасової вібромашин з прямолінійним поступальним рухом платформи	291
6.1.1. Мета та методи досліджень.....	291
6.1.2. Опис стенду	292
6.1.3. Перевірка прямолінійності коливань платформи вібромашини.....	294
6.1.4. Характеристики стенду вібромашини та тестування методів дослідження	296
6.1.5. Ідентифікація коефіцієнтів у двочастотному законі зміни віброприскорень платформи	298
6.1.6. Вплив параметрів автобалансира на характеристики двочастотних вібрацій.....	300
6.2. Динаміка двочастотної одномасової вібромашини з поворотно-коливальним рухом платформи.....	303
6.2.1. Мета та методи досліджень.....	303
6.2.2. Опис стенду вібромашини	304

6.2.3. Характеристики стенду вібромашини та тестування методів дослідження	306
6.2.4. Ідентифікація коефіцієнтів у двочастотному законі зміни вібропришвидшень платформи	309
6.2.5. Вплив параметрів стенду на характеристики двочастотних вібрацій	312
6.3. Динаміка дослідного зразка одномасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформи	318
6.3.2. Концепція та модель вібромашини, резонансні частоти та форми коливань платформи	320
6.3.3. Опис дослідного зразка вібромашини	323
6.3.4. Динамічне балансування обертових частин у зборі.....	327
6.3.5. Визначення резонансних частот та відповідних форм коливань платформи.....	328
6.3.6. Дослідження коливань вібромашини у конфігурації вібростола	329
6.3.7. Дослідження коливань вібромашини у конфігурації вібросепаратора	331
6.4. Стенд із дослідження ефекту Зомерфельда	332
6.4.1. Мета та методи досліджень.....	332
6.4.2. Методи експериментального дослідження ефекту Зомерфельда для автобалансирів чи збудників резонансних вібрацій.....	337
6.4.3. Оцінка точності методів	339
6.4.4. Дослідження ефекту Зомерфельда при кулі, жорстко закріпленій у автобалансирі.....	341
6.4.5. Дослідження ефекту Зомерфельда при кулі, вільно встановленої в автобалансирі.....	343
Висновки розділу 6.....	346
ВИСНОВКИ	352
ЛІТЕРАТУРА	355
ДОДАТОК А.....	398

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АБ	– автобалансир
ЦМ	– центр мас
ККД	– коефіцієнт корисної дії
Ω	– частота обертання вантажу щодо корпусу
ω	– частота обертання ротора
ω_p	– резонансна частота (на якій застряють вантажі)
Ω_{III}	– частота швидких коливань
M_D	– маса дебаланса на корпусі вібробудника
M_ϵ	– маса дебаланса, маса вантажів
M	– маса короба
M_Σ	– загальна маса машини
C	– коефіцієнт жорсткості опор
B	– коефіцієнт сил опору в опорах
H	– сили в'язкого опору руху вантажу
R	– радіус обертання дебалансу
r_d	– радіус обертання неврівноваженої маси
r_m	– відстань від поздовжньої осі ротора до центру мас вантажу
\bar{b}	– неврівноважена маса
\bar{m}	– маса коригувальних вантажів
l^*	– характерний масштаб для відстані
t^*	– характерний масштаб для часу
ξ	– безрозмірна відстань
τ	– безрозмірний час
$\tilde{M}r_m$	– сумарний дебаланс вантажів
$\tilde{D}r_d$	– дебаланс на корпусі вібробуднику
μ	– безрозмірний параметр, що характеризує сили опору в

опорах

β	– фаза коливань
α	– кут між напрямком руху платформи і вертикаллю
k	– коефіцієнт жорсткості пружно-в'язкої опори
b	– коефіцієнт в'язкості пружно-в'язкої опори
X	– вісь паралельна платформі
Y	– вісь паралельна напрямку руху платформи
K	– точка в якій знаходиться ЦМ корпусу вібробудника
M_K	– маса корпусу вібробудника
J_K	– осьовий момент інерції відносно осі обертання
μ	– точкова дебалансна маса на корпусі вібробудника
P	– відстань дебалансної маси до точки K
X_K	– вісь паралельна осі X
Y_K	– вісь паралельна осі Y
ωt	– кут, що визначає положення дебалансної маси щодо корпусу
t	– час
N	– кількість вантажів
R	– радіус окружності руху ЦМ вантажу
φ_j	– кут положення вантажу номер j щодо корпусу
F_j	– Ньютонівська сила в'язкого опору
b_w	– коефіцієнт сили в'язкого опору
T_j	– кінетична енергія вантажу
V_j	– модуль швидкості центру мас вантажу
J_C	– головний центральний осьовий момент інерції
ω_j	– модуль кутової швидкості обертання вантажу навколо власного ЦМ
R_j	– дисипативна функція Релея
Π_j	– потенціальна енергія

$\tilde{Y}, \tilde{S}, \tilde{\omega}$	– характерні масштаби
γ	– періодична функція, яка повільно змінюється
$Amp(s, \Omega)$	– амплітуда повільних (резонансних) коливань платформ
$Amp(\delta, n)$	– амплітуда швидких коливань платформ
P_p	– миттєві потужності сил в'язкого опору
P_Σ	– повна потужність
η	– коефіцієнт корисної дії
$A(\Omega)$	– амплітуда резонансних коливань
$C_d(\Omega)$	– коефіцієнт динамічності
R_y	– сума проекцій всіх сил, що діють на раму (фундамент) на вісь y
АБ	– автобалансир
КВ	– коригувальний вантаж

ВСТУП

Актуальність теми. Серед вібромашин типу грохотів, вібросит, сепараторів перспективними є машини із двочастотними збудниками вібрацій. 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 коробка 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 вібромашини, 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 Центральньоукраїнському 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 енергоефективних 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 технічні рішення зі 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; 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 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.

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 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.

6. Уперше 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 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 вібромашини 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 вібромашин; 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 “Гравел-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 віброна машини широкого призначення» з обсягом фінансування 50,0 тис. грн.

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

Апробація роботи. Матеріали дисертації обговорювалися на: XXX–XXXV наукових конференціях викладачів, аспірантів та співробітників ЦНТУ (2014-2022 р.р.); 9-й міжнародній науково-практичній конференції "Математичне та імітаційне моделювання систем МОДС 2014" (Чернігів-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.

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

РОЗДІЛ 1.

СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ, МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Загальний аналіз напрямків досліджень динаміки вібраційних машин

Динаміку вібраційних машин вивчають такі наукові напрямки, як динаміка та міцність машин, машинознавство, гірничі машини, обробка матеріалів, машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій, машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва та інші.

Задачі з дослідження динаміки вібраційних машин можна умовно поділити на два напрямки. У першому переважно вивчаються динамічні характеристики самої вібраційної машини, закони руху її складових частин, різні режими руху тощо. У другому напрямку переважно вивчається динаміка виконання технологічного процесу, для якого розроблена вібраційна машина.

Дослідженню динаміки широкого класу вібраційних технологічних машин і засобів вібраційного оброблення присвячені роботи І. І. Биховського [41], І. І. Блехмана [42, 43], П. С. Берника [44], Л. А. Вайсберга [45], В. Д. Варсанов'єва [46], І. Х. Гончаревича [47-49], Б. В. Гусєва [50], П. М. Заїки [51], В. О. Кононенко [52], Ю. Р. Копилова [53], Е. Е. Лавендела [54], В. О. Повідайла [55, 56], Г. Я. Пановка [57], В. М. Потураєва [58-60], В. Й. Сівка [61], Р. І. Сіліна [62], А. О. Співаковського [63], М. В. Хвінгія [64-67], В. А. Баумана [68], М. В. Медвідя [73], В. П. Надутого [70, 71], І. І. Назаренко [72-76], В. П. Франчука [77], М. П. Ярошевича [78-81] та ін.

Безпосередньо дослідженнями динаміки резонансних та полічастотних машин і систем займалися та продовжують займатися видатні учені: П. М. Алабужев [82, 83], В. К. Асташев, В. І. Бабіцький [84-88], В. А. Баженов [89], О. Є. Божко [90-96], О. О. Борщевський [97], А. Ф. Булат [98], Я. А. Віба [99], М. В. Закржевський [100], А. Є. Кобринський [101], В. Л. Крупенін [102], Б. І. Крюков [103, 104], Е. Е. Лавендел [54, 105], Е. А. Логвиненко [106], В. С. Ловейкін [107], О. Г. Маслов [108-110], В. П. Надутий [70, 71], І. І. Назаренко

[111–114], М. П. Нестеренко [115], В. А. Остапенко [116, 117], В. М. Потураєв [58–60], К. М. Рагульскіс [118], В. Л. Рагульскене [119], М. П. Ряшенцев [120], М. А. Ткачук [121–125], В. П. Франчук [58, 126], Р. Д. Іскович-Лотоцький [127–130], О. Ф. Іткін [131–133], Ю. В. Човнюк [134], С. Л. Цифанський [135–137], Г. А. Шевченко [138, 139] та ін.

Безпосередньо ними розроблені методи дослідження динаміки вібраційних машин, що ґрунтуються на теорії лінійних і нелінійних коливань, методах малого параметра тощо.

Вагомий внесок у розвиток синтезу конструкцій, динаміки та міцності машин, на чому і базується методика розрахунку віброобладнання, зробили такі вчені як: М. М. Беляєв [140], І. А. Біргер [141–143], В. Л. Вейц [144], С. С. Гутиря [145], А. Ф. Дащенко [146], А. П. Зіньковський [147], С. М. Кожевников [148], М. С. Комаров [149], І. В. Кузьо [150–153], Б. І. Кіндрацький [154], В. С. Ловейкін [155], В. О. Малащенко [156, 157], П. Л. Носко [158], Г. С. Писаренко [159–164], С. Д. Пономарьов [165, 166], Ю. Н. Работнов [167], В. Б. Струтинський [168], Є. В. Харченко [169–171] та ін.

Слід відзначити здобутки у розробленні тримасових вібраційних технологічних машин наступних представників: німецьку компанію Signal Gesellschaft [172–177], науковців: John C. O'Connor [178], Joseph W. Sherwen [179, 180], Arthur W. Forman [181], Gulertan Vural та Albert Linz [182], Franklin C. Pereny [183], Mikata Yoshitaka [184, 185], Albert R. Probert [186], Richard B. Kraus [187], Mouldsdale Timothy, John Blackwall та Mendelewicz Ran [188], Ralph A. Stearns, Vozrah [189], He Li та ін. [190], Wang Yun [191], Г. Б. Букати [192], Л. А. Вайсберг [193], І. Х. Гончаревич [47,49,194–196], Б. В. Гусєв [197], О. П. Дєдов [75, 198–199], Л. П. Левін [200–202], В. П. Надутий [70, 71], І. І. Назаренко [72–76], В. М. Потураєв [58,60,77,203], П. А. Сергєєв [194], М. В. Хвінгія [66, 67], О. В. Цуркан [204–206], Ю. Ф. Чубук [76], В. М. Шатохін [207], В. Б. Яковенко [208, 209] та ін.

Розробками тримасових міжрезонасних систем в науковій школі Національного університету “Львівська політехніка” займаються такі науковці:

О.С. Ланець [153, 210-228] та В. М. Гурський [153, 211–213].

Основам та розвитку теорії та методів дослідження динаміки нелінійних динамічних систем присвячені наукові праці А. А. Аліфова [229], В. А. Баженова [89, 230], М. М. Боголюбова та Ю. О. Митропольського [231], М. В. Василенка [232], В. Л. Вейца [233], І. І. Вульфсона [234], О. Ф. Дашенка [146], М. І. Казакевича [235], В. М. Карабана [236], М. З. Коловського [237], В. О. Кононенка [52], Д. Р. Меркіна [238], В. А. Остапенка [117], Я. Г. Пановка [239], К. Ф. Фролова [48, 229], П. Я. Пукача [240], Б. І. Сокола, З. А. Стоцька, В. Б. Струтинського [241], В. М. Шатохіна [207], М. П. Ярошевича [242, 243] та ін.

Серед закордонних публікацій цього спрямування слід відзначити роботи авторів: Z. Despotovic [244–246], H. Bayirođlu [247], Jee-Hou Ho [248, 249], J. Michalczyk [250–253], E. Pavlovskaja [254], R. Sampaio [255], I. Sokolov [87], J. Awrejcewicz [256], G. Luo [257–262], P. Olejnik [263], V. Ostasevicius [264], S. Peter [265], K. Stevanović-Hedrih [266], Van-Du Nguyen [248, 267], D. J. Wagg [268, 269], J. Wang [270], Wei-Chan Xie [271], V. Yevstignejev [272] та багатьох інших дослідників.

Дослідження динаміки узагальнених вібраційних машин – одно-, дво-, тримасових тощо, як правило передують розробці і дослідженню динаміки вібраційних машин для певної галузі виробництва. Особливий поштовх у розвиток вібраційної техніки вносять дослідження нових способів збудження вібрацій, та переосмислення відомих способів з врахуванням стрімкого розвитку електронно-обчислювальної техніки.

1.2. Переваги полічастотних і резонансних вібромашин

1.2.1. Переваги дво- і полічастотних вібромашин

Серед вібромашин типу грохотів, вібросит, сепараторів перспективними є машини із двочастотними збудниками вібрацій [98,105,273–278]. У таких машинах при коливаннях короба (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 короба [98] і зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу для збільшення інтенсивності основного технологічного процесу [273].

З однієї сторони дослідження, проведені в роботах [274–278], доводять переваги машин із двочастотними збудниками. Так, двочастотні вібрації забезпечують більш ефективний поділ по крупності мінеральної сировини [274], зневоднювання вугілля [275] або фракціонування піску [276]. Ефективність двочастотних вібрацій підтверджена для одномасної інерційної вібромашини [277]. Загальні перспективи розвитку машин з полігармонійним законом вібрацій платформи представлені в роботі [278], де доводиться технічна актуальність проблеми проектування таких машин.

Розроблені конструкції приводний принцип яких засновано на застосуванні декількох інерційних віброзбудників з різною частотою збудження вібрацій [279].

У роботі [280] запропонована динамічна схема із двома самосинхронізуючими інерційними віброзбудниками працюючими в протифазному режимі, що дозволило створити поступально-кутові коливання платформи вібромашини.

У роботі [281] досліджений вплив двочастотних вібрацій на експлуатаційні характеристики коливальних систем з використанням двох інерційних віброзбудників. Для перевірки ефективності використання трьох

віброзбудників була створено 3D модель грохоту й досліджений вплив двочастотних вібрацій на розподіл напруг на корпусі грохоту [282].

Розглянуті рішення також мають ряд недоліків: складність конструкції, громіздкі габарити, відсутність автоматичного підстроювання частоти обертання одного з валів під резонансну частоту коливань платформи, дорожнечу конструкції.

У роботі [283] запропоновані конструкції збудників двочастотних вібрацій у вигляді планетарного механізму. Більш досконала конструкція планетарного вібратора дозволяє змінювати напрямок коливань вібратора [284]. Недоліком конструкції є твердий зв'язок між двома частотами коливань.

Розвитком конструкції машин із двома дебалансними віброзбудниками послужили розробки бігармонійних машин з одним дебалансним (для створення збурливої сили низької частоти) і електромагнітним високочастотним віброзбудником. У роботі [286], крім основного дебалансного віброзбудника, запропоновано використовувати електродинамічний вібратор імпульсного впливу. У роботі [287] використовується режим вібратора з подвійним ударом.

Розглянуті рішення мають ряд недоліків: складність конструкції, відсутність автоматичного підстроювання частоти під резонансну частоту коливань платформи, вимагає живлення електричним струмом.

Двочастотні (полі частотні) грохоти випускаються серійно в багатьох країнах світу. В таблиці 1.1 представлені основні виробники даного типу вібраційних машин.

Таблиця 1.1.

Фірми-виробники, деякі моделі і характеристики двочастотних (полічастотних) вібраційних машин

№	Виробник	Модель	Амплітуда, мм	Частота, Гц	Потужність, кВт	Продуктивність, т/Г	Сайт
1	Rhewum, Німеччина	RHEduo	-	-	2,5-19	25	https://www.rhewum.com/en/products/high-capacity-screeners/rheduo
2	VIBFEM, Австралія	VMF33061	-	-	45	1000	https://vibfem.com/dual-frequency-screen
3	Astec, США	GT205	-	16	95	600	https://astec-assets.azureedge.net/sf-assets/docs/default-source/mobile-crushing-screening-documents/mobile-screen-plants/mobile-incline-screen-plant-gt205-spec-sheet-english.pdf?sfvrsn=4e90c836_6
4	Henan Winner Vibrating Equipment Co., Ltd., Китай	WFPS- 40100	6-9	12-24	8x18,5	600	https://www.okorder.com/p/double-frequency-screen-vibrating-screen-for-mining_1101808.html
5	Henan Winner Vibrating Equipment Co., Ltd., Китай	WFPS-2575	6-9	12-24	6x7,5	280	https://www.okorder.com/p/double-frequency-screen-vibrating-screen-for-mining_1101808.html

Окремо слід виділити компанію Kroosh Technologies Ltd. (ISRAEL). Компанія виробляє багаточастотні вібраційні машини різних типорозмірів, призначені для просіювання матеріалів у промисловості будівельних матеріалів, гірничорудної та металургійної промисловості, у вугільній, хімічній, фармацевтичній, харчовій та інших галузях промисловості. Компанія випускає прямокутні гуркити та круглі вібрості різних розмірів і для широкого ряду аплікацій, мокрих та сухих, на ситах від 20 мкм до 30 мм.

ТОВ «КБ Інтел», Україна з 2006р. є офіційним представником компанії Kroosh Technologies Ltd.

В якості віброзбудників використовується багаточастотна адаптерна система «KROOSH" [285]. Це повністю механічна система, яка не потребує ніякого окремого джерела енергії. За заявою виробника вібрація, що створюється вібромотором, передається по корпусу грохоту на багаточастотні адаптери, де посилюється в 200-400 разів, перетворюється з одночастотної (гармонійної) в багаточастотну (негармонійну) і збуджує робочий орган машини-сітку (просіваючу поверхню), при цьому високочастотні коливання назад на корпус грохоту не передаються. Одночасно, кожна частинка матеріалу на сітці практично миттєво «знаходить» свою власну частоту збудження, набуваючи високі прискорення.

Високі прискорення в поєднанні з багаточастотним рухом дозволяють просіяти будь-які матеріали з великою продуктивністю. Зокрема, під впливом багаточастотної вібрації кожна частинка, з якої складається агломерат починає прямувати до своєї частоти збудження, і агломерат розпадається.

Переваги вібромашин Kroosh Technologies Ltd наведені у табл. 1.2:

Табл. 1.2.

Переваги застосування багаточастотних грохотів і круглих сит на прикладі Kroosh Technologies Ltd. (ISRAEL) <https://www.kroosh.com/applications>

№ пп	Галузь промисловості	Переваги
1	Горнорудна, металургійна	Зниження крупності подрібненої руди найменш затратним способом
2	Харчова і фармацевтична	Просіювання матеріалів на дрібних сітках шляхом подолання проблем деагломерації і залипання просіювачих сіток
3	Порошкова металургія і тонка хімія	Контрольне просіювання і класифікація сипких порошкових матеріалів
4	Виробництво будівельних матеріалів	Розсів гірських порід, зокрема, великої в'язкості з очищенням від пилу, глини
5	Вугільна та сланцева	Якісна дешламація вмісту шламосховищ збагачувальних фабрик по класу 100 мкм
6	Хімічна промисловість	Грохотіння матеріалів великої вологості шляхом зменшення залипання бруду на ситах
7	Мінеральні добрива	Збільшення продуктивності і якості готової продукції при виробництві калійних, фосфатних і інших мінеральних добрив

1.2.2. Переваги резонансних вібротриболомашин

Серед вібротриболомашин різного застосування перспективними є резонансні вібротриболомашини [218]. У них вібротриболобудники меншої маси збуджують коливання з більшою амплітудою, що підвищує енергоефективність, надійність і

довговічність роботи вібромашини. Основні принципи конструювання таких машин розглянуті в [218, 288].

Інерційні віброзбудники при меншій масі збуджують більш інтенсивні вібрації в порівнянні з електромагнітними віброзбудниками [288]. Тому далі розглядаються вібромашини тільки з інерційними віброзбудниками.

З іншого боку, резонансні машини більш енергоефективні. Їх віброзбудники меншої маси збуджують коливання платформи з більшою амплітудою [287]. Резонансні режими коливань платформи широко застосовуються як для вібраційних млинів [289], грохотів [290], столів [291] і т.д.

Існує кілька способів збудження резонансних коливань. В [292] використовується електромеханічний віброзбудник. Він має складну систему керування. В [293] використовується ефект Зомерфельда. Маятник насаджений на вал електродвигуна. Номінальна частота обертання ротора двигуна трохи менше резонансної частоти коливань віброплатформи. Через ефект Зомерфельда маятник не може розігнатися до номінальної швидкості обертання ротора й застряє на резонансній частоті коливань платформи. Недолік методу полягає в тому, що електричне коло двигуна при цьому перевантажене. В [294] замість малопотужного двигуна використовується вітрове колесо, сполучене з дебалансом. На колесо подається потік стисненого повітря. Колесо поступове розганяється до резонансної частоти коливань платформи. Недолік методу в низькому коефіцієнті корисної дії системи « стиснене повітря – вітрове колесо – віброплатформа».

Резонансні грохоти випускаються серійно в багатьох країнах світу. В таблиці 1.3 представлені основні виробники даного типу вібраційних машин.

Табл. 1.3.

Фірми-виробники, деякі моделі і характеристики резонансних вібраційних машин

№	Виробник	Модель	Амплітуда, мм	Частота, Гц	Тип віброзбудн ика	Потужність, кВт	Продуктив ність, т/г	Сайт
1	АО «PSP Engineering», Чехія	RT 1047 - 1057	6-12		інерційний	7,5	150-180	http://www.pspeng.com/ru/screening-and-transport/detail/rt-resonance-screens/
2	BINDER+C O AG, Австрія	Resonance screen			інерційний		800	https://www.binder-co.com/en/products/screening/resonance-screens/
3	VIBFEM, Австралія	R1045	0-25		інерційний	7,5	125 - 175	https://img1.wsimg.com/blobby/go/1eb85d32-b2f3-4a78-8b6f-4268eecbed48/downlo
4	VIBFEM, Австралія	R1560	0-25		інерційний	2x11	250-350	ads/Resonance-Screens.pdf?ver=1679
5	VIBFEM, Австралія	R1875	0-25		інерційний	2x11	450	

6	VIBFEM, Австралія	R2075	0-25		інерційний	15	500-550	<u>899440079</u>
7	VIBFEM, Австралія	R2480	0-25		інерційний	2x15	650	
8	GOSTER, Польща	GSR	0-30		інерційний			<u>https://ua.goster.pl/</u>
9	Польща	ZDR	16	13	інерційний	13,17	300,350	<u>http://komag.eu/images/maszynygornicze1/MM2022/MM_2022_1_art2.pdf</u>

Усі машини, наведені у табл. 1.3, виконані за врівноваженою схемою. Вібробудники цих ВТМ виконані у вигляді: кривошипно-балансирних механізмів з пружними елементами та ексцентрикових механізмів з пружним шатуном.

1.3. Збудники вібрацій, що використовуються у вібраційній техніці для збудження резонансних коливань

В вібромашинах використовується силове, кінематичне, параметричне, та самозбудження (автоколивальне збудження) вібрацій [295].

Кінематичне збудження вібрації системи досягається шляхом надання будь-яким її точкам заданих рухів, що не залежать від стану системи. При цьому стан системи визначається сукупністю узагальнених координат. Коливання відносять до вимушених. Кінематичні збудники як правило мають вигляд ексцентрикових валів, кривошипно-повзунних механізмів, кулачкових механізмів тощо. Перевагами є висока стабільність коливань, здійснення коливань за наперед заданим законом. Недоліком є відносно висока потужність привода, яка необхідна для забезпечення руху окремих точок чи робочих органів вібромашини за наперед заданим законом. Кінематичне збудження дуже поширене у вібраційній техніці. Воно є найбільш вивченим.

Параметричне збудження коливань (вібрації) системи досягається незалежною від стану системи зміною в часі одного або декількох її параметрів (маси, моменту інерції, коефіцієнта жорсткості, коефіцієнта опору). Цей спосіб дозволяє одержувати резонансні і субгармонійні коливання робочих органів вібромашини. Недоліками є вимога точного налаштування динамічних характеристик вібромашини, відносно невеликі області стійкості резонансних і особливо субгармонійних коливань. В реальних вібромашинах спосіб майже не використовується.

Самозбудження вібрацій системи здійснюється постачанням енергії від неколивального джерела і регулюється рухом самої системи. При цьому виникають автоколивання. Часто автоколивання зароджуються з рівноважних положень механічної системи, коли ті втрачають стійкість. При цьому положення рівноваги можуть бути відносні, тобто відносно певної рухомої неінерційної системи координат. У вібраційній техніці спосіб майже не використовується, але проводяться дослідження у цьому напрямку.

Силове збудження вібрації це збудження вібрації системи змушуючими силами та (або) моментами. Найбільш широко використовується у вібраційній техніці.

Отже, для збудження резонансних коливань підходить збудження силове, параметричне або самозбудження. Тому у подальшому кінематичне збудження вібрацій і відповідні віброзбудники не розглядаються.

Для збудження вібрацій потрібен привод. Привод (він же силовий привід) - сукупність пристроїв, призначених для приведення в дію машин та механізмів (або їх частин).

У вібраційній техніці використовуються такі приводи: гідравлічний; пневматичний; електричний. У цих приводах енергія рідини під тиском, стислого повітря чи електрики перетворюється у механічний рух. Механічний рух може бути: обертальним; зворотно-поступальним; кутовим коливальним тощо. Сам рух може супроводжуватися ударами.

Розглянемо вібратори, що застосовуються для збудження резонансних коливань.

Віброзбудники можуть мати окреме від привода виконання, або виконані у поєднанні з двигуном (приводом).

При поєднанні з двигуном утворюється так званий мотор-вібратор, або вібромотор. В залежності від типу двигуна вібромотор може бути електричним, пневматичним чи гідравлічним.

Всі типи вібромоторів виникли на початку розвитку вібраційної техніки. Наприклад, один з найперших рідинних (гідравлічних) вібраторів запропонований у 1919 році Hugo F Liedtke в патенті США US1346221A [296]. Віброзбудник складається (рис. 1.1) з відомого гідравлічного двигуна, що містить корпус 1, вхідний 2 і вихідний 3 патрубки, турбіну 4. Рідина під тиском подається у вхідний патрубок. Вона приводить у обертання турбіну. Для створення змушуючої сили турбіна виконана незрівноваженою.

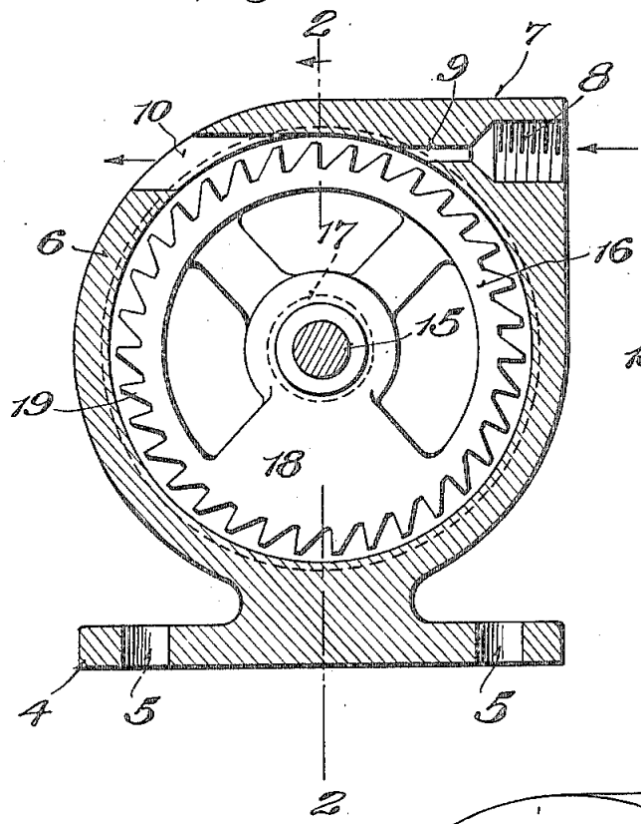


Рис. 1.1. Гідравлічний (рідинний) вібробудник за патентом США
US1346221A [1]

Гідравлічні мотори-вібратори випускаються вітчизняною і зарубіжною промисловостями (рис. 1.2).

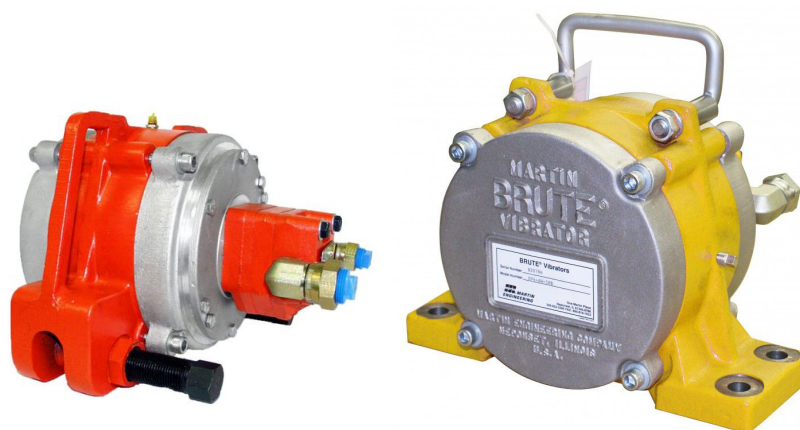


Рис. 1.2. Приклади промислових гідравлічних моторів-вібраторів

Очевидно, що вібромотор буде працювати, якщо замість рідини подавати стисле повітря чи пару. Тому пневматичні вібромотори мають конструкцію, подібну до рідинних (гідралічних). На рис. 1.3, а показана конструкція пневматичного вібромотора за патентом США US 5,314,305 [297], а на рис. 1.3, б – за патентом США US 6,244,815 В1.

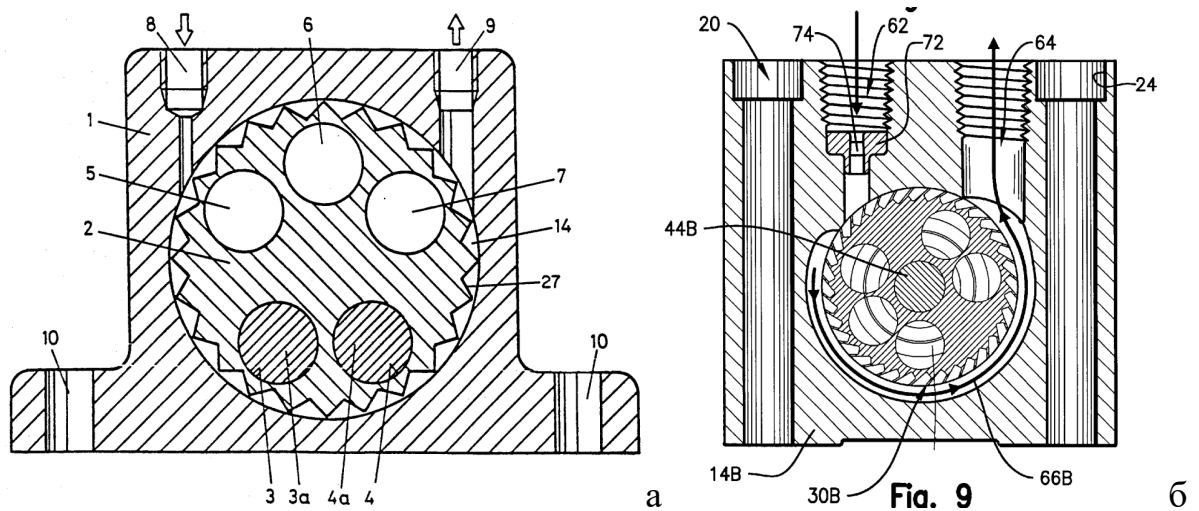


Рис. 1.3. Пневматичний вібромотор за патентом США:

а – US 5,314,305 [297]; б – US 6,244,815 В1 [298]

Пневматичні вібромотори на рис. 1.3-1.4 мають майже однакову конструкцію та принцип дії, і дещо відрізняються конструкцією турбіни.



Рис. 1.4. Приклади промислових пневматичних моторів-вібраторів

Добре відомі в світі і Україні:

- гідравлічні вібратори різної конструкції, що випускають компанії: OLI, регіон Модена (штаб-квартира), Італія; Martin Engineering, Сполучені Штати Америки; NetterVibration, Німеччина;

- пневматичні вібратори різної конструкції, що випускають компанії: Findeva AG, Oerlingen, Швейцарія; Vibronord, Італія.

Спільною перевагою рідинних і пневматичних моторів-вібраторів є надзвичайна компактність і велика потужність, можливість керування швидкості обертання турбіни, потужністю віброзбудника. Спільними недоліками зазначених віброзбудників є потреба у: джерелі подачі рідини, чи стислого повітря; трубах для доставки рідини чи повітря до вібромотору; герметизації корпусу тощо.

Електричні мотори-вібратори також мають назву площинних, майданчикових чи фланцевих вібраторів (рис.1.5).

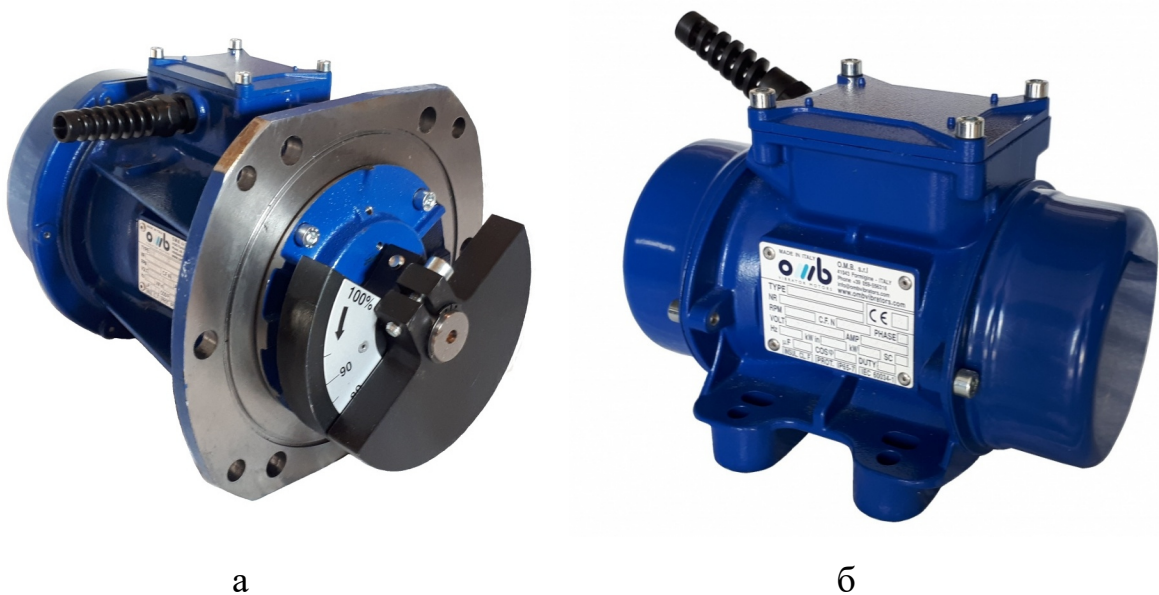


Рис. 1.5. Площинні (майданчикові) вібратори компанії OMB (Італія): а – фланцевий моделі BMF 750/15; моделі BM 130/3

Вібратор створюється на основі електричного двигуна. На його вал з протилежних сторін насаджуються дебалансні маятники.

Електричний двигун, як правило, асинхронний, одно- чи трифазний. Є можливість керування його швидкістю обертання через перетворювач частоти.

Площинні вібратори випускають багато компаній. Найбільш відомі в Україні:

- "Кем-Р Електрик", Ізмір, Туреччина;
- OMB, Формиджине, Італія;
- OLI, регіон Модена (штаб-квартира), Італія;
- Wuxi Honker Machinery CO., LTD, Wuxi, Китай;
- та інші.

Переваги: можливість тривалої, безперервної роботи; самодостатність – віброзбудник містить в собі привід; можливість керування частотою обертання; можливість зміни дебалансу перед початком роботи.

Недоліки: складність розгону при великому дебалансі; велика у порівнянні з пневматичними і гідравлічними віброторами маса; можливе перевантаження електричної частини при розгоні; у звичайному виконанні – вибухонебезпечність, тощо.

До електричних віброзбудників відноситься віброзбудник з електромагнітним приводом (рис. 1.6).

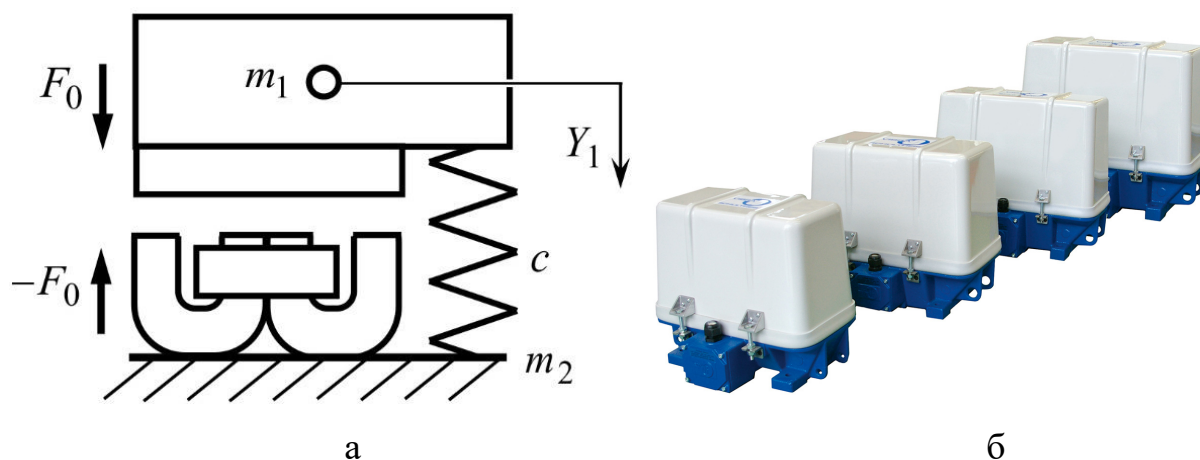


Рис. 1.6. Електромагнітний віброзбудник:

а – схема; б – промисловий зразок Vibra Schultheis (Німеччина)

Він створює гармонійну змушуючу силу спрямованої дії. Використовується переважно в мало- та середньо габаритних вібраційних технологічних машинах (конвеєри, живильники, дозатори, бункерні живильники) або в машинах з напрямленими коливаннями робочих органів.

Основними перевагами електромагнітного приводу слід вважати практично необмежений ресурс та простоту керування режимом за постійної частоти. У такого приводу майже відсутні проблеми пуску технологічних машин. Проте він має і ряд недоліків, зокрема:

- складність розрахунку порівняно з машинами з інерційними та ексцентриковими віброзбудниками;
- неможливість точно передбачити значення коефіцієнта заземлення пружних елементів;
- невисокі питомі зусилля на одиницю маси конструкції;
- висока вартість засобів керування частотою;
- практично застосовується лише в резонансних системах.

Якщо абстрагуватися від типу приводу віброзбудника, то безпосередньо для збудження резонансних коливань використовуються три типи віброзбудників: інерційні; кривошипно-шатунні з пружним шатуном; електромагнітні.

Найпоширенішим типом віброзбудників для переважної більшості вібраційних машин є інерційний (рис.1.7) на основі дебалансних віброзбудників. Це завдячує його компактності при великій збурювальній силі, відносній легкості розрахунку та простоті застосування.

Через відсутність реальної конкуренції з боку інших типів віброзбудників, вібраційні машини, побудовані на основі цих віброзбудників, сьогодні займають перші позиції серед всіх класів вібраційного технологічного обладнання, зокрема, великогабаритного. Таке широке використання дебалансних та ексцентрикових віброзбудників вказує на беззаперечні їхні переваги та бездоганність порівняно з іншими типами приводів.

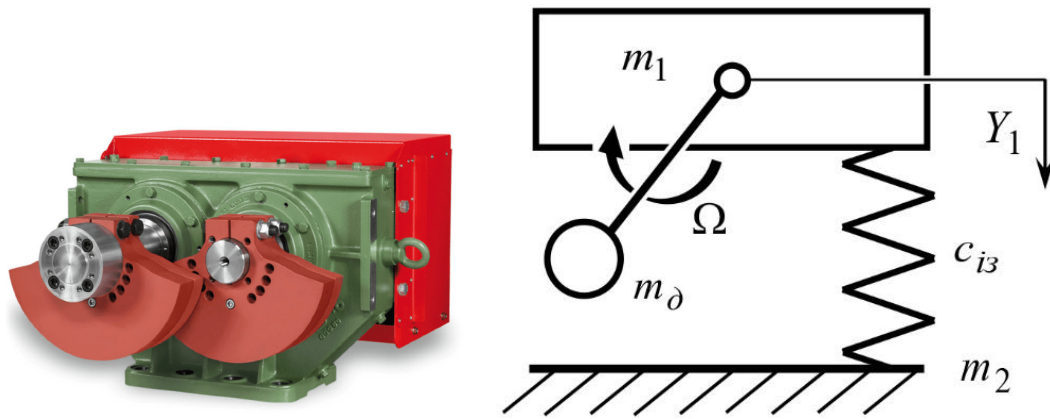


Рис.1.7. Інерційний віброзбудник

Основні переваги:

- високі питомі зусилля на одиницю маси конструкції привода;
- невисока вартість приводу та засобів керування.

До недоліків машин з дебалансними віброзбудниками можна віднести:

- складність регулювання амплітуд коливань робочих органів під час роботи машин, що обмежує їх використання на автоматичних ділянках виробництва;
- значний час виходу на номінальні режими роботи зі стану спокою і тривалий час зупинки;

- під час запуску та зупинки вібромашини механічна система проходить через резонанс, що може призвести до пошкодження обладнання, яке не передбачене для роботи в резонансних режимах;

- небажаний білярезонансний робочий режим роботи в зв'язку з існуванням у дебалансних віброзбудниках рухомих з'єднань у підшипниках кочення та ковзання, в зубчастих зачепленнях, коли примусово синхронізуються рухи двох і більше дебалансів тощо. За такого режиму механізми приводу сприймають значні динамічні навантаження, що може привести до їх руйнування;

- встановлення спеціальних заходів для примусової синхронізації, чи необхідність дотримання певних конструктивних параметрів для самосинхронізації віброзбудників;

- відносно низька гранична межа робочої частоти машин (до 100 Гц);

- низька безпечність роботи біля обладнання з відкритими дебалансами, що викликано обертальним рухом тіл зі зміщеними центрами ваги.

Вібробудники з кривошипно-шатунним механізмом з пружним шатуном успішно використовуються у вібраційних машинах із простотою реалізації напрямлених коливань та формування закону зміни зусилля збурення різноманітного характеру (рис.1.8,а).

Однак, цей привід має обмежений частотний діапазон роботи, високу вартість, низьку надійність та високі енергозатрати.

В системах з кривошипно-шатунним механізмом може бути відсутній пружний вузол, тоді відбуватиметься повне передавання динамічного навантаження через привід (рис. 1.8, б). Отже, на цьому етапі розвитку промисловості використання вібробудників, що містять рухомі з'єднання ковзання та кочення, ускладнюється.

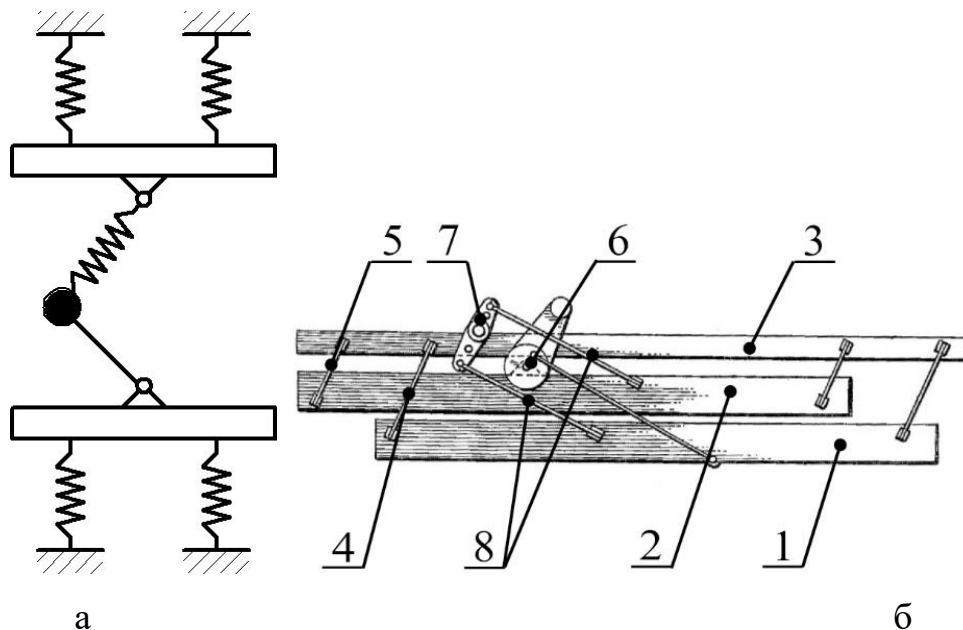


Рис.1.8. Вібробудник з кривошипно-шатунним механізмом

Електромагнітні вібробудники через їх високу вартість та невисокі питомі зусилля на одиницю маси конструкції майже не використовуються в великих промислових машин.

На сучасному етапі розвитку технологій, зокрема і вібраційних, енергоощадні принципи стають основоположними у створенні нового технологічного обладнання. Тому до сформульованих вище вимог для нового великогабаритного обладнання, безумовно, необхідно долучити і забезпечення енергоощадності. Саме енергоощадність часто є визначальним фактором у виборі того чи іншого обладнання, технології.

Завдяки використанню явища резонансу, сили інерції, що виникають під час роботи вібротомашин у білярезонансних режимах, можуть перевищувати сили, які розвивають віброзбудники, більше ніж у декілька разів. Саме тому актуально створювати нові конструкції віброзбудників, що працюють в резонансному режимі.

Залежно від фізичного механізму, що призводить до різкого збільшення амплітуд коливань, резонанси можна розділити на такі основні типи [299, 300]:

- вимушений резонанс, що виникає під впливом зовнішньої періодичної сили при наближенні її частоти до однієї зі своїх частот системи [301];
- автоколивальний резонанс, виникнення якого визначається пружними властивостями системи та силовими факторами не коливальної природи, що призводять до самозбудження коливань [299, 302, 303];
- параметричний резонанс, який виникає під дією періодичної зміни одного із параметрів системи [304];
- авторезонанс, що виникає під впливом сил, що породжуються рухом самої системи, і проявляється як збільшення амплітуд коливань однієї з підсистем з допомогою енергії коливань інших парціальних підсистем за наявності з-поміж них зворотних зв'язків [305, 306].

Вже із середини минулого століття у роботах А.А. Борщівського [307], І.І. Биховського [308], Р.Ф. Ганієва [300], Л.А. Вайсберга [193], І.Ф. Гончаревича [309] та ін, вказувалося на потенційну ефективність використання резонансного режиму роботи вібраційних машин. Наприклад, у роботі І.Ф. Гончаревича (1960 р.) [309] зазначається, що у вібротомашинах з

кінематичним збудженням «...що важче вібромашина, то більшою мірою її режим роботи має наближатися до резонансного». У 1986 р. Л.А. Вайсберг у своїй монографії «Проектування та розрахунок вібраційних грохотів» [193] пише, що резонансний режим роботи вібраційних технологічних машин забезпечує «ефективність використання примусової сили, що розвивається приводом». Дійсно, робота вібромашини на резонансному режимі є найбільш ефективною, тому що в цьому випадку можна досягти необхідних амплітуд коливань за допомогою порівняно малих значень збуджуючих сил.

Для ілюстрації на рисунку 1.9 представлені амплітудно-частотні характеристики зарезонансної та резонансної вібромашин, налаштованих на одну і ту саму робочу частоту.

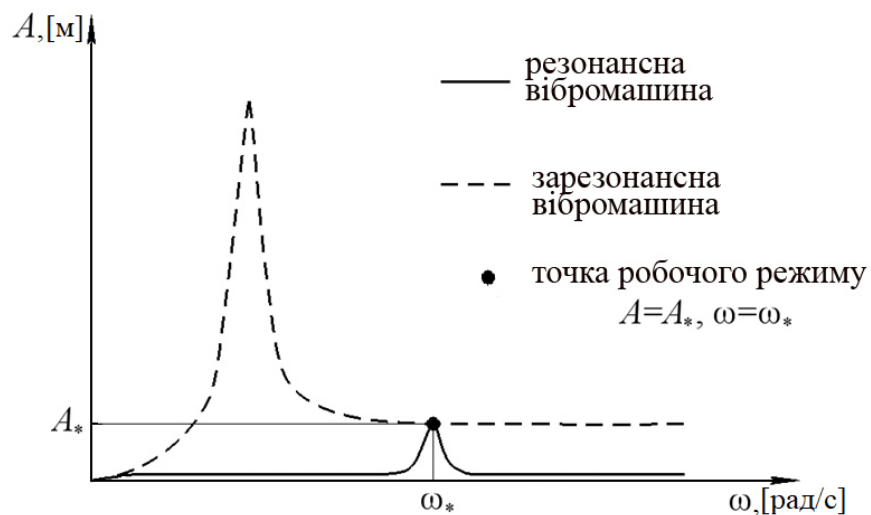


Рис. 1.9. Амплітудно-частотні характеристики резонансної та зарезонансної вібромашини

Для досягнення однієї і тієї ж амплітуди коливань A_* на робочому режимі з частотою ω_* у зарезонансній області необхідно подолати резонанс, що супроводжується значними амплітудами та витратами енергії. Робота в резонансному режимі дозволяє використовувати менш потужні віброзбудники, енергія яких здебільшого витрачається на подолання дисипативних сил [310].

Відсутність запасу потужності двигунів, необхідного для проходження резонансної зони, дозволяє забезпечити роботу вібробудників у номінальному режимі, що призводить до порівняно високих значень ККД та збільшення ресурсу приводу [310, 311].

Проте практична реалізація резонансного налаштування транспортно-технологічних вібраційних машин пов'язана з певними проблемами.

Одна з них обумовлена можливою флуктуацією параметрів оброблюваного матеріалу, що викликає відведення резонансної частоти і, як наслідок, різкі зміни значень амплітуд коливань. На рисунку 1.10 представлена амплітудно-частотна характеристика одномасової резонансної вібромашини з одним ступенем свободи (суцільна лінія), налаштованої при заданій масі оброблюваного матеріалу на робочий режим з амплітудою A_* та частотою ω_* та амплітудно-частотна характеристика цієї машини при зменшенні маси оброблюваного матеріалу (штрихова лінія).

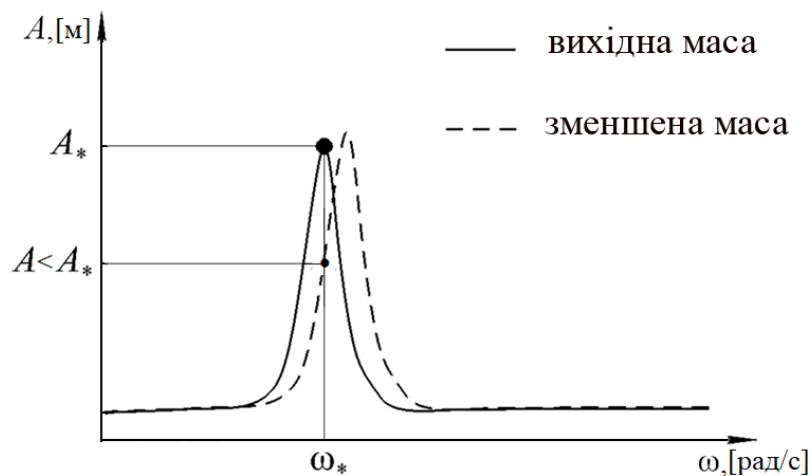


Рис. 1.10. Амплітудно-частотні характеристики при зменшенні маси оброблюваного матеріалу.

Зменшення маси матеріалу, що обробляється при незмінній частоті збудження ω_* призводить до суттєвого зниження амплітуди коливань робочого органу, що може позначитися на ефективності технологічного процесу вібраційної обробки

Інша проблема, що виникає під час використання резонансного режиму, пов'язана з особливостями взаємодії коливальної системи з віброзбудниками обмеженої потужності [37]. Так наприклад, незначне збільшення маси матеріалу, що обробляється, може призвести до зриву коливань у зарезонансну область, що супроводжується значними стрибками амплітуд робочого органу та частот обертання дебалансів. Це негативно позначається як на ефективності процесу, а й у надійності елементів та безпеки експлуатації машини. Саме через динамічну нестійкості більшість вібраційних машин з дебалансними віброзбудниками експлуатуються не в резонансних, а в енерговитратних зарезонансних режимах, що вимагає використання дебалансів зі значними статичними моментами та віброзбудників з надмірною потужністю.

Зазначимо, що резонансні режими коливань використовуються в деяких типах вібромашин з електромагнітними та кінематичними віброзбудниками [105, 237, 312].

Одним із способів реалізації навколорезонансних режимів вимушених коливань вібраційних машин є використання двомасової схеми з власними близькими частотами. У цьому випадку коливання збуджують у міжрезонансній області частот, причому їх амплітуди виявляються значно більшими, ніж у одномасових зарезонансних машин. При цьому досягається більша стійкість коливального режиму до флуктуацій параметрів системи і, крім того, покращується віброізоляція машини. Так, у роботах [313, 314] досліджується динаміка двомасової вібраційної машини з метою «згладжування» амплітуд коливань у міжрезонансній ділянці шляхом раціонального підбору мас та параметрів пружного підвісу. У роботі [313] запропонована схема ланцюгової двомасової вібромашини з вертикальним розташуванням мас, причому верхня маса є робочим органом і здійснює резонансні коливання під впливом малоамплітудних коливань нижньої маси, на якій встановлені два дебалансні віброзбудники. Однак використання двомасової схеми передбачає велику металомісткість вібромашини.

Залежно від фізичного механізму порушення резонансних коливань суттєво відрізняється і підхід до його реалізації у вібраційних машинах. Наприклад, у роботах [315, 316] для реалізації резонансних режимів коливання робочого органу пропонується використовувати принцип порушення багаторазового параметричного резонансу. З цією метою замість звичайного дебалансного віброзбудника використовується збудник з інерційними елементами, що здійснюють маятникові рухи, що призводить до параметричних збуджень коливань робочого органу вібромашини. Аналіз динаміки подібних систем показує, що при параметричному збудженні вдається підвищити стабільність режиму резонансних коливань при флуктуаціях параметрів оброблюваного матеріалу. Однак параметричні збудники є конструктивно складнішими, порівняно із звичайними дебалансними віброзбудниками.

У одномасових схемах вібраційних машин стабілізація авторезонансних і резонансних режимів вимушених коливань, найчастіше, передбачає використання систем автоматичної підтримки резонансного режиму. Слід зазначити, що, незважаючи на очевидні переваги застосування резонансних режимів, у існуючій літературі практично немає кількісних оцінок, що ілюструють їх ефективність. У дослідженнях, присвячених аналізу енергетичних показників вібраційних машин, зазвичай обмежуються оцінкою потужності, необхідної підтримки вимушених коливань в лінійних системах.

1.4. Деякі особливості конструкції резонансних вібромашин

Вібромашини можуть бути одно- і багатомасовими.

Реальні вібраційні машини є багатомасовими [218, 222]. Але використовуючи загальноприйняту термінологію будемо розуміти під одномасовою вібромашиною – вібромашину з одним активним органом (віброплатформою, декою, ситом тощо).

Під двох-, трьох- масовими вібромашинами розумітимемо вібромашину:

- з одним активним органом і однією і більше додатковими (реактивними) масами, що змінюють динамічні властивості вібромашини;
- з двома і більше активними органами і однією і більше додатковими масами.

Одномасова модель вібромашини. На рис. 1.10 наведена принципова схема одномасової вібромашини машини з інерційним віброзбудником.

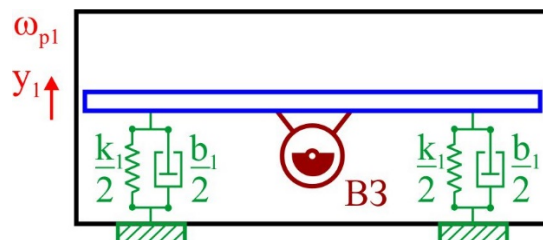


Рис. 1.10. Принципова схема одномасової вібромашини

Вібромашина має одну платформу (деку), встановлену на пружно-в'язки опори. На платформу встановлений інерційний збудник вібрацій. Одномасова вібромашина може використовуватися для збудження резонансних, одна- і поличастотних вібрацій. Вона має одну резонансну частоту.

Як правило такі вібромашини працюють на великих зарезонансних швидкостях. При цьому опори мають малу жорсткість через що резонансна швидкість невелика, як невеликі і сили, що діють на фундамент (раму).

Одномасові вібротомашини маже не використовуються як резонансні через те, що передають значні вібрації на фундамент (раму). Як правило резонансні одномасові вібротомашини відносяться до легкого і середнього типу.

Основним недоліком одномасової резонансної вібротомашини є істотна залежність резонансної частоти коливань платформи від її завантаження речовиною. У випадку звичайного інерційного чи електромеханічного віброзбудника, потрібна система управління для підлаштування до змінної резонансної частоти.

Багатомасові вібротомашини.

Багатомасові резонансні вібротомашини широко використовуються в різних галузях виробництва. До таких машин відносяться: віброполірувальні [317] і вібропритирочні [318] машини; вібростоли [319] віброконвеєри [320]; вібромлини [321]; вібротранспортери [322]; і т.д.

Розглянемо багатомасові вібротомашини і банатомасові моделі вібротомашин більш докладно.

Двомасові вібротомашини і двомасові моделі вібротомашин.

На рис. 1.11 наведена принципова схема двомасової вібротомашини з двома платформами і інерційним віброзбудником.

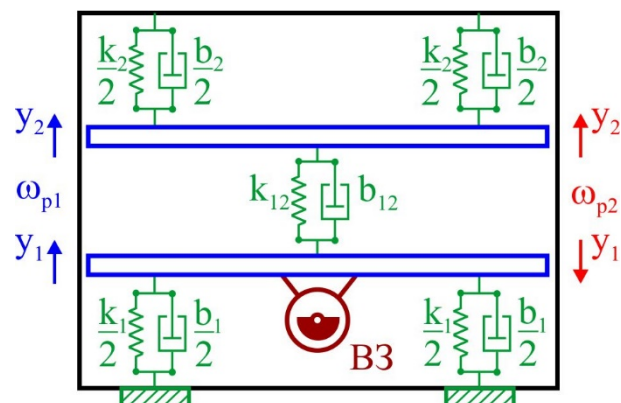


Рис. 1.11. Принципова схема двомасової вібротомашини з двома платформами

Вібротомашина має дві платформи (декі), які пружно-в'язко кріпляться до

рами (фундаменту). Між собою платформи також з'єднані пружно-в'язко. На одну з платформ встановлений інерційний збудник вібрацій.

Двомасова вібромашина має дві резонансні частоти і дві відповідні форми коливань платформ [314]. На першій резонансній частоті ω_{p1} платформи коливаються синфазно, чим створюють великі динамічні навантаження на раму (фундамент). На другій резонансній частоті ω_{p2} платформи коливаються переважно протифазно. Їх сили інерції діють на раму (фундамент) у протилежних напрямках, що зменшує сумарну динамічну силу, що діє на раму (фундамент). Можна підібрати параметри системи, при яких сумарна динамічна сила, що діє на раму (фундамент) буде майже дорівнювати нулю. Для практики більший інтерес представляє протифазний режим руху платформ. На цьому режимі досягаються більші амплітуди коливань платформ при менших збурених силах, які діють на фундамент.

Двомасова модель вібромашини використовується для дослідження динаміки вібромашин з однією платформою і рамою, пружно-в'язко встановленою на фундамент (рис. 1.12).

У таких систем також дві резонансні частоти ω_{p1} , ω_{p2} і дві відповідні форми коливань платформи і рами. Але у системи існує так званий антирезонансний режим коливань [314]. На ньому дебалансна маса віброзбудника обертається з певною частотою ω_{ap} , розташованою між двома резонансними частотами ($\omega_{p1} < \omega_{ap} < \omega_{p2}$) і при цьому платформа здійснює інтенсивні коливання, а рама майже не рухома. У такої вібромашини антирезонансний режим коливань не може співпадати з одним з резонансних ні при яких параметрах системи.

Якщо віброзбудник встановлений на платформу (рис. 1.12, а), то він інтенсивно коливається разом з платформою, що зменшує надійність і довговічність роботи вібромашини. Більш бажаним є розміщення віброзбудника на рамі вібромашини (рис. 1.12, б). В антирезонансному режимі рама і віброзбудник будуть коливатися разом з мінімальною

амплітудою.

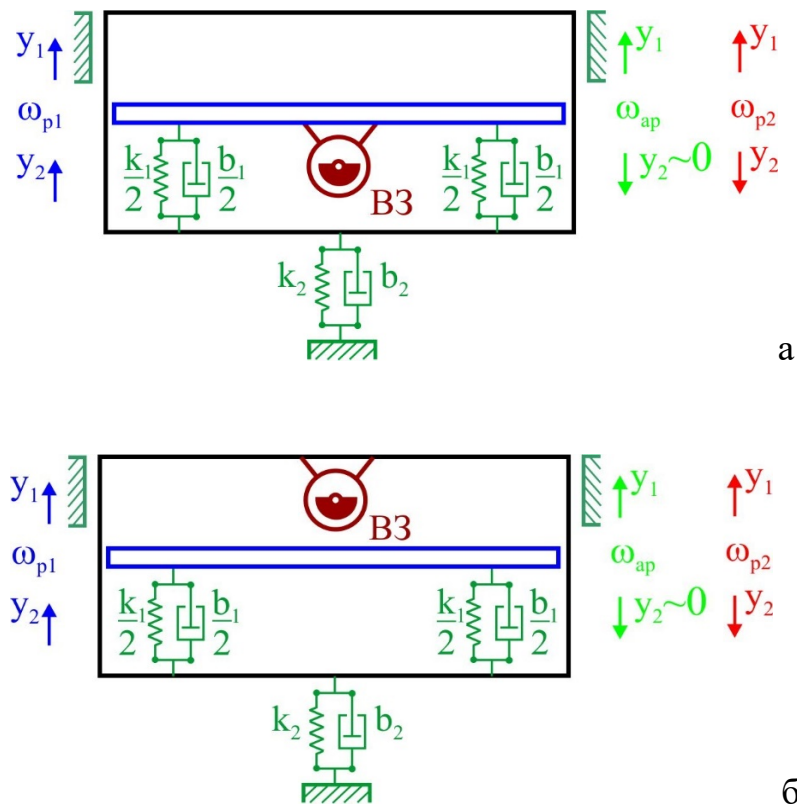


Рис. 1.12. Принципова схема двомасової моделі вібростанини з однією платформою і рамою, пружно-в'язко встановленою на фундамент:
а – вібростанник встановлений на віброплатформу; б – вібростанник встановлений на раму

Слід зазначити, що двомасові моделі вібростанин використовуються і для моделювання процесу обробки речовини [218, 222]. На рис. 1.13 представлена відповідна модель.

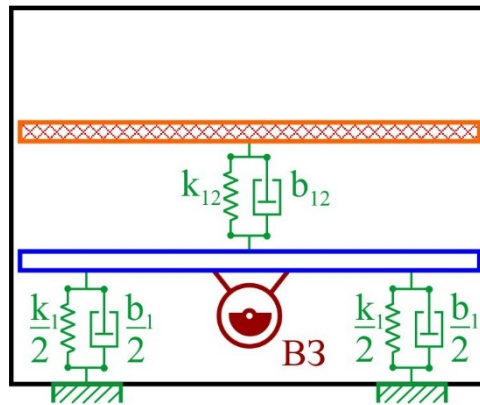


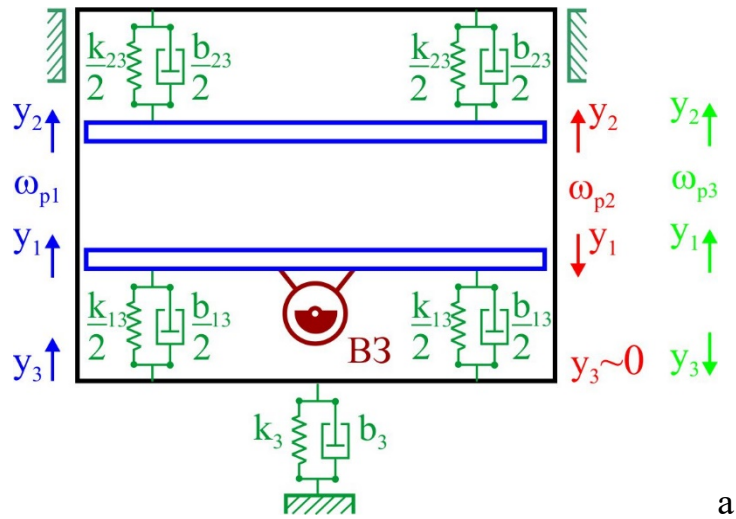
Рис. 1.13. Принципова схема двомасової моделі вібромашини з однією платформою і матеріалом, що обробляється

Вібромашина має одну платформу, пружно-в'язко встановлену на фундамент (нерухому раму). До платформи пружно-в'язко прикріплено тіло, що моделює матеріал, що обробляється. Відповідно до моделі матеріал має лінійні пружно-в'язкі реологічні властивості і безвідривно прикріплений до платформи. Звичайно такі моделі обробки матеріалів найпростіші, але використовуються у теоретичних дослідженнях.

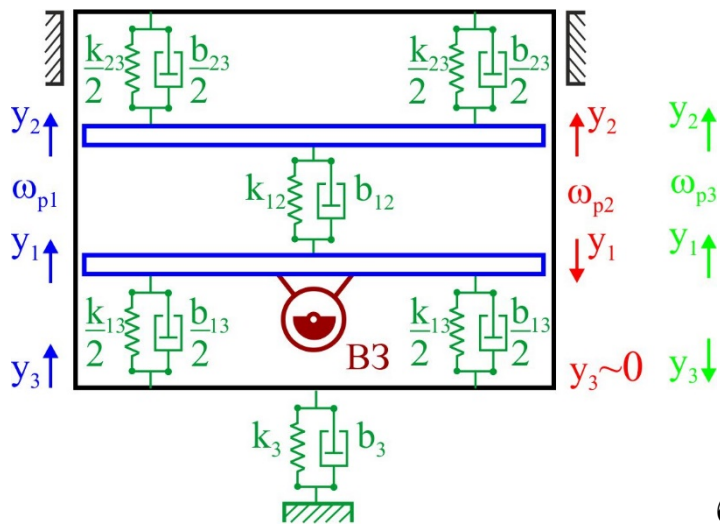
Порівняння двомасових моделей вібромашин дозволяє встановити, що на рис. 1.11 зображена найбільш загальна двомасова модель вібромашини. З цієї моделі можна одержати всі інші двомасові моделі шляхом відкидання непотрібних пружно-в'язких опор чи зав'язків між масами. Тому актуально дослідити саме її динаміку. З практичної точки зору актуально провести синтез і окремо дослідити динаміку протифазної вібромашини.

Тримасові вібромашини і тримасові моделі вібромашин.

На рис. 1.14 наведені тримасові моделі вібромашини з інерційним віброзбудником.



а



б

Рис. 1.14. Принципова схема тримасової моделі вібромашини з двома платформами, на одну з яких встановлений інерційний вібробудник і рамою, пружно-в'язко встановленою на фундамент:

а – з пружно-в'язким зв'язком між платформами; б – без пружно-в'язкого зв'язку між платформами

Вібромашина має дві платформи (деки), які пружно-в'язко кріпляться до масивної рами (рис. 1.14, а). Рама пружно-в'язко встановлена на фундамент. Між собою платформи можуть бути з'єднані пружно-в'язко (рис. 1.14, б), причому цей зв'язок не є обов'язковим. На одну з платформ встановлений інерційний збудник вібрацій.

Тримасова система має три резонансні частоти і три відповідні форми коливань платформ. На першій резонансній частоті ω_{p1} платформи і рама коливаються синфазно, чим створюють великі динамічні навантаження на фундамент. На другій резонансній частоті ω_{p2} платформи коливаються протифазно. Їх сили інерції діють на раму у протилежних напрямках, що зменшує сумарну динамічну силу, що діє на раму. Можна підібрати параметри системи, при яких сумарна динамічна сила, що діє на раму буде майже дорівнювати нулю. При цьому на фундамент майже не будуть діяти змінні збурні сили.

У тримасовій вібромашині інерційний вібробудник може бути встановлений і на раму (рис. 1.15).

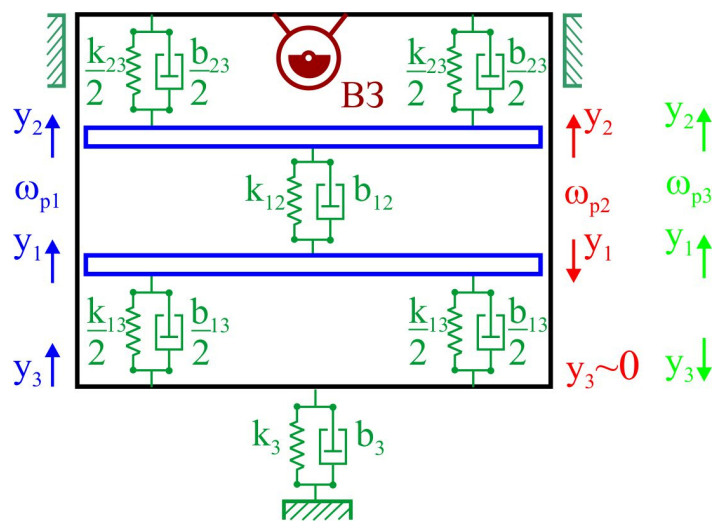


Рис. 1.15. Принципова схема тримасової моделі вібромашини з двома платформами, рамою, пружно-в'язко встановленою на фундамент і інерційним вібробудником, встановленим на раму

Для практики більший інтерес представляє протифазний режим руху платформ 1 і 2. На цьому режимі досягаються більші амплітуди коливань платформ при менших збурених силах, які діють на раму і фундамент. Оскільки третє тіло – рама на цьому режимі майже не коливається, то режим називається антирезонансним. Отже, у тримасовій вібромашині, на відмінну від двомасової, один з резонансних режимів коливань може бути

антирезонансним.

Варіант розміщення інерційного вібробудника на рамі є найкращим у випадку протифазного коливання платформ. На цьому режимі як рама, так і вібробудник будуть коливатися з мінімальними амплітудами.

Тримасові моделі вібромашин використовуються і для моделювання процесу обробки речовини [218, 222]. На рис. 1.16 представлені принципові схеми таких тримасових моделей вібромашин.

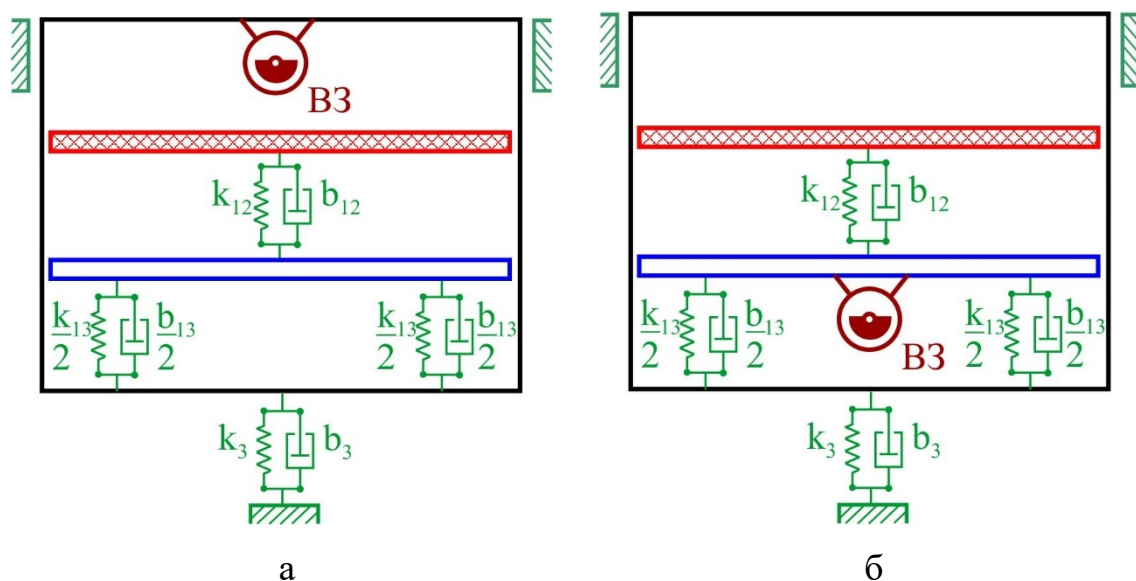


Рис. 1.16. Принципові схеми тримасових моделей вібромашини з однією платформою, матеріалом, що обробляється і рамою, пружно-в'язко встановленою на фундамент у випадках, коли інерційний вібробудник встановлений на: а – раму; б – платформу

Дві вібромашини у бажаному режимі руху повинні працювати в антирезонансному режимі, при якому рама майже нерухома, а платформа і матеріал коливаються синфазно.

На рис. 1.17 представлена модель тримасової вібраційної машини, що має активну масу 1, проміжну – 2 і реактивну 3 [218, 222]. Проміжна і реактивна маси з'єднані між собою за допомогою пружної системи 5 з сумарною жорсткістю пружних елементів c_2 . Активна маса кріпиться до проміжної пружною системою 4 з сумарною жорсткістю c_1 . Завдяки

електромагнітному збуднику між проміжною і реактивною масами діє періодичне збуджувальне зусилля $p(t)$.

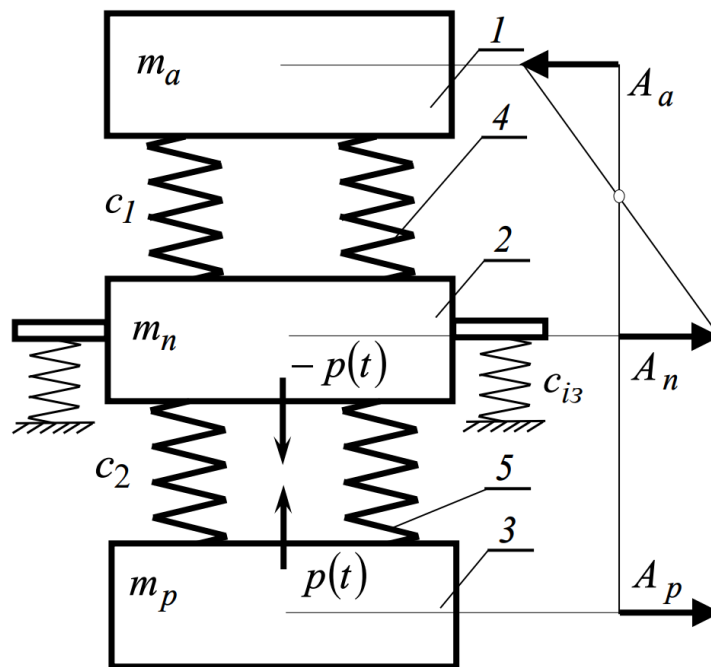
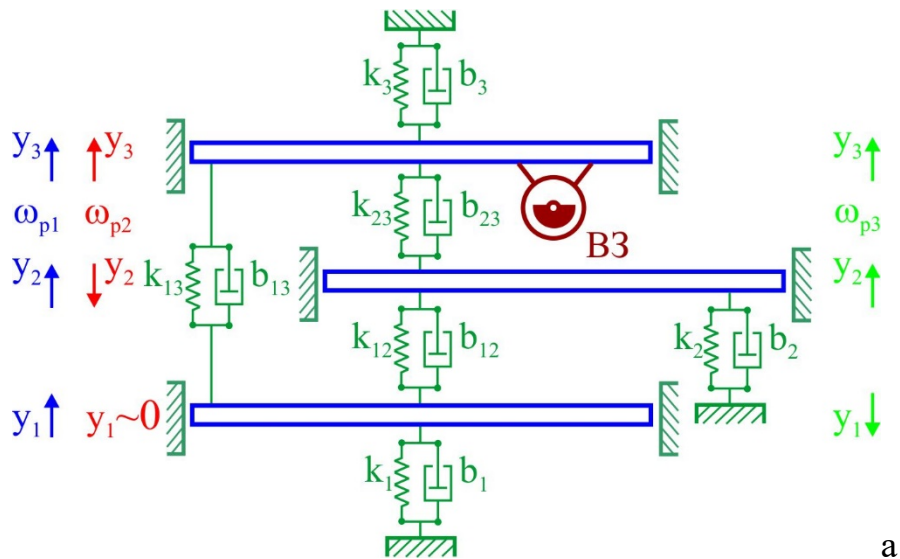


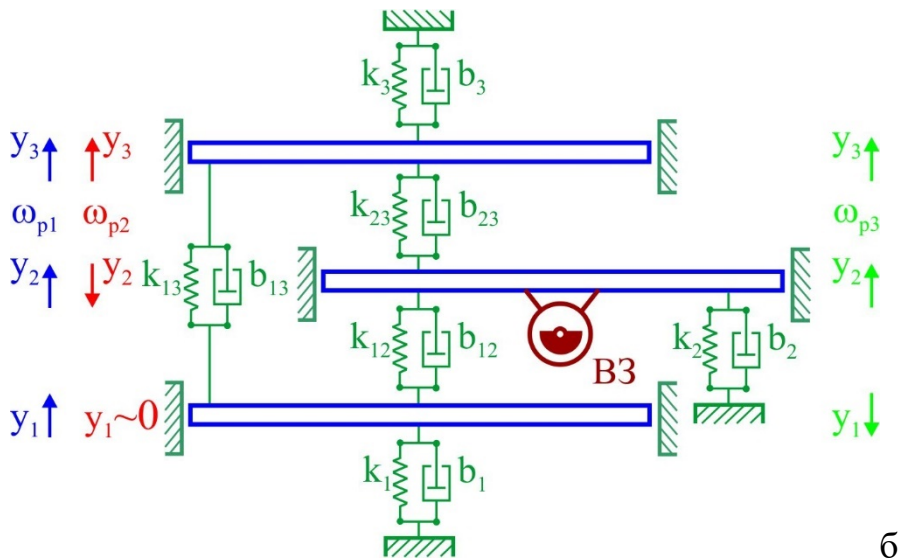
Рис. 1.17. Структурна схема та розподіл амплітуд коливань мас для тримасової механічної коливальної системи [218, 222]

На бажаному, міжрезонансному режимі руху, проміжна та реактивна маси рухатимуться синфазно (як одне ціле з однаковими амплітудами коливань). Активна коливальна маса, кінематично збуджуючись від проміжної маси рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас.

На рис. 1.18 наведена принципова схема узагальненої тримасової моделі вібромашини з інерційним вібробудником, встановленим на крайню (рис. 1.18, а), або середню (рис. 1.18, б) платформи.



а



б

Рис. 1.18. Узагальнені принципові схеми тримасової вібронашини з інерційним віброзбудником, встановленим на:
а – крайню платформу; б – середню платформу

В рамках узагальненої моделі вібронашина має три платформи (маси), які пружно-в'язко кріпляться до фундаменту. Між собою платформи (маси) також з'єднані пружно-в'язко. На одну з платформ встановлений інерційний збудник вібрацій.

З цих моделей можна отримувати всі інші моделі шляхом відкидання частини пружно-в'язких зовнішніх чи проміжних опор. Актуально дослідити

динаміку саме таких узагальнених моделей. Також актуально провести синтез і дослідити динаміку антирезонансної тримасової вібромашини.

Розглянуті узагальнені моделі одно- і багатомасових вібромашин підходять для дослідження динаміки вібромашин певного призначення.

Слід відзначити, що багатомасові вібромашини мають ряд переваг перед одномасовими. У багатомасових вібромашин:

- частоти коливань платформ менш залежні від маси навантаження [218, 222, 326, 327];

- можливе збудження протифазних чи антирезонансних коливань платформ, при яких коливання платформ не передаються на фундамент [326–328];

- резонансні режими руху мають більші області існування й стійкості [218, 222, 314, 323–326];

- можливе збудження комбінованих (полічастотних) резонансних коливань платформ із власними частотами коливань вібромашини [314, 325] і т.д.

1.5. Ефект Зомерфельда і досвід його використання для створення резонансних інерційних вібраційних машин

1.5.1. Історична довідка про вібраційну механіку і ефект Зомерфельда

Можна вважати, що вібраційна механіка у сучасному вигляді започаткована роботою [329].

В роботі розглядався маятник, встановлений на опорі, що вібрирує. Встановлено, що при коливанні опори з певними частотами і амплітудами стійким стає верхнє положення рівноваги маятника. Для теоретичного пояснення цього явища використаний широко відомий метод малого параметру – метод прямого розділення рухів [232, 240, 330].

Відповідно до методу у диференціальних рівняннях руху виділяються змінні, що змінюються у часі швидко і повільно. Повільні змінні замінюються константами, що визначаються шляхом усереднення повільних змінних у часі. Уперше введено поняття вібраційного моменту. Показано, що при коливанні маятника на опорі, що вібрирує у відомому диференціальному рівнянні руху маятника на нерухомій опорі виникає цей додатковий вібраційний момент. Саме він за певних умов робить стійким верхнє положення рівноваги маятника. Теоретичні результати підтвержені декількома натурними експериментами на стендах. Висказано припущення, що вібраційні моменти виникають при різних просторових коливаннях твердого тіла, діють на колоїдні частинки, молекули тощо у випадку їх асиметричної форми. Цим робота відкрила новий напрямок у фізиці – вібраційну механіку.

Найбільш вагомий вклад у створення і розвиток вібраційної механіки вніс Блехман І.І. [42, 331–336]. Ним розвинуті ідеї Р. Капиці. З використанням методу прямого розділення рухів створений наближений метод (малого параметру), що дозволяє досліджувати нелінійні коливання механічних систем з багатьма степенями вільності. Розроблені математичні

методи досліджень розповсюджені на динамічні системи.

Так, у фундаментальній праці [331] викладається теорія синхронізації динамічних систем, математичний апарат для наближеного визначення і дослідження стійкості періодичних і синхронних рухів різних класів нелінійних диференціальних рівнянь, вібраційна механіка, математичні методи досліджень вібраційних явищ, що відбуваються у вібраційних машинах, балансувальній техніці тощо. У вібраційній механіці широко використовуються такі поняття, як вібраційні моменти, моменти примусової синхронізації тощо.

Більш докладний огляд розвитку вібраційної механіки и теорії синхронізації рухів можна знайти, зокрема, в роботах [80, 81, 242, 336, 337]

Слід відзначити, що теорія синхронізації динамічних систем розроблялася і як математичні методи аналізу і дослідження (майже періодичних) розв'язків систем диференціальних рівнянь з малим параметром. Тому ця теорія перетинається з теорією диференціальних рівнянь, нелінійною механікою.

Докладну історію відкриття, прояву і вивченню ефекту Зомерфельда в механіці, динамічних системах різної природи можна знайти в роботі [338]. Ефект що одержав назву ефекту Зомерфельда був виявлений і описаний у 1902 році німецьким фізиком, математиком Арнольдом Зомерфельдом в роботі [339]. Вивчався розбіг електродвигуна з дебалансним маятником, жорстко насадженим на вал ротора. Двигун встановлений на пружний фундамент. Було виявлено, що ротор не може розігнатися і застрягає на резонансній швидкості коливань двигуна на фундаменті. При цьому виникають інтенсивні резонансні коливання. Було встановлено, що для розгону ротора потрібно збільшувати потужність двигуна. Після розгону ротора потужність, яку споживає двигун, падає.

Зрозуміло, що двигун з дебалансним маятником може використовуватися як інерційний збудник вібрацій в вібрмашинах різного призначення. Тому не дивно, що глибокий теоретичний опис і пояснення

явища Зомерфельда, з використанням апарату вібраційної механіки і теорії синхронізації динамічних систем, уперше дав Блехман І.І. у науковій праці [340]. Робота, зокрема, теоретично пояснила труднощі розбігу інерційних дебалансних вібраторів в віброзбудниках вібраційних машин, явище синхронізації декількох кінематично незв'язаних між собою інерційних віброзбудників тощо. Робота [340] започала цілий напрям в теорії вібраційних машин з інерційними збудниками вібрацій.

Український вчений О.В. Кононенко поглянув на ефект Зомерфельда з точки зору нестійкості і нереалізованості коливань різних механічних систем в деяких частотних діапазонах [52]. В.О.Кононенко дослідив властивості коливальних систем, коли вони знаходяться під збудженням від приводів, які мають обмежену потужність. Він назвав такі коливальні системи системами з обмеженим збудженням, а сам привод (електродвигун) - неідеальним джерелом енергії. Основні результати створеної теорії викладені Кононенко О.М. в монографії [52].

В [52] В.О.Кононенком викладена послідовна теорія взаємодії коливальних систем різного роду (лінійних, нелінійних, параметричних, автоколивальних) з джерелами енергії. В даній теорії задача про взаємодію джерела збудження з механічною коливальною системою полягає у визначенні координат, що описують функціонування приводу (джерела збудження), який створює змінні в часі механічні сили, у визначенні цих сил і коливань механічної системи, які вони викликають. Отже, сили і моменти, що викликають рух змінюються у часі в залежності від руху самої системи. Це описують додаткові диференціальні рівняння, що додаються до механічної системи.

Зауважимо, що теорія, зокрема, дозволяє відшукувати різні режими руху зазначених систем, досліджувати їх стійкість. Теорія, зокрема, пояснює, чому в деяких випадках не можна примусити обертатися дебалансний збудник вібрацій у певному діапазоні кутових швидкостей ніякими силами (моментами) від джерела енергії обмеженої потужності. Через це елементи

розглянутої теорії широко використовуються в теоретичних дослідженнях вібротрибун різного призначення.

Наведена історична довідка не є оглядом наукових досліджень в розглянутих напрямках. Більш того, такий огляд занадто об'ємний через велику кількість наукових досліджень, що розвивають і використовують розглянуті теорії. У подальшому проводиться специфічний огляд з використання, чи можливості використання ефекту Зомерфельда для створення резонансних вібротрибун. Звісно в ньому будуть посилання на відповідні теорії.

1.5.2. Досвід використання ефекту Зомерфельда для створення резонансних інерційних вібраційних машин

Розглянемо більш докладно досвід розробки вібраційних машин, що працюють на ефекті Зомерфельда.

В [218] було доведено, що двомасові коливальні системи, без сумніву, перспективні для синтезу резонансного вібраційного технологічного обладнання з інерційним приводом, проте на сьогодні відомі тримасові системи, що дозволяють розвивати значно вищі коефіцієнти динамічності порівняно з одно- та двомасовими системами.

В роботі [341] встановлено, що реалізація резонансних режимів в одномасових механічних коливальних системах супроводжується цілковитою передачею динамічних навантажень на фундамент, а це є недопустимим, оскільки порушуються санітарно-гігієнічні норми. Було доведено, що найбільш придатними для роботи в резонансних режимах з інерційними вібробудувачами є тримасова коливальна система з аероінерційним приводом.

В роботі Корендій В.М. і Ланець О.В. [293] уперше обґрунтовано ідею створення вітро-вібраційної установки на основі вітроколеса з механізмами автоматичного регулювання потужності та вібраційної машини з

аероінерційним збуренням (рис. 1.19). У вітрового колеса змінюється кут повороту лопатей, чим регулюється обертальний момент, що обертає незрівноважену крильчатку (крильчатку з дебалансом). Цим долається основний недолік роботи асинхронного двигуна – усувається перевантаження його електрообмоток.

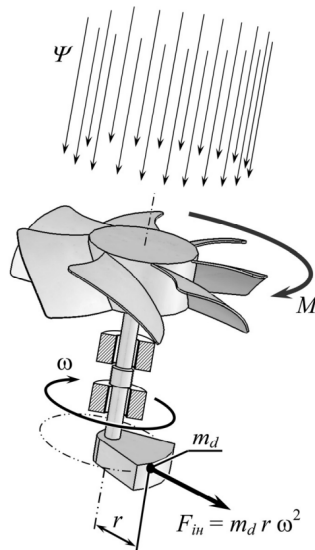
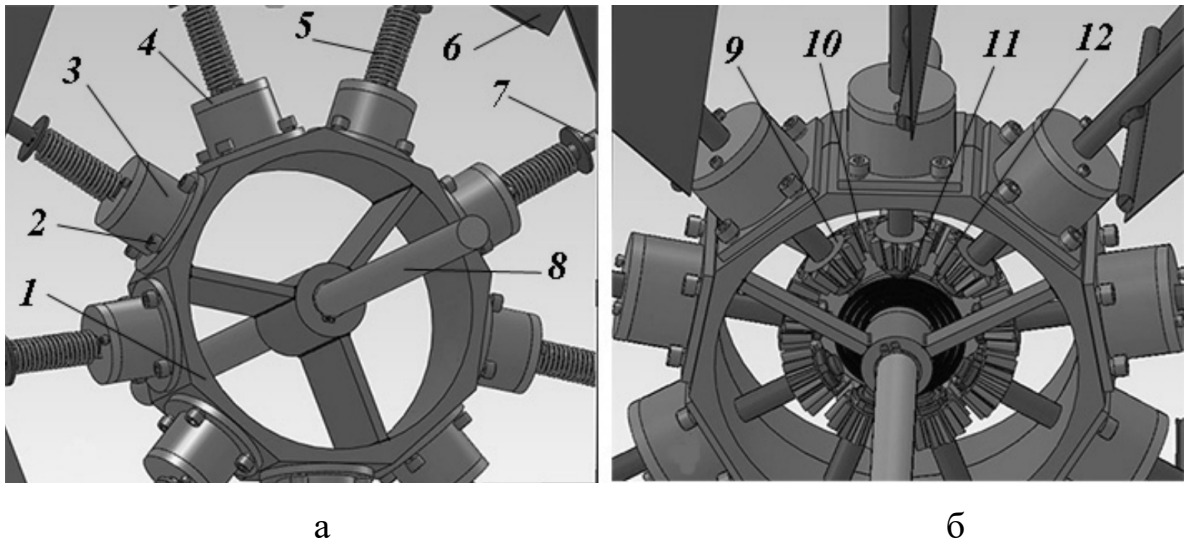


Рис. 1.19. Аероінерційний віброзбурювач [293]



1 – маточина; 2 – гвинти; 3 – стакан; 4 – кришка; 5 – циліндрична віта пружина; 6 – лопать; 7 – вісь лопаті; 8 – вал вітроколеса; 9 – конічні шестерні; 10 – зубчасте колесо; 11 – пружина; 12 – підшипник

Рис. 1.20. Механічні системи повороту лопатей навколо власних поздовжніх осей [293]

Запропоновані дві конструкції механізму регулювання повороту лопатей (рис. 1.20, а, рис. 1.20, б). Механізми дозволяють керувати обертальним моментом, що створює вітроколесо при подачі на нього потоку повітря.

З використанням результатів робіт [218, 341] розроблена принципова схема тримасової вібраційної машини, в якій реалізовані прямолінійні горизонтальні коливання робочого органу (рис. 1.21).

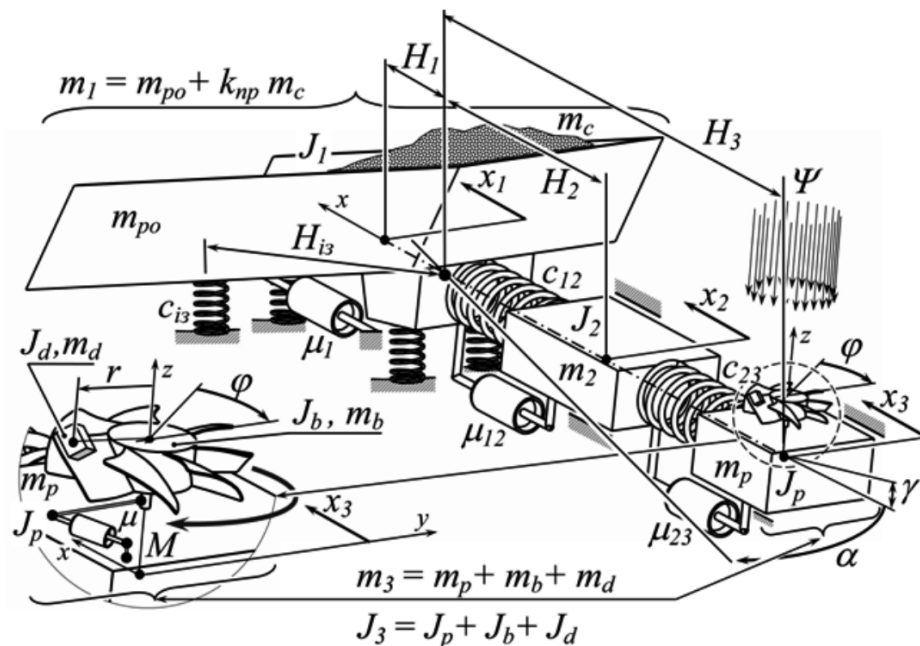


Рис. 1.21. Принципова схема тримасової вібраційної машини на базі малопотужного інерційного віброзбудника зі збуренням від повітряних потоків [293]

В роботі [342], на базі рівнянь Лагранжа II-го роду [343, 344] розроблена математична модель тримасової вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Одержані диференціальні рівняння руху системи.

Як метод подальших (попередніх) досліджень використаний обчислювальний експеримент. При цьому диференціальні рівняння руху чисельно інтегрувалися з використанням методу Рунге-Кутта. Використовувалися вбудовані можливості системи комп'ютерної алгебри MathCAD [345, 346].

Проведені теоретико-експериментальні дослідження (попередньо)

підтвердили висунуту гіпотезу про можливість використання інерційних віброзбудників, що приводяться в рух за рахунок дії повітряних потоків на крильчатку, для збурення та стабільної роботи вібраційних машин в білярезонансному режимі роботи. Умовне “фіксування” частоти обертання дебаланса здійснюється шляхом його “зависання” в дорезонансному режимі відносно однієї з власних частот коливань тримасової механічної коливальної системи. Такі системи мають автоматично набутий захист приводу від перевантаження.

В роботі [151] наведено аналітичні залежності для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів механічної коливальної системи, що забезпечують робочі білярезонансні режими роботи вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Складено математичну модель такої машини та проаналізовано рух її коливальних мас та маси дебалансу в перехідних та усталених режимах роботи. Розроблено комплексну методичку розрахунку інерційно-жорсткісних та силових параметрів механічної коливальної системи, що забезпечує синтез вібраційних машин з аероінерційним збуренням, робочі режими роботи яких білярезонансні.

Інерційно-жорсткісні параметри системи підібрані з моделі вібромашини, вібрації якої збуджує інерційна відцентрова сила, що відповідає обертанню крильчатки (з дебалансом) із сталою кутовою швидкістю. Обертальний момент, який повинен обертати крильчатку визначений за теорією вібраційної механіки І.І. Блехмана – за величиною вібраційного моменту і моменту сил в'язкого опору, що перешкоджає обертанню крильчатки. За умову гарантованого застрягання крильчатки прийнята вимога, що вібраційний момент повинен бути більшим за рушійний момент аеродинамічних сил, що обертають крильчатку.

Наведений приклад проектування вібромашини за розробленою методикою. Досліджено її динаміку шляхом численного інтегрування диференціальних рівнянь руху системи методом Рунге-Кутта у системі комп'ютерної алгебри MathCAD. Показано, що в залежності від величини

рушійного моменту можна забезпечити «зависання» обертів крильчатки на першому чи другому резонансному піці. Показано, що робочий режим вібромашини формується як дорезонансний стосовно першого або другого резонансного піка, утворених власними частотами системи.

В роботі [347] Обґрунтовано переваги створення резонансного вібраційного технологічного обладнання на базі найбільш поширеного інерційного привода. Віброзбуджувачі, що приводяться в рух потоками стисненого повітря: аероінерційні, до яких віднесено кулькові відцентрові, турбінного типу (ті, в яких усунений взаємовплив механізму приведення системи в рух на джерело його живлення), вибрано базовими при створенні низькочастотних резонансних вібраційних машин. Як найбільш доцільними структурами для їх синтезу взято тримасові. Наведено аналітичні залежності для встановлення їх конструктивно-силових параметрів, що забезпечують чітке „самофіксування“ коливальною системою обертів неврівноваженої маси віброзбуджувача в стійкій дорезонансній зоні відносно першого власного резонансного піка. Проаналізовано математичну модель, що відтворює ефект „зависання“ обертів неврівноваженої маси віброзбуджувача на заданій дорезонансній частоті вимушених коливань, що є вимушеною й робочою для всієї системи. Зняті часові та спектральні характеристики амплітуд коливань мас практично повністю узгоджуються з теоретичними залежностями.

Наукова новизна роботи полягає в розвитку методології створення вібраційних машин з інерційним приводом, що уможливила ефективний синтез низькочастотних резонансних конструкцій вібраційного технологічного обладнання, а саме, уперше для забезпечення їх робочих резонансних режимів застосовано в корисних цілях явище Зоммерфельда, використання якого стало можливим завдяки збуренню у тримасових конструкціях надлегкої неврівноваженої маси віброзбуджувача повітряними потоками.

Постановка експерименту була проведена з використанням

лабораторного обладнання. Знімання механічних характеристик з експериментального зразка вібромашини відбувалось за допомогою двоканального USB-осцилографа (аналогово-цифрового перетворювача IRIS фірми «Відео Інтернет Технології»), підключеного до комп'ютера. Збурення коливань здійснювалось за допомогою повітряних потоків, що подавались від компресора через шланг. Для попереднього встановлення власних частот системи використовувався електромагнітний віброзбуджувач, приєднаний до звукового генератора ГЗ-33. Для візуального спостереження руху нерівноваженої маси на крильчатці було використано стробоскоп. Два датчі вібропришвидшень приєднувалися до мас 1 і 2 вібромашини. Данні з датчів оцифровувалися USB-осцилографом, записувалися на комп'ютер і аналізувалися з використанням програмного забезпечення USB-осцилографа.

Для порівняння результатів натурного експерименту і числового інтегрування використовувався сигнал, що записувався. Використано $2^{11}=2048$ точок. Аналіз проводився в MathCAD 12. Використовувалося Швидке Перетворення Фур'є. Результати майже співпали.

Підсумок проведеним дослідження поставлений у кандидатський дисертації Ланець О.В. [348].

В роботі [292] запропоновано синтез резонансного вібраційного технологічного обладнання з інерційним приводом на базі електродвигунів постійного струму, і частотою вимушених коливань системи дещо нижчою за номінальну частоту обертання ротора електродвигуна. У такому випадку з наближенням кутової швидкості ротора електродвигуна до резонансного піка системи оберти дебаланса “зависатимуть” в околі резонансу завдяки процесам, пов'язаним з явищем Зоммерфельда. Це дасть змогу “зафіксувати” частоту вимушених коливань з близьким дорезонансним налагодженням, реалізуючи в коливальній системі вібраційної машини енергоощадні режими роботи. Для цього виконана умова, що вібраційний момент та момент в'язкого опору руху дебаланса на валу віброзбуджувача були вищими за збурювальний [293, 342]. Тоді незбалансований ротор, не маючи необхідної

потужності для переходу через резонансний пік, “зависне” на певній частоті обертання у близькому дорезонансному режимі. Частота “зависання” обертів дебаланса і буде для вібраційної машини вимушеною. Електродвигун постійного струму за таких умов не буде виходити з ладу.

Розроблено та змодельовано вібраційний майданчик, резонансні режими в якому ґрунтуються на ефекті Зоммерфельда (рис.1.22). Наведено аналітичні залежності для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів коливальної системи, що забезпечують робочі білярезонансні режими роботи вібраційної машини з інерційним збуренням. Складено математичну модель такої машини та проаналізовано рух її коливальних мас та маси дебалансу в перехідних та усталених режимах роботи. Теоретичні результати експериментально підтверджено.

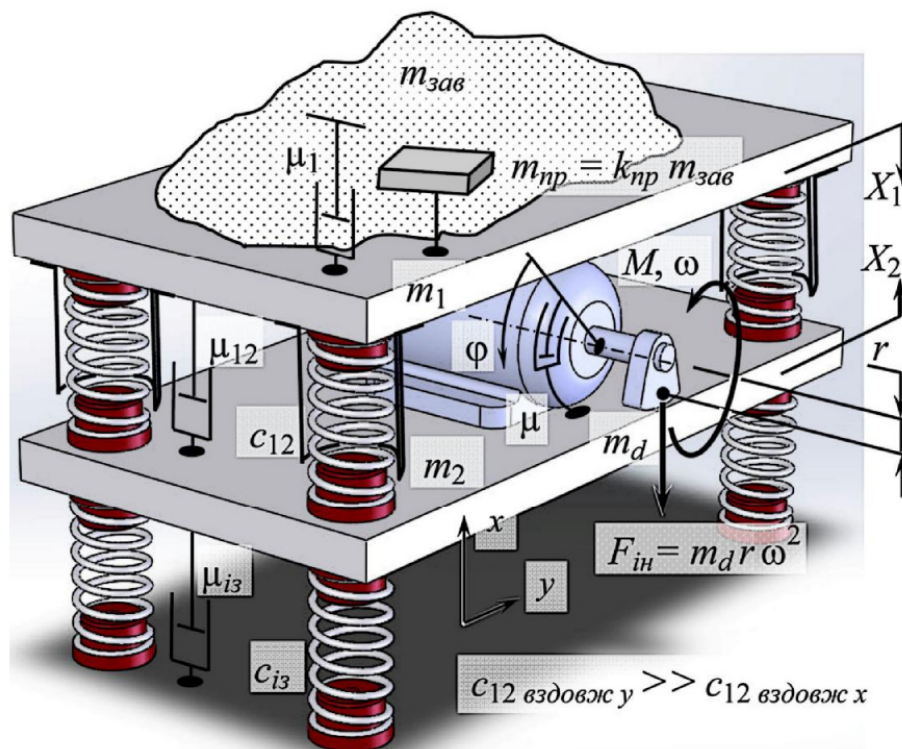


Рис. 1.22. Принципова схема двомасового вібраційного майданчика на базі інерційного вібробудника [292]

В роботі [349] розроблено та змодельовано двомасовий резонансний вібростіл з інерційним приводом. Наведено аналітичні залежності для встановлення параметрів коливальної системи, що забезпечують робочі

білярезонансні режими роботи. Складено математичну модель такої машини та проаналізовано рух її коливальних мас та маси дебалансу в усталених режимах роботи.

Принципова схема двомасового вібраційного столу зображена на рис. 1.23.

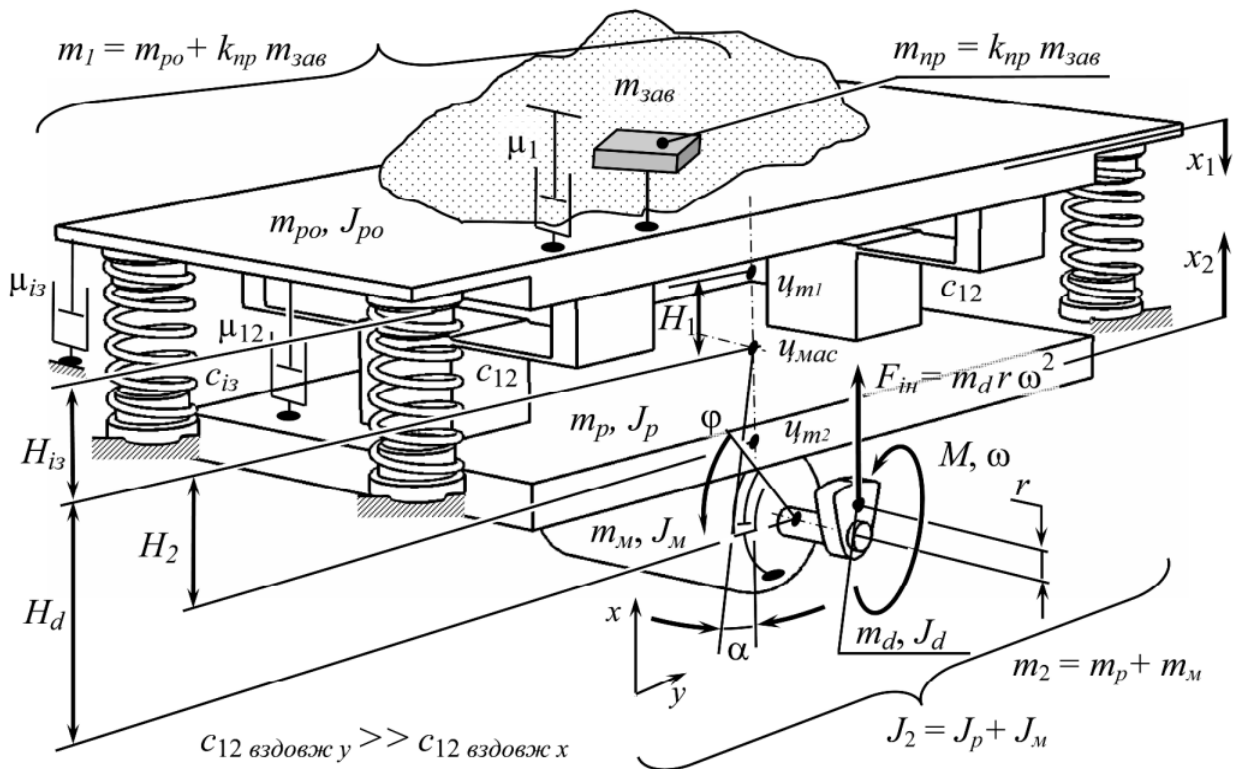


Рис. 1.23. Принципова схема двомасового вібраційного столу на базі інерційного віброзбудника [349]

Наведена методика підбору інерційно-жорсткісних та силових параметрів вібростолу з використанням результатів робіт [151, 292].

За наведеною методикою спроектований двомасовий вібростіл з розмірами поверхні робочого органу 1200×800 мм ($0,96$ м²). З використанням системи комп'ютерного проектування SolidWorks проведені розрахунки на міцність, жорсткість пружної системи, проведений розрахунок робочого органу на власні частоти коливань.

Побудовано математичну модель вібростолу. Використано відому

модель асинхронного двигуна [207, 242].

Проведено числове моделювання роботи вібростолу в системі комп'ютерної алгебри MathCad 13. Для цього інтегрувалися одержані диференціальні рівняння руху методом Рунге-Кута.

В результаті проведених досліджень на прикладі двомасового вібростола з інерційним приводом підтверджена можливість створення енергоощадних конструкцій, що реалізуються на резонансних режимах. Виявлено, що за умови використання асинхронних електродвигунів можна забезпечувати стабільну роботу вібраційного технологічного обладнання у білярезонансному режимі роботи. Модель не зафіксувала процесу “зависання” обертів дебалансу на частоті віброізоляторів, що є, безумовно, позитивним результатом. Опосередковано підтверджено правильність наведених аналітичних залежностей для встановлення інерційно-жорсткісних та силових параметрів системи, адже побудовані часові характеристики амплітуд коливань мас з використанням математичної моделі у вигляді автономної системи трьох диференціальних рівнянь руху узгоджуються з запланованими.

1.6. Виявлення і дослідження ефекту Зомерфельда в балансувальній техніці

1.6.1. Основні відомості з конструкції і принципу дії пасивних АБ

Для зрівноважування і віброзахисту на ходу швидкісних роторів, чий дисбаланс змінюється при експлуатації – шпинделів верстатів, автомобільних і авіаколіс, колінчастих валів, абразивних кругів шліфувальних верстатів, дисків ручних шліфувальних машин, екстракторів, центрифуг, сепараторів відцентрових машин, CD і DVD дисків, тощо використовуються пасивні автобалансири (ПАБ) [356]. Це так звані класичні ПАБ з твердими коригувальними вантажами (КВ) – маятникові, кільцеві, кульові, тощо; рідинні і комбіновані. Вони працюють за подібною схемою. Їх КВ чи рідина на певних швидкостях обертання ротора з часом самі приходять у положення, у якому усувають чи зменшують дисбаланс ротора, і далі обертаються з ним як одне ціле, поки не почне мінятися дисбаланс, або не з'являться збурення іншого походження.

Найбільш повні огляди конструкцій різних типів класичних ПАБ містять роботи [350–356] авторів E.L.Thearle, Б.М.Грушина, А.А.Гусарова, Дж. Ларрі, В.І.Сусаніна, Г.Б.Філімоніхіна, Л.Н.Шаталова.

В роботі [351] уперше описані конструкції кільцевих, кульових, маятникових АБ і історія їх виникнення, приклади застосування. Зазначені АБ виникли першими і тому запропоновано їх назвати класичними [356].

Класичні АБ – кільцеві, кульові, роликові, маятникові [351, 356]. Їх КВ мають відповідну форму – рис. 1.24.

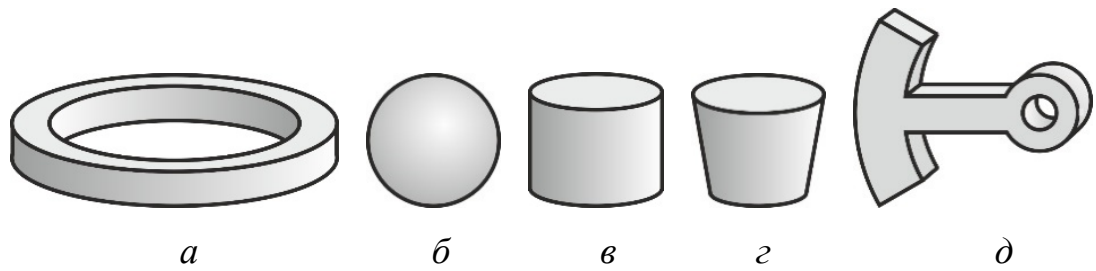


Рис. 1.24. KV класичних АБ із твердими KV [7.7]:

а – кільце; б – куля; в – циліндричний, г – конічний ролик; д – маятник

Центри мас таких KV рухаються щодо ротора по колам, центри яких лежать на поздовжній осі ротора та площини яких перпендикулярні до цієї осі (рис. 1.25).

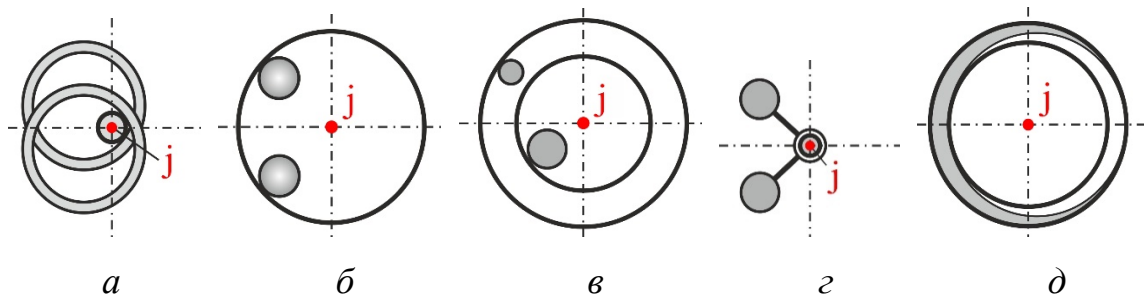


Рис. 1.25. Класичні АБ [356]: а – кільцевий; б – кульовий (роликовий)

однорядний, в – дворядний; г – маятниковий; д – рідинний

Площина, у якій рухаються центри мас KV, є площиною корекції АБ. Точка j лежить на поздовжній осі ротора і центри мас KV рухаються по колам навколо цієї точки в площині корекції.

Незважаючи на різні типи KV, принципи роботи таких пристроїв однакові. Так, в згаданих пристроях під час балансування різних незрівноваженостей центри мас KV рухаються у поперечній площині ротора по колах з центром на поздовжній осі ротора. ПАБ працюють на резонансних швидкостях обертання ротора – швидкостях, після яких відбувається самоцентрування жорсткого ротора на пружно-в'язких опорах. На цих швидкостях KV приходять у те положення, в якому балансують ротор і далі обертаються з ним як одне ціле, поки не почне змінюватися

незрівноваженість, або кутова швидкість обертання ротора, чи на ротор не почнуть діяти збурні сили різної природи [356].

В роботі Філімоніхіна Г.Б. [356] описані нові, неklasичні ПАБ з КВ, що мають нерухому точку на подовжній осі ротора. На рис. 1.26 показані запропоновані КВ.

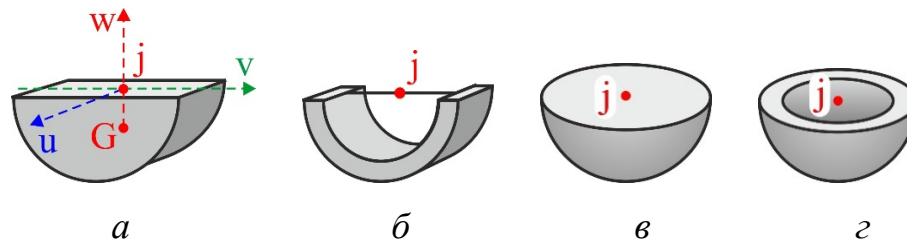


Рис. 1.26. Некласичні КВ, у яких осьові моменти інерції щодо головних осей, що проходять через точку підвісу j такі, що [356]:

$$a, б - J_v = J_w \neq J_u; \quad в, з - J_u = J_v = J_w$$

Вони здійснюють певний рух навколо точки j на подовжній осі w ротора, що не є обертанням навколо цієї осі (рис. 1.27).

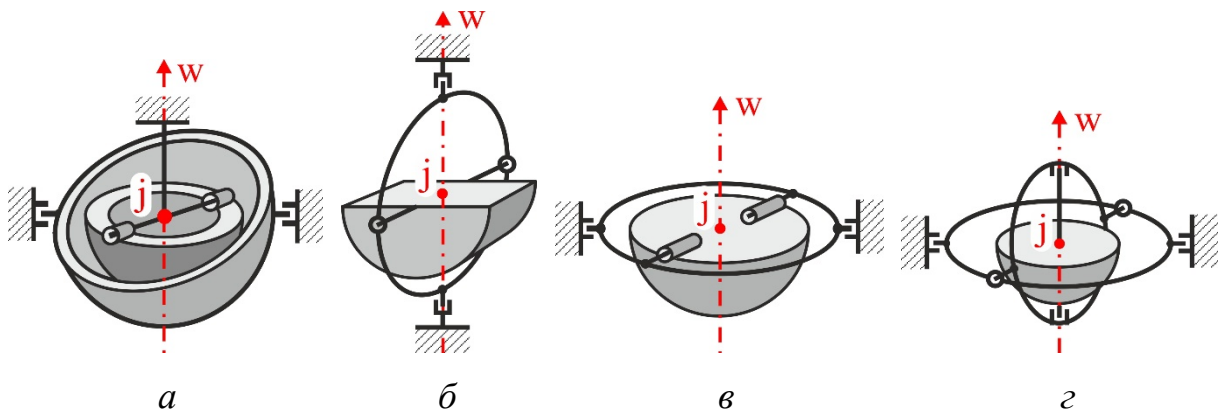


Рис. 1.27. Некласичні АБ – у яких КВ обертаються навколо [356]:

а – поперечних осей ротора; б – подовжньої (w) та поперечної осей ротора; в – двох осей, які не є подовжніми; г - точки (j) на подовжній осі (w) ротора

У неklasичних АБ, у випадку балансування ротора з вертикальною віссю обертання, КВ під час пуску ротора не вносять додаткової

незрівноваженості в ротор. Це забезпечує більш спокійний розбіг і вибіг ротора. Але сили ваги при цьому дещо зменшують точність балансування ротора.

В [357, 358] запропоновані неklasичні АБ, не чутливі до сил ваги. В них використовуються два однакових неklasичних КВ, що обертаються навколо подовжньої і поперечних осей ротора (рис. 1.28).

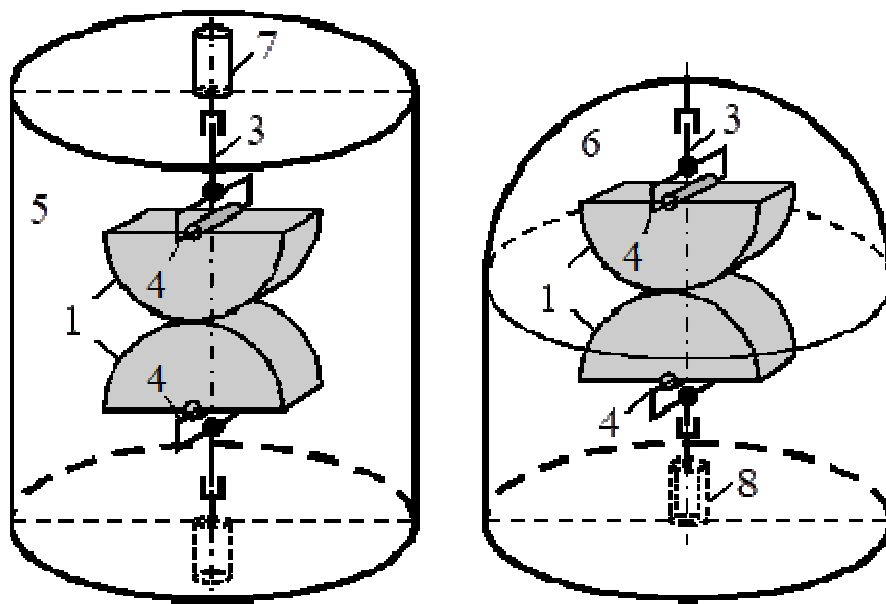


Рис. 1.28. Некласичний АБ, не чутливий до сил ваги [357, 358]

Пасивними АБ ротор може балансуватися в n площинах корекції n пасивними АБ будь-якого типу – як із твердими КВ, так і рідинними АБ.

Різницю у роботі класичних і неklasичних АБ ілюструє рис. 1.29 [356].

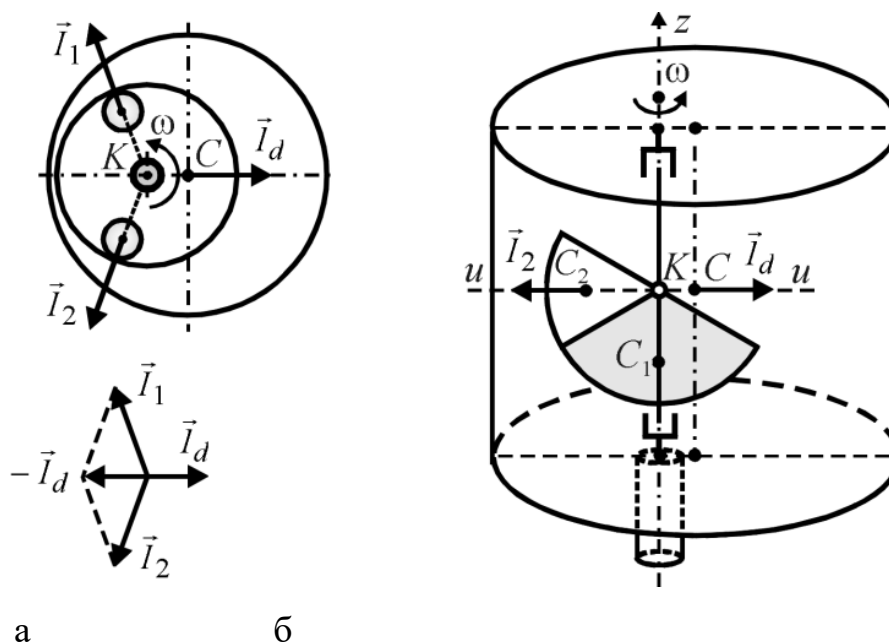


Рис. 1.29. Зрівноваження статичного дисбалансу ротора [7.7]:

а – класичним КВ (кулями); б – некласичним КВ

Класичні АБ – компактні, більш прості у виготовленні. Але їх КВ діють навіть на зрівноважений ротор із значними силами, що зменшує точність балансування [356].

Некласичні АБ [356] дозволяють одним некласичним вантажем зрівноважити ротор у певній площині корекції. КВ в деяких типах некласичних АБ синхронно обертаються з ротором. У вертикально розташованому роторі КВ під час пуску ротора знаходяться на осі обертання, що робить розбіг більш спокійним. КВ в некласичних АБ діють на ротор рівно із такою силою, що потрібна для його балансування. Але некласичні АБ більш складні у виготовленні, не такі компактні як класичні АБ.

1.6.2. Виявлення ефекту Зомерфельда в балансувальній техніці і результати його дослідження

Одни з перших досліджень прояву ефекту Зомерфельда в маятникових АБ присвячені дослідження, проведені під керівництвом Артюніна А.І. [359–371].

В роботі Артюніна А.І. (1993) [359], при проведенні обчислювального експерименту, уперше встановлений прояв ефекту Зомерфельда при русі ротора з маятниковим автобалансиром.

В рамках плоскої моделі статично незрівноваженого ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах (модель ротора Джеффкотта) досліджується рух горизонтально розташованого ротора з двома (математичними) маятниками, насадженими на вал. Сили ваги враховувалися. Два маятника утворюють маятниковий автобалансир, призначений для статичного балансування ротора.

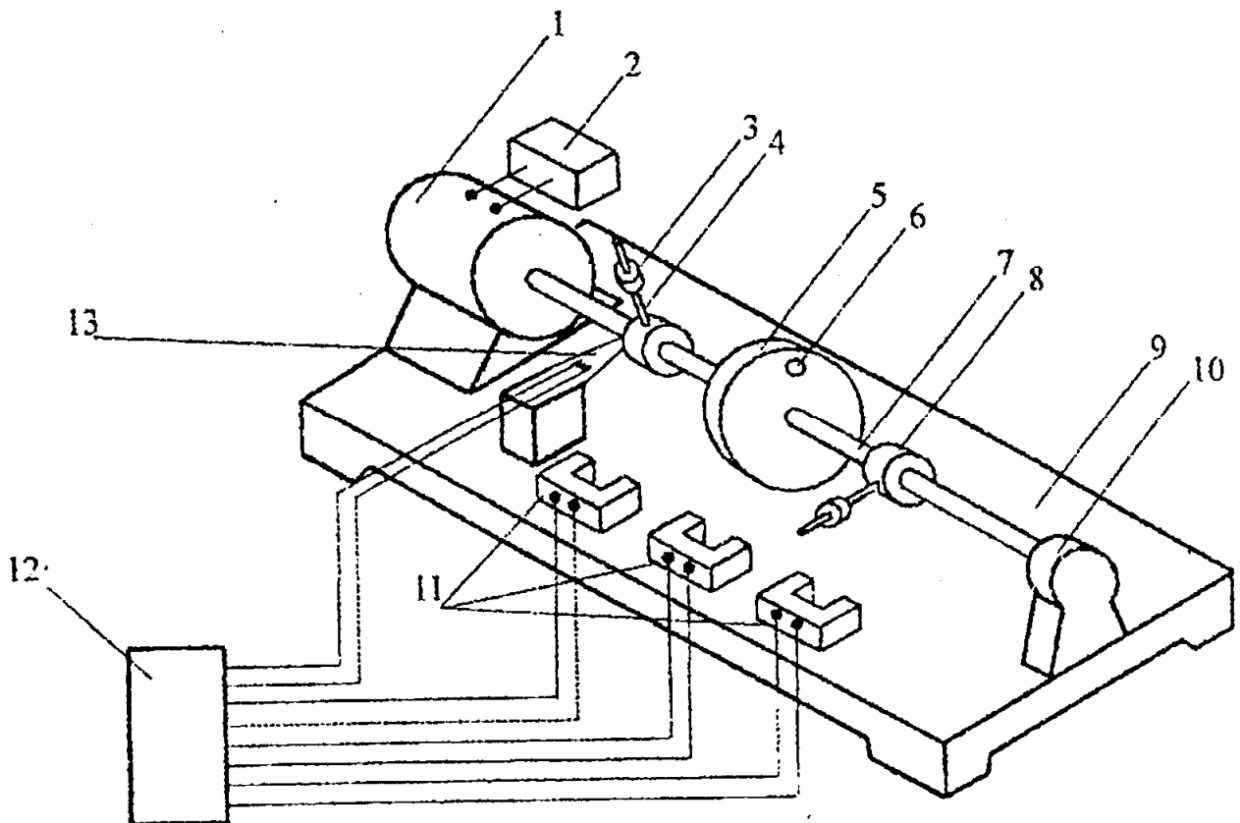
Одержані диференціальні рівняння руху роторної системи. При цьому рівняння, що відповідає обертальному руху ротора не використовувалося. Припускалося, що двигун забезпечує розгін ротора до номінальної швидкості обертання за заданим (лінійним) законом. Цей закон і підставлявся у решту рівнянь при інтегруванні. Таким чином привод ротора розглядався ідеальним, бо його потужності вистачає для обертання ротора за будь-яким законом. Дослідження проводилися шляхом чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху. Визначалися різні режими руху системи, що встановлюються після розгону ротора.

Уперше встановлено, що при малих силах в'язкого опору, що діють на маятники при русі відносно ротора, маятники не можуть розігнатися до швидкості обертання ротора і застряють на власній частоті коливань ротора. При цьому вони збираються разом, чим створюють найбільшу незрівноваженість, а ротор здійснює інтенсивні резонансні коливання. Встановлено, що при значному збільшенні частоти обертання ротора маятники розганяються, тобто режим застрягання зникає.

Оскільки режим застрягання розглядався як небажаний, то констатувався факт застрягання маятників на резонансній частоті як трудність у проходженні маятниками цієї частоти. Близькість частоти застрягання маятників до резонансної частоти не оцінювалася. Не досліджувався і закон руху ротора.

За результатами досліджень висунуте припущення, що маятники можуть застрягати на будь-якій резонансній швидкості обертання ротора у випадку коли ротор має декілька резонансних частот обертання.

В роботі Артюніна А.И., Алхунсаєва Г.Г. (1997) [360] уперше експериментально підтверджено існування режимів застрягання маятників в маятникових АБ. Дослідження проводилися на стенді, схема якого зображена на рис. 1.30.



1 – ротор; 2 – джерело струму; 3 – вантаж маятника; 4 – стрижень маятника; 5 – ротор; 6 – дебалансна маса ротора; 7 – гнучкий вал; 8 – втулка маятника; 9 – корпус стенда; 10 – опора кочення; 11 – фотодатчики; 12 – вимірювальний прилад; 13 – тензобалка

Рис. 1.30. Схема стенда для дослідження ефекту Зомерфельда у маятникових АБ [360]

Гнучкий вал 7 з ротором 5 встановлювався в нерухомому масивному

корпусі 9 за допомогою опор кочення 10 і приводився в обертання електродвигуном постійного струму 1. На валу ротора симетрично від центру ротора встановлювалися два однакові маятники. Кожен маятник складався з втулки 8 з встановленим на ній стрижнем 4 з різьбленням для кріплення вантажів 3. Втулка за рахунок підшипника кочення мала можливість вільного обертання щодо валу ротора. Неврівноваженість маятника створювалося рахунок зміни положення вантажу на стрижні, а неуврівноваженість ротора - за рахунок зміни маси вантажу 6. Робоча швидкість обертання ротора задавалася за допомогою джерела струму 12. Амплітуда коливань вала ротора вимірювалася методом тензометрування з використанням тензобалки 13. Частоти обертання маятників і ротора визначалися фотодатчиками 11.

Слід відзначити, що розроблені експериментальні методи досліджень ґрунтуються на можливості безпосереднього спостереження за рухом ротора і маятників.

Варіюючи параметрами неуврівноваженості маятника і змінюючи закон розгону роторної системи, експериментально отримано на ступне [360].

1. Швидкість обертання маятника може бути близькою до резонансної швидкості обертання ротора скільки завгодно великий час.

2. У міру повільного наближення швидкості обертання маятника до резонансної частоти амплітуда коливання вала ротора поступово збільшується. При досягненні маятником резонансної швидкості обертання ротора відбувається зрив, при якому маятник наздоганяє ротор, та амплітуди коливань вала ротора помітно зменшуються.

3. При досягненні валом ротора певної швидкості обертання маятник виходить із режиму «застрягання» і його кутова швидкість стає рівною швидкості обертання ротора.

Встановлено, що у системи існують дві резонансні області.

При першому резонансі незрівноважений ротор обертається з резонансною частотою системи, а маятники зібрані разом і відстають від ротора. Резонансні коливання викликає незрівноваженість ротора.

При другому резонансі ротор обертається із зарезонансною частотою, а маятники застрягають поблизу резонансної частоти. В цьому випадку резонансні коливання викликають маятники.

Оскільки балансувальна ємність маятників більша за незрівноваженість ротора, то коливання у другій резонансній області відбуваються зі значно більшими амплітудами.

Подальші дослідження за даним напрямком, проведені у 1993-2004 роках, узагальнені у дисертації Серебренікова К.В. [361].

В теоретичному напрямку досліджень побудовані математичні моделі:

- статично незрівноваженого ротора, що здійснює плоский рух з одним чи двома маятниками, вільно насадженими на вал ротора;
- статично і динамічно незрівноваженого ротора, що здійснює просторовий рух з двома парами маятників, насаджених на вал ротора з протилежних сторін.

Припускалося, що привод ротора ідеальний, тобто забезпечує обертання ротора за будь-яким потрібним законом.

У аналітичних дослідженнях застосовувалися елементи вібраційної механіки, зокрема, метод прямого розділення рухів, теорія вібраційних моментів. За повільні рухи приймалися швидкості обертання ротора і маятників, а за швидкі рухи – їх кути поворотів.

Одержано рівняння для повільних рухів. Відповідно до нього у режимі застрягання обертальний момент, що розганяє маятники повинен дорівнювати вібраційному моменту. Аналіз рівняння проводився графічно-аналітичним методом. Встановлено, що у випадку двох маятників вони на режимі застрягання збираються разом і відстають від швидкості обертання ротора. Знайдена гранична швидкість обертання ротора, при перевищенні якої маятники починають здоганяти ротор і режим застрягання зникає. Знайдений у першому наближенні закон коливань вала ротора.

Для моделі статично і динамічно незрівноваженого ротора встановлено, що величина амплітуди коливань вала ротора прямо

пропорційна кількості маятників і при цьому:

- у зонах застрягання маятників на швидкостях, близьких до першої резонансної швидкості маятники з різних сторін ротора збираються разом, всі маятники одночасно повертаються в один бік, вал ротора здійснює циліндричну прецесію (перша головна форма коливань);

- у зонах застрягання маятників на швидкостях, близьких до другої резонансної швидкості маятники з різних сторін ротора збираються разом, маятники з одного боку повернуті відносно маятників з протилежного боку на 180° , вал ротора здійснює конічну прецесію (друга головна форма коливань).

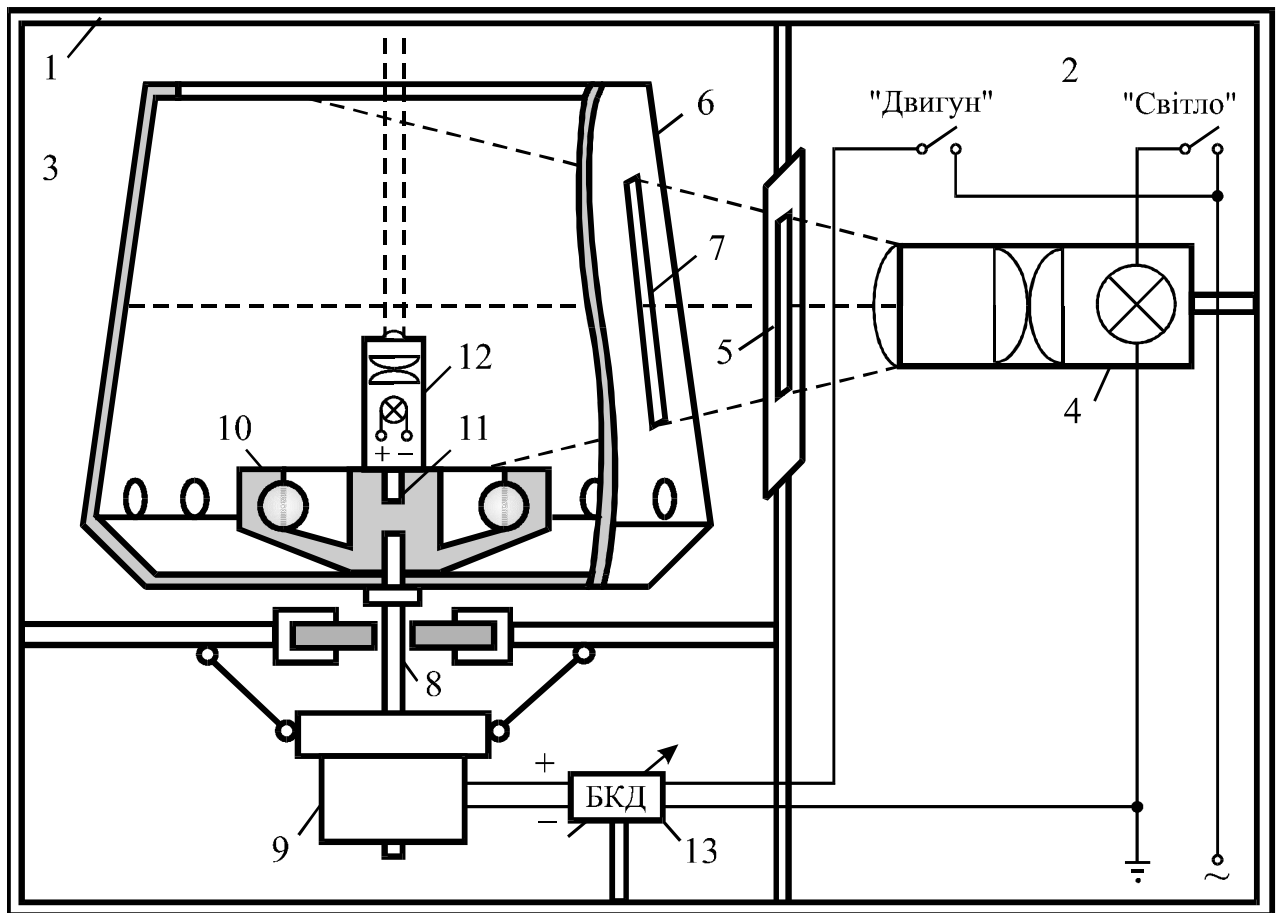
Також для плоскої моделі ротора на ізотропних опорах розглянутий випадок асинхронного двигуна кінцевої потужності. Встановлено, що ефект Зомерфельда проявляється двічі:

- перший раз для статично незрівноваженого ротора при наближенні швидкості обертання ротора до резонансної;
- другий раз для маятників, при наближенні їх швидкості обертання до резонансної частоти коливань ротора.

Подальші дослідження описаними вище методами проводилися цією групою авторів в роботах [362–371]. При цьому одержані в роботах [359–361] результати отримали більш повний опис [363, 364, 368], поглиблене теоретичне обґрунтування [362, 366, 369, 370] і експериментальне підтвердження на спеціально створених стендах [365–367, 370, 371].

Подальші дослідження ефекту Зомерфельда в роторних машинах з автобалансирами виконувалися під керівництвом Філімоніхіна Г.Б. [356, 372–376] в Центральноукраїнському національному технічному університеті.

В роботі [372] досліджувалася динаміка кульового автобалансира на спеціально створеному універсальному стенді (рис. 1.31).



1 корпус; 2 – перша ємність; 3 – друга ємність; 4 – джерело спрямованого світла; 5 – прямокутний отвір в корпусі; 6 – ротор (екстрактор центрифуги); 7 – отвір в роторі; 8 – вал; 9 – електродвигун; 10 – кульовий АБ; 11 – отвір в корпусі АБ; 12 – джерело лазерного світла; 13 – блок керування електродвигуном

Рис. 1.31. Універсальний стенд для дослідження динаміки пасивних АБ [372]

Стенд виконаний на основі центрифуги машини пральної напівавтоматичної побутової, типу СМП-2Д. У корпусі 1 машини маються дві ємності 2, 3. У ємності 2 встановлене джерело спрямованого світла 4. Світло від джерела проходить через вузький прямокутний отвір 5 у корпусі машини в ємність 3. У ємності 3 встановлений ротор 6 (екстрактор центрифуги). У його корпусі так само мається вузький прямокутний отвір 7. Світло через цей отвір, один раз за повний оборот ротора, попадає в середину

ротора, чим створюється механічно стробоскопічний ефект. Тому спостерігач бачить середину ротора в одному положенні і може безпосередньо спостерігати за рухом куль відносно ротора. Центрифугу 6 кріплять до вала 8 двигуна 9 ПАБ 10 (на схемі кульовий ПАБ), виконані у вигляді окремих балансувальних голівок, що нагвинчуються на торець вала. У корпусі ПАБ виконаний співосно вала ротора різьбовий отвір 11, у який вкручується джерело лазерного світла 12. Керування швидкістю обертання двигуна здійснюється через блок керування двигуном (БКД) 13.

Розроблений стенд і методи проведення на ньому досліджень засновані на можливості безпосередньо спостерігати за рухом коригувальних вантажів в АБ відносно ротора.

В роботі уперше експериментально встановлено, що при малих силах в'язкого опору, що діють на кулі при русі по доріжці (відсутності змащення бігової доріжки) у кульового АБ існує режим застрягання куль на резонансній частоті коливань ротора. При цьому кулі притиснуті одна до одної і в обертанні відстають від ротора, а сам ротор здійснює інтенсивні навколорезонансні коливання. Лазерний промінь описує фігури, що нагадують декілька пелюсток, з'єднаних між собою (епітрохоїди). Режим стійкий до зовнішніх впливів на ротор (ударів, поштовхів тощо), до зміни швидкості обертання ротора, до закидання у ротор мас для створення дебалансів.

Режим розглядався як небажаний, констатувався сам факт застрягання і тому частота застрягання куль точно не визначалася.

В роботі [373] на описаному вище універсальному стенді експериментально виявлений ефект Зомерфельда у некласичного АБ з двома зв'язаними КВ (рис. 1.32).

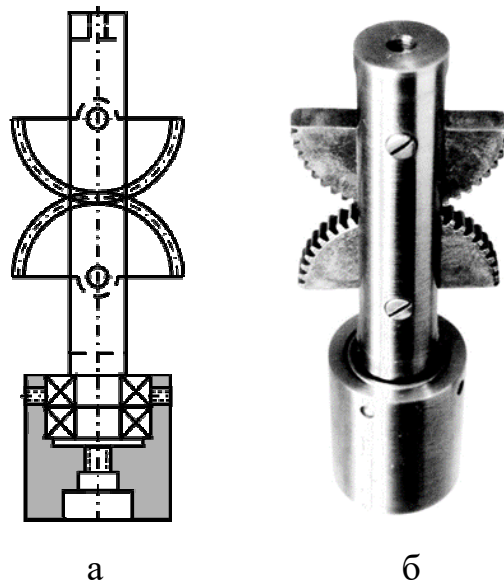


Рис. 1.32. Некласичний АБ з двома зв'язаними КВ [373]:

а – схема; б – фотографія

За слідами лазерного променя на горизонтальному екрані досліджений рух ротора на режимах застрягання (рис. 1.33, рис. 1.34).

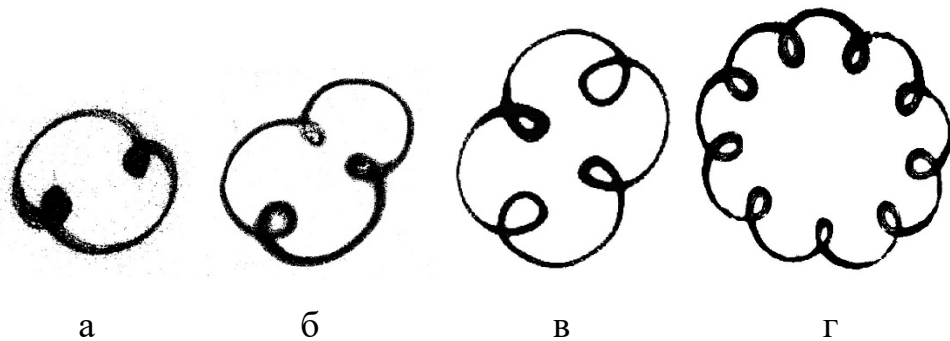


Рис. 1.33. Сліди лазерного променя – епітрохоїди, залежність від швидкості обертання ротора [373]:

а – ротор випереджає КВ в три рази; б – чотири рази; в – п'ять разів;
г – 10 разів

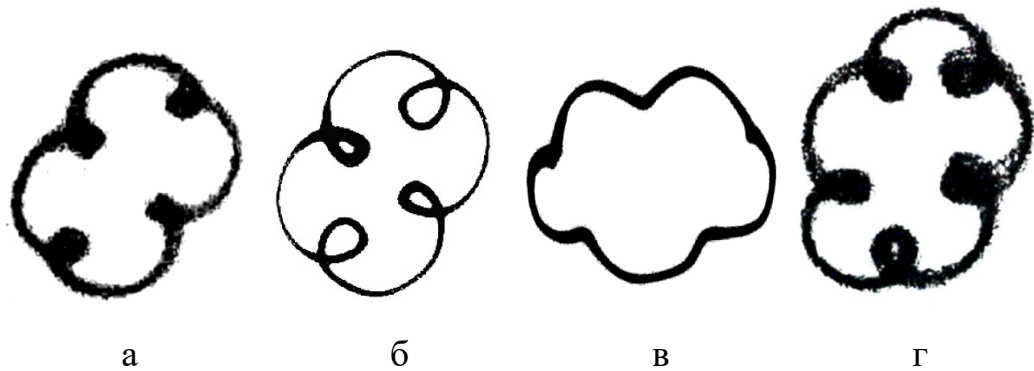


Рис. 1.34. Сліди лазерного променю – укорочені, нормальні і подовжені епітрохоїди, залежність від дебалансу ротора [9.2]:

а – нормальна епітрохоїда – дебаланс середній; б, г – подовжені епітрохоїди – дебаланс великий; в – укорочена епітрохоїда – дебаланс малий

Встановлено, що сумарний рух подовжньої осі ротора є сумою двох коливальних рухів. Перший коливальний рух, повільний, відбувається з частотою застрягання куль і викликаний їх дебалансом, а другий – швидкій, відбувається з частотою обертання ротора і викликаний незрівноваженістю ротора. Режим застрягання надзвичайно стійкий і зберігається при зміні швидкості обертання ротора, повштохах корпусу пральної машини, закиданні всередину ротора мас для зміни дебалансу. Швидкість обертання вантажів навколо подовжньої осі ротора (швидкість застрягання) дещо менша за резонансну швидкість обертання ротора.

Істотно, що при застряганні два вантажі повертаються навколо поперечних осей для створення найбільшої можливої незрівноваженості. Подібне відбувається і в кульовому АБ – кулі збираються разом.

В роботі [374] розглянута плоска модель статично незрівноваженого ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах з двохмаятниковим (двохкульовим) АБ. Кулі розглядалися як матеріальні точки. Для опису руху ротора і маятників використовувалася рухома система координат, що синхронно обертається з ротором чи маятниками. У такій системі координат рух механічної системи описується системою нелінійних автономних

диференціальних рівнянь другого порядку. Уперше аналітично встановлено, що за відсутністю незрівноваженості ротора у системи існують точні розв'язки диференціальних рівнянь, що відповідають режимам застрягання КВ. В рухомій системі координат, що синхронно обертається з маятниками це стаціонарні рухи, тобто це стани відносної рівноваги. Це – однапараметричні сім'ї усталених рухів. В цих режимах КВ притиснуті один до одного і відстають від ротора. У першому режимі КВ обертаються з частотою дещо меншою за резонансну, а у другому – з дещо більшою. Істотно, що режими застрягання знайдені аналітично без застосування методів малого параметру.

При появі незрівноваженості ротора ці два режими зберігаються, але стають двохчастотними коливальними. Встановлений вигляд цих рухів з використанням методу малого параметру. За малий параметр прийнята незрівноваженість ротора. Для наближеного пошуку режимів застрягання і закону руху ротора використовувався метод прямого розкладання розв'язків диференціальних (алгебраїчних) рівнянь за степенями малого параметру (незрівноваженості ротора). Стійкість режимів застрягання не досліджувалася. Встановлено, що при невеликих дисбалансах існують два однапараметричних сімейства нестационарних рухів, у яких кулі (маятники) притиснуті одна до одної й обертаються навколо повздовжньої осі ротора в напрямку обертання ротора з навколо резонансною частотою $\Omega_1 < 1$ або $\Omega_2 > 1$, а вісь вала ротора рухається по гіпотрахоїді, що утворена сумою двох рухів: “повільної” прецесії з навколо резонансною частотою Ω_1 чи Ω_2 ; “швидкої” нутації з частотою, рівною швидкості обертання ротора R_ω .

В роботі [375], за диференціальними рівняннями, одержаними в роботі [374] досліджена стійкість режимів застрягання з використанням теорії стійкості стаціонарних рухів нелінійних автономних систем (за 2-м методом Ляпунова). Встановлено, що асимптотично стійкий режим застрягання у області власного існування, у якому вантажі застрягають на швидкості, дещо меншої за резонансну. Режим застрягання КВ з дещо більшою частотою

нестійкий. Істотно, що саме так проявляється ефект Зомерфельда для маятників (куль). Маятники, спочатку, застряють на швидкостях, дещо менших за резонансну швидкість обертання ротора і відстають від ротора. Потім, коли ротор збільшує швидкість обертання, маятники стрибком долають резонансну швидкість і розганяються до швидкості обертання ротора. Через нестійкість другого режиму застрягання маятники ні за яких умов не можна примусити обертатися із сталими швидкостями, що дещо перевищують резонансну швидкість обертання ротора.

В роботі [376] розглянута модель ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах, що здійснює плоско-паралельний рух. Ротор зрівноважує неklasичний автобалансир з одним коригувальним вантажем, який обертається навколо подовжньої і поперечної осей ротора.

За розробленим в роботах [374, 375] підходом теоретично знайдені нестационарні рухи ротора з автобалансиром, в якому центр мас коригувального вантажу відхилений від подовжньої осі ротора, вантаж не може розігнатися і застряє в околі резонансної швидкості обертання ротора. Сам ротор здійснює коливання, які є сумою двох коливальних рухів: швидких з частотою обертання ротора; повільних навколо резонансних з частотою застрягання вантажу. Встановлена кількість і умови існування різних режимів застрягання.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень, проведених в роботах [372–376] більш докладно і з істотними доповненнями викладені в роботі [356].

Окремо досліджувалися квазіперіодичні рухи кульового АБ. Результати досліджень наступні [356].

1) Квазіперіодичні рухи виникають при парній і непарній кількості куль, як однакових, так і різних, за умов, що:

- дисбаланс не перевищує балансувальну ємність АБП;
- швидкість обертання ротора не перевищує деякої граничної величини, яка швидко зменшується із збільшенням сил в'язкого опору, які

перешкоджають руху куль.

2) В цих рухах кулі притиснуті одна до одної, і обертаючись навколо осі обертання, відстають від ротора, а повздовжня вісь останнього рухається по епітрохоїді, яка утворена прямою прецесією з частотою обертання куль і прямою нутацією з частотою обертання ротора. Частота прецесії завжди менше резонансної частоти обертання ротора.

3) Якщо частота нутації у ціле число k перевищує частоту прецесії, то епітрохоїда нерухома і має $(k-1)$ пелюсток.

4) Якщо частота нутації не в ціле число разів перевищує частоту прецесії, то епітрохоїда рухома і обертається на екрані за чи проти ходу стрілки годинника, що сприймається суб'єктивно.

5) При однаковому співвідношенні між частотою прецесії і нутації ($k=\text{const}$) при малих дисбалансах епітрохоїди ближче до укорочених, чи нормальних, при зростанні дисбалансу – до нормальних і подовжених.

6) При фіксованому дисбалансі із зростанням кутової швидкості обертання ротора епітрохоїди із скорочених прямують до нормальних, із нормальних – до подовжених, а із подовжених стають ще більш подовженими.

7) Амплітуди прецесії і нутації майже не залежать від швидкості обертання ротора.

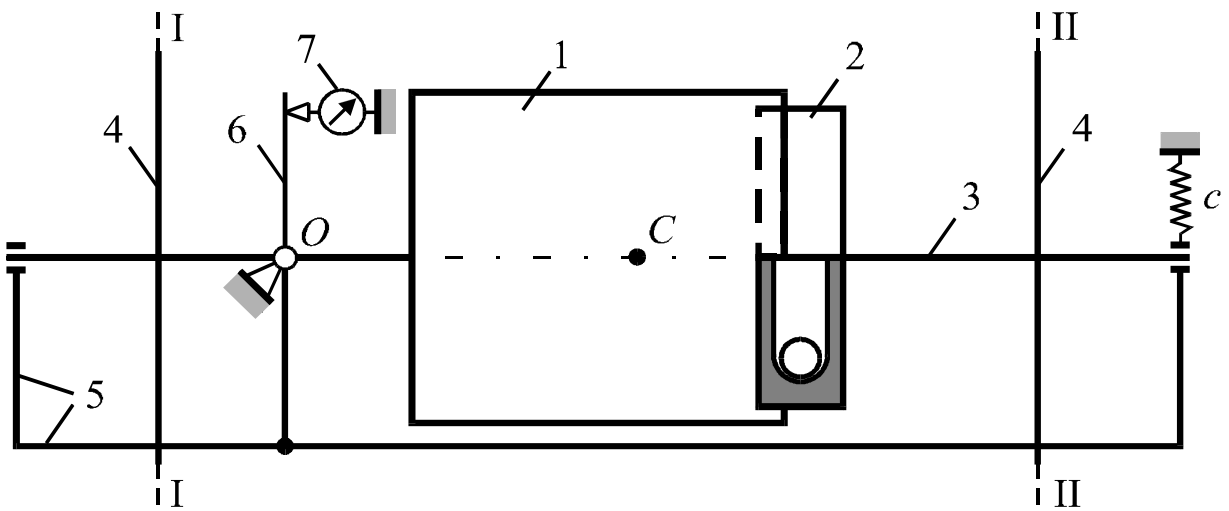
8) Збільшення внутрішніх сил опору зменшує граничну швидкість, при перевищенні якої зникає квазіперіодичний рух, а збільшення маси куль цю швидкість збільшує.

9) Квазіперіодичні рухи стійкі до збурень, таких, як: раптова зміна швидкості обертання ротора, удар по корпусу машини, нахил ротора, раптова зміна дисбалансу (закидання усередину ротора мас, що створюють дисбаланс).

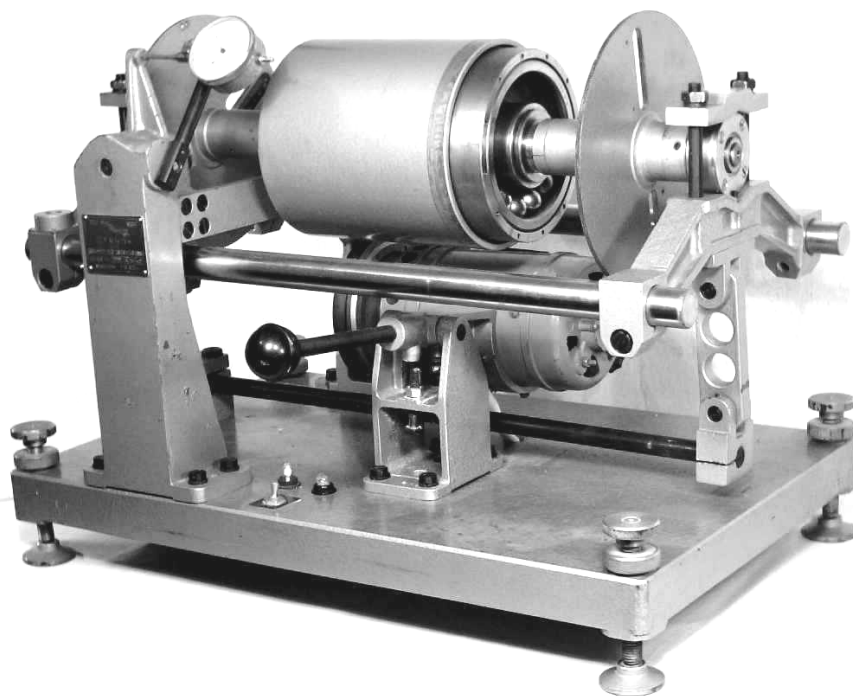
10) Якщо кулям не допомагати розганятися, то встановлюється квазіперіодичний рух. Якщо допомогти кулям розігнатися (пружна рейка опирається в дно АБП і забезпечує розгін куль), то відбувається

автобалансування. Отже, режими автобалансування і застрягання існують одночасно і локально асимптотично стійкі. Той чи інший режим настає в залежності від умов розгону ротора і куль.

В роботі [356] уперше експериментально встановлено існування режимів застрягання куль в АБ у випадку ротора на анізотропних опорах. На рис. 1.35 наведені схема і фотографія стенда, створеного для дослідження динаміки кульового АБ при зрівноваженні ротора з одним ступенем вільності.



а



1 – ротор; 2 – кульовий АБ; 3 – вал; 4 – диски для балансування ротора; 5 – рама; 6 – важіль; 7 – індикатора вимірювання переміщень стрілочного типу

Рис. 1.35. Стенд ротора з нерухомою точкою і валом, який утримується циліндричним шарніром [356]: а – схема, б – фотографія

Стенд створений на базі верстату для динамічного балансування ТММ ІК. У ньому ротор 1 і кульовий АБП 2 насаджені на вал 3. На вал також насаджені диски 4, призначені для створення дисбалансів у двох площинах I-I і II-II, і лімби, призначені для відрахування кутів поворотів дисків. На диски встановлюються зосереджені вантажі. Вал 3 тримає рама 5, яка пружно встановлена на опори з можливістю повороту навколо точки О. Вертикальні коливання рами вимірюються за допомогою важеля 6, прикріпленого до рами і багатообертового індикатора вимірювання переміщень стрілочного типу 7. Обертання ротору надається колекторним електродвигуном, який починає працювати після натискання важеля двигуна (рис. 1.26, б). Для спостереження за рухом куль відносно ротора використовується автомобільний стробоскоп. Для спостереження за рухом ротора, також використовується лазерний ліхтарик, корпус якого вкручується у отвір на правому торці вала.

Швидкість обертання ротора вимірюється цифровим тахометром ЦАТ-3М, частота власних коливань системи і проміжки часу - за допомогою лічильника імпульсів - секундоміра Elwro FPM-09.

Кулі встановлюються на бігову доріжку через кільцеву щілину, ширина якої більша за діаметр куль. При дослідженні динаміки АБ при малих силах в'язкого опору, діючих на кулі, доріжка змащується мастилом різної в'язкості. Випадінню куль перешкоджає шайба з оргскла, яка притискається до АБ гайкою, що нагвинчується на вал. Для зміни кількості куль гайка відгвинчується, чим збільшується щілина, через яку кулі і встановлюються

усередину АБ. При дослідженні динаміки АБ при великих силах в'язкого опору, діючих на кулі, корпус АБ заповнюється мастилом, після чого закривається органічним склом, яке щільно притискається до АБ як згаданою гайкою, так і металевим кільцем, що пригвинчується до АБ. Зміна кількості куль у цьому випадку потребує розбору правої частини ротора.

Уперше встановлено, що при малих силах в'язкого опору, утворених змащуванням бігової доріжки в'язким мастилом:

а) якщо ємності АБ вистачає для зрівноваження ротора, то при будь-якій кількості однакових і різних куль, на швидкостях, що значно перевищують резонансну, відбувається квазіперіодичний рух, у якому кулі щільно притиснуті одна до одної, обертаються відносно землі із кутовою швидкістю, що близька до резонансної, а повздожня вісь ротора коливається навколо горизонтальної осі, що тримає раму, із цією швидкістю;

б) якщо кулі примусово розганяються (на доріжку встановлена переборка), то автобалансування настає при будь-якій кількості однакових і різних куль.

Експерименти на цьому стенді уперше показали, що ефект Зомерфельда проявляється і у випадку ротора на асиметричних пружних опорах. Істотно, що рама, на яку встановлений ротор з автобалансиром на квазіперіодичних рухах системи здійснює двочастотні коливання: повільні з частотою застрягання куль; швидкі – з частотою обертання ротора. Тому кульовий автобалансир і у випадку сильної асиметрії опор може бути джерелом двочастотних ібрацій.

В циклі робіт Duckstein H., Ryzhik B., Sperling L. [377–381] уперше аналітично і методами обчислювального експерименту досліджується прояв ефекту Зомерфельда саме в кульових АБ. Припускається, що кулі котяться по біговим доріжкам без ковзання, при цьому уперше враховується кінетична енергія куль при обертанні кулі навколо її центра.

В роботі [377] за наявними даними уперше досліджений прояв ефекту Зомерфельда у рамках плоскої моделі статично незрівноваженого ротора і

двокульового АБ. Ротор встановлений на ізотропні опори. Кулі котяться по біговій доріжці без ковзання. Ротор обертає (майже) сталий рушійний момент. Цим моделюється неідеальний привод – привод обмеженої потужності. Досліджені прояви ефекту Зомерфельда: без АБ, викликаний тільки незрівноваженістю ротора; з кульовим АБ. Встановлено, що у випадку відсутності АБ проявляється загально-відомий ефект Зомерфельда. Ротор застрягає в околі резонансної швидкості обертання і відбуваються інтенсивні навколорезонансні коливання. При наявності АБ ефект Зомерфельда проявляється двічі. Перший раз – для ротора. Ротор застрягає на резонансній швидкості обертання, чим збуджуються інтенсивні коливання, а кулі значно відстають від ротора і коливання від них ротора незначні. Другий раз ефект Зомерфельда проявляється для куль. Ротор вже пройшов резонансну швидкість обертання і коливання від його незрівноваженості незначні. Кулі застрягають на резонансній швидкості обертання ротора, чим створюють інтенсивні коливання ротора.

Встановлено, що великі сили вязкого опору, що розганяють кулі, значно зменшують другий прояв ефекту Зомерфельда (для куль).

Для аналітичного, наближеного, пошуку режимів застрягання використовувалася теорія синхронізації динамічних систем, зокрема, елементи теорії вібраційної механіки. Результати теоретичних досліджень перевірялися обчислювальними експериментами. Для цього чисельно інтегрувалися диференціальні рівняння руху механічної системи при різних значеннях параметрів системи.

В роботі [378] уперше побудована математична модель динамічно незрівноваженого міжопорного ротора, встановленого на пружно-вязкі опори і двох двокульових автобалансирів, насаджених на вал ротора.

З використанням метода прямого розділення рухів і елементів теорії вібраційної механіки аналітично виділений рух системи, на якому автобалансири динамічно балансують ротор, досліджена його стійкість. Встановлено, що автобалансування відбувається тільки при обертанні ротора

з зарезонансними кутовими швидкостями.

З використанням одержаних диференціальних рівнянь руху був проведений обчислювальний експеримент. Уперше було виявлено існування ефекту Зомерфельда при обертанні ротора із швидкостями, що знаходяться між першою і другою резонансними швидкостями обертання ротора. При застряганні кулі в кожному автобалансирі притискаються одна до одної, застряють на швидкості, дещо меншої за першу резонансну, обертаються в двох АБ погоджено, синфазно.

В роботі [379] уперше побудована математична модель статично незрівноваженого вертикального консольного ротора, встановленого на пружно-в'язкі опори і двокульового автобалансира, насадженого на вал ротора.

З використанням метода прямого розділення рухів і елементів теорії вібраційної механіки аналітично виділений рух системи, на якому автобалансир статично балансує ротор, досліджена його стійкість.

З використанням одержаних диференціальних рівнянь руху був проведений обчислювальний експеримент. Було виявлено існування ефекту Зомерфельда при обертанні ротора із швидкостями, більшими за другу резонансну швидкість і меншу за певну граничну швидкість, величина якої аналітично не визначалася. При застряганні кулі в автобалансирі притискаються одна до одної, застряють на швидкості, дещо меншої за першу резонансну. При обертанні ротора з швидкостями, більшими за граничну настає статичне автобалансування.

В роботі [380] узагальнюються результати, одержані в роботі [379]. Розглядається динамічно незрівноважений ротор. Встановлено і в цьому випадку існування певної граничної швидкості, більшої за другу резонансну, при перевищенні якої настає часткове статичне балансування ротора. На швидкостях обертання ротора, менших за граничну і більших за другу резонансну проявляється ефект Зомерфельда. Кулі застряють на швидкостях, дещо менших за першу резонансну швидкість обертання ротора. При цьому

коливання ротора спричиняються як його незрівноваженістю, так і кулями. З використанням методу прямого розділення руху і елементів вібраційної механіки була знайдена система нелінійних алгебраїчних рівнянь для наближеного визначення граничної швидкості. Встановлено, що гранична швидкість не залежить від незрівноваженості ротора, зменшується із зростанням сил в'язкого опору, що розганяють кулі.

Підсумки досліджень, проведених в роботах [377-380] підведені у роботі [381]. Слід відзначити, що проведені дослідження не дозволили виявити ефект застрягання куль із швидкостями, близькими до другої резонансної швидкості. Тобто не всі режими застрягання були виявлені і досліджені. Майже не досліджені закони коливань ротора на режимах застрягання. Сам ефект застрягання розглядався як небажаний і вирішувалося питання як зменшити область існування і стійкості цього режиму руху. Створена теорія стосується тільки двохкульових автобалансирів і не розповсюджується на іншу кількість куль в автобалансири.

Слід відзначити, що деякі результати робіт [377–381] були покладені в 2021 році в основу розробки лабораторної центрифуги [382, 383]. Прояви ефекту Зомерфельда в дослідному зразку спроектованої центрифуги експериментально досліджені в роботі [382]. В роботі [383] описаний весь процес проектування, теоретичного, експериментального досліджень і комп'ютерного моделювання. Гранична швидкість обертання ротора, при перевищенні якої зникає явище застрягання куль наближено визначалася за формулами роботи [380] і уточнювалася обчислювальним експериментом і натурними випробуваннями.

Розглянемо інші підходи до дослідження ефекту Зомерфельда в кульових, роликкових, маятникових автобалансирах.

В роботі [384] розглядалася плоска модель ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах з маятниковим АБ. Модель співпадає з моделлю, побудованою і дослідженою в роботах [374, 375]. Тільки автобалансир –

двохмаятниковий. В цьому випадку різні режими руху роторної системи, у яких маятники синхронно обертаються з ротором є ізольованими. Як і в роботах [374, 375] диференціальні рівняння руху системи записані в рухомій системі координат, що синхронно обертається з ротором. Одержана система нелінійних автономних диференціальних рівнянь другого порядку. Це регулярна автономна динамічна система (з ізольованими усталеними рухами), що піддається повному нелінійному біфуркаційному аналізу [385–389]. Дослідження проводилися чисельно з використання раніше створеного програмного пакету AUTO 97 [389]. З використанням методів чисельного продовження, простежуються криві стаціонарних станів, граничних циклів та їхніх біфуркацій у міру зміни параметрів системи. Ці результати доповнюються моделюванням траєкторій системи у фазовому просторі.

Для конкретних числових значень побудовані біфуркаційні діаграми. Виявлені можливі рухи системи, умови їх зародження, існування, зникнення та стійкості.

Перевагою теорії біфуркацій руху є принципова можливість виділення всіх можливих режимів руху системи, встановлення умов їх існування і стійкості. Відповідно до теорії різні можливі рухи системи зароджуються і зникають у точках біфуркацій рухів. Певний рух набуває чи втрачає стійкість тільки у біфуркаційних точках. Це сильно спрощує вивчення стійкості різних режимів руху. До недоліків методу відноситься занадто складність і трудомісткість, особливо теоретичних досліджень, майже відсутність теорії у випадках сімей (одно- чи багато-параметричних) усталених рухів, переважно якісне дослідження різних режимів руху без їх аналітичного визначення. Також деякі режими рухів майже не піддаються аналітичному дослідженню. Деякі рухи не стійкі чи мають занадто малу область існування і стійкості, через що не спостерігаються на практиці і не являють інтерес для досліджень. Тому повний біфуркаційний аналіз є надмірним. Його майже неможливо провести у випадку механічних систем з багатьма ступенями вільності. Чисельні дослідження сильно поступаються аналітичним

дослідженням у загальності, не дозволяють встановлювати найбільш загальні властивості систем, що досліджуються. Біфуркаційний аналіз проводиться по біфуркаційним параметрам – параметрам системи, зміна яких призводить до якісної зміни у можливих режимах руху. Із збільшенням біфуркаційних параметрів біфуркаційний аналіз стає неможливим.

В роботі [390] розглядалася плоска модель ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах з двокульовим (двомаятниковим) АБ. Кулі розглядаються як матеріальні точки. Тому АБ є двомаятниковим, причому маятники математичні. Система рухається у горизонтальній площині і тому сили ваги не враховуються. Модель співпадає з моделями, побудованими і дослідженими в роботах [374, 375, 384].

Для дослідження явища застрягання куль використовувався модефікований метод гармонійного балансу [391]. При цьому нелінійні диференціальні рівняння руху перетворювалися аналітично, а потім досліджувалися чисельними методами.

За результатами обчислень, для конкретних параметрів системи побудовані області стійкості автобалансувального режиму руху і режиму руху, в якому кулі застрягають. Спільні регіони у цих областях дозволили зробити висновок, що при однакових параметрах системи може бути реалізований як перший, так і другий режим руху системи. Причому який режим руху настане залежить від початкових умов, режиму розбігу ротора тощо.

Результати досліджень перевірені натурним експериментом на спеціально створеному стенді (рис. 1.36).

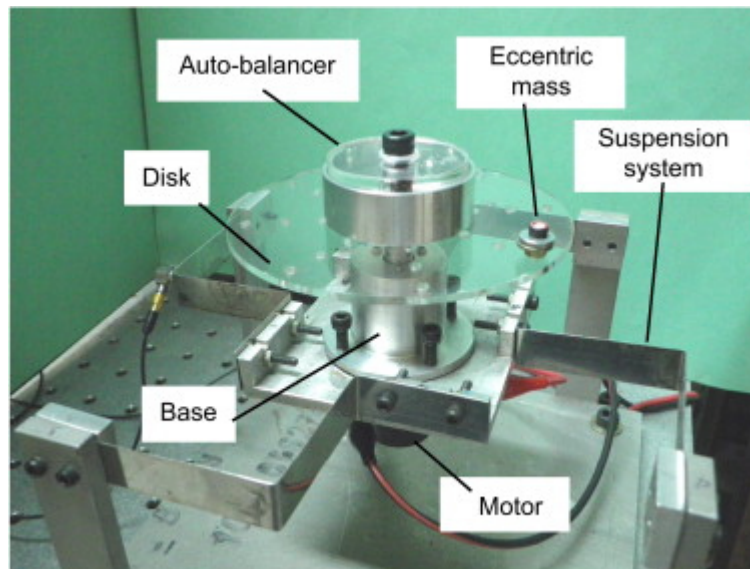


Рис. 1.36. Стенд для експериментального дослідження явища застрягання куль в двокульовому АБ [390]

Для спостереження за відносним рухом куль щодо ротора використовувалася швидкісна відеозйомка. При цьому як ротор, так і кришка АБ виконані з прозорого оргскла.

Основні одержані результати узгоджуються із результатами, одержаними для розглядуваної моделі у попередніх описаних роботах.

Слід відзначити, що розроблений підхід занадто громіздкий і трудомісткий. Одержані результати не є аналітичними і тому не мають відповідної загальності.

Щодо стенду, то він підтвердив результати аналітико-числових досліджень. Слід відзначити, що для цього виявилось непотрібне вимірювальне обладнання. Встановлення того чи іншого режиму руху визначалося візуально за переглядом результатів швидкісної відеозйомки.

В циклі робіт Jung, D., DeSmidt, H.A. [392–395] досліджувалися режими застрягання куль в рамках різних моделей ротора з АБ. Во всіх моделях ротор обертається зі сталою швидкістю, що відповідає ідеальному приводу, а кулі моделюються математичними маятниками. В автобалансирі дві кулі.

Дослідження проводяться в два етапи. Спочатку, наближено

визначалися закони періодичного руху ротора, викликані застряганням куль в околі резонансної швидкості обертання ротора (граничні цикли). Припускалося, що вібрації від незрівноваженості ротора (синхронні з обертанням ротора коливання) набагато менші вібрацій, викликаних застряганням куль і тому синхронними вібраціями нехтувалось. Потім, для дослідження стійкості режимів застрягання застосовувалася теорія Флоке [396–397].

В роботі [392] досліджувалася плоска модель ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах. Такий ротор має одну резонансну частоту обертання.

В роботі [393] розглянута модель ротора, що здійснює просторовий рух. Ротор – статично незрівноважений плоский диск, насаджений на гнучкий невагомий вал. На цей вал насаджений і двокульовий АБ. В загальному випадку площини ротора і АБ не збігаються. Вал підтримують з двох протилежних сторін дві нерухомі опори. Такий ротор має дві резонансні частоти обертання.

В роботі [394] розглянута плоска модель ротора на анізотропних пружно-в'язких опорах. Такий ротор має дві резонансні частоти обертання.

В роботі [395] розглянута плоска модель статично незрівноваженого ротора, встановленого на ізотропні пружно-в'язкі опори, що прикріплені до масивного фундаменту, а сам фундамент встановлений на пружно-в'язкі опори з можливістю здійснювати прямолінійні поступальні (вертикальні) вібрації. Такий ротор має три резонансні частоти обертання.

В результаті досліджень встановлено, що кулі можуть застрягати на кожній резонансної швидкості обертання ротора. Існують граничні швидкості, при перевищенні яких кулі розганяються і здоганяють ротор. Існують такі діапазони кутових швидкостей обертання ротора, на яких в залежності від умов розбігу ротора і початкових умов, може спостерігатися як автобалансування, так і застрягання куль.

Перевагою методу є те, що наближено аналітично визначається закон руху роторної системи на режимах застрягання куль. Недоліком є те, що

незрозуміло як знаходити закон руху системи в наступних наближеннях, аналітичне застосування теорії Флоке є неможливим через занадто складність диференціальних рівнянь і тому теорія застосовується шляхом числових обчислень. Це знижує общність одержаних результатів.

Висновки розділу 1

1. Серед вібротранспортерів 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, просіювання й т.п. Коливання з більш високою частотою забезпечують самоочищення короба і зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу для збільшення інтенсивності основного технологічного процесу. Двочастотні вібрації забезпечують більш ефективний поділ по крупності мінеральної сировини, зневоднювання вугілля або фракціонування піску. Полічастотні вібротранспортери знайшли широке використання в техніці.

2. Серед вібротранспортерів різного застосування перспективними є резонансні вібротранспортери. У них вібротранспортери меншої маси збуджують коливання з більшою амплітудою, що підвищує енергоефективність, надійність і довговічність роботи вібротранспортери. Інерційні вібротранспортери при меншій масі збуджують більш інтенсивні вібрації в порівнянні з електромагнітними вібротранспортерами. Резонансні режими коливань платформи широко застосовуються як для вібраційних млинів, грохотів, столів, вібротранспортерів і т.д.

3. Найбільш інтенсивні вібрації дозволяють збуджувати інерційні вібраційні збудники. Вони широко застосовуються для конструювання одно-, дво-, тримасових вібротранспортерів різного призначення. Одномасові вібротранспортери мають просту конструкцію, але передають значні вібрації на фундамент. Двомасові протифазні машини і трьохмасові антирезонансні майже не передають коливання на фундамент, але мають більш складну конструкцію.

4. Найбільш простий спосіб збудження резонансних вібрацій ґрунтується на ефекті Зомерфельда. Розроблялися вібротранспортери, у яких маятник насаджений на вал електродвигуна. Номінальна частота обертання ротора електродвигуна трохи менше резонансної частоти коливань

платформи. Через ефект Зомерфельда маятник не може розігнатися до номінальної швидкості обертання ротора й застряє на резонансній частоті коливань платформи. Недолік вібротомашин полягає в тому, що електродвигун при цьому перевантажений. Розроблялися резонансні вібротомашини, у яких замість електродвигуна використовується вітрове колесо, сполучене з дебалансом. На колесо подається потік стисненого повітря. Колесо поступове розганяється до резонансної частоти коливань платформи. Недолік методу полягає в низькому коефіцієнті корисної дії системи «стиснене повітря – вітрове колесо – платформа».

5. Ефект Зомерфельда проявляється у пасивній балансувальній техніці. Так, вантажі (маятники, кулі, ролики) в автобалансирі за певних умов збираються разом, не можуть розігнатися до швидкості обертання ротора і застрягають на одній з резонансних частот коливань ротора. Цим збуджуються інтенсивні резонансні коливання ротора. Незрівноваженість ротора збуджує коливання ротора з більшою частотою – частотою обертання ротора. У балансувальній техніці такий режим руху роторної системи є небажаним.

6. В результаті досліджень прояву ефекту Зомерфельда в автобалансирувальних пристроях встановлено, що у режимах застрягання:

- ротор розганяється до робочої частоти обертання;
- вантажі збираються разом, чим створюють умовний складений вантаж;
- вантажі застрягають на (швидкості, близької до) однієї з резонансних частот коливань ротора.

Недоліками проведених досліджень є низька точність визначення:

- закону коливального руху ротора;
- частоти застрягання складеного вантажу.

Але одержані результати дозволяють розробити наближену теорію резонансних двочастотних вібраційних машин, що працюють на ефекті Зомерфельда.

7. В теоретичних дослідженнях ефекту Зомерфельда широко

використовуюється теорія нелінійних коливань, зокрема, методи малого параметру для наближеного визначення закону руху системи на режимах застрягання, дослідження стійкості рухів, теорія коливальних систем з обмеженим збудженням, теорія синхронізації динамічних систем, вібраційна механіка. Для аналітичного дослідження стійкості режимів застрягання використовуються методи Ляпунова, теорія Флоке, теорія стійкості і біфуркацій рухів, тощо.

Найменш трудомістким і найбільш інформативним методом дослідження режимів застрягання може слугувати метод прямого розкладання роз'язків диференціальних рівнянь за степенями малого параметру. Метод дозволяє: теоретично визначати наближений закон усталеного руху системи у будь-якому наближенні; оцінювати точність наближеного закону руху; визначати умови зародження, існування і зникнення режимів застрягання в залежності від величини біфуркаційного параметра; визначати стійкість чи нестійкість режимів застрягання з використанням теорії біфуркацій руху тощо.

8. Для перевірки результатів теоретичних досліджень ефективно використовувати обчислювальні експерименти. Зокрема, чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху вібромашини дозволяє одержувати результати, вільні від помилок, зв'язаних з математичними перетвореннями диференціальних рівнянь, проведенням математичних викладок тощо. Також чисельний експеримент дозволяє перевірити працездатність побудованої математичної моделі.

Для перевірки теоретичних результатів досліджень, концепцій, припущень тощо ефективно використовувати 3D моделювання динаміки вібромашини в комп'ютерній системі автоматичного проектування. Таке моделювання не потребує виведення і дослідження диференціальних рівнянь руху вібромашини. Це робить чисельними методами сама САПР. Тому 3D моделювання динаміки вібромашини за достовірністю наближається до натурного експерименту. Через те, що 3D моделювання дозволяє змінювати

будь-які параметри системи в широких межах, інформативність і можливості у цьому напрямку 3D моделювання перевершують можливості натурального експерименту.

9. Натурне дослідження ефекту застрягання вантажів в автобалансирах ускладнене неможливістю чи важкістю безпосереднього спостереження за рухом вантажів відносно корпусу АБ. Наявні (розглянуті) методи дослідження динаміки вібромашин і ефекту застрягання через це не підходять.

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

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

– 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.

9. Актуально розробити методи дослідження і дослідити динаміку двочастотних резонансних вібромашин з інерційними віброзбудниками, що працюють на ефекті Зомерфельда.

Для цього треба розв'язати такі задачі досліджень:

1) розробити технічні рішення зі 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.

РОЗДІЛ 2. НАБЛИЖЕНА ТЕОРІЯ ДВОЧАСТОТНИХ ВІБРОМАШИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДА

Запропоновано використовувати пасивні автобалансири (кульові, маятникові, роликові) як збудники двочастотних вібрацій, відповідні віброзбудники, та способи збудження ними вібрацій. Наведені приклади застосування двочастотних віброзбудників у вібромашинах з різною кінематикою руху платформ. Перевірено працездатність нового способу комп'ютерним 3D моделюванням динаміки вібромашин у комп'ютерній САПР SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion. Розроблено наближену теорію двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда. Перевірена її точність, визначені межі застосування.

2.1. Принцип дії двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда

2.1.1. Використання пасивних автобалансирів у якості збудників двочастотних вібрацій

Проведений огляд наукових робіт дозволяє висунути наступні припущення з роботи автобалансирів у якості збудників двочастотних вібрацій.

1) Дwochастотні 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.

3) Складений вантаж не може наздогнати корпус віброзбудника і застрягає на одній з резонансних частот коливань вібромашини (платформ).

4) Складений вантаж збуджує форму резонансних коливань вібромашини (її платформ), що відповідає резонансній частоті застрягання.

5) Амплітуда резонансних коливань майже не залежить від швидкості обертання корпусу віброзбудника, але її можна змінювати зміною кількості вантажів у віброзбуднику.

6) Якщо на корпусі автобалансира закріпити дебалансну масу, то вона буде обертатися синхронно з корпусом і буде збуджувати швидкі (нерезонансні) коливання.

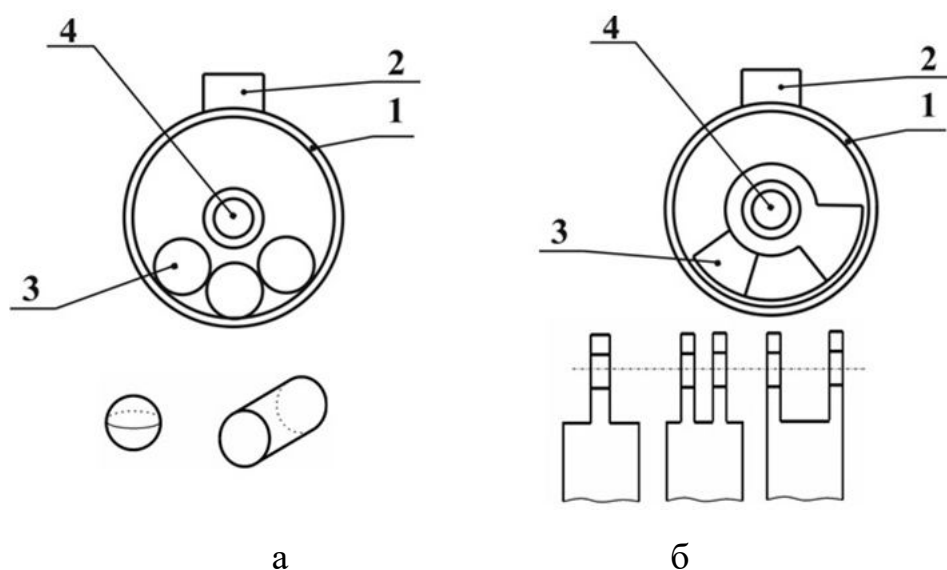
7) Зміною швидкості обертання корпусу автобалансира можна змінювати амплітуди і частоти віброшвидкостей і вібропришвидшень швидких коливань віброплатформ.

8) Автобалансир може працювати як два віброзбудника – повільних резонансних коливань і швидких (нерезонансних) коливань з частотою обертання корпусу віброзбудника.

9) Якщо платформи вібромашини встановлені на лінійні пружні опори, то автобалансир працює як два незалежних віброзбудника.

Для збудження двочастотних вібрацій вперше запропоновано використати пасивні автобалансири кульового, роликівого чи маятнікового типу (Пат. 92337 України на корисну модель, Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій [17]).

Двочастотний віброзбудник (рис. 2.1) складається з корпусу 1, дебалансу 2, встановленого на корпусі, вантажів 3. Корпус насаджується на вал 4. Вантажі можуть бути кулями, роликами (рис. 2.1, а) або маятниками (рис. 2.1, б).



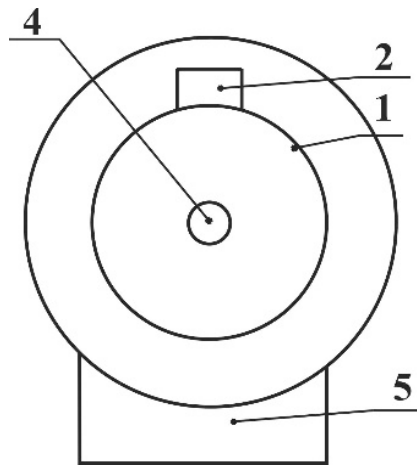
1 – корпус віброзбудника; 2 – дебаланс; 3 – вантаж; 4 – вал

Рис. 2.1. Двочастотний віброзбудник:

а – кульовий або роликівий; б – маятніковий

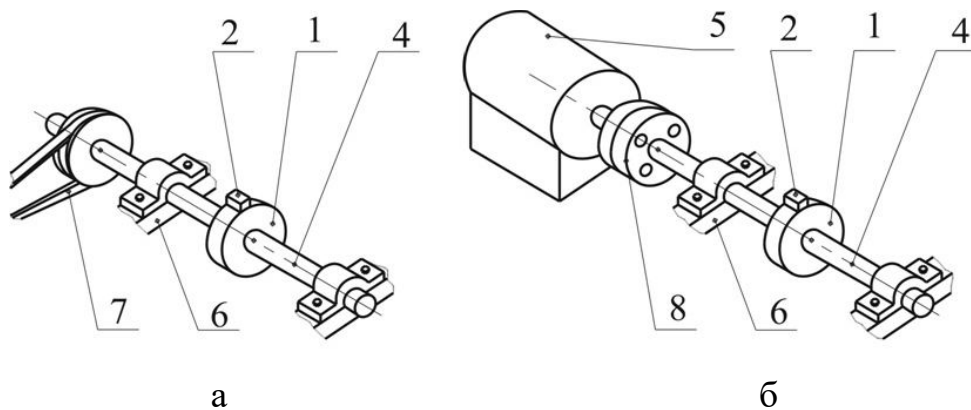
У першому варіанті використання (рис. 2.2) корпус віброзбудника 1 насаджується на вал 4 електродвигуна 5. Електродвигун встановлюється на платформу, вібрація якої збуджується.

У другому варіанті використання (рис. 2.3, а) корпус віброзбудника 1 з дебалансом 2 на корпусі насаджується на вал 4, утримуваний жорсткими опорами 6.



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

Рис. 2.2. Двочастотний віброзбудник, поєднаний з електродвигуном



1 – корпус віброзбудника; 2 – дебаланс; 4 – вал; 5 – електродвигун; 6 – опора;
7 – ремінна передача; 8 – муфта

Рис. 2.3. Двочастотний віброзбудник, що приводиться в обертання за допомогою: а – пасової передачі; б – муфти

Вал 4 приводиться в обертання за допомогою пасової передачі 7. Віброзбудник встановлюється на платформу, вібрація якої збуджується шляхом закріплення на платформі опор 6.

У третьому варіанті використання (рис. 2.3, б), на відміну від другого, вал 4 приводиться в обертання електродвигуном 5 за допомогою муфти 8.

Описані віброзбудники можна використовувати у вібромашинах з різною кінематикою руху платформи (рис. 2.4, а–д).

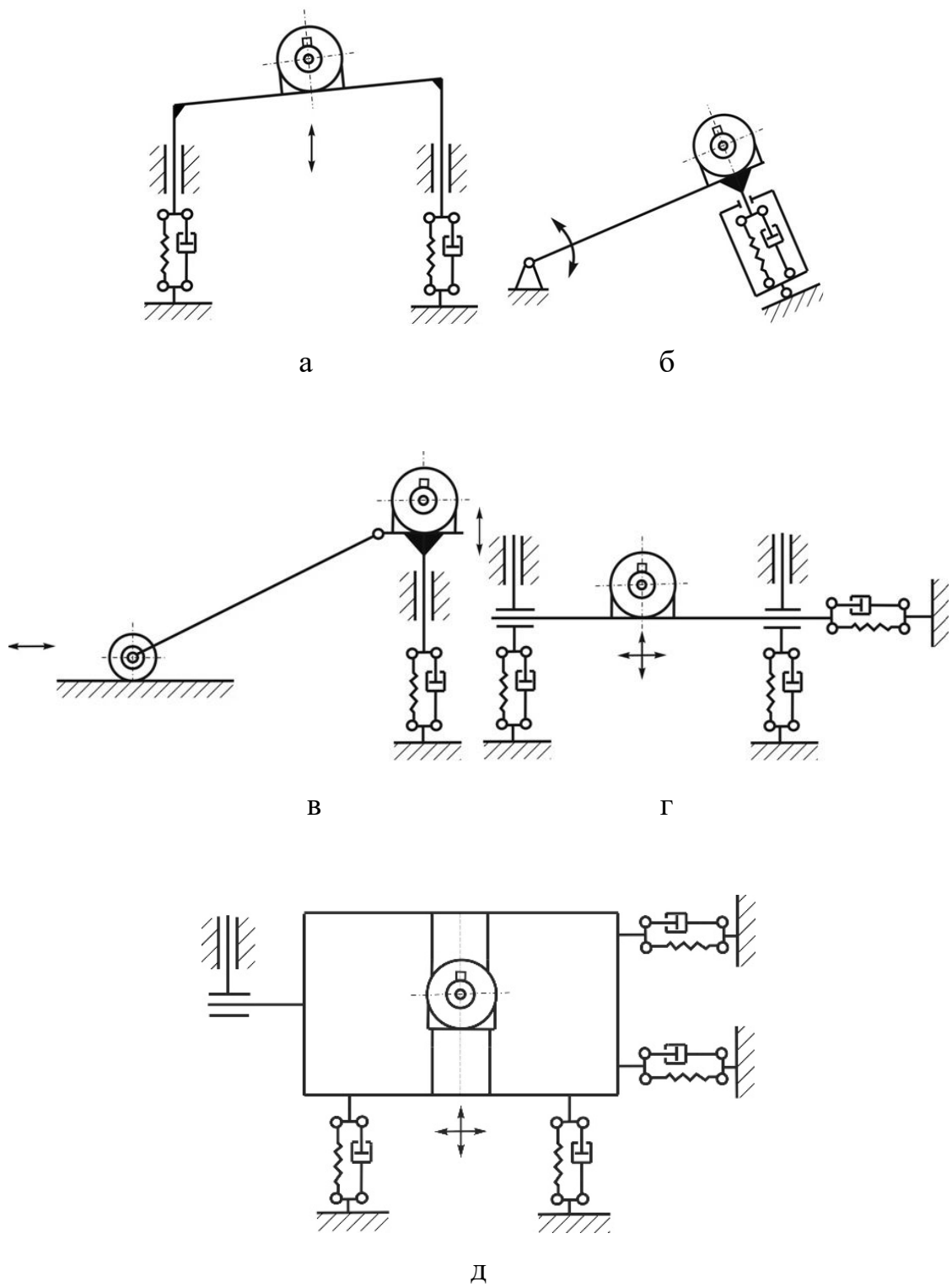


Рис. 2.4. Одномасові вібронашини, у яких платформа рухається:
 а – поступально прямолінійно; б – обертально; в – плоскопаралельно;
 г – поступально у вертикальній площині; д – поступально у горизонтальній
 площині

Зауважимо, що:

– працездатність схеми на рис. 2.4, д перевірена на прикладі квазіперіодичних коливань корпусу пральної машини при обертанні центрифуги з кульовим АБ [19];

– двигун у схемах на рис. 2.4, а, б, можна повернути на 90^0 (вісь обертання валу двигуна можна орієнтувати вздовж або поперек платформи).

Використання пасивного автобалансира для збудження двочастотних вібрацій дає такі переваги. Незалежно від завантаження платформи вантажі автоматично застрягатимуть на резонансній частоті коливань платформи, чим підлаштовуватимуться під неї і навантаження. Цим збуджуватимуться більш повільні резонансні коливання платформи. Сам розбалансований ротор можна обертати з будь-якою зарезонансною швидкістю обертання, чим збуджуватимуться більш швидші коливання платформи.

Розглянемо роботу нового двочастотного віброзбудника на одномасовій вібромашині з поступальним прямолінійним рухом платформи (рис. 2.4, а). Під час пуску валу вантажі зібрані разом, поступово захоплюються в рух, не можуть наздогнати вал і значно відстають від нього. Коли вал набирає робочої швидкості обертання ω вантажі також зібрані разом, обертаються зі швидкістю ω_p , відстають від валу, чим створюють вібрації у вертикальному напрямку з резонансною частотою коливань платформи (ω_p). Дебаланс на корпусі віброзбудника також створює вібрації, але з частотою обертання валу ω .

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

Припускається, що двочастотний віброзбудник можна встановлювати на одну з платформ багатомасової вібромашини (рис. 2.5).

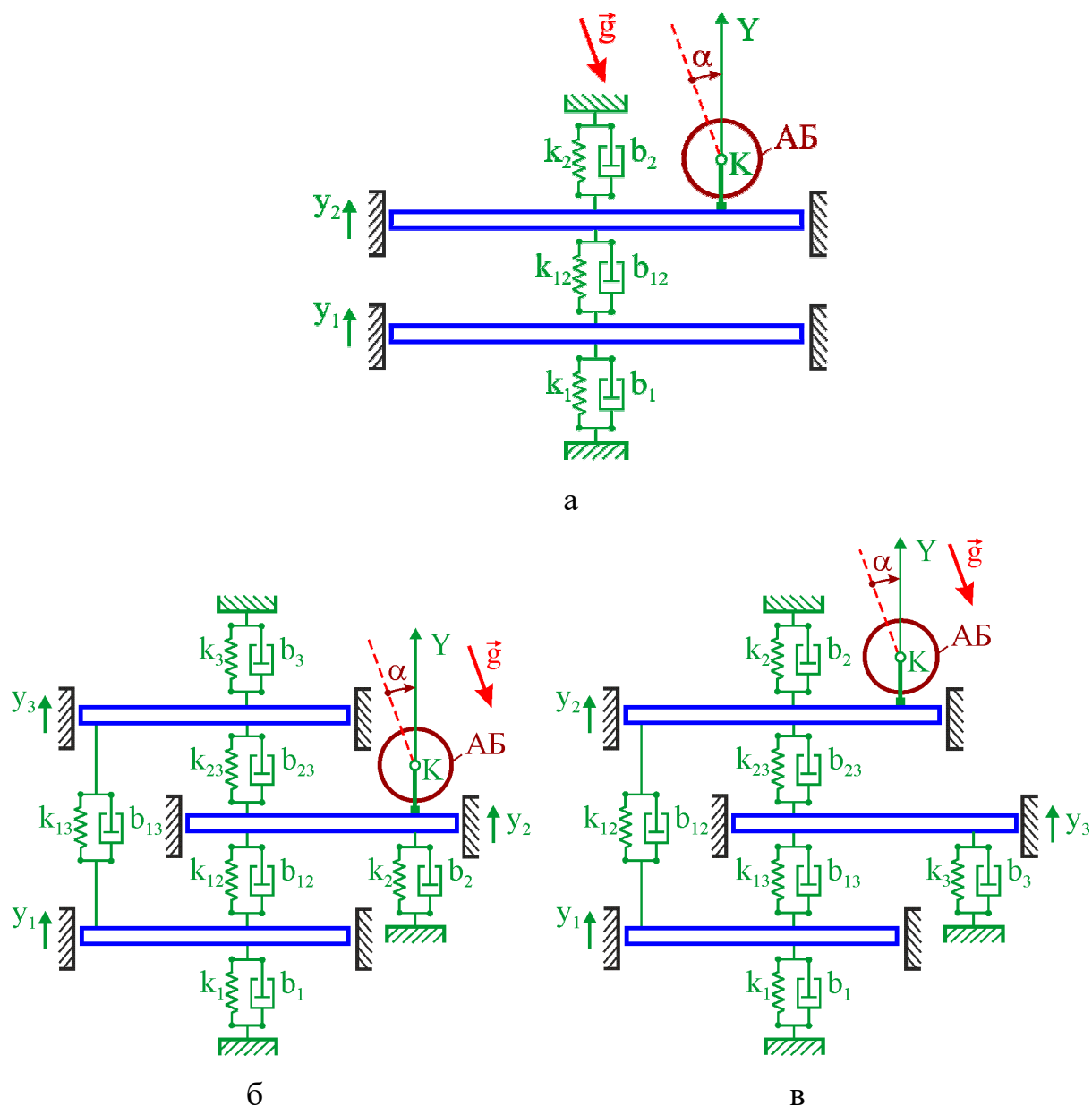


Рис. 2.5. Встановлення вібратора у багатомасову вібротривомашину: а – на одну з платформ двомасової вібротривомашини; б – на середню платформу трьохмасової вібротривомашини; в – на крайню платформу трьохмасової вібротривомашини

Платформи можуть рухатися тільки прямолінійно поступально завдяки нерухомим напрямним. Напрямок руху платформ утворює з вертикаллю кут α .

У двомасової вібротривомашини дві резонансні частоти і дві відповідні форми коливань платформ. Складений вантаж може застрягати на одній з

двох резонансних частот і збуджувати відповідну форму резонансних коливань вібромашини.

У трьохмасової вібромашини три резонансні частоти і три відповідні форми коливань платформ. Складений вантаж може застрягати на одній з трьох резонансних частот і збуджувати відповідну форму резонансних коливань вібромащини.

2.1.2. Деякі технічні рішення із збудження полічастотних вібрацій пасивними автобалансирами і конструкції віброзбудників

Запропонований збуджувач двочастотних вібрацій (рис. 2.6, а), який відрізняється тим, що з метою спрощення створення дебалансу містить наскрізні отвори у кришці і корпусі. У частину наскрізних отворів можуть бути встановлені масивні заглушки.

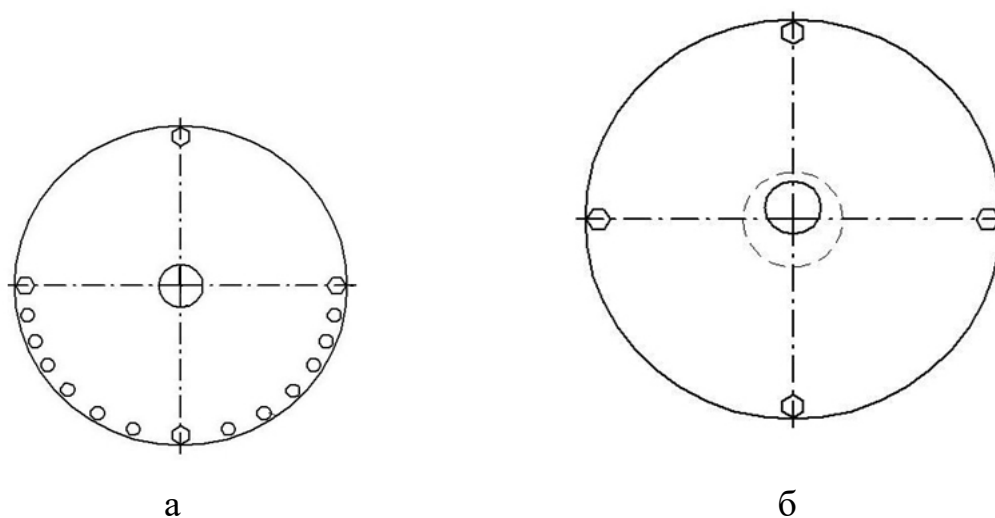


Рис. 2.6. Патенти України на корисну модель:

а – збуджувач двочастотних вібрацій (№ 132928);

б – спосіб збудження двочастотних вібрацій (№ 137093)

Запропонований спосіб збудження двочастотних вібрацій (рис. 2.6, б), який відрізняється тим, що з метою спрощення створення дебалансу корпус віброзбудника насаджено на вал з ексцентриситетом.

Запропоновано спосіб збудження двочастотних вібрацій (рис. 2.7), який відрізняється тим, що з метою спрощення створення швидких колінь бігову доріжку виконано у формі замкненої епітрохоїди.

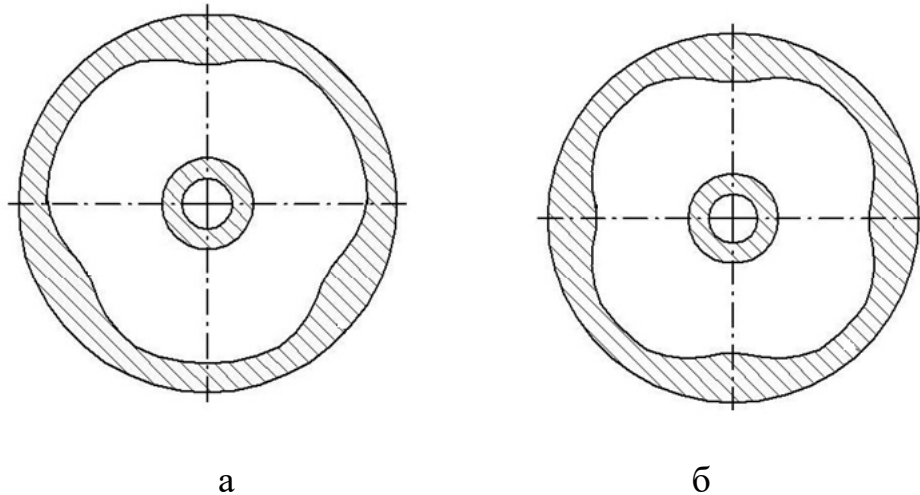


Рис. 2.7. Спосіб збудження двочастотних вібрацій (Патент України (на 20 р.) № 119678): а – епітрохоїда з трьома пелюстками; б – епітрохоїда з чотирма пелюстками

У випадку одного вантажу спосіб збудження двочастотних вібрацій буде працювати наступним чином. Під час пуску валу вантаж знаходиться внизу порожнини. Далі він поступово захоплюється в рух, не може наздогнати вал і застряє на резонансній частоті коливань платформи. Коли вал набирає робочої швидкості обертання вантажі відстають від вала чим створюють повільні коливання з резонансною частотою коливань платформи. Завдяки тому, що бігова доріжка виконана у формі замкненої епітрохоїди, виникають швидкі коливання платформи. Це відбувається через те, що вантаж під час руху буде повторювати траєкторію замкненої епітрохоїди. Через це не треба встановлювати дебаланс на корпусі віброзбудника. Частота швидких коливань залежить від частоти обертання вантажу щодо корпусу та кількості пелюсток у замкненої епітрохоїди. Кількість пелюсток може бути будь-якою.

Частота обертання вантажу щодо корпусу дорівнює:

$$\Omega = \omega - \omega_p, \quad (2.1)$$

де ω – частота обертання ротора;

ω_p – резонансна частота (на якій застряють вантажі).

Частота швидких коливань дорівнює:

$$\Omega_{III} = \Omega \cdot n, \quad (2.2)$$

де n – кількість пелюсток у замкненій епітрохоні.

Збільшуючи кількість пелюсток n можна збільшувати частоту швидких коливань при незмінній швидкості обертання ротора. Незалежно від завантаження платформи вантаж буде автоматично підстроюватися під резонансну частоту коливань платформи, причому залежно від завантаження платформи ця частота може змінюватися. Вантаж може бути тілом кочення, зокрема бути кулею, роликом тощо. Платформа може здійснювати будь-які рухи, зокрема: поступальний прямолінійний, поворотно-коливальний, плоско-паралельний, поступальний у горизонтальній площині та поступальний у вертикальній площині.

Запропановано збудник двочастотних вібрацій (рис. 2.8.), який відрізняється з тим, що з метою забезпечення розгону вантажів в порожнину корпусу віброзбудника заливається масло так, щоб нижні вантажі були повністю занурені в масло.

При пуску віброзбудника масло знаходиться у нижній частині корпусу віброзбудника і частина вантажів занурена в масло (рис. 2.8, а, б). Це збільшує сили вязкого тертя і сприяє розгону вантажів під час пуску. Коли корпус розгониться, масло під дею відцентрових сил розтікається по доріжці (рис. 2.8, в), що зменшує сили вязкого опору, що розганяють вантажі і сприяє їх застряганню. Пристрій працює як два інерційні віброзбудники, один з яких – резонансний.

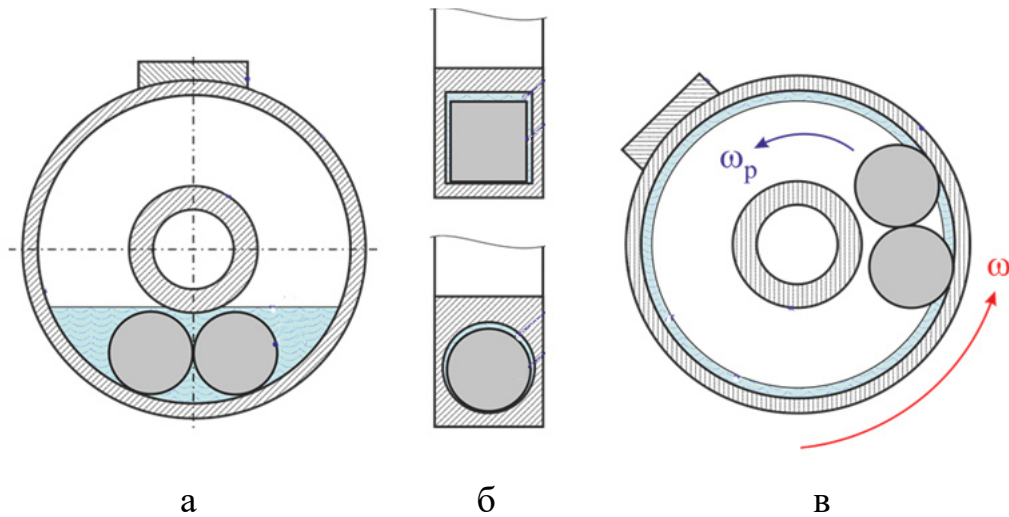


Рис. 2.8. Збудник двочастотних вібрацій (патент України на корисну модель № 140805): а – нерухомий; б – з роликами чи кульями у порожнині; в – на робочій швидкості обертання

Запропоновано збудник двочастотних вібрацій (рис. 2.9), який відрізняється тим, що з метою забезпечення розгону і застрягання вантажів в порожнину заливається масло так, щоб нижні вантажі були повністю занурені у масло, а на доріжці виконано паз.

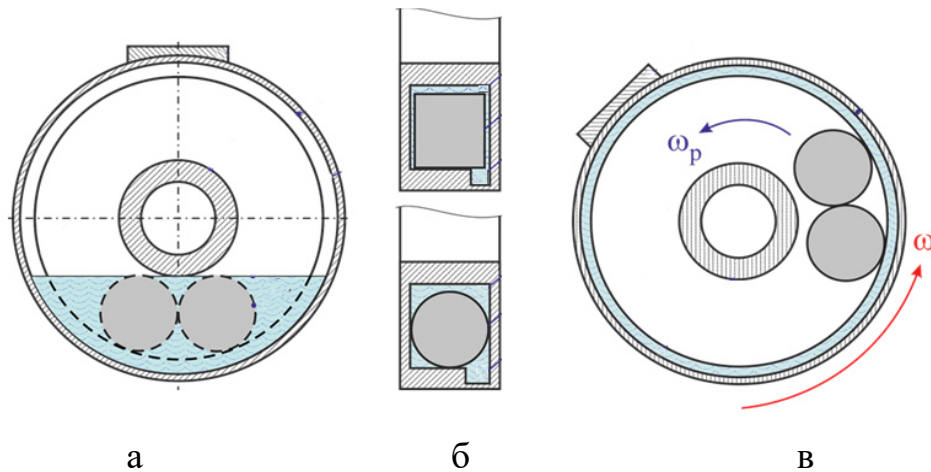


Рис. 2.9. Збудник двочастотних вібрацій (патент України на корисну модель № 140801): а – нерухомий; б – з роликами чи кульями у порожнині; в – на робочій швидкості обертання

Пристрій працює як два інерційні віброзбудники, один з яких – резонансний. Перевага – масло після розгону корпусу віброзбудника уходить у паз і не заважає руху вантажів щодо корпусу віброзбудника.

Запропановано збуджувач тричастотних вібрацій (рис. 2.10), який відрізняється тим, що у роликівому вантажі виконується отвір, що створює дебаланс.

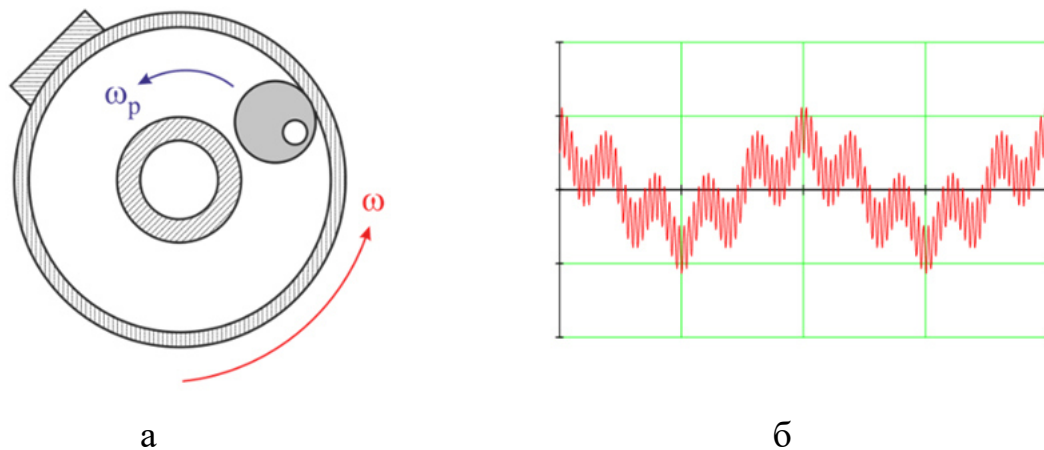


Рис. 2.10. Збуджувач тричастотних вібрацій (патент України на корисну модель № 140803): а – віброзбудник на робочій частоті обертання; б – графік тричастотних вібрацій

Пристрій працює як три інерційні віброзбудники, один з яких – резонансний.

Запропоновано спосіб збудження двочастотних ударно-коливальних вібрацій (рис. 2.11), який відрізняється тим, що бігову доріжку виконано у формі правильного багатокутника.

Спосіб збудження двочастотних ударно-коливальних вібрацій буде працювати наступним чином. Під час пуску валу вантаж знаходиться внизу порожнини. Далі він поступово захоплюється в рух, не може наздогнати вал і застряє на резонансній частоті коливань платформи. Коли вал набирає робочої швидкості обертання вантаж відстає від вала чим створює повільні коливання з резонансною частотою коливань платформи. Оскільки корпус з біговою доріжкою має форму правильного багатокутника, відбувається

раптова зміна напрямку вектора швидкості центру мас вантажу, внаслідок чого виникають швидкі ударні вібрації.

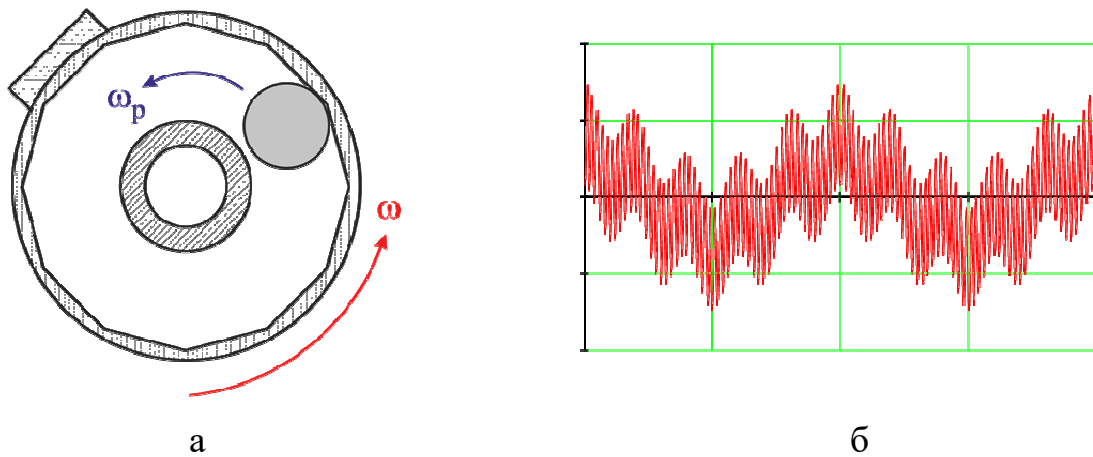


Рис. 2.11. Спосіб збудження двочастотних ударно-коливальних вібрацій (Патент України (на 20 р.) № 119679): а – віброзбудник на робочій частоті обертання; б – графік вібрацій

Пристрій працює як два інерційні і один ударний віброзбудник. Один інерційний віброзбудник – резонансний.

2.2. Перевірка способу збудження двочастотних вібрацій пасивним автобалансиром 3D-моделюванням

2.2.1. Одномасова вібраційна машина з прямолінійним поступальним рухом платформи

Для перевірки запропонованих технічних рішень, у САПР SolidWorks із застосуванням модуля Cosmos Motion, була створена 3D модель вібраційної машини (грохоту) з віброзбудником у вигляді кульового АБ (рис. 2.12) [20].

Параметри вібромашини за замовчуванням (обрані для подальшого створення стенду для натурних випробувань): $M=2000$ г – маса платформи; $M_B=80$ г – сумарна маса вантажів у віброзбуднику; $M_D=20$ г – маса дебалансу на корпусі віброзбудника; $k=8000$ Н/м – сумарна жорсткість пружно-в'язких опор; $h=6$ Н·с/м – сумарна в'язкість пружно-в'язких опор; $\beta=0,5$ Н·с/м – коефіцієнт сил в'язкого опору руху складеному вантажу.

При таких параметрах резонансна частота коливань платформи дорівнює 10 Гц ($63,25$ рад/с).

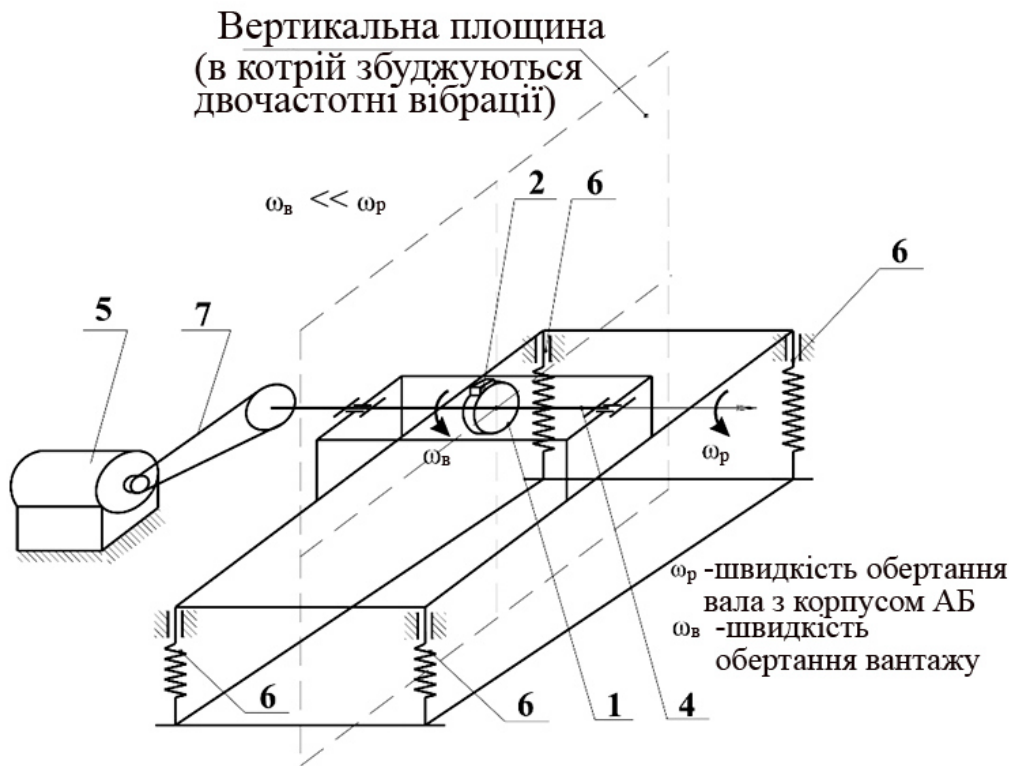
Після підбору раціональних параметрів (методом проб) почав наставати режим роботи віброзбудника, у якому кулі відстають від ротора (рис. 2.13).

Цей графік можна умовно поділити на три ділянки:

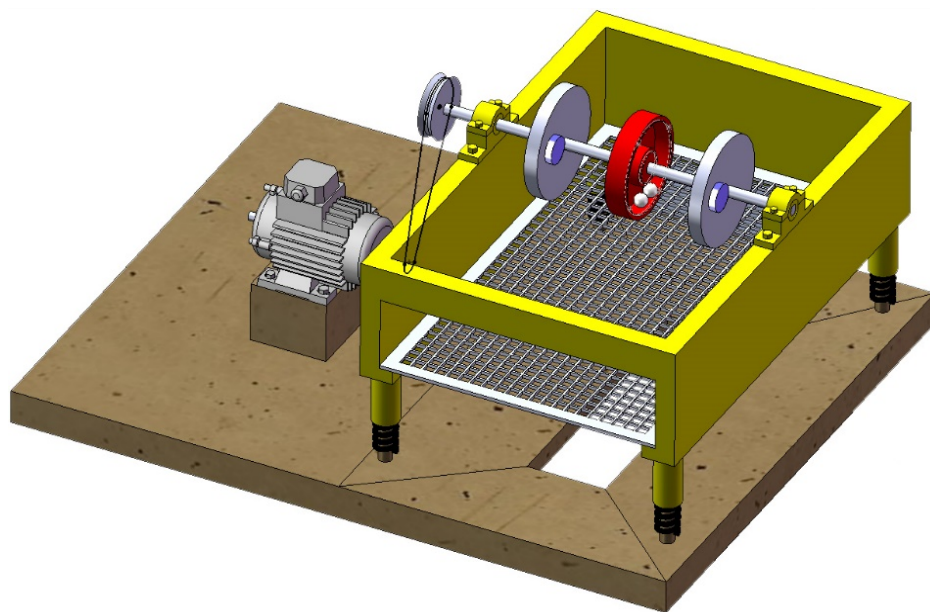
I – розгону ротора;

II – перехідних процесів до настання двочастотних коливань;

III – двочастотних коливань.



а



б

1 – Корпус АБ; 2 – дебаланс; 4 – вал; 5 – електродвигун; 6 – опора;
7 – ремінна передача.

Рис. 2.12. Модель вібраційної машини: а – схема; б – 3D модель

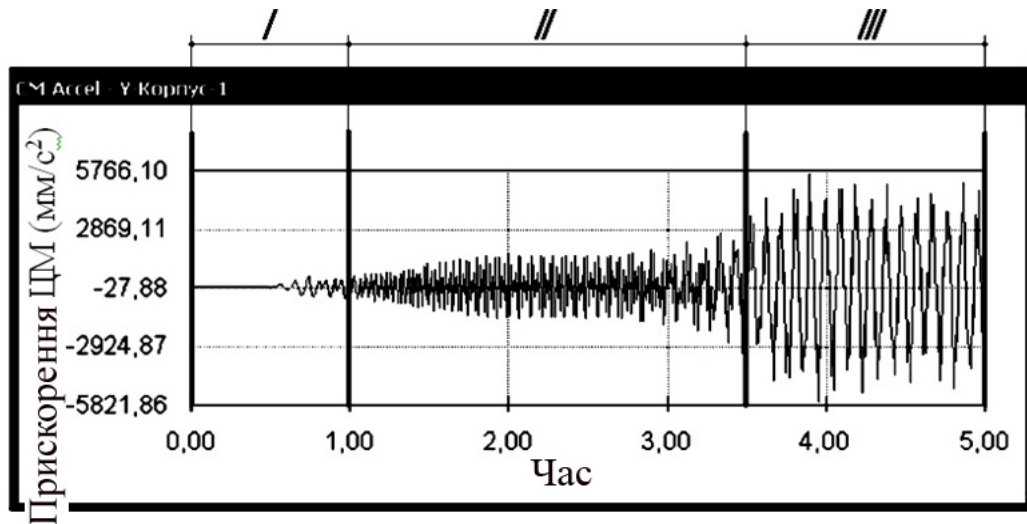


Рис. 2.13. Діаграма віброприскорення центру мас платформи

При моделюванні роботи грохоту основні параметри змінювалися в такий спосіб. Спочатку при постійній частоті обертання ротора $\omega=50$ об/с та постійній сумарній масі вантажів в віброзбуднику $M_B=10$ з змінювалася маса на корпусі віброзбудника у межах $m=10-70$ з (рис. 2.14, а-в).

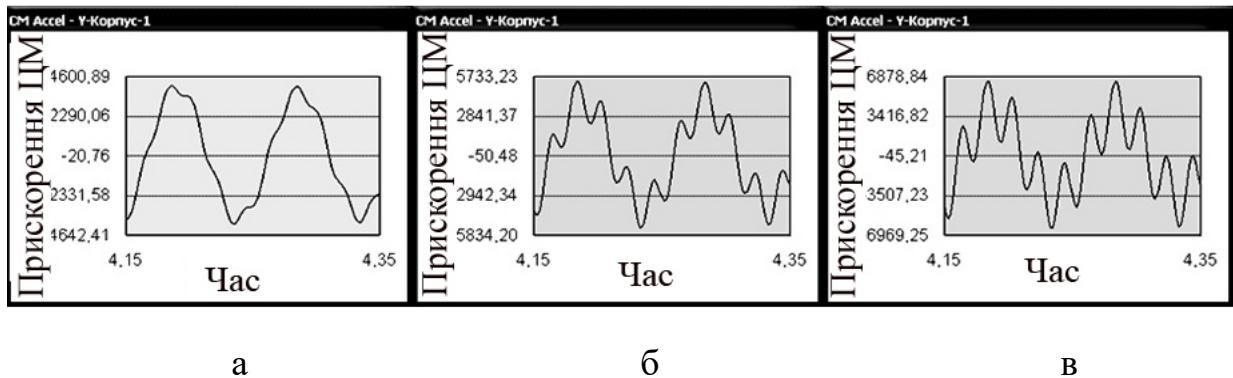


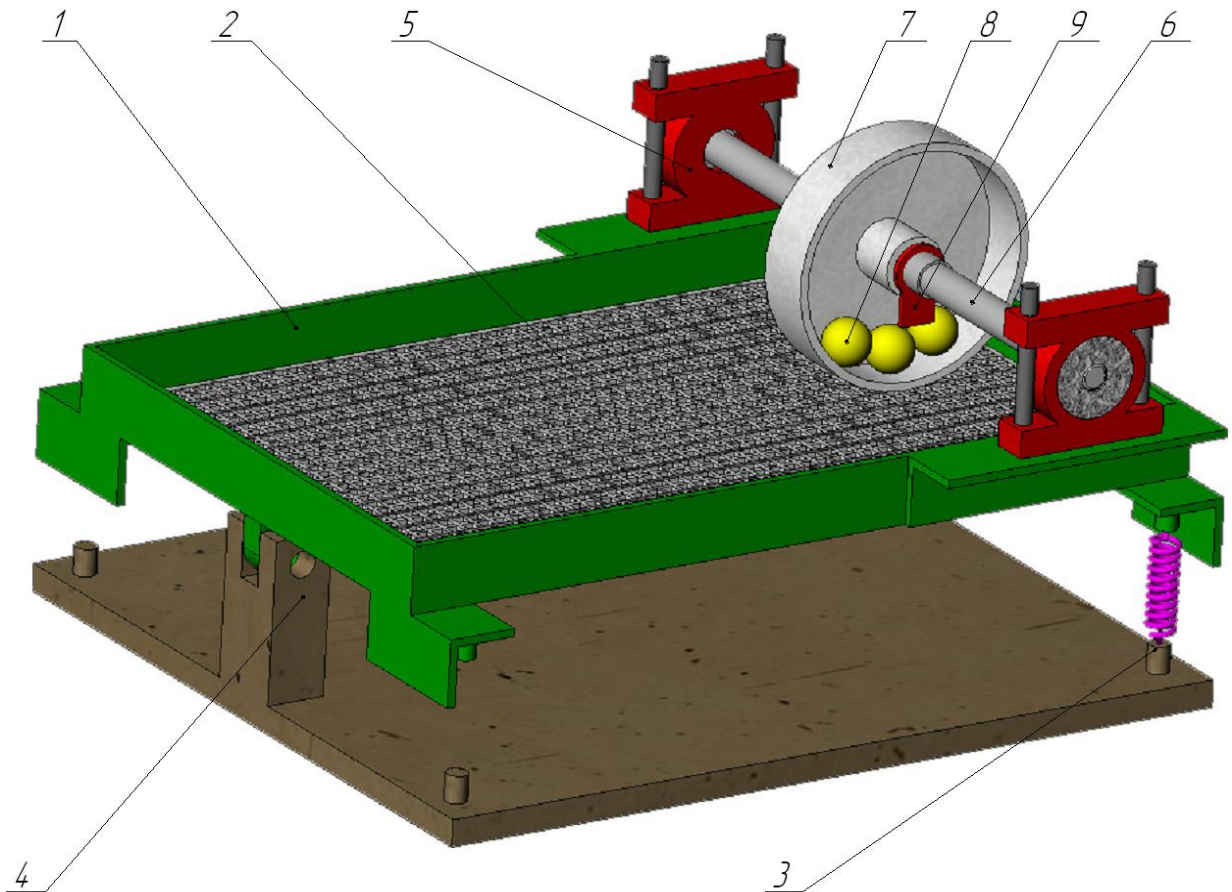
Рис. 2.14. Вплив маси дебалансу на віброприскорення ЦМ платформи ($\omega_p=50$ об/с, $m_k=10$ з): а – $m=10$ з; б – $m=40$ з; в – $m=70$ з

Потім при постійній масі дебалансів $m=40$ з змінювалася частота обертання ротора в межах $\omega_p=25-75$ об/с (рис. 2.15, а-в).

2.2.2. Одномасова вібраційна машина з поворотно-коливальним рухом платформи

В комп'ютерній САПР SolidWorks створено 3D модель вібраційної машини з поворотно-коливальним рухом платформи (рис. 2.16).

Після повного налагодження та тестування моделі в модулі Cosmos Motion були встановлені межі зміни параметрів, що впливають на якісну роботу двочастотного віброзбудника.



- 1 – короб, 2 – змінне решето, 3 – податливі опори, 4 – шарнірна опора,
6 – опори вала вібратора, 7 – двочастотний віброзбудник, 8 – кулі;
9 – дебаланс

Рис. 2.16. 3D модель одномасової вібраційної машини з поворотно-коливальним рухом платформи

Були виділені такі параметри: жорсткість опор C , сили в'язкого опору опор B , маса дебалансу на корпусі вібробудника M_D , маса вантажів M_6 , маса коробка M , частота обертання вала ω_p , сили в'язкого опору руху вантажу h .

Для проведення всіх експериментів були прийняті значення за замовчуванням: маса дебалансу на корпусі вібробуднику $M_D=13$ г, маса вантажів $M_6=50$ г, маса коробка $M=2000$ г, частота обертання валу $\omega_p=1500$ об/хв.

Жорсткість опор була обрана таким чином, щоб частота власних коливань центру мас (ЦМ) коробка на пружних амортизаторах становила $11-12$ с⁻¹, при цьому сумарна жорсткість всіх пружин становила $C=5$ Н/мм (значення за замовчуванням).

Після чого змінювалися сили в'язкого опору опор, у заданому діапазоні спостерігалися двочастотні вібрації, якщо вийти за межі запропонованого діапазону значень, двочастотні вібрації не спостерігаються (табл. 2.1).

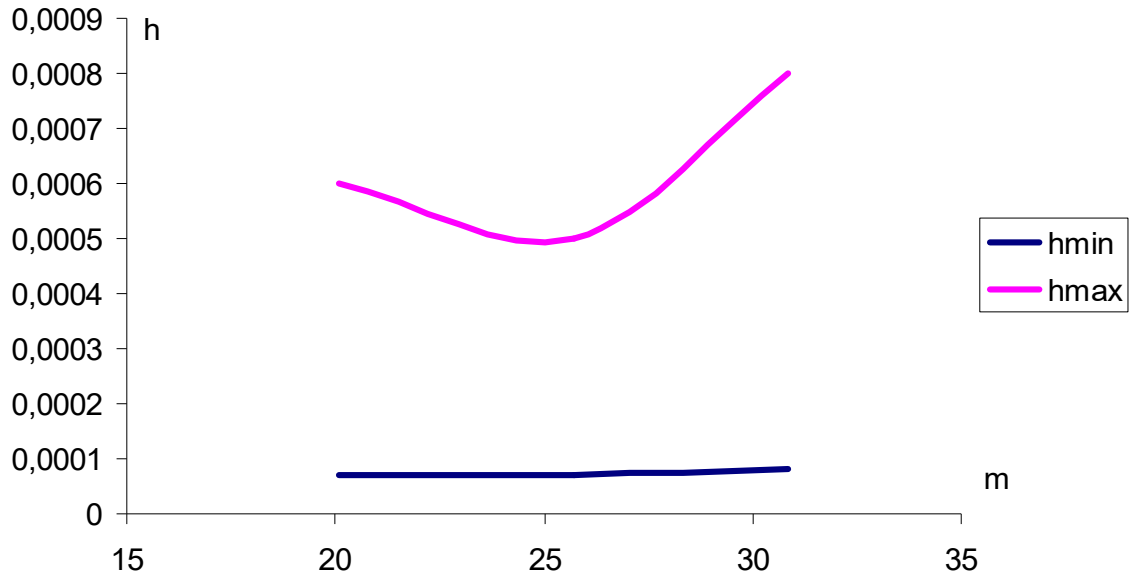
Таблиця 2.1. Сили опору в опорах

$B, \text{H}\cdot\text{с}/\text{мм}$	0,0005	0,0007	0,0009	0,002	0,003	0,004
Час згасання коливань, с	8	6	4	2	1	0,7
Двочастотні коливання	+	+	+	+	+	-

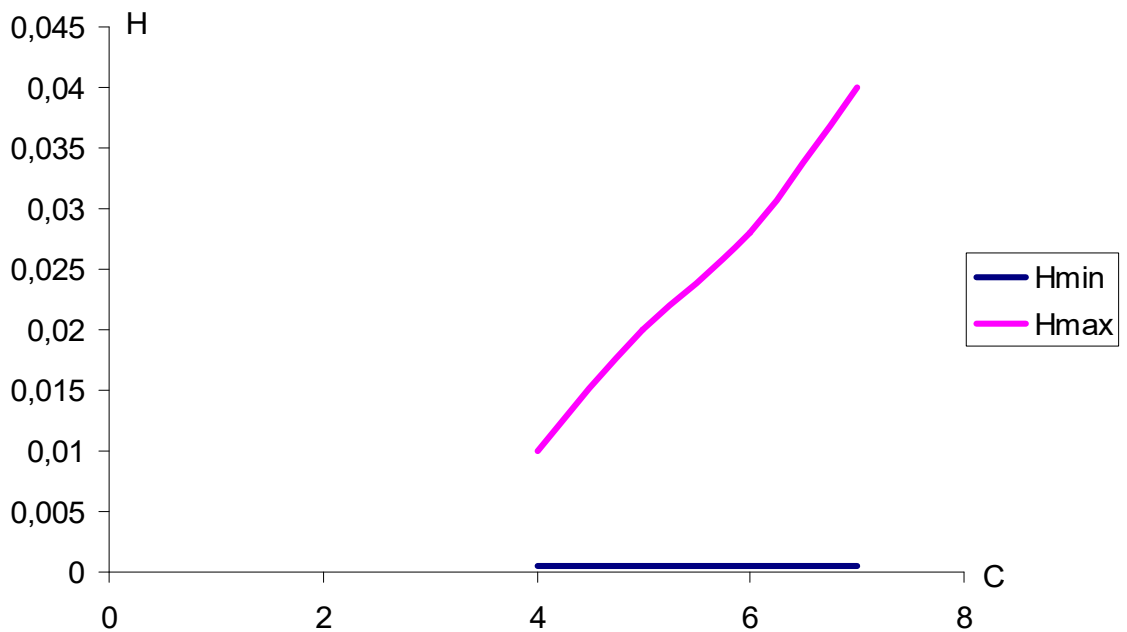
У подальших дослідженнях було прийнято значення за замовчуванням $B=0,001$ Н·с/мм.

Наступний крок визначення меж значень сил опору руху вантажів, за яких гарантовано відбуватимуться двочастотні вібрації. Експериментальним шляхом встановлено, що збільшення маси вантажів збільшуються межі значень сил опору руху (рис. 2.17, а), на графіку горизонтальна вісь відображає значення маси вантажів M_6 , вертикальна значення коефіцієнта сил опору руху вантажі h .

Штрихуванням показана область, при якій гарантовано відбудуться двочастотні вібрації. У подальших дослідженнях було прийнято значення за замовчуванням $h=0,00007 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{мм}$.



а



б

Рис. 2.17. Межі областей значень:

а – сил опору руху вантажів; б – жорсткості та сил в'язкого опору опор

Також було встановлено, що між значенням жорсткості опор C і силами в'язкого опору існує певна залежність (рис. 2.17, б), на графіку горизонтальна вісь відображає значення коефіцієнта жорсткості опор C , вертикальна – значення коефіцієнта сили в'язкого опору.

Як видно з графіка межі області значень досить суттєві, що свідчить про стабільність двочастотних вібрацій у широкому діапазоні змін параметрів.

Дослідження впливу маси короба на властивості вібрацій. Значення маси короба змінювалося в діапазоні 2000–3000 г (рис. 2.18). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне значення вібропришвидження центру мас короба.

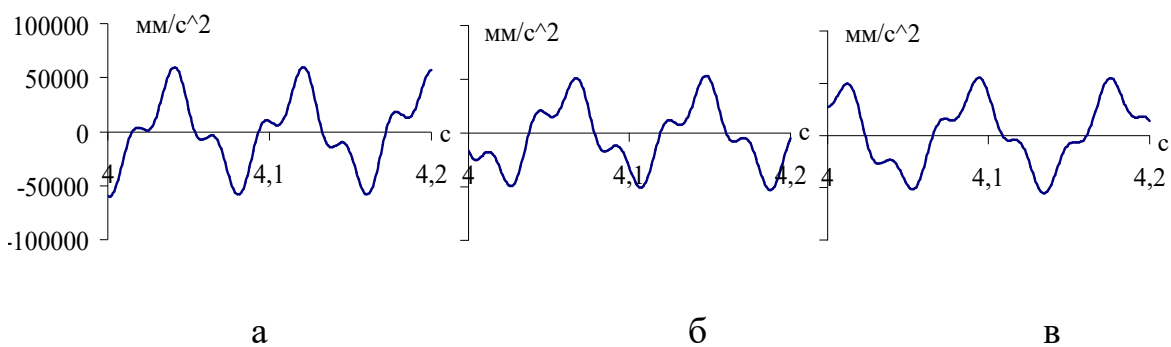


Рис. 2.18. Вплив маси короба на діаграму його вібропришвидження:

а – $M=2000$ г; б – $M=2500$ г; в – $M=3000$ г

Встановлено, що нижча частота коливань короба зменшується із зростанням маси короба. Адже вантажі автоматично підлаштовуються під зміну маси короба.

Дослідження впливу маси вантажів M_e на характеристики вібрацій. Значення маси коригувальних вантажів змінювалося в діапазоні 25–32 г (Рис. 2.19). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне значення вібропришвидження центру мас короба.

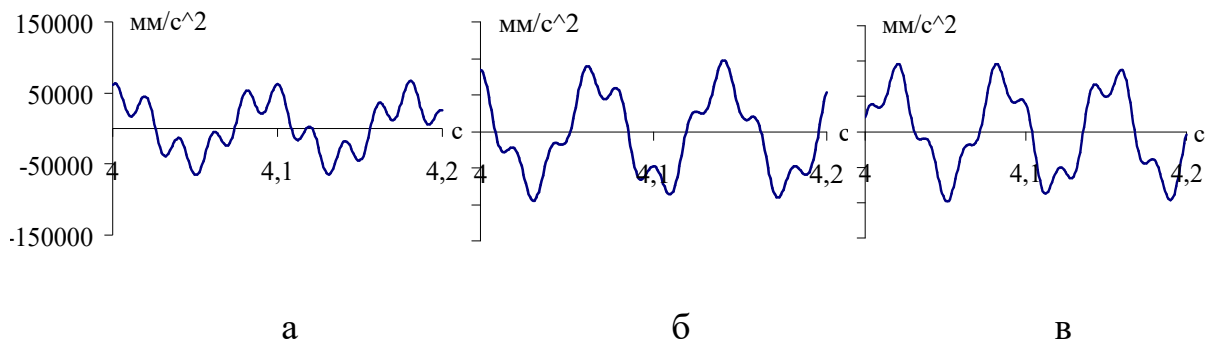


Рис. 2.19. Вплив маси вантажів на діаграму вібропришвидшень короба:
 а – $M_g=25$ г; б – $M_g=28$ г; в – $M_g=32$ г

В результаті експерименту встановлено, що збільшення маси вантажів прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань платформи, та не зменшує якість роботи АБ. Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на виконання основної технологічної функції (сепарації, класифікації, просіювання тощо).

Дослідження впливу маси дебалансу M_D на характеристики вібрацій. Значення маси дебалансу змінювалося в діапазоні 13–23 г (рис. 2.20). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне значення вібропришвидщення центру мас платформи.

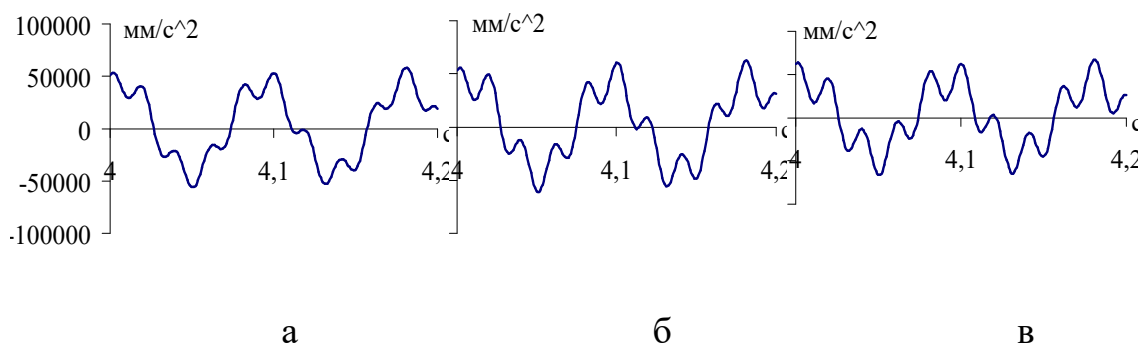


Рис. 2.20. Вплив маси дебалансу на діаграму вібропришвидщення платформи:
 а – $M_D=13$ г; б – $M_D=18$ г; в – $M_D=23$ г

Внаслідок експерименту встановлено, що збільшення маси дебалансу на корпусі АБ прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань платформи.

Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на самоочищення платформи та зміну через вібрації механічних властивостей матеріалу, що обробляється.

Дослідження впливу частоти обертання вала на характеристики вібрацій. Значення частоти обертання вала змінювалося в діапазоні 1500–3000 *об/хв* (рис. 2.21). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна – значення вібропришвидження центру мас платформи.

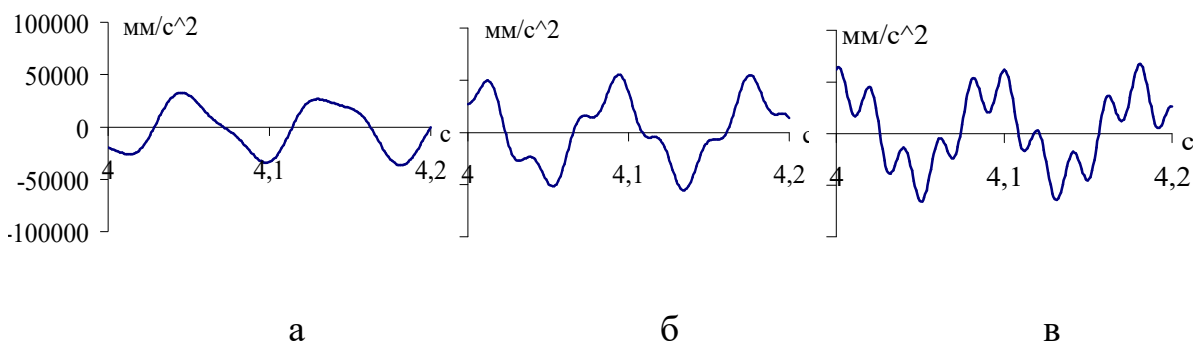


Рис. 2.21. Вплив частоти обертання вала на діаграму вібропришвидження платформи: а – $\omega=1500$ *об/хв*; б – $\omega=2300$ *об/хв*; в – $\omega=3000$ *об/хв*

Встановлено, що збільшення частоти обертання ротора збільшує за квадратичним законом амплітуду швидких вібропришвидшень платформи.

Також за квадратичним законом збільшується енергія коливань, спрямована на самоочищення платформи та зміну через вібрації механічних властивостей оброблюваного матеріалу.

Подальші дослідження були спрямовані на визначення параметрів, які впливають на амплітуду повільних коливань. Встановлено, що збільшення значень сил в'язкого опору руху вантажів призводить до збільшення амплітуди (рис. 2.22, а). Це не відповідає припущенню 5 наближеної теорії.

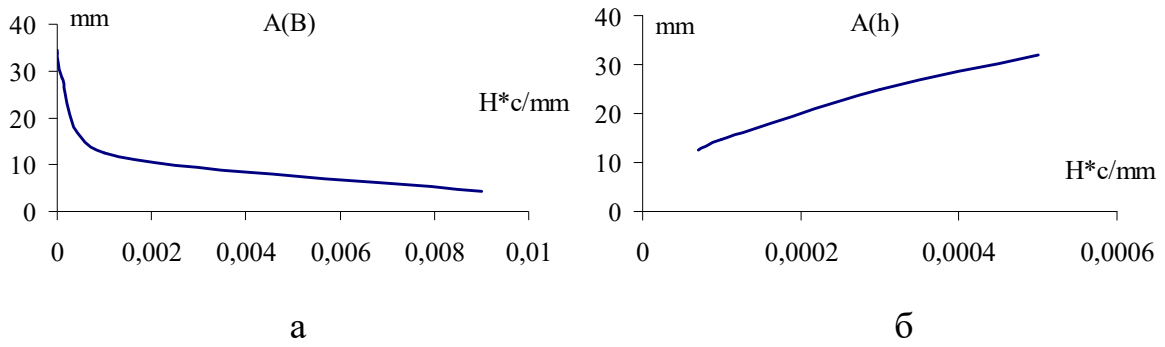


Рис. 2.22. Залежність амплітуди від: а – сил в'язкого опору руху вантажу;
б – радіуса обертання центра мас вантажу

Збільшення r радіуса обертання центру мас вантажів прямопропорційно збільшенню амплітуди (рис. 2.22, б).

У той же час збільшення сил в'язкого опору опор призводить до зменшення амплітуди (рис. 2.23).

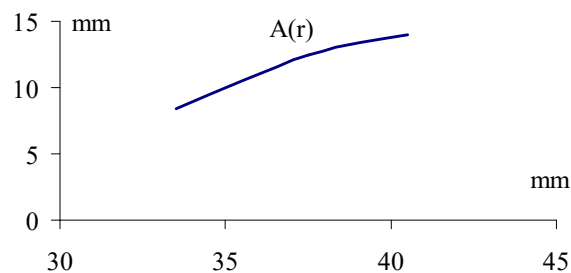
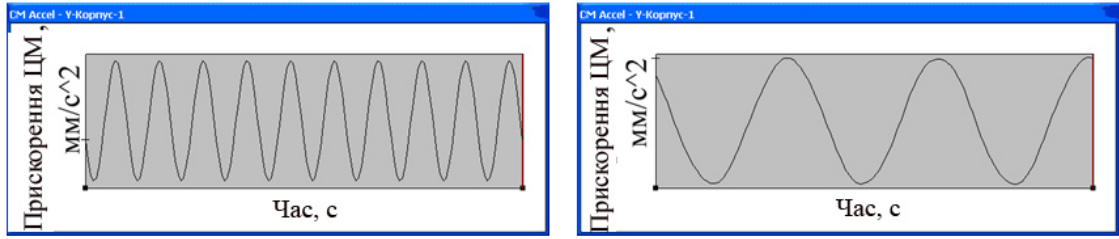


Рис. 2.23. Залежність амплітуди від сил в'язкого опору опор

Досліджуємо механізм збудження двочастотних вібрацій. Оскільки двочастотні вібрації мають дві складові, що виникають відповідно від дебалансу на корпусі віброзбудника і вантажів, було вирішено досліджувати кожну складову окремо.

Для цього було проведено моделювання роботи грохоту у двох режимах:

- робота без вантажів ($M_e = 0$, рис. 2.24, а);
- робота без дебалансу на корпусі віброзбудника ($M_D = 0$, рис. 2.24, б).



а

б

Рис. 2.24. Діаграма вібропришвидження центру платформи при одночастотних вібраціях: а – від дебалансу на корпусі віброзбудника; б – від вантажів

Після цього отримані дані були оброблені в системі комп'ютерної алгебри Mathcad і була побудована сумарна діаграма вібропришвидшень. Порівняння побудованої діаграми з діаграмою, одержаною в САПР SolidWorks (рис. 2.25), показує, що вони майже ідентичні. На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна – значення вібропришвидження центру платформи.

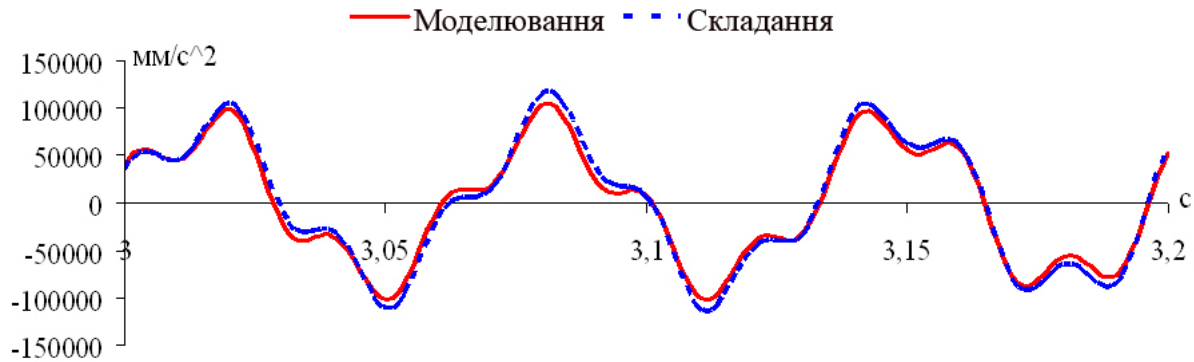


Рис. 2.25. Діаграми вібропришвидшень центру платформи, отримані додаванням одночастотних графіків та 3D моделюванням

Таким чином, двочастотний віброзбудник працює як два окремі незалежні віброзбудники:

- перший віброзбудник утворюють вантажі і він збуджує повільні коливання платформи з резонансною частотою $\omega_{рез}$;

– другий віброзбудник утворює дебалансна маса на корпусі віброзбудника і він збуджує швидкі коливання платформи з частотою обертання ротора ω_p .

Отримані 3D моделюванням результати дозволили сформулювати припущення щодо механізму виникнення двочастотних вібрацій та побудувати відповідні схеми базової (рис. 2.26, а) та модернізованої машини (рис. 2.26, б).

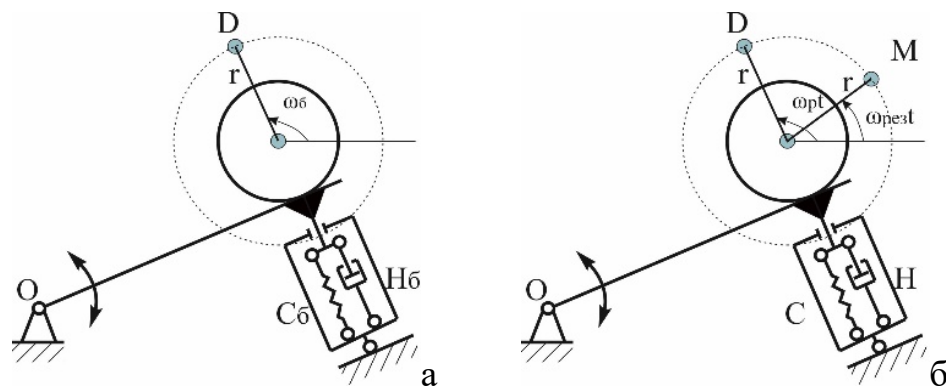


Рис. 2.26. Схеми вібромашини:

а – базової; б – модернізованої машини

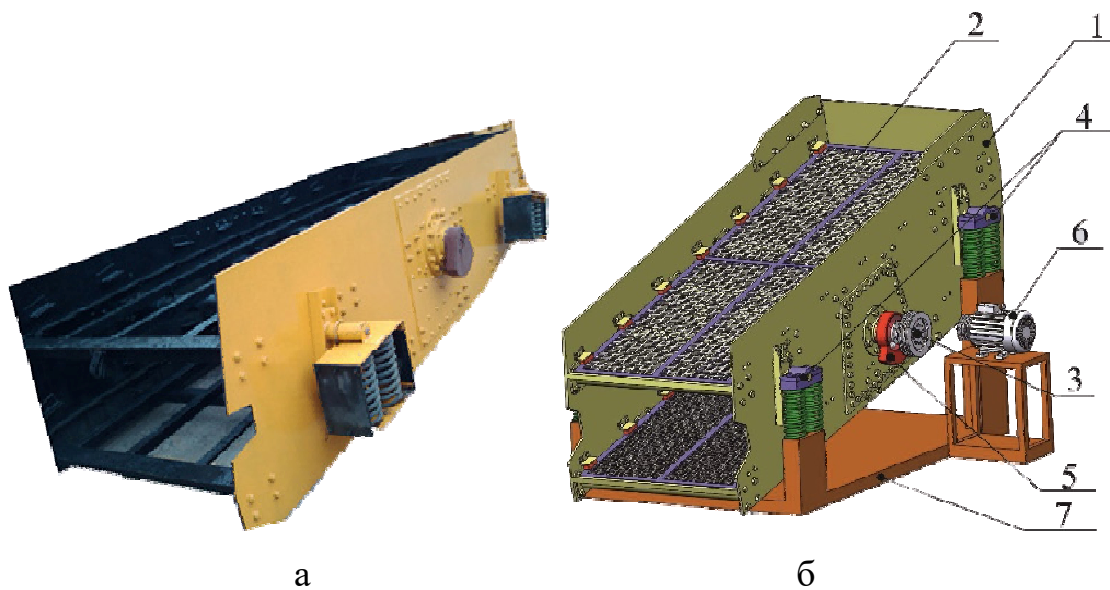
В базовій вібромашині дебалансна маса обертається з кутовою швидкістю ω_6 . В модернізованій вібромашині встановлено два віброзбудника. Перший обертається з резонансною частотою вібромашини $\omega_{рез} = \omega_6$, а другий – з частотою обертання ротора електродвигуна ω_p .

Таким чином, 3D моделювання принципово підтверджує працездатність запропонованих технічних рішень у випадку одномасової вібраційної машини з поворотно-коливальним рухом платформи.

2.3. Розробка нової конструкції двочастотних віброзбудників та перевірка їх працездатності для грохоту легкого типу ГЛ 42

2.3.1. 3D модель грохоту легкого типу ГЛ 42 та двочастотного віброзбудника кульового типу

У комп'ютерній САПР SolidWorks створено 3D модель грохоту інерційного легкого типу ГЛ-42 (рис. 2.27). Вона має ідентичні геометричні, масо-інерційні параметри та повністю відповідає натурному грохоту.



1 – короб, 2 – змінні решета, 3 – вал вібратора, 4 – податливі опори,
5 – дебаланси, 6 – привід вібратора, 7 – нерухома основа

Рис. 2.27. Грохот ГЛ-42: а – фото; б – 3D модель

Створено 3D модель одночастотного віброзбудника (рис. 2.28, а), а також двочастотного кульового віброзбудника (рис. 2.28, б). Обидва віброзбудники можна встановлювати на грохот.

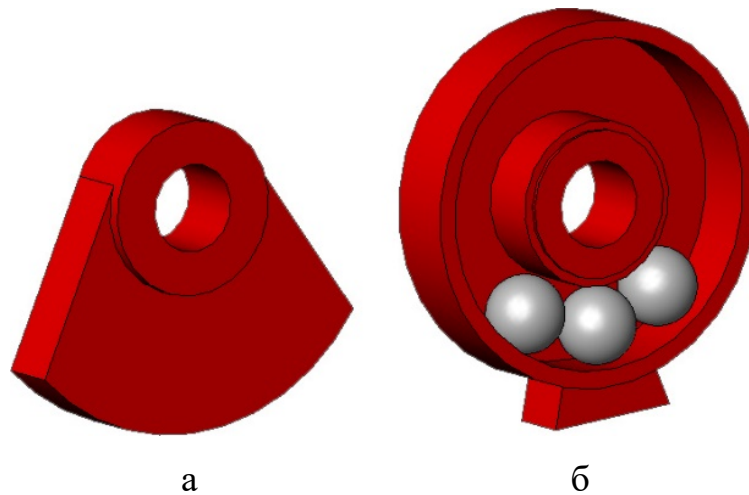


Рис. 2.28. 3D моделі вібробудників: а – одночастотного; б – двочастотного

У базовій машині використовується одночастотний вібробудник, а в модернізованій – двочастотний.

2.3.2. Пошук областей зміни параметрів, що забезпечують гарантований наступ двочастотних вібрацій

Після налагодження та тестування 3D моделі модернізованої машини були виділені такі основні параметри, що впливають на стійкість двочастотних вібрацій: коефіцієнт жорсткості опор C ; коефіцієнт сили в'язкого опору опор B ; маса дебалансу на корпусі вібробудника M_D ; маса вантажів M_6 ; маса коробка M ; частота обертання валу ω ; коефіцієнт сили в'язкого опору руху вантажу h .

Для проведення всіх експериментів були прийняті значення за замовчуванням: маса дебалансу на корпусі вібробудника $M_D=7$ кг, маса вантажів $M_6=30$ кг, маса коробка $M=2300$ кг, частота обертання валу $\omega=1500$ об/хв.

Коефіцієнт жорсткості опор був обраний таким чином, щоб частота власних коливань центру мас (ЦМ) коробка на пружних амортизаторах становила 16 с⁻¹, при цьому сумарний коефіцієнт жорсткості всіх пружин склав $C=17000$ Н/мм (значення за замовчуванням).

Спочатку змінювався коефіцієнт сили в'язкого опору опор B (табл. 2.2). Встановлено, що двочастотні вібрації не виникають при занадто малих чи великих силах в'язкого опору.

Таблиця 2.2. Наявність двочастотних коливань в залежності від коефіцієнту сили опору в опорах

$B, H \cdot c / мм$	1	3	5	7	9	11	13	15	17
Час згасання вільних коливань короба, c	>10	5	3	2	1,7	1,4	1,1	0,9	0,7
Двочастотні коливання	-	+	+	+	+	+	+	+	-

У подальших дослідженнях було прийнято значення за замовчуванням $B=7 H \cdot c / мм$.

Наступний крок – визначення в площині $M_g \times h$ меж значень коефіцієнта сил опору руху вантажу, у яких гарантовано відбуватимуться двочастотні вібрації. Експериментальним шляхом встановлено, що від збільшення маси вантажів збільшуються межі значень сил опору руху (рис. 2.29, а). На графіку горизонтальна вісь відображає значення маси вантажів M_g , вертикальна – значення коефіцієнта сил опору руху вантажів h .

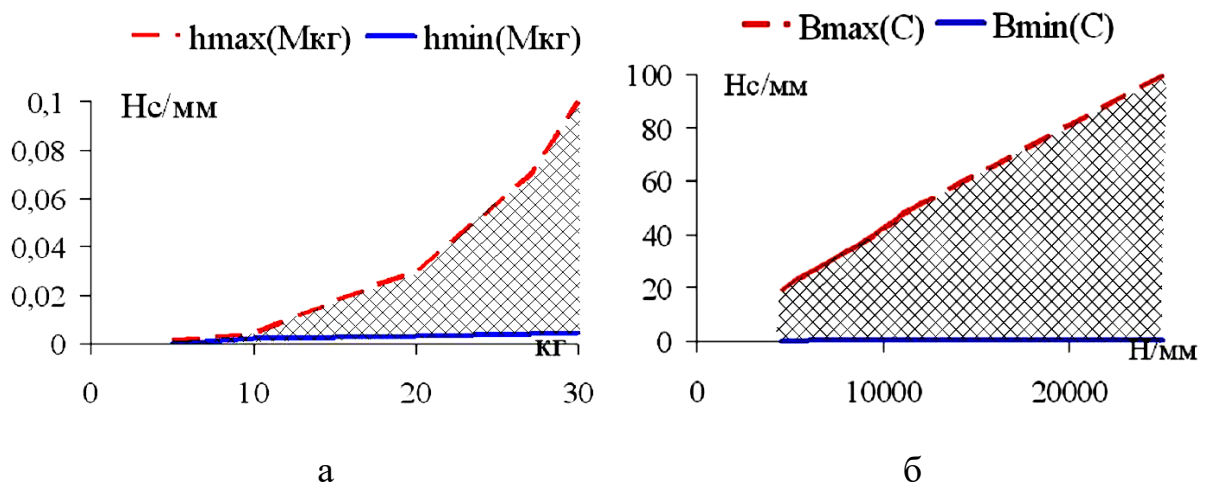


Рис. 2.29. Области значень параметрів, всередині яких настають двочастотні вібрації: а – $M_g \times h$; б – $C \times B$

Штрихуванням показана область, в якій гарантовано відбуватимуться двочастотні вібрації. У подальших дослідженнях було прийнято значення за замовчуванням $h=0,006 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{мм}$.

Аналогічним шляхом у площині параметрів $C \times B$ була знайдена область гарантованого настання двочастотних вібрацій. На 2.29, б горизонтальна вісь відображає значення коефіцієнта жорсткості опор C , вертикальна – значення коефіцієнта сили в'язкого опору опор B .

Як видно з графіків області двочастотних вібрацій відносно великі, що дозволяє змінювати характеристики двочастотних вібрацій зміною параметрів з цих областей.

2.3.3. Дослідження впливу основних параметрів на двочастотні вібрації

Дослідження впливу маси короба на його вібропришвидщення. Значення маси короба змінювалося в діапазоні 2000–3000 кг (рис. 2.30). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне – значення вібропришвидщення центру мас короба.

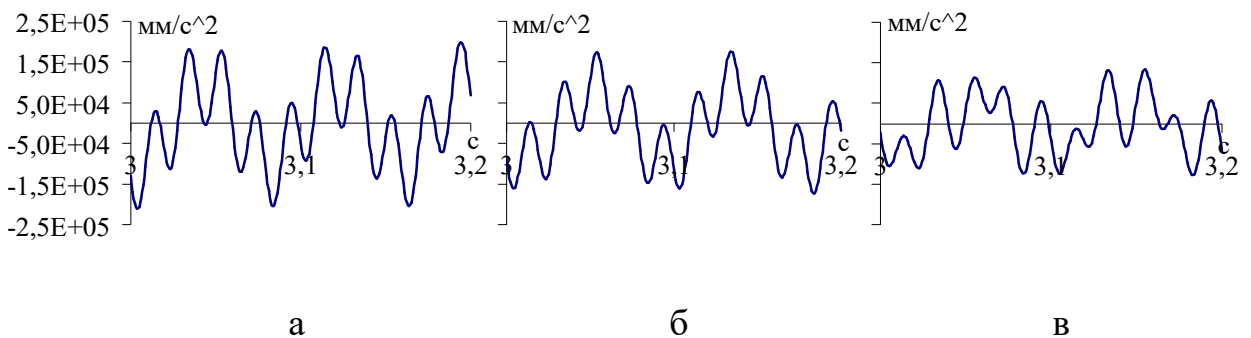


Рис. 2.30. Вплив маси короба на його вібропришвидщення:

а – $M=2000 \text{ кг}$; б – $M=2500 \text{ кг}$; в – $M=3000 \text{ кг}$

Встановлено, що нижча (резонансна) частота коливань короба зменшується із зростанням маси короба. Адже складений вантаж автоматично підлаштовується під зміну маси короба.

Дослідження впливу маси складеного вантажу M_6 на характеристики вібрацій. Значення маси складеного вантажу змінювалося в діапазоні 10–30 кг (рис. 2.31). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне значення вібропришвидження центру мас короба.

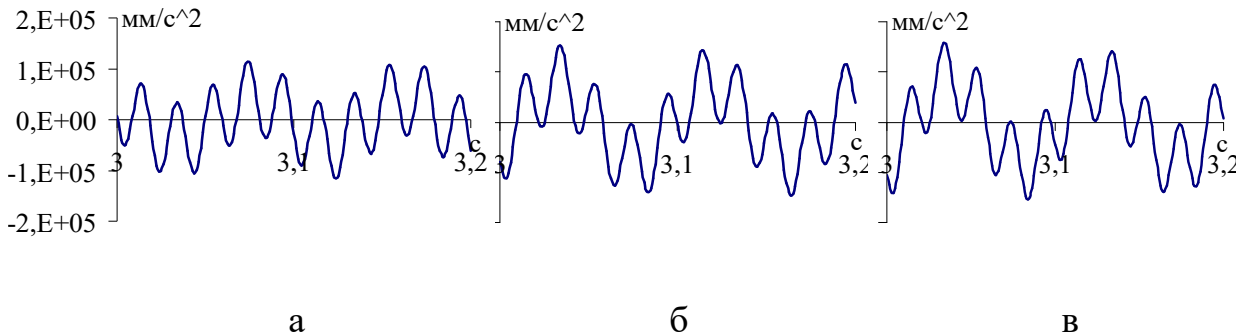


Рис. 2.31. Вплив маси складеного вантажу на вібропришвидження короба:
а – $M_6=10$ кг; б – $M_6=15$ кг; в – $M_6=30$ кг

В результаті експерименту встановлено, що збільшення маси вантажів прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань короба, та не зменшує якість роботи віброзбудника. Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на виконання основної технологічної функції (сепарації, класифікації, просіювання тощо.).

Дослідження впливу маси дебалансу M_D на характеристики вібрацій. Значення маси дебалансу змінювалося в діапазоні 3–7 кг (рис. 2.32).

На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне значення вібропришвидження центру мас короба.

Внаслідок експерименту встановлено, що збільшення маси дебалансу на корпусі АБ прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань короба.

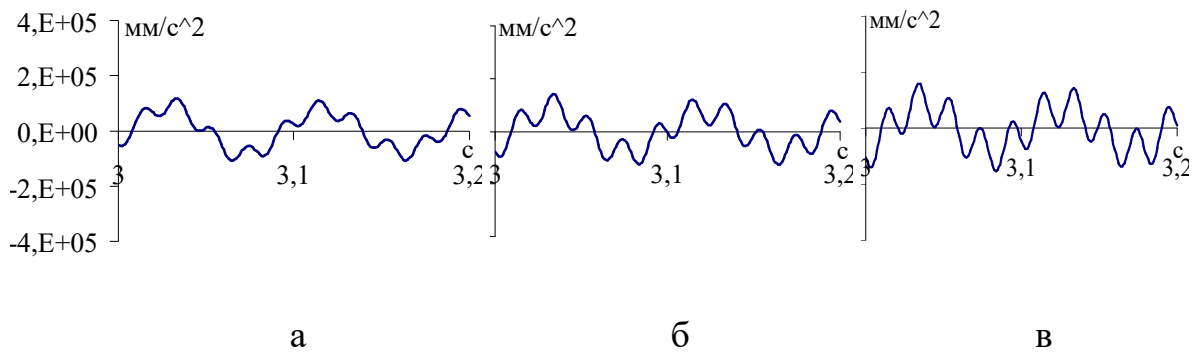


Рис. 2.32. Вплив маси дебалансу на діаграму вібропришвидшення короба:
 а – $M_D=2$ кг; б – $M_D=5$ кг; в – $M_D=7$ кг

Це прямопропорційно збільшує енергію коливань, спрямовану на самоочищення короба та зміну через вібрації механічних властивостей матеріалу, що обробляється.

Дослідження впливу частоти обертання вала на характеристики вібрацій. Значення частоти обертання вала змінювалося в діапазоні 1500–3000 об/хв (рис. 2.33). На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальне значення вібропришвидшення центру мас короба.

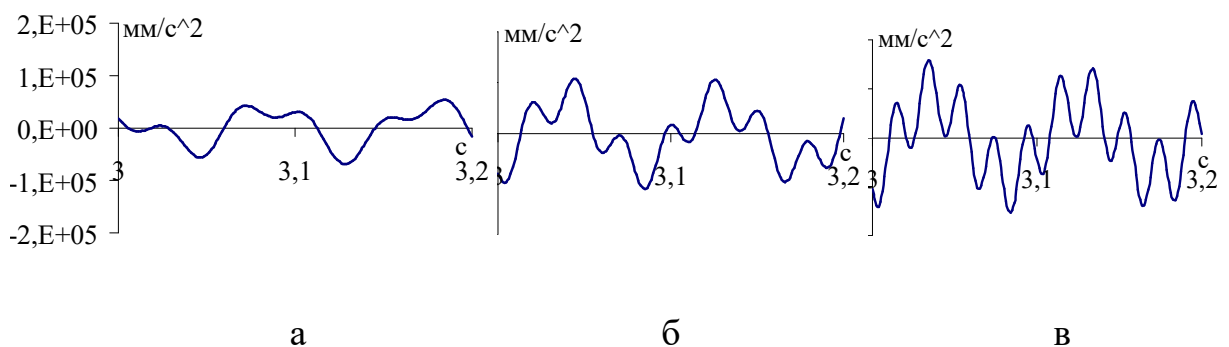


Рис. 2.33. Вплив частоти обертання вала на діаграму вібропришвидшення короба: а – $\omega = 1500$ об / хв; б – $\omega=2300$ об/хв; в – $\omega=3000$ об/хв

Встановлено, що збільшення частоти обертання ротора прямопропорційно збільшує швидкість швидких коливань короба. Це за квадратичним законом збільшує енергію коливань, спрямовану на

самоочищення короба та зміну через вібрації механічних властивостей оброблюваного матеріалу.

Подальші дослідження були спрямовані на визначення параметрів, які впливають на амплітуду повільних коливань. Встановлено, що збільшення коефіцієнта h сил в'язкого опору руху вантажу призводить до деякого збільшення амплітуди (рис. 2.34, а). На графіку горизонтальна вісь відображає значення h , вертикальна – значення амплітуди руху центру мас короба. Це не узгоджується з припущенням 5 наближеної теорії.

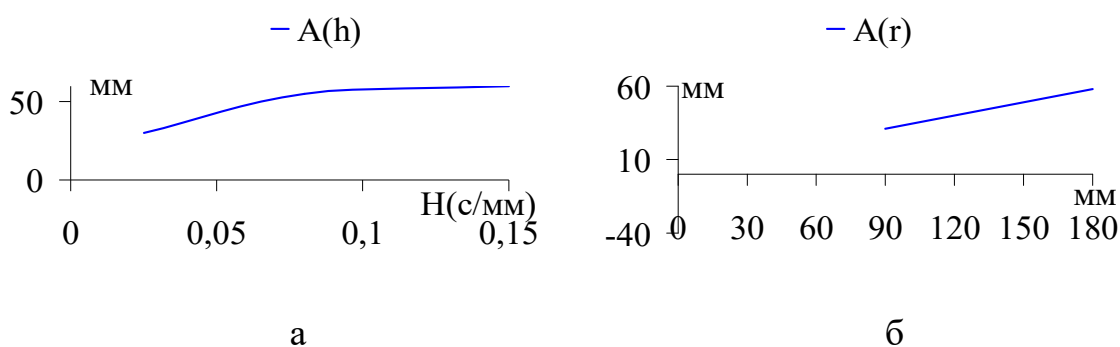


Рис. 2.34. Залежність амплітуди повільних коливань платформи від:
 а – сил в'язкого опору руху вантажу; б – радіуса обертання вантажу

Збільшення r радіуса обертання вантажу прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань короба (рис. 2.34, б). На графіку горизонтальна вісь відображає значення радіуса обертання вантажу r , вертикальна – значення амплітуди руху центру маси короба.

У той же час збільшення сил в'язкого опору B призводить до зменшення амплітуди (рис. 2.35).

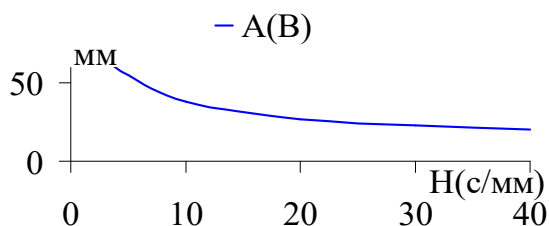


Рис. 2.35. Залежність амплітуди від сил в'язкого опору

На графіку горизонтальна вісь відображає значення коефіцієнта сил в'язкого опору B , вертикальна – значення амплітуди руху центру мас короба.

2.3.4. Дослідження механізму збудження двочастотних вібрацій

Оскільки двочастотні вібрації мають дві складові – від дебалансу на корпусі віброзбудника, та вантажів, було вирішено дослідити кожен складову окремо.

Для цього було проведено моделювання роботи грохоту у режимах:

- без вантажів ($M_e=0$, рис. 2.36, а);
- без дебалансу на корпусі віброзбудника ($M_D=0$, рис. 2.36, б).

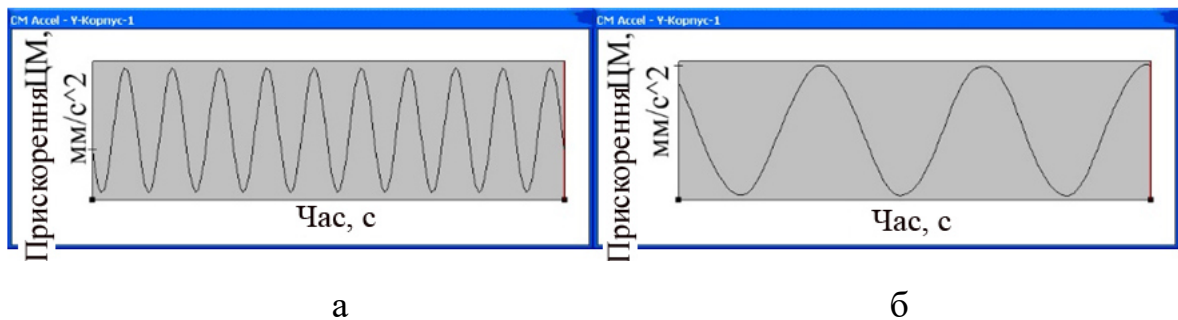


Рис. 2.36. Діаграма вібропришвидшення при одночастотних вібраціях:

а – від дебалансу на корпусі віброзбудника; б – від вантажів

У кожному з режимів грохот мав незалежний віброзбудник.

Після чого отримані дані були оброблені в системі комп'ютерної алгебри Mathcad і була побудована сумарна діаграма (рис. 2.37).

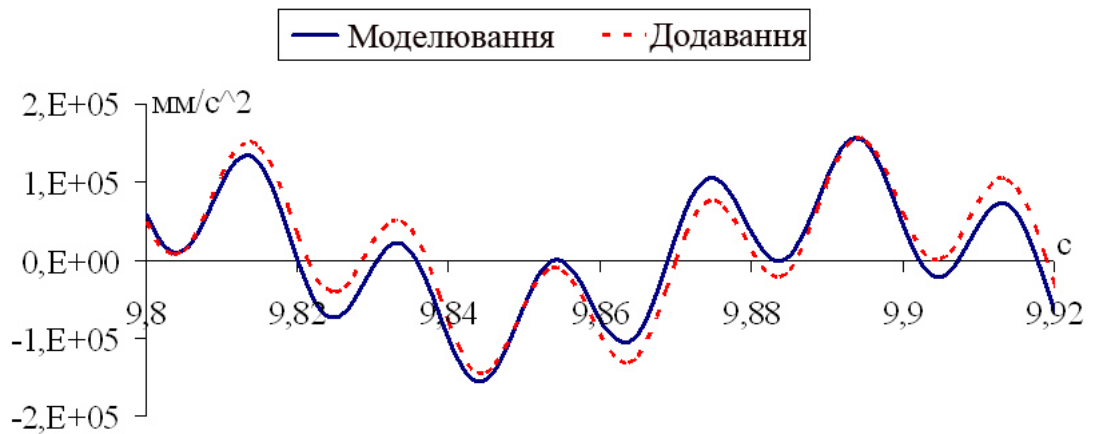


Рис. 2.37. Діаграми вібропришвидшень, отримані додаванням одночастотних графіків та 3D моделюванням

Якщо порівняти цю діаграму з діаграмою, отриманої в САПР Solidworks, то видно, що вони майже ідентичні. На діаграмі горизонтальна вісь відображає значення часу, вертикальна – значення вібропришвидшень центру мас короба.

Отже, це підтвердило адекватність відображення двочастотних вібрацій у САПР Solidworks.

2.3.5. Еквівалентна модель збудження двочастотних вібрацій та умови заміни звичайного інерційного віброзбудника на двочастотний

Опис системи. Розглянемо базову машину з одночастотним віброзбудником (рис. 2.38, а).

Вертикальні переміщення короба визначатимемо координатою X . Як джерело вібрацій використовується одночастотний віброзбудник, що складається з нерівноваженої маси M_0 , що обертається з частотою обертання ротора ω_0 . Положення нерівноваженої маси M_0 визначається радіусом $r_0=r$ та кутом $\omega_0 t$.

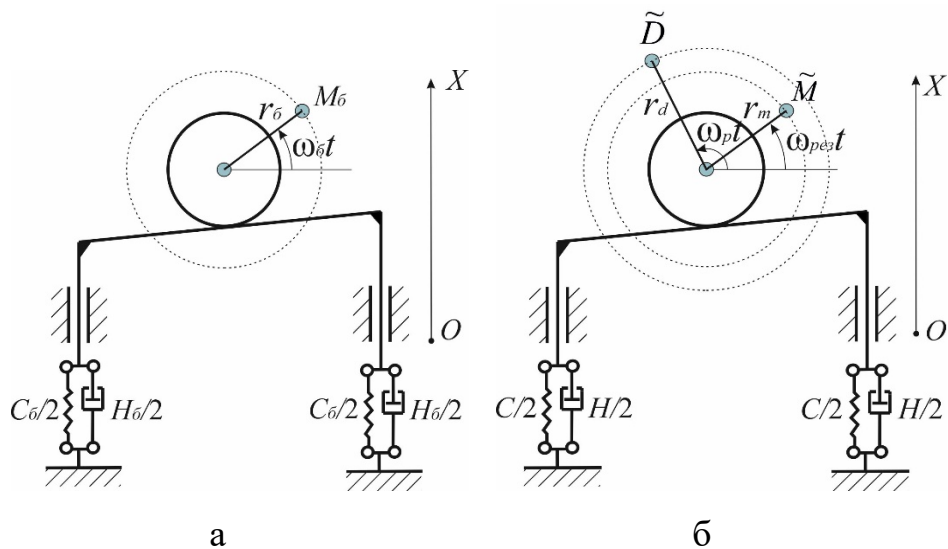


Рис. 2.38. Схема машини: а – базової; б – модернізованої

У модернізованій машині (рис. 2.38, б) використовується двочастотний вібробудник, що складається з нерівноваженої маси D на корпусі вібробудника та коригувальних вантажів сумарною масою M . Оскільки при роботі автобалансера як вібробудник його коригуючі вантажі практично збираються разом, їх розглядатимемо як єдине ціле. Незрівноважена маса D обертається із частотою обертання ротора ω_p , а вантажі – з нижчою частотою власних коливань коробки машини ω_{pez} . Положення нерівноваженої маси D визначається радіусом r_d та кутом $\omega_p t$, а положення вантажів – радіусом r_m та кутом $\omega_{pez} t$.

Вважаємо, що маси вібробудників суттєво не впливають на загальну масу M_2 короба базової чи модернізованої машин.

Параметри, що характеризують динаміку базової та модернізованої машин наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Параметри машини

Параметр \ машина	базова	модернізована
Коефіцієнт жорсткості опори	C_b	C
В'язкість опори	H_b	H
Маса дебалансу	M_b	-
Загальна маса коробки машини	M_Σ	M_Σ
Кругова частота обертання дебалансу/ вантажів	ω_b	$\omega_{рез} = \omega_b$
Кругова частота обертання неврівноваженої маси	-	ω_p
Радіус обертання дебалансу	$r_b = r$	-
Радіус обертання неврівноваженої маси	-	r_d
Відстань від поздовжньої осі ротора до центру мас вантажу, що коригує.	-	r_m
Неврівноважена маса	-	\tilde{D}
Маса вантажів	-	\tilde{M}

Диференціальне рівняння руху модернізованої машини у розмірному та безрозмірному вигляді. З використанням теореми про рух центру мас механічної системи можна отримати таке диференціальне рівняння поступального руху короба (без урахування сил тяжіння):

$$M_\Sigma \ddot{X} + H\dot{X} + CX = r_m \tilde{M} \omega_{рез}^2 \sin \omega_{рез} t + r_d \tilde{D} \omega_p^2 \sin \omega_p t, \quad (2.3)$$

де точки над координатою X позначають похідні за часом.

Таким чином, на динаміку системи впливають дев'ять розмірних параметрів.

$$M_\Sigma, H, C, r_m, r_d, \tilde{M}, \omega_{рез}, \tilde{D}, \omega_p.$$

Введемо нові параметри (наведені до радіусу r маси коригувальних вантажів та дебалансу на корпусі автобалансиру)

$$M = \frac{r_m}{r} \tilde{M}, \quad D = \frac{r_d}{r} \tilde{D}. \quad (2.4)$$

Тоді рівняння (2.3) набуває вигляду

$$M_{\Sigma} \ddot{X} + H\dot{X} + CX = r(M\omega_{рез}^2 \sin \omega_{рез} t + D\omega_p^2 \sin \omega_p t). \quad (2.5)$$

Для подальшого спрощення виду диференціального рівняння наведемо його до безрозмірного виду. Введемо характерні масштаби: l^* – для відстані; t^* – для часу. Введемо нові безрозмірні змінні: ξ – відстань; τ – час. Тоді

$$X = l^* \xi, \quad t = t^* \tau, \quad \dot{X} = \frac{l^*}{t^*} \xi', \quad \ddot{X} = \frac{l^*}{t^{*2}} \xi'', \quad (2.6)$$

де штрих за величиною означає похідну за безрозмірним часом.

Підставляючи (2.6) у (2.5), після множення на $\frac{t^{*2}}{M_{\Sigma} l^*}$, отримаємо

$$\xi'' + \frac{Ht^*}{M_{\Sigma}} \xi' + \frac{Ct^{*2}}{M_{\Sigma}} \xi = \frac{r}{l^*} \left[\frac{M}{M_{\Sigma}} \omega_{рез}^2 t^{*2} \sin(\omega_{рез} t^* \tau) + \frac{D}{M_{\Sigma}} \omega_p^2 t^{*2} \sin(\omega_p t^* \tau) \right]. \quad (2.7)$$

Виберемо характерні масштаби для максимального спрощення виду диференціального рівняння руху. Нехай

$$t^* = \sqrt{\frac{M_{\Sigma}}{C}}, \quad l^* = r \frac{M}{M_{\Sigma}} \omega_{рез}^2 t^{*2}, \quad \left(\frac{r}{l^*} \frac{M}{M_{\Sigma}} \omega_{рез}^2 t^{*2} = 1, \quad \frac{r}{l^*} = \frac{M_{\Sigma}}{M \omega_{рез}^2 t^{*2}} \right). \quad (2.8)$$

Тоді рівняння (2.7) набуває вигляду

$$\xi'' + \frac{H}{\sqrt{M_{\Sigma} C}} \xi' + \xi = \sin(\omega_{рез} t^* \tau) + \frac{D\omega_p^2}{M\omega_{рез}^2} \sin(\omega_p t^* \tau). \quad (2.9)$$

У віброзбуднику, утвореному вантажами, останні застрягають на резонансній частоті коливань короба. Тому при невеликих силах в'язкого опору в опорах

$$\omega_{рез} \approx \sqrt{\frac{C}{M_{\Sigma}}} = \frac{1}{t^*}, \quad t^* \approx \frac{1}{\omega_{рез}}. \quad (2.10)$$

Підставляючи (2.10) (2.9) остаточно отримуємо таке диференціальне рівняння руху машини в безрозмірному вигляді

$$\xi'' + 2\tilde{h}\xi' + \xi = \sin \tau + \tilde{d}n^2 \sin n\tau, \quad (2.11)$$

де введені такі безрозмірні параметри

$$\tilde{h} = \frac{1}{2} \frac{H}{\sqrt{M_{\Sigma} C}}, \quad n = \frac{\omega_p}{\omega_{рез}}, \quad \tilde{d} = \frac{D}{M}. \quad (2.12)$$

Таким чином на динаміку машини впливають три суттєво різні безрозмірні параметри:

\tilde{h} – характеризує сили опору в опорах;

n – відношення збуджуваних віброзбудником частот;

\tilde{d} – відношення дебалансних мас.

Теорія подібності дозволяє висунути припущення, що двочастотні вібрації відбуватимуться лише у певних областях безрозмірних параметрів.

Режим руху модернізованої машини, що встановився. Безпосередньою підстановкою можна перевірити, що частинне рішення диференціального рівняння (2.11), що відповідає режиму руху машини, що встановився, є сумою двох таких складових:

$$\xi_{y_{cm}}(\tau) = \xi_{pez}(\tau) + \xi_p(\tau), \quad (2.13)$$

де

$$\xi_{pez}(\tau) = -\cos \tau / (2\tilde{h}), \quad (2.14)$$

$$\xi_p(\tau) = -\frac{\tilde{d}n^2}{(n^2 - 1)^2 + 4h^2n^2} \times [(n^2 - 1)\sin n\tau + 2\tilde{h}n \cos n\tau]. \quad (2.15)$$

Перша складова (2.14) описує повільні коливання короба з резонансною частотою, а друга (2.15) – швидкі коливання короба з частотою обертання ротора.

У розмірному вигляді режим руху машини (2.13) має вигляд

$$X(t) = l^* \xi_{y_{cm}}(\tau) = -\frac{Mr\omega_{pez}}{H} \cos(\omega_{pez}t) - \frac{Dr\omega_p^2 (M_\Sigma \omega_p^2 - C)}{H^2 \omega_p^2 + (M_\Sigma \omega_p^2 - C)^2} \sin(\omega_p t) - \frac{DrH\omega_p^3 \cos(\omega_p t)}{H^2 \omega_p^2 + (M_\Sigma \omega_p^2 - C)^2} X(t). \quad (2.16)$$

У разі малих сил в'язкого опору в опорах H відносно мала величина і закон бігармонійних коливань (2.16) можна наближено подати у вигляді

$$X(t) \approx -\frac{Mr\omega_{pez}}{H} \cos(\omega_{pez}t) - \frac{Dr\omega_p^2}{M_\Sigma \omega_p^2 - C} \sin(\omega_p t) =$$

$$= -\frac{\tilde{M}r_m \omega_{pez}}{H} \cos(\omega_{pez} t) - \frac{\tilde{D}r_d \omega_p^2}{M_\Sigma \omega_p^2 - C} \sin(\omega_p t). \quad (2.17)$$

З формул (2.16), (2.17) випливає, що амплітуда повільних коливань короба прямопропорційна сумарному дебалансу вантажів $\tilde{M}r_m$, а амплітуда швидких – дебалансу $\tilde{D}r_d$ на корпусі вібробудника.

Диференціальне рівняння руху базової машини у розмірному та безрозмірному вигляді. З використанням теореми про рух центру мас механічної системи можна отримати диференціальне рівняння руху короба базової машини в розмірному вигляді:

$$M_\Sigma \ddot{X} + H_\sigma \dot{X} + C_\sigma X = rM_\sigma \omega_\sigma^2 \sin(\omega_\sigma t). \quad (2.18)$$

Для приведення цього рівняння до безрозмірного вигляду використовуємо ту саму безрозмірну змінну ξ з (2.6) і ті ж масштаби (2.8) для відстані та часу.

Підставляючи (2.6) у (2.18), після множення на $\frac{t^{*2}}{M_\Sigma l^*}$, отримаємо

$$\xi'' + \frac{H_\sigma t^*}{M_\Sigma} \xi' + \frac{C_\sigma t^{*2}}{M_\Sigma} \xi = \frac{t^{*2} r M_\sigma \omega_\sigma^2 \sin(\omega_\sigma t^* \tau)}{M_\Sigma l^*}. \quad (2.19)$$

Оскільки $\omega_\sigma = \omega_{pez}$, то з (2.10) отримаємо

$$t^* = 1 / \omega_\sigma. \quad (2.20)$$

Перетворюємо рівняння (2.19). У його ліву частину підставляємо (2.20), отримуємо таку ліву частину

$$\xi'' + \frac{H_\sigma}{M_\Sigma \omega_\sigma} \xi' + \frac{C_\sigma}{M_\Sigma \omega_\sigma^2} \xi.$$

Введемо до розглядання резонансну частоту коливань короба базової машини

$$\omega_0 = \sqrt{C_\sigma / M_\Sigma}. \quad (2.21)$$

У праву частину рівняння (2.19) підставляємо (2.8), (2.20), одержуємо

$$\frac{rM_\sigma \omega_\sigma^2}{M_\Sigma \omega_\sigma^2} \frac{M_\Sigma}{rM} \sin \tau = \frac{M_\sigma}{M} \sin \tau.$$

Остаточно отримуємо таке диференціальне рівняння руху машини у безрозмірному вигляді

$$\xi'' + 2\mu\xi' + \frac{1}{k^2}\xi = m \sin \tau, \quad (2.22)$$

де введені такі безрозмірні параметри

$$\mu = \frac{1}{2} \frac{H_{\sigma}}{M_{\Sigma} \omega_{\sigma}}, \quad k = \frac{\omega_{\sigma}}{\omega_0}, \quad m = \frac{M_{\sigma}}{M}. \quad (2.23)$$

Таким чином на динаміку машини впливають три безрозмірні параметри:

μ – характеризує сили опору в опорах;

k – відношення частот;

m – відношення мас.

Диференціальні рівняння руху (9) і (20) описують рухи короба, відповідно, модернізованої та базової машин в однакових масштабах відстаней та часу.

Усталений режим руху базової машини.

Безпосередньою підстановкою можна перевірити, що частинне рішення диференціального рівняння (2.22), яке відповідає режиму руху машини, що встановився, має вигляд:

$$\xi_{\sigma}(\tau) = -\frac{mk^2 \left[(k^2 - 1) \sin \tau + 2\mu k^2 \cos \tau \right]}{(k^2 - 1)^2 + 4\mu^2 k^4}. \quad (2.24)$$

Введемо параметри

$$\Delta = (k^2 - 1)^2 + 4\mu^2 k^4, \\ \cos \beta = \frac{k^2 - 1}{\sqrt{\Delta}}, \quad \sin \beta = \frac{2\mu k^2}{\sqrt{\Delta}}, \quad (2.25)$$

де β – фаза коливань. Тоді закон коливань (2.24), після перетворень, набуває вигляду

$$\xi_{\sigma}(\tau) = -\frac{mk^2}{\sqrt{\Delta}} \sin(\tau + \beta). \quad (2.26)$$

У розмірному вигляді закон коливань (2.24) має вигляд

$$X_{\delta}(t) = -\frac{M_{\delta} r \omega_{\delta}^2}{\Delta_{\delta}} \times \left[(M_{\Sigma} \omega_{\delta}^2 - C_{\delta}) \sin(\omega_{\delta} t) + H_{\delta} \omega_{\delta} \cos(\omega_{\delta} t) \right], \quad (2.27)$$

а (2.26) –

$$X_{\delta}(t) = -\frac{M_{\delta} r \omega_{\delta}^2}{\sqrt{\Delta_{\delta}}} \sin(\omega_{\delta} t + \beta), \quad (2.28)$$

де

$$\Delta_{\delta} = (M_{\Sigma} \omega_{\delta}^2 - C_{\delta})^2 + H_{\delta}^2 \omega_{\delta}^2, \quad \cos \beta = \frac{M_{\Sigma} \omega_{\delta}^2 - C_{\delta}}{\sqrt{\Delta_{\delta}}}, \quad \sin \beta = \frac{H_{\delta} \omega_{\delta}}{\sqrt{\Delta_{\delta}}}. \quad (2.29)$$

При малих силах опору в опорах, H_{δ} відносно мала величина та закон руху (2.27) набуває вигляду

$$X_{\delta}(t) \approx -\frac{M_{\delta} r \omega_{\delta}^2}{M_{\Sigma} \omega_{\delta}^2 - C_{\delta}} \sin(\omega_{\delta} t). \quad (2.30)$$

Вибір параметрів модернізованої машини. Пропонується критерій, за яким модернізована машина повинна виконувати основний технологічний процес так само, як це робить базова машина. Для цього повільні коливання короба в модернізованій машині повинні відповідати вимушеним коливанням короба базової машини як частотою, так і амплітудою.

Коефіцієнт жорсткості опор B модернізованої машини визначаємо з умови, що частота повільних коливань її короба $\omega_{рез}$ дорівнює частоті ω_{δ} вимушених коливань короба базової машини:

$$\omega_{\delta} = \omega_{рез} \approx \sqrt{\frac{C}{M_{\Sigma}}} \omega_{\delta}.$$

З цієї умови знаходимо

$$C = \omega_{\delta}^2 M_{\Sigma}. \quad (2.31)$$

У базовій машині частота вимушених коливань короба менша за частоту його власних коливань ($\omega_{\delta} < \omega_{рез}$). Тому жорсткість опор модернізованої машини стає меншою, ніж у базовій ($C < C_{\delta}$).

Для подальшого підбору параметрів модернізованої машини використовуємо умову, що амплітуда повільних коливань короба

модернізованої машини повинна дорівнювати амплітуді вимушених коливань короба базової машини.

Прирівняємо амплітуди в законах коливань (2.16) та (2.28)

$$\frac{Mr\omega_{рез}}{H} = \frac{M_{\sigma}r\omega_{\sigma}^2}{\sqrt{\Delta_{\sigma}}}$$

Звідки, з урахуванням, що $\omega_{рез} = \omega_{\sigma}$, знаходимо

$$H = \frac{M}{M_{\sigma}\omega_{\sigma}} \sqrt{\Delta_{\sigma}}. \quad (2.32)$$

Це точна формула для визначення коефіцієнта в'язкості опор.

Оскільки $H_{\sigma} \approx 0$, то пропонується визначати H за наближеною формулою

$$H = \frac{M}{M_{\sigma}\omega_{\sigma}} (M_{\Sigma}\omega_{\sigma}^2 - C_{\sigma}). \quad (2.33)$$

Таким чином частота повільних коливань модернізованої машини регулюється підбором коефіцієнта жорсткості опор C , а амплітуда – коефіцієнта сил в'язкого опору H .

Істотно, що підібрані коефіцієнти жорсткості та в'язкості опор модернізованої машини не залежать від частоти обертання ротора. Тому є можливість зміни цієї частоти без впливу на повільні коливання короба.

Приклад розрахунків. Модернізується вібромашина ГЛ-42.

Параметри базової машини:

$$M_{\Sigma} = 2300 \text{ кг}, \quad M_{\sigma} = 125 \text{ кг}, \quad C_{\sigma} = 45 \cdot 10^6 \text{ Н/м}, \quad \omega_{\sigma} = 16 \text{ об/с}, \quad r_{\sigma} = r = 0,2 \text{ м}.$$

Настройки модернізованої машини.

Параметри, значення яких визначається параметрами базової машини

$$M_{\Sigma} = 2300 \text{ кг}, \quad \omega_{рез} = 16 \text{ об/с}.$$

Параметри, значення яких можна змінювати:

$$M = 30 \text{ кг}, \quad D = 7 \text{ кг}, \quad r = 0,15 \text{ м}, \quad \omega_p > 16 \text{ об/с}.$$

Ці значення знаходяться всередині області параметрів (на відстані від її меж), в якій гарантовано наступають двочастотні вібрації. Тому ці параметри можна змінювати у певних межах.

Спочатку визначаємо коефіцієнт жорсткості

$$C = \omega_o^2 M_{\Sigma}, \quad C = (16 \cdot 2 \cdot 3,14)^2 \cdot 2300 = 23,24 \cdot 10^6 \text{ Н / м.}$$

Маючи значення коефіцієнта жорсткості можемо визначити коефіцієнт в'язкості опор H за наближеною формулою (2.33):

$$H = \frac{30 \cdot [2300 \cdot (16 \cdot 2 \cdot \pi)^2 - 45 \cdot 10^6]}{125 \cdot (16 \cdot 2 \cdot \pi)} = 51,94 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с / м.}$$

Зауважимо, що модернізація машини дозволила зменшити сумарну масу частин вібробудника, що обертаються, в 3,4 рази.

Закон руху короба базової машини (2.30):

$$\begin{aligned} X_o(t) &\approx -\frac{125 \cdot 0,15 \cdot (16 \cdot 2 \cdot \pi)^2}{2300 \cdot (16 \cdot 2 \cdot \pi)^2 - 45000000} \sin(16 \cdot 2 \cdot \pi \cdot t) = \\ &= -8,7 \cdot 10^{-3} \sin(100,53 \cdot t), \text{ м.} \end{aligned}$$

Закон руху короба модернізованої машини (2.17):

$$\begin{aligned} X(t) &\approx -\frac{30 \cdot 0,15 \cdot 16 \cdot 2 \cdot \pi}{5194000} \cos(16 \cdot 2 \cdot \pi \cdot t) - \\ &\quad -\frac{7 \cdot 0,15 \cdot (\omega_p \cdot 2 \cdot \pi)^2}{2300 \cdot (\omega_p \cdot 2 \cdot \pi)^2 - 23240000} \sin(\omega_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot t) = \\ &= -8,7 \cdot 10^{-3} \cos(100,53 \cdot t) - \frac{1,96 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_p^2}{\omega_p^2 - 256} \sin(6,28 \cdot \omega_p t), \text{ м.} \end{aligned}$$

Як видно з двох останніх рівностей, повільні коливання короба модернізованої машини збігаються з коливаннями короба базової машини. З останньої рівності видно, що швидкі коливання короба модернізованої машини можна змінювати у процесі роботи машини шляхом зміни швидкості обертання ротора.

Висновки. Сформульований критерій заміни одночастотного вібробудника на двочастотний, за яким модернізована машина повинна виконувати основний технологічний процес так само, як і базова, для чого

повільні коливання короба в модернізованій машині повинні відповідати коливанням короба базової машини як по амплітуді, так і по частоті.

Спрощені механіко-математичні моделі базової та модернізованої машин дозволяють визначати параметри модернізованої машини, які це забезпечують.

Встановлено, що:

– амплітуда повільних коливань короба прямопропорційна сумарному дебалансу вантажів $\tilde{M}r_m$, а амплітуда швидких – дебалансу $\tilde{D}r_d$ на корпусі віброзбуднику;

– частота повільних коливань модернізованої машини регулюється підбором коефіцієнта жорсткості опор C , а амплітуда – коефіцієнта сил в'язкого опору H .

Модернізація грохоту ГІЛ 42 дозволила зменшити $\tilde{M}r_m$ сумарну масу обертових частин віброзбудника у 3,4 рази.

Отримані результати дозволяють розраховувати параметри резонансних вібромашин із двочастотними віброзбудниками у вигляді пасивних автобалансирів.

Висновки розділу 2

1. Уперше запропоновано використовувати пасивні автобалансири кульового, роликового чи маятникового типу у якості інерційних двочастотних збудників вібрацій. Припускається, що ними можна збуджувати двочастотні вібрації одно-, дво-, трьохмасових вібротомашин з різною кінематикою руху платформ. Запропоновані технічні рішення з конструкції нових віброзбудників і способів збудження ними вібрацій.

2. Припускається, що новий віброзбудник буде працювати як два інерційні віброзбудника. Перший віброзбудник створюють вантажі (кулі, ролики, маятники). Вони збираються разом, чим утворюють складений вантаж, що створює сталий дебаланс. Складений вантаж відстає від ротора. Коли ротор проходить резонансну частоту складений вантаж застрягає на резонансній частоті, чим створює резонансні коливання з великою амплітудою. Дебалансна маса на корпусі віброзбудника утворює другий віброзбудник. Дебалансна маса обертається із частотою обертання ротора й збуджує більш швидкі вібрації із цією частотою.

3. Комп'ютерним моделюванням динаміки одномасових вібротомашин з прямолінійним поступальним рухом платформи і з поворотно-коливальним рухом платформи у САПР SolidWorks з використанням модуля Cosmos Motion встановлено, що вібротомашина завжди має усталений режим руху, близький до двочастотного. На цьому русі вантажі віброзбудника збираються разом, створюють складений вантаж (з постійним дебалансом), не можуть наздогнати ротор і застряють на частоті, дещо меншій за резонансну. Цим вантажі працюють як перший віброзбудник, що збуджує навколо резонансні вібрації із частотою застрягання вантажів. Другий інерційний віброзбудник утворюється дебалансною масою на корпусі віброзбудника. Маса обертається із частотою обертання ротора й збуджує більш швидкі вібрації із цією частотою.

Незважаючи на сильну асиметрію опор, віброзбудник збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації платформ. Характеристики цих вібрацій можна змінювати в широких межах зміною:

- сумарної маси вантажів (змінюється амплітуда повільних коливань платформи, що забезпечують виконання основного технологічного процесу);

- маси на корпусі АБ (змінює амплітуду швидких коливань платформи, що забезпечують її самоочищення та зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу);

- частоти обертання валу (пропорційно її квадрату змінюється енергія швидких коливань, чим збільшується енергія, що направляється на самоочищення платформи або зміну властивостей оброблюваного матеріалу).

4. У наближеній теорії двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда один інерційний віброзбудник замінюється на два. У першого віброзбудника дебалансна маса обертається з резонансною частотою. У другого віброзбудника дебалансна маса обертається із швидкістю обертання ротора.

5. 3D моделювання показує, що:

- складений вантаж застрягає на швидкості, дещо меншої за резонансну;
- збільшення значень сил в'язкого опору руху вантажів, чи збільшення швидкості обертання корпусу віброзбудника призводить до збільшення амплітуди повільних коливань через наближення частоти застрягання складеного вантажу до резонансної;

- наближена теорія двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда може давати значні похибки через значну похибку визначення резонансної (повільної) складової коливань.

6. При використанні наближеної теорії доцільно:

- проектувати вібромашину, яка буде працювати на фіксованій швидкості обертання корпусу віброзбудника;

- експериментально підбирати належну в'язкість масла, що створює сили в'язкого опору, що діють на вантажі при русі відносно корпусу віброзбудника

для максимального наближення частоти застрягання вантажів до резонансної частоти.

7. Залежність повільної (навколорезонансної) складової вібрацій від швидкості обертання корпусу віброзбудника можна використовувати для створення вібромашин зі зміною амплітудою коливань платформ. Це дозволить проектувати більш універсальні вібромашини, призначені для виконання широкого кола технологічних функцій.

Наближена теорія для цього не підходить. Тому теорія двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда потребує подальшого розвитку.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІКА ОДНОМАСОВОЇ ВІБРОМАШИНИ

Побудована узагальнена модель одномасової вібромашини з поступальним рухом платформи й кульовим, роликковим або маятниковим віброзбудником.

Знайдені двочастотні режими руху вібромашини. Досліджено кількість, умови існування і стійкість двочастотних режимів руху.

Досліджено стійкість режимів застрягання.

Досліджено енергоефективність вібромашини.

Досліджено режими застрягання аналітичним методом.

За результатами досліджень розроблені методи дослідження динаміки дво- і трьохмасових вібромашин.

3.1. Фізико-математична модель одномасової вібромашини

3.1.1. Опис фізико-математичної моделі одномасової вібромашини

Вібромашина складається (рис. 3.1, а) із платформи, маси M і віброзбудника кульового, роликового (рис. 3.1, б) або маятничого (рис. 3.1, 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 . Вісь X паралельна платформі, а вісь Y паралельна напрямку руху платформи.

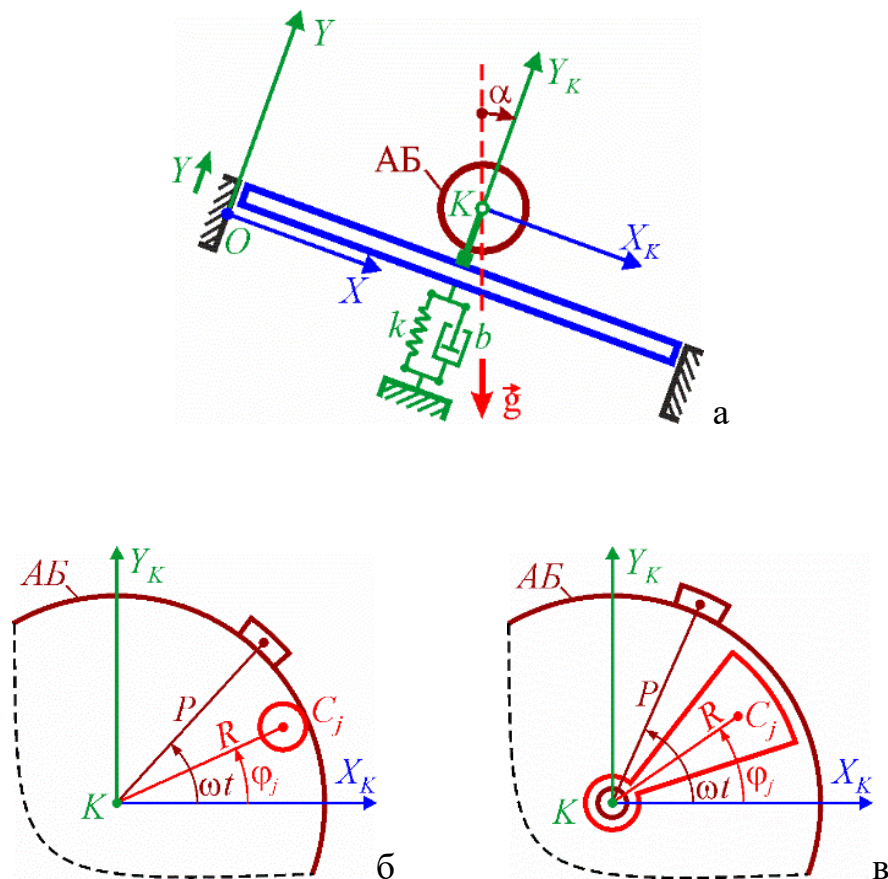


Рис. 3.1. Модель одномасової вібромашини, кінематика руху: а – платформи; б – дебалансної маси й кулі або ролика; в – дебалансної маси й маятника

Початок осей обраний так, що координата Y платформи дорівнює нулю в положенні статичної рівноваги платформи.

Корпус віброзбудника (корпус) обертається навколо вала – точки K з постійною кутовою швидкістю ω . Центр мас корпусу знаходиться у точці K . Корпус 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 . Введемо дві взаємно перпендикулярні осі X_K, Y_K , що виходять із точки K і паралельні осям X, Y . Положення дебалансної маси щодо корпусу визначає кут ωt , де t – час. Кут відлічується від осі X_K до відрізка, що виходить із точки K і закінчується в дебалансній масі.

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. 3.1, б, в). Положення вантажу номер j щодо корпусу визначає кут $\varphi_j, / j=\overline{1, N} /$. Кут відлічується від осі X_K до відрізка, що виходить із точки K й закінчується в центрі мас вантажу номер j . Прі русі вантажу щодо корпусу на вантаж діє Ньютонівська сила в'язкого опору, що має модуль

$$F_j = b_w V_j^{(x)} = b_w R |\varphi_j' - \omega|, / j=\overline{1, N} /, \quad (3.1)$$

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

3.1.2. Диференціальні рівняння руху одномасової вібромашини

Диференціальні рівняння руху платформи. Координата Y_C центру мас механічної системи відносно осі Y визначається з рівності

$$M_{\Sigma} Y_C = M_{\pi} Y + M_K Y_K + \sum_{j=1}^N m (R \sin \varphi_j + Y_K) + \mu (P \sin \omega t + Y_K) =$$

$$= M_{\pi} (Y - Y_K) + M_{\Sigma} Y_K + \sum_{j=1}^N m R \sin \varphi_j + \mu P \sin \omega t, \quad (3.2)$$

де $M_{\Sigma} = M_{\pi} + M_K + Nm + \mu$ – маса всієї системи, Y_K – координата точки K , $Y - Y_K = \text{const}$.

Введемо, відповідно, проекції сумарного дебаланса від вантажів на осі X , Y і дебаланс від дебалансної маси:

$$S_x = m R \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad S_y = m R \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j, \quad S_d = \mu P. \quad (3.3)$$

Тоді рівність (3.2) прийме вигляд

$$M_{\Sigma} Y_C = M_{\pi} (Y - Y_K) + M_{\Sigma} Y_K + S_y + S_d \sin \omega t. \quad (3.4)$$

З (3.4) знаходимо

$$M_{\Sigma} Y'_C = M_{\Sigma} Y' + S'_y + S_d \omega \cos \omega t, \quad M_{\Sigma} Y''_C = M_{\Sigma} Y'' + S''_y - S_d \omega^2 \sin \omega t. \quad (3.5)$$

При одержанні (3.5) враховано, що $Y'_K = Y'$, $Y''_K = Y''$, бо при поступальному русі однакові швидкості і однакові прискорення всіх точок платформи.

Теорема про рух центру мас механічної системи дає таке диференціальне рівняння руху платформи:

$$M_{\Sigma} Y''_C = M_{\Sigma} Y'' + S''_y - S_d \omega^2 \sin \omega t = -bY' - kY.$$

Після перетворень

$$M_{\Sigma} Y'' + bY' + kY + S''_y = S_d \omega^2 \sin \omega t. \quad (3.6)$$

Помітимо, що це лінійне диференціальне рівняння з постійними коефіцієнтами щодо невідомих Y і S_y .

Диференціальні рівняння руху вантажів. Кінетична енергія вантажу номер j дорівнює кінетичної енергії поступального руху разом із центром мас і кінетичної енергії обертання навколо центру мас:

$$T_j = T_j^{(n)} + T_j^{(o)}. \quad (3.7)$$

У свою чергу

$$T_j^{(n)} = \frac{1}{2} m V_j^2, \quad T_j^{(o)} = \frac{1}{2} J_C \omega_j^2, \quad (3.8)$$

де: V_j – модуль швидкості центру мас вантажу; J_C – його головний центральний осьовий момент інерції; ω_j – модуль кутової швидкості обертання вантажу навколо власного центру мас.

Координати центру мас вантажу номер j відносно нерухомих осей:

$$X_j = X_K + R \cos \varphi_j, \quad Y_j = Y_K + R \sin \varphi_j, \quad (X_K = \text{const}).$$

Проекції швидкості центру мас вантажу номер j :

$$V_{\dot{x}} = -R \varphi'_j \sin \varphi_j, \quad V_{\dot{y}} = Y' + R \varphi'_j \cos \varphi_j.$$

Квадрат швидкості центру мас вантажу номер j :

$$\begin{aligned} V_j^2 &= V_{\dot{x}}^2 + V_{\dot{y}}^2 = (-R \varphi'_j \sin \varphi_j)^2 + (Y' + R \varphi'_j \cos \varphi_j)^2 = \\ &= Y'^2 + R^2 \varphi_j'^2 + 2R \varphi'_j Y' \cos \varphi_j. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Нехай куля або циліндричний ролик номер j котиться по корпусу без ковзання. Тоді, кутова швидкість обертання кулі або ролика навколо власного центру мас

$$\omega_j = \omega (R + r) / r - \varphi'_j R / r = \omega (R / r + 1) - \varphi'_j R / r. \quad (3.10)$$

Кінетична енергія кулі або ролика номер j :

$$\begin{aligned} T_j &= T_j^{(n)} + T_j^{(o)} = \\ &= \frac{1}{2} m (Y'^2 + R^2 \varphi_j'^2 + 2R \varphi'_j Y' \cos \varphi_j) + \frac{1}{2} J_C \left[\omega (R / r + 1) - \varphi'_j R / r \right]^2 = \\ &= \frac{1}{2} m (Y'^2 + 2R \varphi'_j Y' \cos \varphi_j) + \frac{1}{2} m R^2 \kappa \varphi_j'^2 + \end{aligned}$$

$$+\frac{1}{2} J_c \left[\omega^2 (R / r+1)^2 - 2\omega\varphi'_j (R / r+1)R / r \right], \quad (3.11)$$

де

$$\kappa = 1 + J_c / m r^2 \quad (3.12)$$

– безрозмірний коефіцієнт.

Для кулі $J_c = \frac{2}{5} m r^2$, ролика $J_c = \frac{1}{2} m r^2$ й, відповідно,

$$\kappa = 1 + \frac{2}{5} = \frac{7}{5}, \quad \kappa = 1 + \frac{1}{2} = \frac{3}{2}. \quad (3.13)$$

Для маятника $\omega_j = \varphi'_j$. Кінетична енергія маятника номер j :

$$\begin{aligned} T_j = T_j^{(m)} + T_j^{(o)} &= \frac{1}{2} m (Y'^2 + R^2 \varphi_j'^2 + 2R\varphi'_j Y' \cos\varphi_j) + \frac{1}{2} J_c \varphi_j'^2 = \\ &= \frac{1}{2} m (Y'^2 + 2R\varphi'_j \cos\varphi_j) + \frac{1}{2} m R^2 \kappa \varphi_j'^2, \end{aligned} \quad (3.14)$$

де

$$\kappa = 1 + J_c / (m R^2). \quad (3.15)$$

Помітимо, що для математичного маятника $J_c = 0, \kappa = 1$.

Диференціальні рівняння руху вантажів складаємо з використанням рівнянь Лагранжа II роду.

Для кулі або ролика номер j :

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_j}{\partial \varphi_j'} = m R^2 \kappa \varphi_j'' + m R Y' \cos\varphi_j - J_c \omega (R / r+1) R / r,$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_j}{\partial \varphi_j'} = m R^2 \kappa \varphi_j'' + m R (Y'' \cos\varphi_j - \varphi_j' Y' \sin\varphi_j), \quad \frac{\partial T_j}{\partial \varphi_j} = -m R \varphi_j' Y' \sin\varphi_j;$$

ліва частина рівняння Лагранжа II роду

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T_j}{\partial \dot{\varphi}'_j} - \frac{\partial T_j}{\partial \varphi_j} &= m R^2 \kappa \varphi''_j + m R (Y'' \cos \varphi_j - \varphi'_j Y' \sin \varphi_j) + m R \varphi'_j Y' \sin \varphi_j = \\ &= m R^2 \kappa \varphi''_j + m R Y'' \cos \varphi_j. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Можна перевірити, що аналогічний вид буде мати ліва частина рівняння Лагранжа II роду для маятника номер j .

Дисипативна функція Релея й потенціальна енергія (з точністю до константи), що відповідають вантажу номер j :

$$\begin{aligned} R_j &= \frac{1}{2} b_w (V_j^{(x)})^2 = \frac{1}{2} b_w R^2 (\varphi'_j - \omega)^2, \\ \Pi_j &= m g \left[R \sin (\varphi_j - \alpha) + Y_k \cos \alpha \right]. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Права частина рівняння Лагранжа II роду:

$$-\frac{\partial R_j}{\partial \varphi'_j} - \frac{\partial \Pi_j}{\partial \varphi_j} = -b_w R^2 (\varphi'_j - \omega) - m g R \cos (\varphi_j - \alpha). \quad (3.18)$$

Прирівнюючи ліву частину (3.16) до правої (3.18), одержимо:

$$\kappa m R^2 \varphi''_j + m R Y'' \cos \varphi_j = -b_w R^2 (\varphi'_j - \omega) - m g R \cos (\varphi_j - \alpha),$$

або, після перетворення:

$$\begin{aligned} \kappa m R^2 \varphi''_j + b_w R^2 (\varphi'_j - \omega) + m g R \cos (\varphi_j - \alpha) + m R Y'' \cos \varphi_j &= 0, \\ / j = \overline{1, N} / . \end{aligned} \quad (3.19)$$

Помітимо, що вигляд диференціальних рівнянь руху системи (3.6) і (3.19) не залежить від типу вібробудника.

3.1.3. Приведення рівнянь руху до безрозмірного вигляду

Введемо безрозмірні змінні й час

$$y = Y / \tilde{Y}, s_x = S_x / \tilde{S}, s_y = S_y / \tilde{S}, \tau = \tilde{\omega} t, \quad (3.20)$$

де $\tilde{Y}, \tilde{S}, \tilde{\omega}$ – характерні масштаби, які будуть обрані пізніше. Тоді

$$\frac{d \cdot}{dt} = \frac{d \cdot}{d\tau} \frac{d\tau}{dt} = \tilde{\omega} \frac{d \cdot}{d\tau}, \frac{d^2 \cdot}{dt^2} = \tilde{\omega}^2 \frac{d^2 \cdot}{d\tau^2}, \quad (3.21)$$

і рівняння руху (3.6) і (3.19) приймуть вигляд

$$M_{\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \ddot{y} + b \tilde{\omega} \tilde{Y} \dot{y} + k \tilde{Y} y + \tilde{\omega}^2 \tilde{S} \dot{s}_y = S_d \omega^2 \sin(\tau \omega / \tilde{\omega}),$$

$$\kappa m R^2 \tilde{\omega}^2 \ddot{\phi}_j + b_w R^2 (\tilde{\omega} \dot{\phi}_j - \omega) + m R g \cos(\phi_j - \alpha) + \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \ddot{y} m R \cos \phi_j = 0, \quad (3.22)$$

де крапка над величиною позначає похідну по τ .

Поділимо перше рівняння в (3.22) на $M_{\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y}$, а друге – на $\kappa m R^2 \tilde{\omega}^2$:

$$\ddot{y} + \frac{b}{M_{\Sigma} \tilde{\omega}} \dot{y} + \frac{k}{M_{\Sigma} \tilde{\omega}^2} y + \frac{\tilde{S}}{M_{\Sigma} \tilde{Y}} \dot{s}_y = \frac{S_d}{M_{\Sigma} \tilde{Y}} \cdot \frac{\omega^2}{\tilde{\omega}^2} \sin \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \tau,$$

$$\ddot{\phi}_j + \frac{b_w}{\kappa m \tilde{\omega}} \left(\dot{\phi}_j - \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \right) + \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2} \cos(\phi_j - \alpha) + \frac{\tilde{Y}}{\kappa R} \ddot{y} \cos \phi_j = 0. \quad (3.23)$$

Введемо нові безрозмірні параметри й характерний масштаб:

$$h = \frac{b}{2M_{\Sigma} \tilde{\omega}}, n = \frac{\omega}{\tilde{\omega}}, \tilde{Y} = \frac{\tilde{S}}{M_{\Sigma}}, \varepsilon = \frac{\tilde{Y}}{\kappa R} = \frac{\tilde{S}}{\kappa R M_{\Sigma}},$$

$$\varepsilon \beta = \frac{b_w}{\kappa m \tilde{\omega}}, \beta = \frac{b_w}{\varepsilon \kappa m \tilde{\omega}} = \frac{b_w R M_{\Sigma}}{\tilde{S} m \tilde{\omega}}, \tilde{\omega} = \sqrt{k / M_{\Sigma}}, \delta = \frac{S_d}{\tilde{S}}, \sigma = \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2}. \quad (3.24)$$

Тоді рівняння (3.23) приймуть вигляд:

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

$$\ddot{\phi}_j + \varepsilon \beta (\dot{\phi}_j - n) + \sigma \cos(\phi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{y} \cos \phi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} / . \quad (3.25)$$

Нехай

$$\tilde{S} = NmR. \quad (3.26)$$

Тоді

$$s_x = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j,$$

$$\tilde{Y} = \frac{NmR}{M_\Sigma}, \quad \varepsilon = \frac{Nm}{\kappa M_\Sigma}, \quad \beta = \frac{b_w M_\Sigma}{Nm^2 \tilde{\omega}}, \quad \delta = \frac{S_d}{NmR} = \frac{\mu P}{NmR}. \quad (3.27)$$

При цьому вигляд рівнянь (3.25) збережеться.

Складемо рівняння руху вантажів з (3.25), одержимо

$$\sum_{j=1}^N \ddot{\varphi}_j + \varepsilon \beta \sum_{j=1}^N (\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \sum_{j=1}^N \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{Y} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j = 0. \quad (3.28)$$

Введемо в розглядання середній кут:

$$\varphi = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \varphi_j. \quad (3.29)$$

Проведемо перетворення

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^N \cos(\varphi_j - \alpha) &= \sum_{j=1}^N (\cos \varphi_j \cos \alpha - \sin \varphi_j \sin \alpha) = \\ &= \cos \alpha \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j - \sin \alpha \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j = N (s_x \cos \alpha - s_y \sin \alpha). \end{aligned}$$

Тоді, з врахуванням (3.27), (3.29) рівняння (3.28) прийме вигляд

$$\ddot{\varphi} + \varepsilon \beta (\dot{\varphi} - n) + \sigma (s_x \cos \alpha - s_y \sin \alpha) + \varepsilon \ddot{Y} s_x = 0.$$

Введемо в розглядання систему рівнянь

$$\begin{aligned} \ddot{y} + 2h\dot{y} + y + \ddot{s}_y &= \delta n^2 \sin \pi t, \\ \ddot{\varphi} + \varepsilon \beta (\dot{\varphi} - n) + \sigma (s_x \cos \alpha - s_y \sin \alpha) + \varepsilon \ddot{Y} s_x &= 0, \end{aligned} \quad (3.30)$$

де

$$s_x = s \cos(\varphi), s_y = s \sin(\varphi), s - \text{const.} \quad (3.31)$$

Вона призначена для пошуку двочастотних режимів руху платформи у випадку, коли вантажі щільно притиснуті один до одного і утворюють складений вантаж, що створює сумарний дебаланс s .

Щільно притиснуті кулі чи ролики створюють, відповідно, такий найбільший розмірний і безрозмірний сумарний дебаланс [14]

$$S_{m \max} = m R^2 / \{r \sin [N \arcsin (r / R)]\}, s = S_{m \max} / (N m R). \quad (3.32)$$

У випадку маятників для розрахунку найбільшого дебалансу потрібна додаткова інформація.

Зауважимо, що резонансна частота коливань платформи $n_r = 1$.

У подальших дослідженнях вплив сил ваги не враховується ($\sigma=0$).

3.2. Двочастотні режими руху одномасової вібромашини

3.2.1. Вигляд двочастотних режимів руху в першому наближенні

Шукаємо усталений рух системи (3.30) у першому наближенні. Припускаємо, що складений вантаж застряв і тому

$$\varphi = \Omega\tau + \gamma, \quad (3.33)$$

де $\Omega = const$, а γ – періодична функція, яка повільно змінюється. Тоді

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= \Omega + \dot{\gamma}, \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\gamma}, \quad \dot{s}_y = s(\Omega + \dot{\gamma}) \cos(\Omega\tau + \gamma), \\ \ddot{s}_y &= \dot{s}\dot{\gamma} \cos(\Omega\tau + \gamma) - s(\Omega + \dot{\gamma})^2 \sin(\Omega\tau + \gamma), \end{aligned} \quad (3.34)$$

і система рівнянь (3.30) приймає вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{y} + 2h\dot{y} + y &= s(\Omega + \dot{\gamma})^2 \sin(\Omega\tau + \gamma) - \dot{s}\dot{\gamma} \cos(\Omega\tau + \gamma) + \delta n^2 \sin(n\tau), \\ \ddot{\gamma} + \varepsilon\beta(\Omega + \dot{\gamma} - n) + \varepsilon\ddot{y} \cos(\Omega\tau + \gamma) &= 0. \end{aligned} \quad (3.35)$$

Шукаємо наближений розв'язок системи (3.35). Використовуємо метод прямого розкладання розв'язку системи диференціальних рівнянь за степенями малого параметру. У першому наближенні

$$y = Y_0 + \varepsilon Y_1, \quad \gamma = \gamma_0 + \varepsilon \gamma_1. \quad (3.36)$$

Підставляючи (3.36) в (3.35), одержимо

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_0 + \varepsilon \ddot{Y}_1 + 2h(\dot{Y}_0 + \varepsilon \dot{Y}_1) + Y_0 + \varepsilon Y_1 &= \\ = s(\Omega + \varepsilon \dot{\gamma}_1)^2 \sin(\Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon \gamma_1) - \varepsilon \dot{\gamma}_1 \dot{Y}_0 \cos(\Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon \gamma_1) + \delta n^2 \sin(n\tau), \\ \varepsilon \ddot{\gamma}_1 + \varepsilon\beta(\Omega + \varepsilon \dot{\gamma}_1 - n) + \varepsilon(\ddot{Y}_0 + \varepsilon \ddot{Y}_1) \cos(\Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon \gamma_1) &= 0. \end{aligned} \quad (3.37)$$

Розкладаємо в ряд \sin і \cos :

$$\sin(\Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon \gamma_1) = \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + \varepsilon \gamma_1 \cos(\Omega\tau + \gamma_0),$$

$$\cos(\Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon\gamma_1) = \cos(\Omega\tau + \gamma_0) - \varepsilon\gamma_1 \sin(\Omega\tau + \gamma_0). \quad (3.38)$$

Підставляючи (3.38) в (3.37), одержимо

$$\begin{aligned} \ddot{y}_0 + \varepsilon\ddot{y}_1 + 2h(\dot{y}_0 + \varepsilon\dot{y}_1) + y_0 + \varepsilon y_1 = \\ = s(\Omega + \varepsilon\dot{\gamma}_1)^2 [\sin(\Omega\tau + \gamma_0) + \varepsilon\gamma_1 \cos(\Omega\tau + \gamma_0)] - \\ - \varepsilon\ddot{\gamma}_1 [\cos(\Omega\tau + \gamma_0) - \varepsilon\gamma_1 \sin(\Omega\tau + \gamma_0)] + \delta n^2 \sin(n\tau), \\ \varepsilon\ddot{y}_1 + \varepsilon\beta(\Omega + \varepsilon\dot{\gamma}_1 - n) + \varepsilon(\ddot{y}_0 + \varepsilon\ddot{y}_1) [\cos(\Omega\tau + \gamma_0) - \varepsilon\gamma_1 \sin(\Omega\tau + \gamma_0)] = 0. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Збираючи в (3.39) складові при однакових степенях ε і прирівнюючи їх до нуля, одержимо:

$$\begin{aligned} \varepsilon^0 : \ddot{y}_0 + 2h\dot{y}_0 + y_0 = \Omega^2 \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + \delta n^2 \sin(n\tau), \\ \varepsilon^1 : \ddot{y}_1 + \beta(\Omega - n) + \ddot{y}_0 \cos(\Omega\tau + \gamma_0) = 0, \\ \varepsilon^1 : \ddot{y}_1 + 2h\dot{y}_1 + y_1 = 2s\Omega\dot{\gamma}_1 \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + s\Omega^2\gamma_1 \cos(\Omega\tau + \gamma_0) - \\ - s\ddot{\gamma}_1 \cos(\Omega\tau + \gamma_0) = -s \frac{d^2}{d\tau^2} [\gamma_1 \cos(\Omega\tau + \gamma_0)]. \end{aligned} \quad (3.40)$$

У нульовому наближенні Y_0 визначається з першого рівняння в системі (3.40):

$$\begin{aligned} y_0(\tau) = \frac{\Omega^2}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2} \left[(1 - \Omega^2) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) - 2h\Omega \cos(\Omega\tau + \gamma_0) \right] + \\ + \frac{\delta n^2}{(1 - n^2)^2 + 4h^2n^2} \left[(1 - n^2) \sin(n\tau) - 2hn \cos(n\tau) \right]. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Це двочастотний режим руху платформи, знайдений у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$).

З (3.41) знаходимо, відповідно, амплітуди повільних (резонансних) і швидких коливань платформи

$$\text{Amp}(s, \Omega) = \frac{\Omega^2}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2}}, \quad (3.42)$$

$$\text{Amp}(\delta, n) = \frac{\delta n^2}{\sqrt{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2}}. \quad (3.43)$$

Зауважимо, що нульове наближення не дозволило знайти можливі значення постійного параметра Ω . Для їх визначення треба розглянути наступні наближення.

Знаходимо другу похідну

$$\begin{aligned} \ddot{y}_0 = & -\frac{\Omega^4}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2} \left[(1-\Omega^2) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) - 2h\Omega \cos(\Omega\tau + \gamma_0) \right] - \\ & -\frac{\delta n^4}{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2} \left[(1-n^2) \sin(n\tau) - 2hn \cos(n\tau) \right]. \end{aligned} \quad (3.44)$$

Підставляючи її в друге рівняння в (3.40), одержуємо

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + \beta(\Omega - n) - \\ -\frac{\Omega^4}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2} \left[(1-\Omega^2) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) \cos(\Omega\tau + \gamma_0) - 2h\Omega \cos^2(\Omega\tau + \gamma_0) \right] - \\ -\frac{\delta n^4}{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2} \left[(1-n^2) \sin n\tau \cos(\Omega\tau + \gamma_0) - 2hn \cos n\tau \cos(\Omega\tau + \gamma_0) \right] = 0. \end{aligned}$$

Перетворюємо це рівняння:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 = & -\beta(\Omega - n) + \frac{\delta n^4}{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2} + \\ & + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Omega^4}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2} \left\{ (1-\Omega^2) \sin[2(\Omega t + \gamma_0)] - 2h\Omega \cos[2(\Omega t + \gamma_0)] \right\} + \\ & + \frac{1}{2} \cdot \frac{\delta n^4}{(1-n^2)^2 + 4h^2n^2} \left\{ (1-n^2) \left\{ \sin[(n+\Omega)\tau + \gamma_0] + \sin[(n-\Omega)\tau - \gamma_0] \right\} - \right. \end{aligned}$$

$$-2hn\{\cos[(n+\Omega)\tau+\gamma_0]+\cos[(n-\Omega)\tau-\gamma_0]\}=0. \quad (3.45)$$

Умова існування періодичного розв'язку:

$$-\beta(n-\Omega)+\frac{sh\Omega^5}{(1-\Omega^2)^2+4h^2\Omega^2}=0.$$

Ця умова еквівалентна наступній умові

$$\begin{aligned} P(\Omega) &= \chi\Omega^5 - (n-\Omega)[(1-\Omega^2)^2+4h^2\Omega^2]= \\ &= a_0\Omega^5 + a_1\Omega^4 + a_2\Omega^3 + a_3\Omega^2 + a_4\Omega + a_5 = 0, \end{aligned} \quad (3.46)$$

де

$$\begin{aligned} \chi &= sh/\beta, \quad a_0 = 1+\chi, \quad a_1 = -n, \quad a_2 = -2(1-2h^2), \\ a_3 &= 2n(1-2h^2), \quad a_4 = 1, \quad a_5 = -n. \end{aligned} \quad (3.47)$$

З умови (3.46) визначаються частоти застрягання вантажів. Ця умова буде досліджена нижче.

При виконанні умови (3.46) з (3.45) після перетворень і інтегрування, знаходимо періодичну складову:

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= -\frac{1}{8} \cdot \frac{sh\Omega^2}{(1-\Omega^2)^2+4h^2\Omega^2} \{ (1-\Omega^2) \sin [2(\Omega t+\gamma_0)] - 2h\Omega \cos [2(\Omega t+\gamma_0)] \} - \\ & - \frac{1}{2} \cdot \frac{shn^4}{(1-n^2)^2+4h^2n^2} \left\langle \frac{1}{(n+\Omega)^2} \{ (1-n^2) \sin [(n+\Omega)\tau+\gamma_0] - \right. \\ & \quad \left. - 2hns \sin [(n+\Omega)\tau+\gamma_0] \} + \right. \\ & \quad \left. + \frac{1}{(n-\Omega)^2} \{ (1-n^2) \sin [(n-\Omega)\tau-\gamma_0] - 2hns \sin [(n-\Omega)\tau-\gamma_0] \} \right\rangle. \end{aligned} \quad (3.48)$$

З останнього рівняння в (3.40) можна знайти y_1 . Поправка до y_0 буде порядку ε . Для реальних віброташин $\varepsilon < 1/50$ і тому поправка не перевищить 2%

від вже знайденого двочастотного режиму руху. Тому нижче ця поправка не визначається.

Оцінка величин відкинутих (неврахованих) складових показує, що, незважаючи на сильну асиметрію опор, платформа робить практично ідеальні двочастотні коливання.

3.2.2. Аналітико-числовий метод дослідження кількості і умов існування режимів застрягання складеного вантажу

Розглядаємо безрозмірну кутову швидкість обертання ротора n як біфуркаційний параметр, що змінюється від 0 до $+\infty$. Зі зміною n будуть змінюватися корні рівняння (3.46). Будемо шукати дійсні корні і характерні кутові швидкості обертання ротора (біфуркаційні точки), у яких зароджуються чи зникають різні режими застрягання.

З (3.46) видно, що $\forall \Omega \leq 0 P(\Omega) < 0$, $\forall \Omega \geq n P(\Omega) > 0$. Із цього випливає, що:

- всі дійсні корні полінома (3.46) лежать у відкритому інтервалі $(0, n)$;
- $\forall n > 0$ існує хоча б один дійсний додатний корінь $\Omega_1 \in (0, n)$ – частота, на якій застряють вантажі.

З теореми Декарта (правила знаків Декарта) випливає, що в полінома (3.46) можуть бути:

- $\forall h < 1/\sqrt{2} - 1$ або 3 дійсних додатних кореня;
- $\forall h > 1/\sqrt{2} - 1$, 3 або 5 дійсних додатних кореня.

Оскільки знайти корні полінома п'ятого степені важко, то розв'яжемо задачу параметрично. За параметр приймемо частоту застрягання вантажу. Тоді розв'язок рівняння (3.46) у параметричному вигляді має вигляд

$$n(\Omega) = \Omega + \frac{\chi\Omega^5}{(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2}, \chi = \frac{sh}{\beta}, \Omega \in (0, +\infty). \quad (3.49)$$

На рис. 3.2 у площині (n, Ω) побудований графік функції $\Omega(n)$ при різному співвідношенні малості між параметрами χ і h . З рис. 3.2 видно, 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.

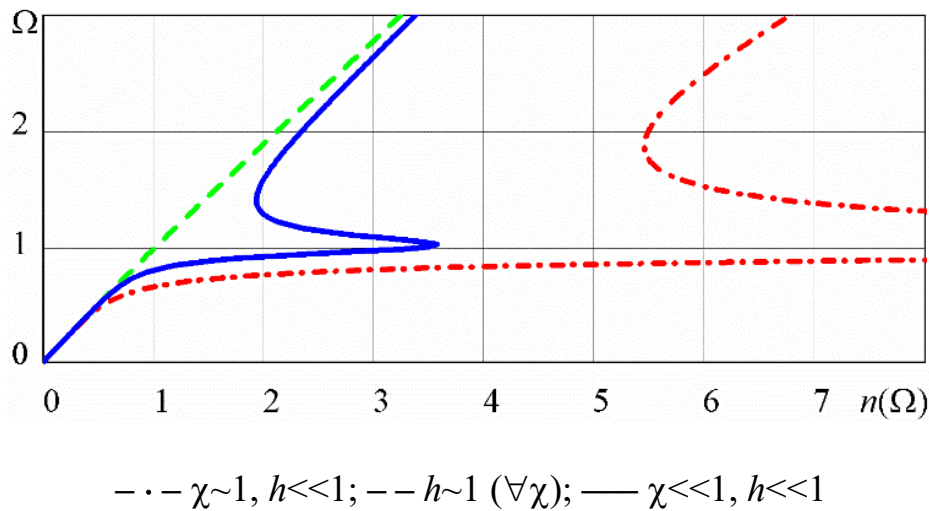


Рис. 3.2. Залежність кількості і умов існування частот застрягання складеного вантажу від співвідношень малості між параметрами χ і h

У критичних випадках

$$\frac{dn(\Omega)}{d\Omega} = 1 + \frac{\chi\Omega^4 [(\Omega^2 - 1)(\Omega^2 - 5) + 12h^2\Omega^2]}{[(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2]^2} = 0. \quad (3.50)$$

– частоти застрягання зливаються і тому стають кратними.

Видно, що у рівняння (3.50) 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 $1 < n_{b1} < n_{b2}$.

З (3.50) одержуємо наступне рівняння для пошуку критичних (кратних) частот застрягання вантажу

$$F(\Omega) = (1 + \chi)\Omega^8 - 2(1 - 2h^2)(2 + 3\chi)\Omega^6 + \\ + \left[5\chi + 4(1 - 2h^2)^2 + 2 \right] \Omega^4 - 4(1 - 2h^2)\Omega^2 + 1 = 0. \quad (3.51)$$

З (3.51) видно, що $\forall h > 1/\sqrt{2}$ у полінома (3.51) немає дійсних додатних коренів. При цьому у полінома (3.46) існує тільки один додатній дійсний корінь і один відповідний режим застрягання складеного вантажу. Отже, саме сили в'язкого опору в опорі платформи впливають на кількість режимів застрягання складеного вантажу.

При відсутності сил внутрішнього опору $h=0$ і поліном (3.51) приймає вигляд

$$F(\Omega) = (1 - x) [(1 - x)^3 + x^2(5 - x)\chi], \quad x = \Omega^2. \quad (3.52)$$

Перший дійсний додатний корінь цього поліному $x_1 = 1$ ($\Omega_{c1} = 1$). Другий корінь є коренем поліному

$$f(x) = (1 - x)^3 + x^2(5 - x)\chi = 0, \quad x = \Omega^2. \quad (3.53)$$

Оскільки

$$f(1) = 4\chi > 0, \quad f(5) = -64 < 0, \quad (3.54)$$

то другий дійсний додатний корінь цього поліному $1 < x_2 < 5$ ($1 < \Omega_{c2} < \sqrt{5}$).

Надалі будемо розглядати випадок малих сил в'язкого опору в опорах. Введемо для цього випадку 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_{b1} 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 $1 < \Omega_3 < n$.

З (3.49) знаходимо додаткову характерну швидкість обертання ротора

$$n^* = n(1) = 1 + \frac{\chi}{4h^2} = 1 + \frac{s}{4\beta h}. \quad (3.55)$$

При $n < n^*$ принаймні один корінь полінома (3.46) буде менше 1, і вантажі будуть застрягати на дорезонансній швидкості обертання ротора.

За теорією біфуркацій рухів різні режими застрягання складеного вантажу можуть набувати чи втрачати стійкість тільки при переході через точки біфуркацій рухів. Оскільки експерименти показують, що стійкими можуть бути тільки 1 і 3 режими застрягання, то робимо такі припущення на випадок багатомасової вібромашини (декількох резонансних частот коливань платформ):

– на невеликих швидкостях обертання ротора у вібромашини існує один єдиний режим застрягання складеного вантажу;

– нові режими застрягання з'являються і зникають парами 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 дозволяють розробити такий обчислювальний алгоритм.

1. З рівняння (3.51) ($F(\Omega) = 0$) визначаються критичні частоти застрягання вантажу. З графіків на рис. 3.2 видно, що такі частоти дві: $\Omega_{c1}, \Omega_{c2} : \Omega_{c2} > \Omega_{c1}$.

2. За формулою (3.49) визначаються дві біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора $n_{b1} = n(\Omega_{c2}), n_{b2} = n(\Omega_{c1}) : n_{b1} < n_{b2}$.

3. Для кожного режиму застрягання, за формулою (3.49) обчислюються у параметричному вигляді відповідні швидкості обертання ротора

$$\begin{aligned} n_1(\Omega) &= n(\Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \\ n_2(\Omega) &= n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ n_3(\Omega) &= n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty). \end{aligned} \quad (3.56)$$

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

4. Для кожного режиму застрягання, за формулою (3.42) обчислюються у параметричному вигляді відповідні амплітуди резонансних коливань

$$\begin{aligned} Amp_1(s, \Omega) &= Amp(s, \Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \\ Amp_2(s, \Omega) &= Amp(s, \Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ Amp_3(s, \Omega) &= Amp(s, \Omega), \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty). \end{aligned} \quad (3.57)$$

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

Приклад обчислень.

Розрахункові данні:

$$\chi=0,02; h=0,025; \varepsilon=0,01; \beta=0,025; s=1. \quad (3.58)$$

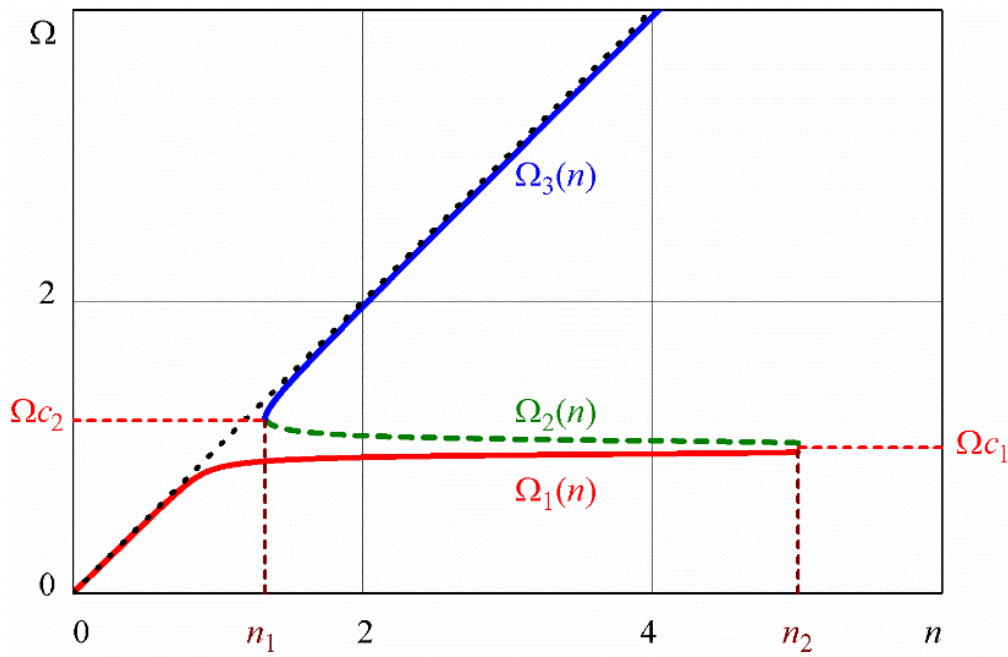
1. З (3.51) знаходимо дві біфуркаційні швидкості застрягання складеного вантажу

$$\Omega_{c1} = 1,0010178; \Omega_{c2} = 1,1864703. \quad (3.59)$$

2. З (3.49) знаходимо дві біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора, а (3.55) – додаткову характерну швидкість:

$$n_{b1} = n(\Omega_{c2}) = 1,3249797; \quad n^* = 5; \quad n_{b2} = n(\Omega_{c1}) = 5,00661144. \quad (3.60)$$

3. На рис. 3.3, за формулами (3.56), побудовані графіки можливих частот застрягання вантажу в залежності від швидкості обертання ротора.



а

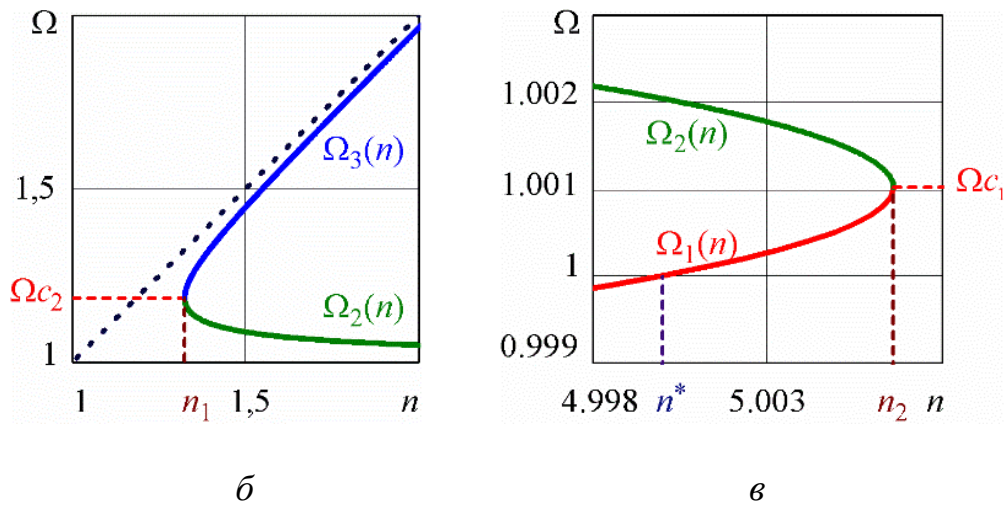


Рис. 3.3. Графіки залежностей можливих кутових швидкостей застрягання вантажу від швидкості обертання ротора:

a – загальний вид; b – в околі характерної кутової швидкості n_{b1} ;

v – в околі характерних кутових швидкостей n^* , n_{b2}

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

4. На рис. 3.4, за формулами (3.57), побудована амплітудно-частотна характеристика для різних режимів застрягання складеного вантажу.

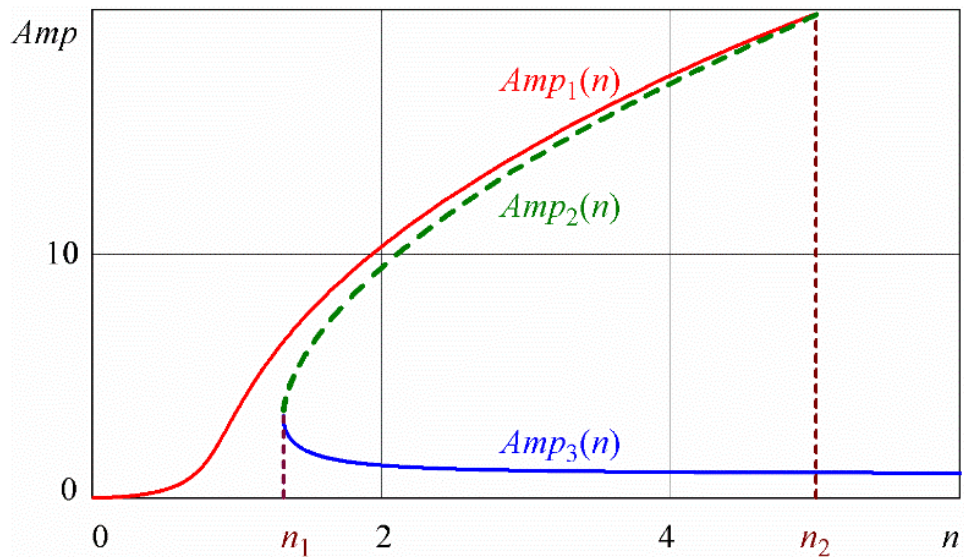


Рис. 3.4. Залежність амплітуди резонансних коливань від швидкості обертання ротора

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. 3.3 і 3.4 стійкі режими застрягання показані суцільними лініями, а не стійкий – пунктиром. За неповну біфуркаційну діаграму рухів можна прийняти рис. 3.3 чи 3.4. Діаграма не повна, бо враховує не всі можливі усталені режими руху вібронашину.

3.3. Дослідження стійкості ustalених режимів руху вібромашини обчислювальним експериментом

3.3.1. Приведення рівнянь руху до нормальної форми

Введемо нові змінні

$$\begin{aligned} z_0 = y, z_1 = \dot{y} = \dot{z}_0, z_2 = \varphi_1, z_3 = \dot{\varphi}_1 = \dot{z}_2, \dots, z_{2j} = \varphi_j, \\ z_{2j+1} = \dot{\varphi}_j = \dot{z}_{2j}, \dots, z_{2N} = \varphi_N, z_{2N+1} = \dot{\varphi}_N = \dot{z}_{2N}. \end{aligned} \quad (3.61)$$

Введемо матрицю й вектор

$$A = \begin{pmatrix} 1 & \eta \cos z_2 & \eta \cos z_4 & \dots & \eta \cos z_{2N-2} & \eta \cos z_{2N} \\ \varepsilon \cos z_2 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \varepsilon \cos z_4 & 0 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \varepsilon \cos z_{2N-2} & 0 & 0 & \dots & 1 & 0 \\ \varepsilon \cos z_{2N} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$B = \begin{pmatrix} -2hz_1 - z_0 + \eta \sum_{j=1}^N z_{2j+1}^2 \cos z_{2j} + \delta n^2 \cos n\tau \\ -\varepsilon\beta (z_3 - n) \\ \vdots \\ -\varepsilon\beta (z_{2N+1} - n) \end{pmatrix}, \quad (3.62)$$

де $\eta=1/N$.

Тоді система рівнянь (3.25) у нормальній формі прийме такий вигляд:

$$\dot{z}_0 = z_1, \dot{z}_{2j} = \dot{z}_{2j+1}, / j=\overline{1, N} / , (\dot{z}_1, \dot{z}_3, \dots, \dot{z}_{2N+1})^T = A^{-1}B. \quad (3.63)$$

Систему рівнянь (3.63) будемо застосовувати для проведення обчислювальних експериментів.

Весь інтервал інтегрування диференціальних рівнянь (3.63)

$$\tau \in [0, T], T > 0. \quad (3.64)$$

Інтервал, на якому визначається усталений режим руху вібротомашини і його параметри

$$\tau \in [qT, T], 0 \ll q < 1, q \sim 1. \quad (3.65)$$

На цьому інтервалі ротор повинен здійснити декілька обертів.

Середня частота обертання вантажу обчислюється шляхом усереднення

$$\omega_j = \bar{z}_{z_{j+1}} = \frac{1}{T(1-q)} \int_{qT}^T z_{z_{j+1}}(\tau) d\tau, \quad j = \overline{1, N}. \quad (3.66)$$

Величини параметрів T і q підбираються методом спроб так, щоб за результатами інтегрування одержувати рух, що встановився і найбільш повну інформацію про нього.

3.3.2. Розрахункові данні, методика проведення експериментів

Обчислювальний експеримент проводитимемо для наступних розрахункових даних:

$$\chi=0,1; h=0,1; \varepsilon=0,05; \beta=1,0; s=1; T=2000, q=0,995. \quad (3.67)$$

З (3.51) знаходимо дві біфуркаційні швидкості застрягання складеного вантажу

$$\Omega_{c1} = 1,0176618; \Omega_{c2} = 1,4050126. \quad (3.68)$$

З (3.49) знаходимо дві біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора, а з (3.55) – додаткову характерну швидкість

$$n_{b1} = n(\Omega_{c2}) = 1,9377474; n^* = 3,5; n_{b2} = n(\Omega_{c1}) = 3,5741110. \quad (3.69)$$

Обчислювальні експерименти будемо проводити для випадку 2-х ($\eta=0,5$) і 1-го ($\eta=1$) вантажу за відсутністю сил ваги і дебалансної маси ($\sigma=0, \delta=0$).

Відповідно до теорії біфуркацій усталені рухи можуть набувати чи втрачати стійкість тільки в точках біфуркацій. За біфуркаційний параметр прийнято швидкість обертання ротора n .

У випадку одного вантажу у вібромашини існують тільки знайдені вище режими застрягання. Тому обчислювальними експериментами перевіряється стійкість режимів застрягання, особливо в околі біфуркаційних швидкостей.

У випадку двох (і більше) однакових вантажів у вібромашини, окрім режимів застрягання складеного вантажу, існують автобалансувальні режими. За результатами роботи автобалансувальний режим може бути стійким тільки на зарезонансних швидкостях обертання ротора. Тому вводимо цю швидкість ($n_p=1$) і перевіряємо стійкість автобалансувального режиму на зарезонансних швидкостях обертання ротора.

У нелінійної системи можуть бути декілька одночасно стійких усталених рухів. В цьому випадку усталені рухи локально асимптотично стійкі. Із зміною швидкості обертання ротора можуть змінюватися області притягання у різних стійких усталених рухів. В околі біфуркаційних швидкостей обертання ротора області притягання можуть бути «нескінченно» малими.

Для того, щоб потрапити в область притягання певного усталеного руху будемо використовувати початкові умови, наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Початкові умови для дослідження стійкості усталених режимів руху

№	Усталений режим	Початкові умови, закон розбігу ротора
I. Випадок одного вантажу		
1	Застрягання Ω_1	$\forall z_j, n=n(\tau)$ – поступовий розбіг

2	Застрягання Ω_3	$z_0=\text{const}, \forall z_1, z_2; z_3=\Omega_3, n=\text{const}$
II. Випадок двох вантажів		
1	Застрягання Ω_1	$\forall z_j, n=n(\tau)$ – поступовий розбіг
2	Застрягання Ω_3	$z_0=\text{const}, \forall z_1; \forall z_2=z_4, z_3=z_5=\Omega_3, n=\text{const}$
3	Автобалансування	$z_0=z_1=0, \forall z_2, z_4=z_2+\pi; z_3=z_5=n_n; n=\text{const}$

На дорезонансних швидкостях обертання ротора існує тільки перший режим застрягання. У випадку одного вантажу автобалансувального режиму не існує. У випадку двох і більше однакових вантажів існує, але не стійкий режим автобалансування. Щоб забезпечити гарантоване настання першого режиму застрягання достатньо повільно розганяти ротор при будь-яких початкових умовах. Будемо розганяти ротор за таким законом

$$n(\tau) = \begin{cases} 2n_0\tau / T & \text{if } \tau < T / 2; \\ n_0 & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (3.70)$$

В (3.70) n_0 – робоча швидкість обертання ротора.

Щоб перевірити стійкість автобалансувального режиму будемо задавати початкові умови, що відповідають режиму автобалансування. Якщо цей режим нестійкий, то вантажі його покинуть, а якщо стійкий, то будуть залишатися на ньому як завгодно довго.

Щоб перевірити стійкість третього режиму застрягання будемо задавати початкові умови, на яких вантажі зібрані разом, ротор вже розігнаний до робочої швидкості обертання, а вантажі – застрягли на третій швидкості застрягання. Також будемо надавати початкове відхилення платформи ($z_0=\text{const}$).

3.3.3. Результати дослідження стійкості усталених режимів руху вібромашини

Результати експерименту у випадку двох однакових вантажів.

На дорезонансних швидкостях обертання ротора ($n < 1$) глобально асимптотично стійкий режим застрягання Ω_1 . На рис. 3.5 зображені графіки швидкості обертання ротора, кутових швидкостей вантажів, переміщення, швидкості і прискорення платформи. Ротор розганяється до резонансної частоти ($n_0 = n_r = 1$). Ще під час розгону вантажі збираються разом, обертаються як один складений вантаж і при цьому відстають від ротора.

Відразу після закінчення розгону ротора здійснюється режим застрягання Ω_1 . Дійсна швидкість обертання вантажів коливається навколо свого середнього значення Ω_1 . При $n=1$ з (3.46) знаходимо $\Omega_1 = 0,797023$.

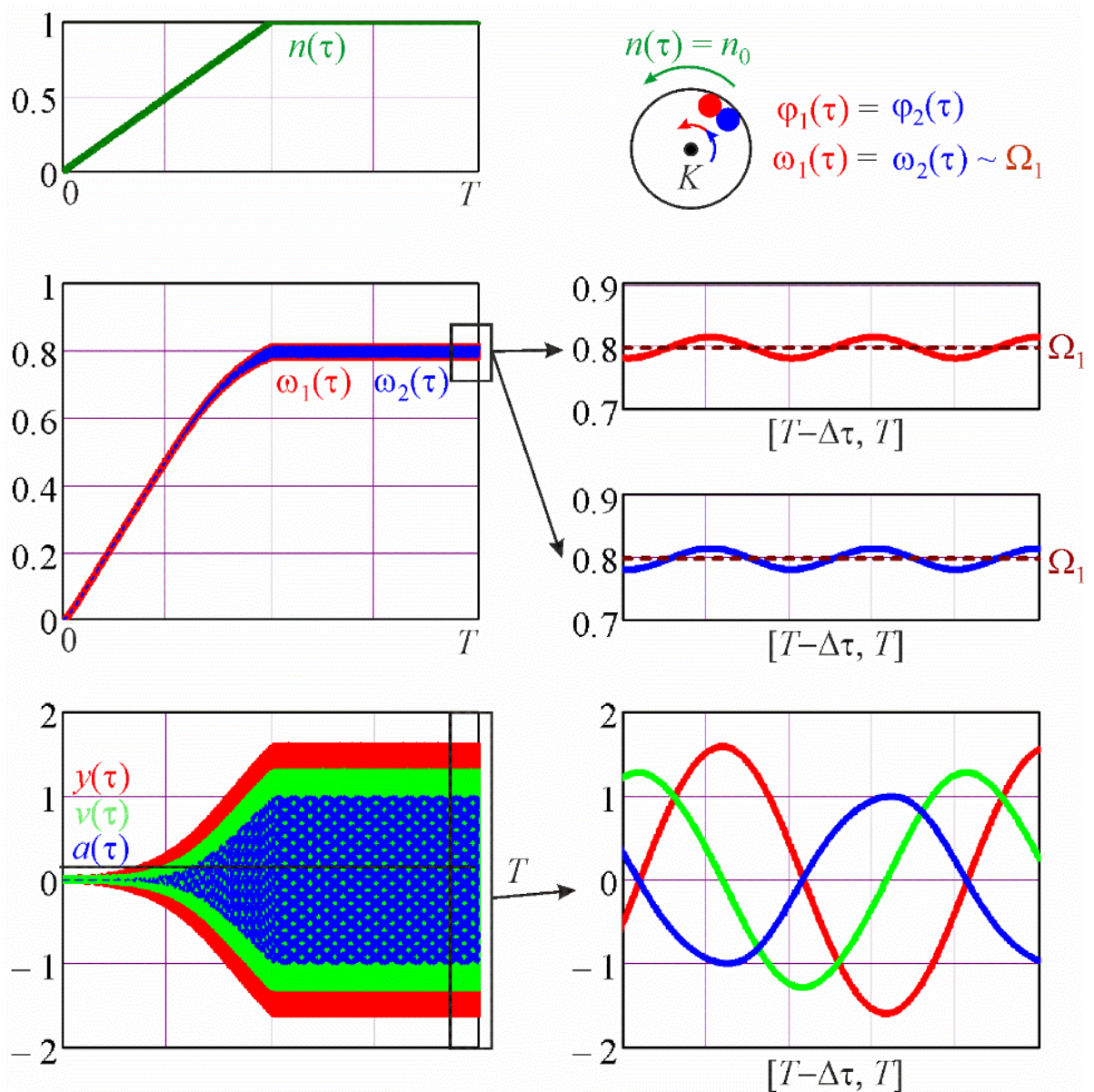


Рис. 3.5. Настання режиму застрягання Ω_1 при розгоні ротора до резонансної частоти

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 рис. 3.6 показано настання першого режиму застрягання при розгоні ротора до швидкості, дещо меншої за другу біфуркаційну, але більшу за додаткову характерну швидкість.

Вантажі при цьому застрягають на швидкості, дещо більшої за резонансну частоту ($\Omega_1 > 1$). При $n_0 = 3,57$ з (3.51) находимо

$$\Omega_1 = 1,0134222, \Omega_2 = 1,0219888, \Omega_3 = 3,1802558.$$

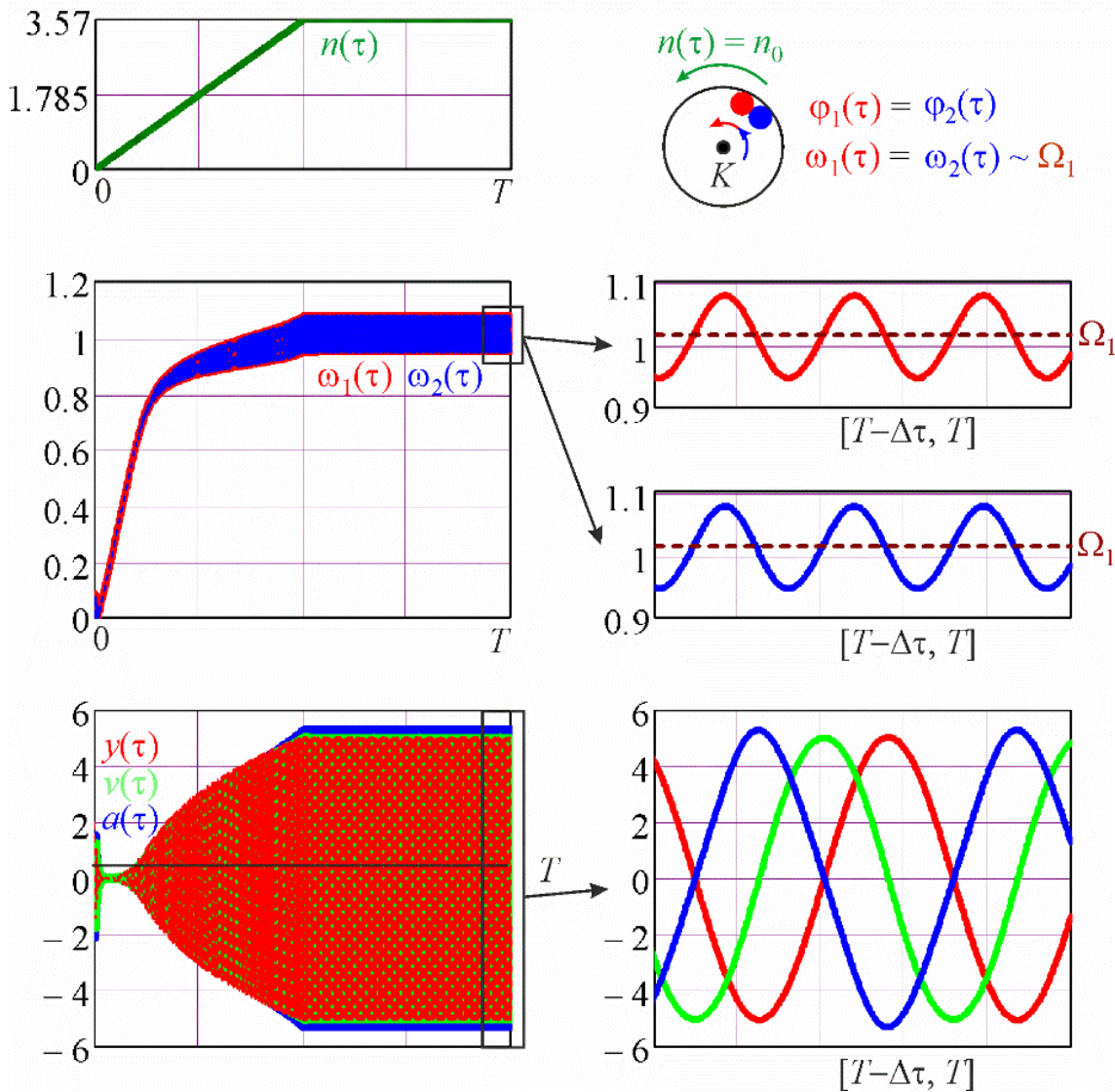


Рис. 3.6. Настання режиму застрягання Ω_1 при розгоні ротора до швидкості $n_0 = 3,57$, дещо меншої другої біфуркаційної частоти n_{b2}

Дійсна швидкість обертання вантажів коливається навколо свого середнього значення Ω_1 .

На зарезонансних швидкостях обертання ротора ($n > 1$) стає локально асимптотично стійким режим автобалансування. Цей режим із збільшенням швидкості обертання ротора збільшує область притягання. Тому автобалансувальний режим може настати і при поступовому розгоні ротора, наприклад, за умови, що вантажі зрівноважують один одного під час пуску. Цей випадок настання автобалансувального режиму показаний на рис. 3.7

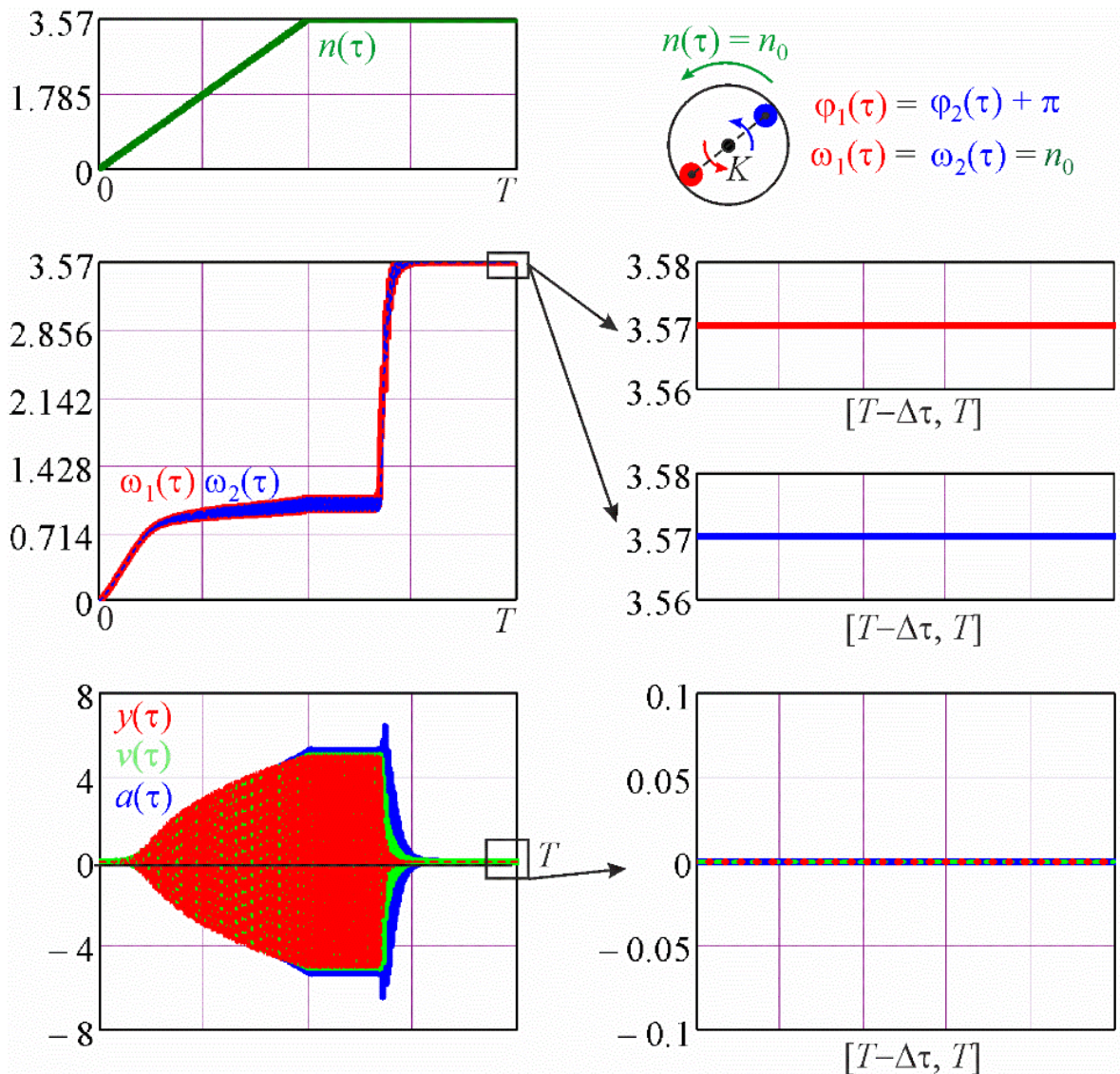


Рис. 3.7. Настання режиму автобалансування при розгоні ротора до швидкості $n_0=3,57$, дещо меншої другої біфуркаційної частоти n_{b2} за умови, що під час пуску вантажі зрівноважують один одного

На швидкостях обертання ротора, більших за першу біфуркаційну швидкість ($n > n_1$) існує і локально асимптотично стійкий третій режим застрягання Ω_3 . На рис. 3.8 показано настання третього режиму застрягання при обертанні ротора з швидкістю, дещо меншою за другу біфуркаційну. Дійсна швидкість обертання вантажів коливається навколо свого середнього значення Ω_3 . В початковий момент часу вантажі синхронно обертаються з ротором і зібрані разом, платформа відхилена від положення статичної рівноваги.

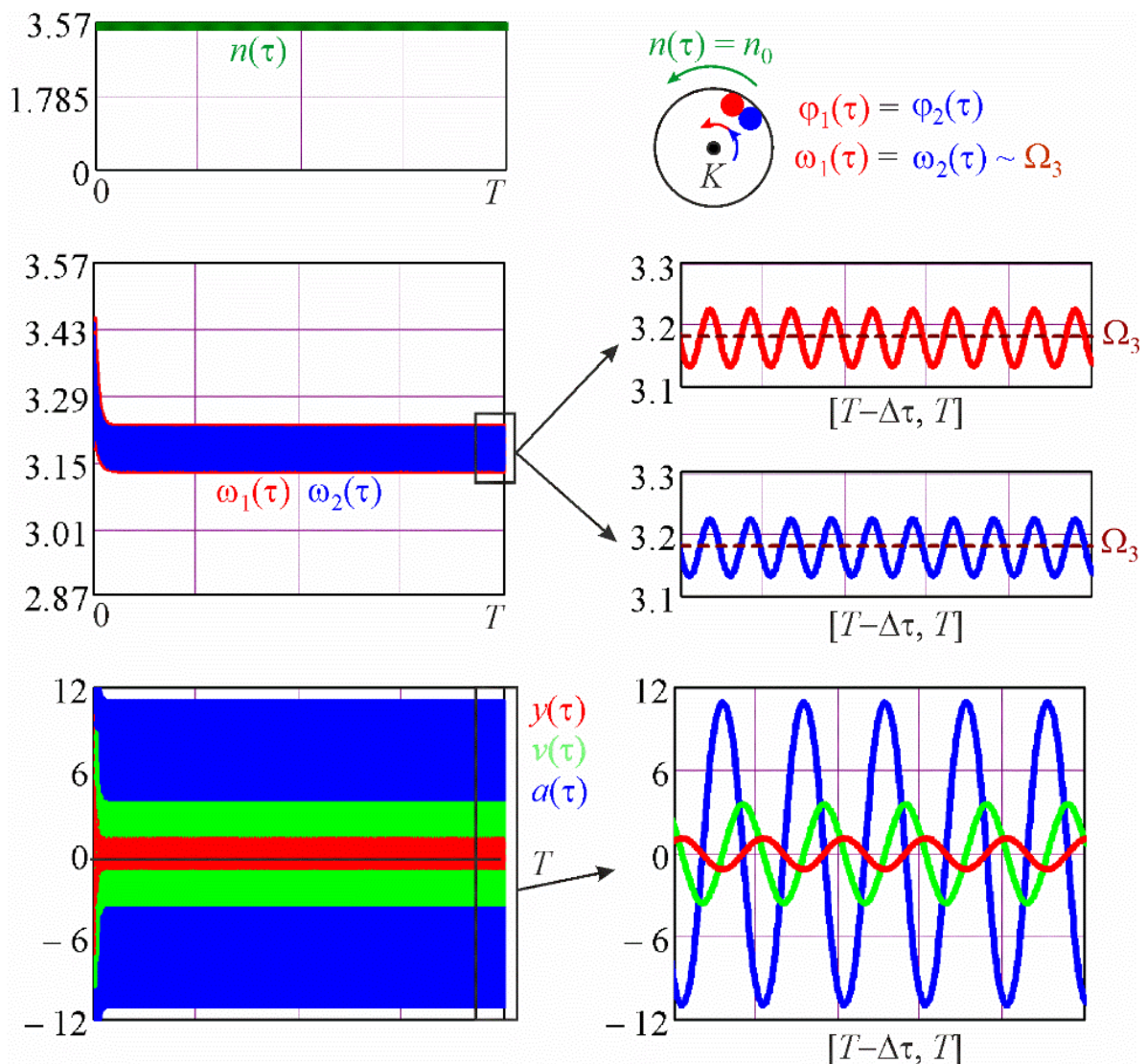


Рис. 3.8. Настання режиму застрягання Ω_3 при обертанні ротора з швидкістю $n_0=3,57$, дещо меншу другої біфуркаційної частоти n_{b2}

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.

При поступовому розгоні ротора настає автобалансувальний режим. При цьому на швидкостях, на яких не існує резонансного режиму віброзбудник – відключається. Це можна використовувати як запобіжник при перевищенні ротором другої біфуркаційної швидкості.

Результати експерименту 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.

3.4. Оцінка енергоефективності вібромашини на чисто резонансному режимі руху

3.4.1. Аналіз енергозатрат

Миттєві потужності сил в'язкого опору, що діють на платформу і на вантажі, відповідно, рівні

$$P_p(t) = bY'Y', P_c(t) = b_w R^2 (\varphi'_j - \omega) (\varphi'_j - \omega), / j = \overline{1, N} / . \quad (3.71)$$

Повна потужність, що витрачається на рух системи

$$P_\Sigma(t) = P_p(t) + P_c(t) = bY'^2 + \sum_{j=1}^N b_w R^2 (\varphi'_j - \omega)^2 . \quad (3.72)$$

Енергія, що витрачається на коливання платформи є корисною. Енергія, що витрачається на рух вантажів щодо корпусу вібробудника є втратою енергії. Коефіцієнт корисної дії визначатимемо як

$$\eta = \overline{P_p} / \overline{P_\Sigma} , \quad (3.73)$$

де риска над величиною означає величину, усереднену на певному проміжку часу.

З врахуванням (3.20) формула (3.72) прийме вигляд

$$P_\Sigma(\tau) = b\tilde{\omega}^2 \tilde{Y}^2 \dot{Y}^2 + b_w R^2 \tilde{\omega}^2 \sum_{j=1}^N (\dot{\varphi}_j - \omega / \tilde{\omega})^2 . \quad (3.74)$$

Безрозмірні потужності, що витрачаються при коливаннях платформи і рухах вантажів

$$P_p(\tau) = 2h\dot{Y}^2, P_c(\tau) = \varepsilon\beta \sum_{j=1}^N (\dot{\varphi}_j - n)^2 . \quad (3.75)$$

Поділимо рівняння (3.74) на $M_\Sigma \tilde{\omega}^3 \tilde{Y}^2$, одержимо

$$P_\Sigma(\tau) = \frac{P_\Sigma(\tau)}{M_\Sigma \tilde{\omega}^3 \tilde{Y}^2} = \frac{b}{M_\Sigma \tilde{\omega}} \dot{Y}^2 + \frac{b_w R^2}{M_\Sigma \tilde{\omega} \tilde{Y}^2} \sum_{j=1}^N (\dot{\varphi}_j - n)^2 =$$

$$= P_p(\tau) + \frac{b_w R^2}{M_\Sigma \tilde{\omega} \tilde{Y}^2} \cdot \frac{1}{\varepsilon \beta} P_c(\tau). \quad (3.76)$$

Перетворюємо

$$\frac{b_w R^2}{M_\Sigma \tilde{\omega} \tilde{Y}^2} \cdot \frac{1}{\beta} = \frac{b_w R^2}{M_\Sigma \tilde{\omega}} \cdot \frac{M_\Sigma^2}{(NmR)^2} \cdot \frac{Nm^2 \omega_r}{b_w M_\Sigma} = \frac{1}{N}.$$

Тоді

$$P_\Sigma(\tau) = P_p(\tau) + \frac{1}{\varepsilon N} P_c(\tau), \quad (3.77)$$

– правило, за яким додаються безрозмірні потужності.

3.4.2. Наближене аналітичне визначення енергозатрат і ККД вібронашини

Закон коливань платформи (3.41) при $\delta=0$ має вигляд

$$Y_0(\tau) = Y_{s0} \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + Y_{c0} \cos(\Omega\tau + \gamma_0), \quad (3.78)$$

де

$$Y_{s0} = \frac{\varepsilon \Omega^2 (1 - \Omega^2)}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}, \quad Y_{c0} = -\frac{2s h \Omega^3}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}. \quad (3.79)$$

У нульовому наближенні амплітуда резонансних коливань і коефіцієнт динамічності, відповідно, рівні

$$A(\Omega) = \sqrt{Y_{s0}^2 + Y_{c0}^2} = \frac{\varepsilon \Omega^2}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}},$$

$$C_d(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}}. \quad (3.80)$$

Амплітуда і коефіцієнт динамічності на чисто резонансних коливаннях

$$A_{m \max} \approx A(1) = s / (2h), C_{dm \max} \approx C_d(1) = 1 / (2h). \quad (3.81)$$

З (3.80), (3.81) видно, що зменшення в'язкості опор (h) збільшує як амплітуду коливань, так і коефіцієнт динамічності.

Складемо енергетичний баланс для другого рівняння в (3.30):

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_0^T \{ \ddot{\phi}_0(\tau) + \varepsilon \beta [\dot{\phi}_0(\tau) - n] + \varepsilon \ddot{y}_0(\tau) s_{x_0}(\tau) \} \cdot [\dot{\phi}_0(\tau) - n] d\tau = \\ = \varepsilon (\Omega - n) [2\beta (\Omega - n) - s_{y_{c0}} \Omega^2] / 2 = \\ = \varepsilon (\Omega - n) \left[\beta (\Omega - n) + \frac{s^2 h \Omega^5}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2} \right] = 0. \end{aligned} \quad (3.82)$$

З (3.82) випливає, що усталені режими руху можливі в двох випадках.

У першому випадку вантажі синхронно обертаються з корпусом ($\Omega=n$).

У другому випадку вантажі застрягають на кутових швидкостях, що є коріннями рівняння

$$\beta (n - \Omega) - \frac{s^2 h \Omega^5}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2} = 0. \quad (3.83)$$

Рівняння (3.83) було досліджене в п. 3.2.

Середня за проміжок часу $T=2\pi/\Omega$ безрозмірна потужність, що витрачається на подолання сил в'язкого опору в опорах платформи, наближено визначається за формулою

$$\bar{p}_p(\Omega) = \frac{1}{T} \int_0^T 2h \dot{y}_0(\tau) \cdot \dot{y}_0(\tau) d\tau = h \Omega^2 (y_{s0}^2 + y_{c0}^2) = \frac{s^2 h \Omega^6}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2}. \quad (3.84)$$

На чисто резонансних коливаннях платформа витрачає потужність

$$\bar{p}_{pm \max} = \bar{p}_p(1) = s^2 / (4h). \quad (3.85)$$

Із (3.85) видно, що для одержання більш енергійних коливань платформи треба зменшувати сили в'язкого опору в опорах.

З точністю до величин першого порядку малості включно, при русі j -го вантажу відносно корпусу віброзбудника витрачається безрозмірна потужність

$$\bar{p}_{cj}(\Omega, n) = \frac{1}{T} \int_0^T \varepsilon \beta (\dot{\varphi}_j - n) \cdot (\dot{\varphi}_j - n) d\tau \approx \frac{1}{T} \int_0^T \varepsilon \beta (\Omega - n) \cdot (\Omega - n) d\tau = \varepsilon \beta (\Omega - n)^2. \quad (3.86)$$

Сумарна втрата енергії при русі N вантажів (складеного вантажу) щодо корпусу віброзбудника

$$\bar{p}_c(\Omega, n) = N \varepsilon \beta (\Omega - n)^2. \quad (3.87)$$

Додаємо обезрозмірені і усереднені потужності за правилом (3.77), одержуємо

$$\bar{p}_\Sigma(\Omega, n) = \bar{p}_p(\Omega) + \frac{\bar{p}_c(\Omega, n)}{N \varepsilon} = \frac{s^2 h \Omega^6}{(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2} + \beta (\Omega - n)^2. \quad (3.88)$$

З (3.88) видно, що при визначені потужності одержані величини одного порядку малості, тобто точність не втрачена.

Підставляємо в (3.88) $n(\Omega)$ з (3.49), одержуємо сумарну потужність на режимі застрягання

$$\bar{p}_\Sigma(\Omega) = \bar{p}_\Sigma(\Omega, n(\Omega)) = \frac{s^2 h \Omega^6 \{ \beta [(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2] + s^2 h \Omega^4 \}}{\beta [(1 - \Omega^2)^2 + 4h^2 \Omega^2]^2}. \quad (3.89)$$

Потужність, що витрачається на чисто резонансних коливаннях

$$\bar{p}_{\Sigma \max} = \bar{p}_\Sigma(1) = \frac{s^2}{4h} \left(1 + \frac{s^4}{4\beta h} \right). \quad (3.90)$$

З (3.90) видно, що сумарна потужність збільшується із зменшенням сил в'язкого опору (h і β).

Коефіцієнт корисної дії

$$\eta(\Omega) = \frac{\bar{P}_p(\Omega)}{\bar{P}_\Sigma(\Omega)} = \frac{\beta[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2]}{\beta[(1-\Omega^2)^2 + 4h^2\Omega^2] + s^2h\Omega^4}. \quad (3.91)$$

ККД на резонансі

$$\eta_{\text{min}} = \eta(1) = 4\beta h / (s^2 + 4\beta h). \quad (3.92)$$

З (3.92) видно, що для отримання енергійних коливань платформи із одночасним збільшенням ККД віброна машини 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 .

3.4.3. Алгоритм розрахунків енергозатрат і ККД віброна машини та перевірка його ефективності

Алгоритм проведення обчислень.

1. З рівняння (3.51) визначаються дві біфуркаційні частоти застрягання вантажу $\Omega_{c1}, \Omega_{c2} : \Omega_{c2} > \Omega_{c1}$.

2. За формулою (3.49) визначаються дві відповідні біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора $n_{b1} = n(\Omega_{c1}), n_{b2} = n(\Omega_{c2}) : n_{b1} < n_{b2}$.

3. Для кожного режиму застрягання, за формулою (3.49) обчислюються у параметричному вигляді відповідні амплітуди коливань

$$\begin{aligned} A_1(\Omega) &= A(\Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \\ A_2(\Omega) &= A(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ A_3(\Omega) &= A(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty). \end{aligned} \quad (3.93)$$

За результатами обчислень у площині (n, A) будуються графіки $(n_j(\Omega), A_j(\Omega))$, $j=1,2,3$.

4. Для кожного режиму застрягання, за формулою (3.89) обчислюються у параметричному вигляді відповідні сумарні потужності:

$$\begin{aligned}\bar{p}_{\Sigma 1}(\Omega) &= \bar{p}_{\Sigma}(\Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \\ \bar{p}_{\Sigma 2}(\Omega) &= \bar{p}_{\Sigma}(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ \bar{p}_{\Sigma 3}(\Omega) &= \bar{p}_{\Sigma}(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty).\end{aligned}\quad (3.94)$$

За результатами обчислень у площині (n, \bar{p}_{Σ}) будуються графіки $(n_j(\Omega), \bar{p}_{\Sigma j}(\Omega)), /j=1,2,3/$.

4. Для кожного режиму застрягання, за формулою (3.91) обчислюються у параметричному вигляді відповідні ККД:

$$\begin{aligned}\eta_1(\Omega) &= \eta(\Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; \\ \eta_2(\Omega) &= \eta(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \\ \eta_3(\Omega) &= \eta(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c2}, +\infty).\end{aligned}\quad (3.95)$$

За результатами обчислень у площині (n, η) будуються графіки $(n_j(\Omega), \eta_j(\Omega)), /j=1,2,3/$.

Перевірка ефективності алгоритму розрахунків.

Перевірку алгоритму проводимо при наступних розрахункових даних:

$$\beta=100; h=0,01; \varepsilon=0,05; N=1; s=1.\quad (3.96)$$

З (3.51) знаходимо дві біфуркаційні швидкості застрягання складеного вантажу

$$\Omega_{c1} = 1,00035; \Omega_{c2} = 1,03573.\quad (3.97)$$

З (3.49) знаходимо дві біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора і додаткову характерну швидкість

$$n_{b1} = n(\Omega_{c2}) = 1,05657; n^* = n(1) = 1,25; n_{b2} = n(\Omega_{c1}) = 1,25031.\quad (3.98)$$

З (3.81), (3.90) і (3.92), відповідно, знаходимо найбільший коефіцієнт динамічності, найбільшу усереднену потужність і найменший ККД:

$$C_{dm\ max} = 50, \bar{P}_{\Sigma\ max} = 31.25, \eta_{m\ in} = 80\% . \quad (3.99)$$

Результати досліджень показані на рис. 3.9.

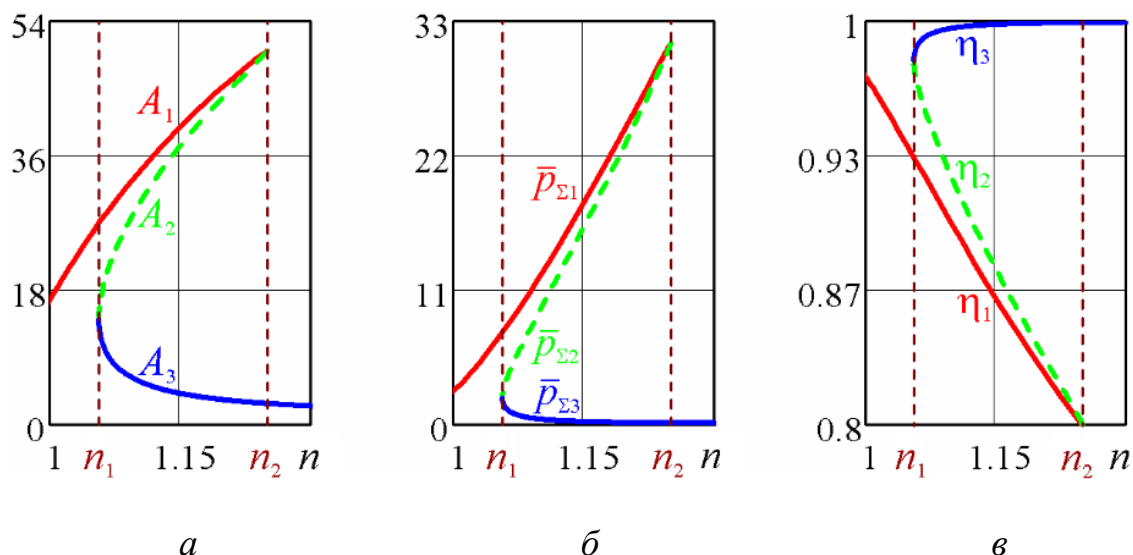


Рис. 3.9. Графіки залежності від швидкості обертання ротора безрозмірних: *a* – амплітуди коливань (АЧХ); *б* – усередненої сумарної потужності; *в* – ККД

З рис. 3.9 видно, що всі величини, що характеризують певний режим застрягання монотонно змінюються. Із зростанням швидкості обертання ротора від 0 до n_{b2} монотонно зростає амплітуда коливань і усереднена сумарна потужність першого режиму застрягання. При цьому монотонно зменшується ККД віброна машини (від 97 до 80 відсотків).

Якщо врахувати, що швидкість обертання асинхронного електродвигуна може складати 500, 750, 1000, 190500, 3000 *об/хв*, то відкриваються широкі можливості з конструювання резонансних машин, платформи яких коливаються з частотами $8 \div 50$ Гц. Для розглядуваного прикладу, під час роботи віброна машини, паспортну швидкість обертання електродвигуна треба буди змінювати не більше

ніж на 25 відсотків. Така зміна дозволить працювати машині як з мінімальними, так і максимальними амплітудами білярезонансних коливань.

3.5. Аналітичне дослідження режимів застрягання

3.5.1. Пошук швидкостей застрягання складеного вантажу методом малого параметру

Знайдемо наближено корені полінома (3.51) залежно від швидкості обертання ротора n . Для цього розкладемо корні за степенями малих параметрів і залишимо тільки додатні дійсні корні.

1. У випадку малих швидкостей обертання ротора $n \ll 1$ ($n \sim \varepsilon$) у полінома (3.46) єдиний дійсний корінь, близький до n :

$$\Omega_1 \approx n(1 - \chi n^4). \quad (3.100)$$

2. У випадку, коли ротор швидко обертається $n \gg 1$ ($n \sim 1/\varepsilon$) у полінома (3.46) єдиний дійсний корінь, еквівалентний, але менший за n :

$$\Omega_1 \approx \frac{n}{1 + \chi} - \frac{2\chi(1 - 2h^2)}{n}. \quad (3.101)$$

3. Розглядаємо випадок швидкостей обертання ротора, еквівалентних 1 ($n \sim 1$). При цьому робимо додаткові припущення про малість параметрів h , χ (малості сили в'язкого тертя в опорах, малості відношення маси вантажів до маси системи, малості сили в'язкого опору руху вантажів тощо).

3.1. У випадку, коли $\chi \sim \varepsilon$, $h \sim \varepsilon$ і $n \sim 1$ (кутова швидкість обертання ротора еквівалентна одиниці), у полінома (3.46) три дійсних кореня

$$\Omega_{1/2} \approx 1 \mp \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\chi}{n-1} + \frac{\chi(4n-3)}{8(n-1)^2}}, \quad \Omega_3 \approx n - \frac{\chi n^5}{(n^2-1)^2}. \quad (3.102)$$

Видно, що дійсні $\Omega_{1/2}$ існують тільки на зарезонансних швидкостях обертання ротора ($n > 1$) і розкладання придатні на деякому віддаленні від резонансної частоти $|n-1| \gg 1$.

У зв'язку з результатами п.п. 3.2.2 необхідно визначити, на якій характерній швидкості обертання ротора з'являються дві частоти застрягання складеного вантажу і на який – дві частоти зникають.

3.2. У випадку, коли $|n-1| \sim \sqrt[3]{\varepsilon}$, $\chi, h \sim \varepsilon$ – ротор обертається із близько резонансною швидкістю, у полінома (3.46) один або три дійсних кореня, еквівалентних 1:

$$\Omega_i \approx 1 + \sqrt[3]{\varepsilon} \tilde{\Omega}_i, \quad / i=1,2,3/, \quad n=1 + \sqrt[3]{\varepsilon} v, \quad (3.103)$$

де v – параметр, еквівалентний 1, а $\tilde{\Omega}_i$ – корні кубічного рівняння

$$f(\tilde{\Omega}) = c_0 \tilde{\Omega}^3 + c_1 \tilde{\Omega}^2 + c_2 \tilde{\Omega} + c_3 = 0, \quad c_0 = 1, \quad c_1 = -v, \quad c_2 = 0, \quad c_3 = \chi / 4. \quad (3.104)$$

У кубічного рівняння (3.104) будуть існувати три дійсних кореня за виконанням такої умови

$$\Delta = -c_1^2 c_2^2 + 4c_1^3 c_3 + 27c_0^2 c_3^2 - 18c_0 c_1 c_2 c_3 + 4c_0 c_2^3 < 0.$$

Підставляючи в її коефіцієнти з (3.104), одержимо

$$\Delta = -\chi (16v^3 - 27\chi) / 16 < 0.$$

Ця умова буде виконуватися, якщо

$$v > 3\sqrt[3]{4\chi} / 4, \quad (n > 1 + 3\sqrt[3]{4\chi} / 4).$$

Отже, перша біфуркаційна швидкість обертання ротора

$$n_{b1} \approx 1 + 3\sqrt[3]{4\chi} / 4. \quad (3.105)$$

Тоді, якщо $n < n_{b1}$, то у платформи один двочастотний режим руху, а якщо $n > n_{b1}$, то – три.

Дві характерні швидкості n_{b1}, n^* будуть існувати за умови, що $n_{b1} < n^*$. Використовуючи (3.55) і (3.105), знаходимо умову, при якій це можливо:

$$1 + \frac{3}{4} \sqrt[3]{4\chi} < 1 + \frac{\chi}{4h^2}, \quad 0 < \frac{\chi}{4h^2} - \frac{3}{4} \sqrt[3]{4\chi}, \quad \frac{\chi}{h^2 \sqrt[3]{4\chi}} > 3, \quad \frac{\chi^2}{h^6} > 4 \cdot 27.$$

Звідси знаходимо

$$\chi/h^3 > 6\sqrt{3} \quad (s/\beta h^2 > 6\sqrt{3}). \quad (3.106)$$

Враховуючи співвідношення малості між параметрами, робимо висновок, що ця умова виконується практично у всіх важливих для практики випадках. Зокрема, умова виконується якщо вантажі утворюють неврівноваженість, еквівалентну 1 ($s \sim 1$) і малими є сили зовнішніх й внутрішніх сил опору ($\beta, h \ll 1$).

Якщо $n = n_{b1}$, то корні кубічного рівняння (3.104) визначаються рівностями

$$\tilde{\Omega}_1 = -\sqrt[3]{4\chi}/4, \quad \tilde{\Omega}_{2,3} = \sqrt[3]{4\chi}/2.$$

Тоді, з врахуванням (3.103), частоти застрягання складеного вантажу приблизно визначаються рівностями

$$\Omega_1 \approx 1 - \sqrt[3]{4\chi}/4, \quad \Omega_{2,3} \approx 1 + \sqrt[3]{4\chi}/2. \quad (3.107)$$

За виглядом кубічного рівняння в (3.104) робимо висновок, що у нього для будь-яких $v \sim 1$ завжди існує від'ємний корінь і з ростом v з'являються ще два додатні корені. Тому у платформи при будь-яких $v \sim 1$ завжди існує один двочастотний режим руху із частотою застрягання складеного вантажу, меншою 1. З ростом кутової швидкості з'являються ще два двочастотних режиму руху із частотами застрягання складеного вантажу більшими 1.

Зробимо в (3.104) заміну параметра v і змінної $\tilde{\Omega}$:

$$v = \frac{3}{4} \sqrt[3]{4\chi} (1 + w), \quad \tilde{\Omega} = \frac{z}{2} \sqrt[3]{4\chi}. \quad (3.108)$$

Тоді кубічне рівняння в (3.104), з точністю до постійного множника, прийме вигляд

$$\tilde{f}(z) = 2z^3 - 3z^2(1+w) + 1 = 0. \quad (3.109)$$

Коріння полінома (3.109) мають такі розкладання по w :

$$z_1 \approx -\frac{1}{2}(1-w/3), \quad z_{2/3} = 1 \mp \sqrt{w} + \frac{2}{3}w.$$

Остаточно, у параметричному вигляді, приблизно знаходимо наступні частоти застрягання вантажів

$$\Omega_1 \approx 1 - \frac{1}{4}\sqrt[3]{4\chi}(1-w/3), \quad \Omega_{2/3} \approx 1 + \frac{1}{2}\sqrt[3]{4\chi}(1 \mp \sqrt{w} + 2w/3),$$

$$n = 1 + \frac{3}{4}\sqrt[3]{4\chi}(1+w), \quad (3.110)$$

де w – параметр. Для того, щоб одержати розв'язок у явному виді, треба в (3.110) підставити

$$w = \frac{4(n-1)}{3\sqrt[3]{4\chi}} - 1. \quad (3.111)$$

3.3. У випадку, коли ротор швидко обертається $n \sim 1/\varepsilon^2$, і малі сили опору руху вантажів $h \sim \varepsilon$ у полінома (3.46) один або три дійсні корені:

$$\Omega_{1/2} \approx 1 \mp \sqrt{\frac{\chi - 4h^2n}{4n}}, \quad \Omega_3 \approx \frac{n}{1+\chi} - \frac{2\chi}{n}, \quad (3.112)$$

причому $\Omega_{1,2}$ дійсні при виконанні такої умови

$$n < n_{b2}, \quad n_{b2} \approx \chi/4h^2. \quad (3.113)$$

Видно, що $n_{b2} \gg 1$, і $n_{b2} \approx n^*$.

Для уточнення другої біфуркаційної швидкості n_{b2} , при перевищенні якої перестають існувати дві перші частоти застрягання складеного вантажу $\Omega_{1,2}$, будемо її й відповідний критичний корінь шукати у вигляді

$$n_{b2} = \frac{\chi}{4h^2} + r_0 + r_1 h + \dots, \quad \Omega_{c1,2} = 1 + \omega_{3/2} (h)^{3/2} + \omega_2 h^2 + \dots, \quad (3.114)$$

де r_i, ω_i – коефіцієнти розкладань. У результаті одержуємо біфуркаційну швидкість і відповідний їй критичний корінь в такому вигляді

$$n_{b2} \approx \frac{\chi}{4h^2} + 1 + \frac{9}{16}\chi + \frac{3}{2}\left(1 + \frac{27}{32}\chi\right)h^2, \quad \Omega_{c1,2} \approx 1 + \frac{3}{2}h^2. \quad (3.115)$$

В околі біфуркаційної швидкості

$$n \approx \frac{\chi}{4h^2} + 1 + \frac{9}{16}\chi + \sigma h^2, \quad \Omega_{1/2} \approx 1 + \frac{3}{2}h^2 \mp h^3 \sqrt{\frac{96 + 81\chi - 64\sigma}{16\chi^2}}, \quad (3.116)$$

де σ – дійсний параметр, еквівалентний 1.

Видно, що критичні корені трохи більші 1 і зникають на швидкості n_{b2} , що трохи перевищує n^* .

4. У випадку, коли $\chi \ll 1$ ($\chi \sim \varepsilon, \varepsilon \ll 1$) (маса вантажу набагато менше маси ротора, а сили внутрішнього опору кінцеві), у полінома (3.46) єдиний дійсний корінь, близький до n :

$$\Omega_1 \approx n - \frac{\chi n^5}{(n^2 - 1)^2 + 4h^2 n^2}. \quad (3.117)$$

5. У випадку, коли $\chi \gg 1$ ($\chi \sim 1/\varepsilon, \varepsilon \ll 1$) (малі сили зовнішнього опору $\beta \sim \varepsilon$) у полінома (3.46) єдиний дійсний корінь і при $n \sim 1$ він менше 1:

$$\Omega_1 \approx \sqrt[5]{n/\chi}. \quad (3.118)$$

Одержані результати досліджень занесені в табл. 3.2. Таблиця призначена для наближеного обчислення частот застрягання складеного вантажу залежно від швидкості обертання ротора й співвідношень малості між параметрами системи.

Частоти застрягання вантажів (Ω_i) для різних швидкостей обертання ротора (n)

№ п/п	Співвідношення малості між параметрами	Частоти застрягання вантажів – розкладання корінь полінома (36)
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	$\chi \sim 1/\varepsilon, \varepsilon \ll 1$	$\Omega_1 \approx \sqrt[5]{n/\chi}$

Із усіх теоретично можливих усталених режимів руху вібротомашини на практиці будуть здійснюватися тільки стійкі рухи.

3.5.2. Уточнення біфуркаційних швидкостей і критичних частот застрягання методом малого параметру

Порядок пошуку критичних частот застрягання складеного вантажу і відповідних біфуркаційних швидкостей обертання ротора:

1) шукаємо корінь поліному (3.51) у вигляді усіченого ряду за степенями малого параметра;

2) знайдене розкладання підставляємо в (3.49), а одержаний вираз розкладаємо за степенями малого параметра, і в результаті одержуємо відповідну біфуркаційну швидкість у вигляді усіченого ряду;

3) перевіряємо, чи не була втрачена точність при використанні замість кореня поліному (3.51) усіченого ряду.

З (3.49) видно, що $n(\Omega)$ – непарна функція. З (3.51) видно, що якщо Ω є кореням рівняння (3.51), то і $-\Omega$ є кореням цього рівняння. Тому надалі шукатимемо тільки додатні біфуркаційні частоти застрягання складеного вантажу. При цьому швидкість обертання ротора буде додатною.

Нульове наближення. При $\chi=0$, $h=0$ з (3.51) одержуємо наступне рівняння для пошуку критичних частот застрягання складеного вантажу

$$F_0(\Omega) = (\Omega - 1)^4 (\Omega + 1)^4 .$$

Отже, у нульовому наближенні

$$\Omega_{1-4}^{(0)} = 1, \Omega_{5-8}^{(0)} = -1 . \quad (3.119)$$

З (3.49) при $\chi=0$, $h=0$ одержуємо відповідні біфуркаційні швидкості у нульовому наближенні

$$n_{b1,2}^{(0)}(1) = 1. \quad (3.120)$$

Наступні наближення. Для визначення співвідношень малості між параметрами знайдемо

$$F(1) = 4h^2(3\chi + 4h^2).$$

Щоб у розкладаннях врахувати як h , так і χ , вважатимемо, що

$$h \ll 1, \chi = Xh^2 \quad (\chi \sim h^2, X \sim 1). \quad (3.121)$$

Шукаємо критичні частоти застрягання складеного вантажу у вигляді усіченого ряду за степенями h .

Знаходимо першу кратну частоту застрягання з точністю до величин другого порядку малості включно:

$$\begin{aligned} \Omega_{c2,3} &\approx 1 + \Omega_{2,3}^{(2/3)} h^{2/3} + \Omega_{2,3}^{(4/3)} h^{4/3} + \Omega_{2,3}^{(2)} h^2 = 1 + \sqrt[3]{\frac{X}{2}} h^{2/3} + \frac{(X-2)}{3} \sqrt[3]{\frac{2}{X}} h^{4/3} - \frac{(4+7X)}{6X} h^2 = \\ &= 1 + \sqrt[3]{\frac{\chi}{2}} + \frac{(\chi - 2h^2)}{3} \sqrt[3]{\frac{2}{\chi}} - \frac{h^2(4h^2 + 7\chi)}{6\chi}. \end{aligned} \quad (3.122)$$

Підставляємо (3.122) в (3.49). Підставляємо в одержаний вираз (3.121). Одержане розкладаємо в ряд за степенями h , одержуємо відповідну біфуркаційну (характерну) швидкість обертання ротора

$$n_{b1} \approx 1 + \frac{3}{4} \sqrt[3]{4X} h^{2/3} + \frac{(2X-1)}{2} \sqrt[3]{\frac{2}{X}} h^{4/3} + h^2 \frac{(53X^2 - 56X - 16)}{48X}$$

$$= 1 + \frac{3}{4} \sqrt[3]{4\chi} + \frac{(2\chi - h^2)}{2} \sqrt[3]{\frac{2}{\chi}} + \frac{53}{48} \chi - \frac{7}{6} h^2 - \frac{h^4}{3\chi}. \quad (3.123)$$

Перша біфуркаційна швидкість обертання ротора визначена з точністю до величин другого порядку малості включно. Можна перевірити, що при цьому точність визначення цієї швидкості не втрачена.

Аналогічно знаходимо другу кратну частоту застрягання вантажу з точністю до величин четвертого порядку малості включно:

$$\begin{aligned} \Omega_{c1,2} &\approx 1 + \Omega^{(2)} h^2 + \Omega^{(4)} h^4 = 1 + \frac{3X + 4}{2X} h^2 + \frac{9X^3 + 30X^2 + 48X + 32}{2X^3} h^4 = \\ &= 1 + h^2 \frac{3\chi + 4h^2}{2\chi} + h^4 \frac{9\chi^3 + 30h^2\chi^2 + 48h^4\chi + 32h^6}{2\chi^3}. \end{aligned} \quad (3.124)$$

Підставляємо (3.124) в (3.49). Підставляємо в одержаний вираз (3.121). Одержане розкладаємо в ряд за степенями h , одержуємо другу біфуркаційну швидкість обертання ротора

$$\begin{aligned} n_{b2} &\approx \frac{X}{4} + 1 + h^2 \frac{(3X + 4)^2}{16X} + h^4 \frac{(3X + 4)^2 (9X^2 + 8X + 16)}{64X^3} = \\ &= \frac{\chi}{4h^2} + 1 + \frac{(3\chi + 4h^2)^2}{16\chi} + \frac{(3\chi + 4h^2)^2 (9\chi^2 + 8h^2\chi + 16h^4)}{64\chi^3} h^2. \end{aligned} \quad (3.125)$$

Друга біфуркаційна швидкість обертання ротора визначена з точністю до величин четвертого порядку малості включно. Можна перевірити, що при цьому точність визначення цієї швидкості не втрачена.

Висновки розділу 3

1. Фізико-математична модель одномасової вібромашини.

1.1. Побудована узагальнена модель одномасної вібромашини з поступальним рухом платформи й вібробудником кульового, роликового або маятникового типу.

1.2. Виведені диференціальні рівняння руху вібромашини. Рівняння приведені до вигляду, що не залежить від типу вібробудника. Отримані рівняння застосовні як для аналітичного дослідження динаміки відповідних вібромашин, так і для проведення обчислювальних експериментів.

2. Вигляд двочастотних режимів руху вібромашини.

2.1. Одномасна вібромашина має режими усталеного руху, близькі до двочастотних. На цих рухах вантажі в вібробуднику створюють постійну незрівноваженість, не можуть наздогнати ротор і застряють на певній частоті. Цим вантажі працюють як перший вібробудник що збуджує вібрації із частотою застрягання вантажів. Другий вібробудник утворюється дебалансною масою, на корпусі вібробудника. Він збуджує більш швидкі вібрації із частотою обертання ротора.

2.2. Незважаючи на сильну асиметрію опор, вібробудник 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 %.

2.3. Коли малі сили зовнішнього й внутрішнього опору, маса вантажів набагато менше маси платформи існують три характерні швидкості обертання ротора. Ці швидкості більше резонансної частоти коливань платформи. При цьому:

– на швидкостях обертання ротора, менших першої характерної швидкості, існує єдина частота застрягання вантажів, причому вона менше резонансної частоти коливань платформи;

– на зарезонансних швидкостях обертання ротора, розташованих між першою й другою характерними швидкостями, існують три частоти застрягання вантажів, серед яких тільки одна дорезонансна;

– на зарезонансних швидкостях обертання ротора, розташованих між другою і третьою характерними швидкостями, існують три частоти застрягання вантажів, причому всі вони зарезонансні;

– на зарезонансних швидкостях обертання ротора, що перевищують третю характерну швидкість, існує єдина частота застрягання вантажів, причому вона зарезонансна й близька до швидкості обертання ротора.

3. Стійкість режимів застрягання.

3.1. У випадку одного вантажу:

– 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 зі значно більшою частотою обертання вантажів. При цьому значно падає амплітуда коливань платформи, але збільшується їх частота. Це можна використовувати для створення комбінованої вібронашини, що працює як в резонансному, так і в нерезонансному режимах.

3.2. У випадку двох однакових вантажів:

– при обертанні ротора з швидкостями, меншими за першу біфуркаційну швидкість n_1 глобально асимптотично стійкий режим застрягання Ω_1 ;

– при обертанні ротора з швидкостями, більшими за резонансну частоту n_p і меншими за першу біфуркаційну швидкість n_{b1} , локально асимптотично стійкі режими застрягання Ω_1 і автобалансування;

– 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) і режим автобалансування, а парний режим (Ω_2) – нестійкий;

– при обертанні ротора з швидкостями, більшими за другу біфуркаційну швидкість n_{b2} локально асимптотично стійкі режими застрягання Ω_3 і автобалансування.

При поступовому розгоні ротора до швидкості, що перевищує n_{b2} настає автобалансувальний режим. При цьому на швидкостях, на яких не існує резонансного режиму віброзбудник – відключається. Це можна використовувати як запобіжник при перевищенні ротором другої біфуркаційної швидкості.

3.3. Ефективним методом дослідження режимів застрягання є розроблений метод, заснований на параметричному розв'язку рівняння пошуку частот застрягання і на теорії біфуркації рухів.

4. Енергоефективність.

4.1. В розглядуваному віброзбуднику реалізується своєрідна фрикційна передача. Рух вантажам від електродвигуна передають сили в'язкого опору, що діють на вантажі при русі відносно корпусу. Але ці сили і розсіюють при цьому енергію. Аналіз енергозатрат вібромашини показує, що під час її роботи енергія витрачається на коливання платформи і розсіюється через рух складеного вантажу відносно корпусу віброзбудника.

4.2. На невеликих швидкостях обертання ротора внутрішніх сил в'язкого опору не достатньо і тому складений вантаж застрягає на швидкостях, дещо менших за резонансну. Це знижує амплітуду коливань платформи. Із збільшенням швидкості обертання ротора більші сили в'язкого опору більше розганяють складений вантаж. Швидкість обертання вантажу наближається до резонансної і амплітуда коливань платформи збільшується. Але складений вантаж при цьому все більше відстає від корпусу, в зв'язку з чим зростає непродуктивна втрата енергії і зменшується ККД вібромашини. На чисто резонансному режимі руху вібромашини досягають (майже) максимального значення амплітуда коливань платформи, коефіцієнт динамічності, сумарна усереднена потужність сил в'язкого опору. При цьому ККД досягає (майже) мінімального значення. 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 .

4.3. Ефективним є алгоритм розрахунків, побудований на параметричному розв'язанні задачі з визначення основних динамічних характеристик коливального руху. При цьому за параметр приймається кутова швидкість застрягання складеного вантажу. З застосуванням алгоритму встановлено, що із зростанням швидкості обертання ротора від 0 до другої біфуркаційної швидкості монотонно зростає амплітуда коливань і усереднена сумарна потужність першого режиму застрягання. При цьому монотонно зменшується ККД вібромашини (від 97 до 80 відсотків). Алгоритм можна використовувати для швидкого розрахунку основних динамічних параметрів вібромашини, для підбору конструкційних параметрів вібромашини методом послідовних спроб тощо.

5. Аналітичне дослідження режимів застрягання.

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

5.2. Для дослідження динаміки дво- і трьохмасових вібростанин з вібробудниками кульового, роликового чи маятничкового типу будемо використовувати розроблений метод досліджень, заснований на параметричному розв'язанні рівняння частот і елементах теорії біфуркації рухів.

РОЗДІЛ 4. ДИНАМІКА ДВОМАСОВИХ ВІБРОМАШИН

Побудована узагальнена модель двомасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформ і вібробудником шарового, роликового або маятничкового типу.

Розробленими у розділі 3 аналітично-числовими методами досліджено динаміку зазначеної вібромашини. Зокрема, знайдені двочастотні режими руху вібромашини, досліджені їх кількість, умови існування і стійкість.

Синтезована двомасова резонансна протифазна вібромашина. Аналітично і числовими методами досліджена її динаміка.

4.1. Фізико-математична модель двомасової вібромашини

4.1.1. Опис узагальненої моделі двомасової вібромащини, диференціальні рівняння руху

Модель двомасової вібромащини зображено на рис. 4.1. Вібромашина 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} .

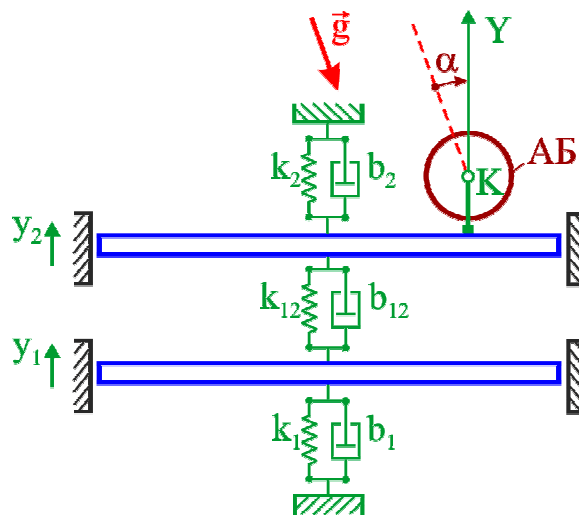


Рис. 4.1. Узагальнена модель двомасової вібромащини – кінематика руху платформи (схема повернена на кут α)

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 віброзбудник – кульовий, роликовий (рис. 3.1, б) або маятниковий (рис. 3.1, в). Докладний опис віброзбудника наведено у розділі 3.

Диференціальні рівняння руху першої й другої платформ:

$$\begin{aligned} M_1 Y_1'' + b_1 Y_1' + k_1 Y_1 + b_{12} (Y_1' - Y_2') + k_{12} (Y_1 - Y_2) &= 0, \\ M_{2\Sigma} Y_2'' + b_2 Y_2' + k_2 Y_2 + b_{12} (Y_2' - Y_1') + k_{12} (Y_2 - Y_1) + S_y'' &= S_d \omega^2 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (4.1)$$

де $M_{2\Sigma} = M_2 + M_k + Nm + \mu$.

Диференціальні рівняння руху вантажів:

$$\kappa m R \varphi_j'' + b_w R (\varphi_j' - \omega) + m g \cos(\varphi_j - \alpha) + m Y_2'' \cos \varphi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} /, \quad (4.2)$$

де для кулі, ролика й маятника, відповідно,

$$\kappa = 7/5, \quad \kappa = 3/2, \quad \kappa = 1 + J_c / (m R^2). \quad (4.3)$$

Зазначимо, що вигляд диференціальних рівнянь руху (4.1) і (4.2) не залежить від типу віброзбудника.

Сума проекцій усіх сил, що діють на фундамент чи станіну

$$R_y = k_1 Y_1 + b_1 Y_1' + k_2 Y_2 + b_2 Y_2'. \quad (4.4)$$

За певних умов при протифазному русі платформ $R_y \sim 0$.

4.1.2. Приведення рівнянь руху до безрозмірного вигляду

Введемо безрозмірні змінні й час

$$Y_1 = Y_1 / (\rho \tilde{Y}), \quad Y_2 = Y_2 / \tilde{Y}, \quad s_x = S_x / \tilde{S}, \quad s_y = S_y / \tilde{S}, \quad \tau = \tilde{\omega} t, \quad (4.5)$$

де $\tilde{Y}, \rho, \tilde{S}, \tilde{\omega}$ – характерні масштаби, які будуть обрані пізніше.

Тоді рівняння руху (4.1) і (4.2) приймуть вигляд

$$\begin{aligned}
 M_1 \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \rho \ddot{Y}_1 + b_1 \tilde{\omega} \tilde{Y} \rho \dot{Y}_1 + k_1 \tilde{Y} \rho Y_1 + b_{12} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\rho \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) + k_{12} \tilde{Y} (\rho Y_1 - Y_2) &= 0, \\
 M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \ddot{Y}_2 + b_2 \tilde{\omega} \tilde{Y} \dot{Y}_2 + k_2 \tilde{Y} Y_2 - b_{12} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\rho \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) - k_{12} \tilde{Y} (\rho Y_1 - Y_2) + \tilde{S} \tilde{\omega}^2 \ddot{S}_Y &= S_d \omega^2 \sin \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \tau, \\
 \kappa m R^2 \tilde{\omega}^2 \ddot{\phi}_j + b_w R^2 \tilde{\omega} (\dot{\phi}_j - \omega / \tilde{\omega}) + m R g \cos(\phi_j - \alpha) + & \\
 + m R \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \ddot{Y}_2 \cos \phi_j = 0, / j = \overline{1, N} / , & \quad (4.6)
 \end{aligned}$$

де точка над величиною позначає похідну по τ .

Поділимо перше й друге рівняння на $M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y}$, а третє – на $\kappa m R^2 \tilde{\omega}^2$, одержимо

$$\begin{aligned}
 \rho \frac{M_1}{M_{2\Sigma}} \left(\ddot{Y}_1 + \frac{b_1}{M_1 \tilde{\omega}} \dot{Y}_1 + \frac{k_1}{M_1 \tilde{\omega}^2} Y_1 \right) + \frac{b_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\rho \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) + \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (\rho Y_1 - Y_2) &= 0, \\
 \ddot{Y}_2 + \frac{b_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} \dot{Y}_2 + \frac{k_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} Y_2 - \frac{b_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\rho \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) - \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (\rho Y_1 - Y_2) + & \\
 + \frac{\tilde{S}}{M_{2\Sigma} \tilde{Y}} \ddot{S}_Y = \frac{S_d \omega^2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y}} \sin \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \tau = 0, & \\
 \ddot{\phi}_j + \frac{b_w}{\kappa m \tilde{\omega}} \left(\dot{\phi}_j - \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \right) + \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2} \cos(\phi_j - \alpha) + \frac{\tilde{Y}}{\kappa R} \ddot{Y}_2 \cos \phi_j = 0, / j = \overline{1, N} / . & \quad (4.7)
 \end{aligned}$$

Введемо нові безрозмірні параметри й характерний масштаб:

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \frac{b_1}{2M_1 \tilde{\omega}}, \quad h_{12} = \frac{b_{12}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad h_2 = \frac{b_2}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \\
 \rho &= \frac{M_{2\Sigma}}{M_1}, \quad n = \frac{\omega}{\tilde{\omega}}, \quad \tilde{Y} = \frac{\tilde{S}}{M_{2\Sigma}}, \quad \varepsilon = \frac{\tilde{Y}}{\kappa R} = \frac{\tilde{S}}{\kappa R M_{2\Sigma}}, \\
 n_1^2 &= \frac{k_1}{M_1 \tilde{\omega}^2}, \quad n_{12}^2 = \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad n_2^2 = \frac{k_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2},
 \end{aligned}$$

$$\varepsilon\beta = \frac{b_w}{\kappa m \tilde{\omega}}, \beta = \frac{b_w}{\varepsilon \kappa m \tilde{\omega}} = \frac{b_w RM_{2\Sigma}}{\tilde{S} m \tilde{\omega}}, \delta = \frac{S_d}{\tilde{S}}, \sigma = \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2}. \quad (4.8)$$

Тоді рівняння (4.7) приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) &= 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) + \ddot{s}_y &= \delta n^2 \sin n\tau, \\ \ddot{\varphi}_j + \varepsilon\beta (\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 \cos \varphi_j &= 0, \quad / j = \overline{1, N} / . \end{aligned} \quad (4.9)$$

Нехай

$$\tilde{S} = NmR. \quad (4.10)$$

Тоді

$$\begin{aligned} s_x &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j, \\ \tilde{y} &= \frac{NmR}{M_{2\Sigma}}, \quad \varepsilon = \frac{Nm}{\kappa M_{2\Sigma}}, \quad \beta = \frac{b_w M_{2\Sigma}}{Nm^2 \tilde{\omega}}, \quad \delta = \frac{S_d}{NmR} = \frac{\mu P}{NmR}. \end{aligned} \quad (4.11)$$

При цьому вигляд рівнянь (4.9) збережеться.

Перетворимо R_y :

$$r_y = \frac{R_y}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{y}} = n_1^2 y_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_2^2 y_2 + 2h_2 \dot{y}_2. \quad (4.12)$$

За певних умов при протифазному русі платформ $r_y \sim 0$.

Складемо рівняння руху вантажів з (4.9), одержимо

$$\sum_{j=1}^N \ddot{\varphi}_j + \varepsilon\beta \sum_{j=1}^N (\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \sum_{j=1}^N \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j = 0. \quad (4.13)$$

Тоді, з врахуванням (3.27), (3.29) рівняння (4.13) прийме вигляд

$$\ddot{\varphi} + \varepsilon\beta (\dot{\varphi} - n) + \sigma (s_x \cos \alpha - s_y \sin \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 s_x = 0.$$

Введемо у розглядання систему диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) &= 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) + \ddot{s}_y &= \delta n^2 \sin n\tau, \\ \ddot{\phi} + \varepsilon \beta (\dot{\phi} - n) + \sigma (s_x \cos \alpha - s_y \sin \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 s_x &= 0, \end{aligned} \quad (4.14)$$

де s_x, s_y, s з (3.31).

Система (4.14) призначена для пошуку двочастотних режимів руху платформи у випадку, коли вантажі щільно притиснуті один до одного і утворюють складений вантаж, що створює сумарний дебаланс s .

У подальших дослідженнях вплив сил ваги не враховується ($\sigma=0$).

4.2. Двочастотні режими руху двомасової вібронашини

4.2.1. Вигляд двочастотних режимів руху в першому наближенні

Шукаємо усталений рух системи (4.14) у першому наближенні.

З (3.31) знаходимо $\ddot{s}_y = -\epsilon \Omega^2 \sin(\Omega\tau + \gamma)$. Тоді перших два рівняння в системі (4.14) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) &= 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) &= \\ &= \epsilon \Omega^2 \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + \delta n^2 \sin n\tau. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Знайдемо частинний розв'язок системи (4.15). Введемо в розглядання допоміжну систему

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) &= 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12} (\rho \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2 (\rho y_1 - y_2) &= Fq^2 \sin(q\tau). \end{aligned} \quad (4.16)$$

Шукаємо частинний розв'язок цієї системи у вигляді

$$y_i(\tau, q) = X_{2i-1}(q, F) \sin(q\tau) + X_{2i}(q, F) \cos(q\tau), \quad / i=1,2 / . \quad (4.17)$$

Підставимо (4.17) в (4.16) і зберемо коефіцієнти перед $\sin(q\tau)$, $\cos(q\tau)$. Одержимо наступну систему рівнянь для пошуку $X_i(q, F)$:

$$\begin{pmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & a_{13}(q) & a_{14}(q) \\ -a_{12}(q) & a_{11}(q) & -a_{14}(q) & a_{13}(q) \\ \rho a_{13}(q) & \rho a_{14}(q) & a_{33}(q) & a_{34}(q) \\ -\rho a_{14}(q) & \rho a_{13}(q) & -a_{34}(q) & a_{33}(q) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1(q) \\ X_2(q) \\ X_3(q) \\ X_4(q) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ b_3(q, F) \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4.18)$$

де

$$a_{11}(q) = n_1^2 + \rho n_{12}^2 - q^2, a_{12}(q) = -2q(h_1 + \rho h_{12}), a_{13} = -n_{12}^2, a_{14}(q) = 2qh_{12},$$

$$a_{33}(q) = n_2^2 + n_{12}^2 - q^2, a_{34}(q) = -2q(h_2 + h_{12}), b_3(q, F) = Fq^2. \quad (4.19)$$

Введемо в розглядання визначники

$$\Delta(q) = \begin{vmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & a_{13}(q) & a_{14}(q) \\ -a_{12}(q) & a_{11}(q) & -a_{14}(q) & a_{13}(q) \\ \rho a_{13}(q) & \rho a_{14}(q) & a_{33}(q) & a_{34}(q) \\ -\rho a_{14}(q) & \rho a_{13}(q) & -a_{34}(q) & a_{33}(q) \end{vmatrix} =$$

$$= \{a_{11}(q)a_{33}(q) - \rho[a_{13}^2(q) - a_{14}^2(q)] - a_{12}(q)a_{34}(q)\}^2 +$$

$$+ [2\rho a_{13}(q)a_{14}(q) - a_{12}(q)a_{33}(q) - a_{11}(q)a_{34}(q)]^2,$$

$$\Delta_1(q, F) = \begin{vmatrix} 0 & a_{12}(q) & a_{13}(q) & a_{14}(q) \\ 0 & a_{11}(q) & -a_{14}(q) & a_{13}(q) \\ b_3(q, F) & \rho a_{14}(q) & a_{33}(q) & a_{34}(q) \\ 0 & \rho a_{13}(q) & -a_{34}(q) & a_{33}(q) \end{vmatrix} =$$

$$= b_3(q, F) \{a_{13}(q) \rho [a_{13}^2(q) + a_{14}^2(q)] - a_{11}(q)a_{33}(q) + a_{12}(q)a_{34}(q)\} -$$

$$- a_{14}(q) [a_{11}(q)a_{34}(q) + a_{12}(q)a_{33}(q)],$$

$$\Delta_2(q, F) = \begin{vmatrix} a_{11}(q) & 0 & a_{13}(q) & a_{14}(q) \\ -a_{12}(q) & 0 & -a_{14}(q) & a_{13}(q) \\ \rho a_{13}(q) & b_3(q, F) & a_{33}(q) & a_{34}(q) \\ -\rho a_{14}(q) & 0 & -a_{34}(q) & a_{33}(q) \end{vmatrix} =$$

$$= b_3(q, F) \{a_{14}(q) \rho [a_{13}^2(q) + a_{14}^2(q)] + a_{11}(q)a_{33}(q) - a_{12}(q)a_{34}(q)\} -$$

$$- a_{13}(q) [a_{11}(q)a_{34}(q) + a_{12}(q)a_{33}(q)],$$

$$\Delta_3(q, F) = \begin{vmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & 0 & a_{14}(q) \\ -a_{12}(q) & a_{11}(q) & 0 & a_{13}(q) \\ \rho a_{13}(q) & \rho a_{14}(q) & b_3(q, F) & a_{34}(q) \\ -\rho a_{14}(q) & \rho a_{13}(q) & 0 & a_{33}(q) \end{vmatrix} =$$

$$= b_3(q, F) \{ \rho \{a_{11}(q) [a_{14}^2(q) - a_{13}^2(q)] - 2a_{12}(q)a_{13}(q)a_{14}(q)\} + a_{33}(q) [a_{11}^2(q) + a_{12}^2(q)] \},$$

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

$$= b_3(q, F) \left\{ \rho [a_{12}(q) [a_{13}^2(q) - a_{14}^2(q)] - \right.$$

$$\left. - 2a_{11}(q) a_{13}(q) a_{14}(q) \right\} + a_{34}(q) [a_{11}^2(q) + a_{12}^2(q)] . \quad (4.20)$$

Тоді

$$X_j(q, F) = \Delta_j(q, F) / \Delta(q), \quad / j=1,2,3,4 / . \quad (4.21)$$

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

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

$$+ X_{2i+1}(n, \delta) \sin(m\tau) + X_{2i}(n, \delta) \cos(m\tau), \quad / i=1,2 / . \quad (4.22)$$

У ньому значення постійного параметра Ω , що визначає частоту застрягання вантажів, не визначено.

З (4.22) знаходимо амплітуди повільних і швидких коливань платформ:

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

$$Am p_i(n, \delta) = \sqrt{X_{2i+1}^2(n, \delta) + X_{2i}^2(n, \delta)}, \quad / i=\overline{1,2} / . \quad (4.23)$$

Зауважимо, що нульове наближення не дозволило знайти можливі значення постійного параметра Ω . Для їх визначення треба розглянути наступні наближення.

Шукаємо середній кут на усталеному русі в першому наближенні.

Припускаємо, що

$$\varphi = \Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon\gamma_1, \quad (4.24)$$

де $\Omega = const$, а γ_1 – періодична функція. Тоді, з точністю до величин першого порядку малості включно

$$\dot{\phi} = \Omega + \varepsilon \dot{\gamma}_1, \quad \ddot{\phi} = \varepsilon \ddot{\gamma}_1, \quad s_x \approx s[\cos(\Omega\tau + \gamma_0) - \varepsilon \gamma_1 \sin(\Omega\tau + \gamma_0)].$$

Із цією ж точністю останнє рівняння в (4.14) приймає вигляд ($\sigma=0$):

$$\varepsilon \ddot{\gamma}_1 + \varepsilon \beta (\Omega - n) + \varepsilon \ddot{y}_2 s \cos(\Omega\tau + \gamma_0) = 0.$$

Звідки знаходимо

$$\ddot{\gamma}_1 = -\beta (\Omega - n) - \varepsilon \ddot{y}_2 s \cos(\Omega\tau + \gamma_0). \quad (4.25)$$

У нульовому наближенні y_2 має вигляд (4.22). Знаходимо другу похідну

$$\begin{aligned} \ddot{y}_2(\tau) = & -\Omega^2 [X_3(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_4(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0)] - \\ & - n^2 [X_3(n, \delta) \sin(n\tau) + X_4(n, \delta) \cos(n\tau)]. \end{aligned}$$

Підставляючи її в (4.25), одержимо

$$\begin{aligned} \ddot{\gamma}_1 = & -\beta(\Omega - n) + \{\Omega^2 [X_3(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_4(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0)] + \\ & + n^2 [X_3(n, \delta) \sin(n\tau) + X_4(n, \delta) \cos(n\tau)]\} \cos(\Omega\tau + \gamma_0) = 0. \end{aligned} \quad (4.26)$$

Права частина цього рівняння містить наступну константу, що породжує вікову складову:

$$-\beta(\Omega - n) + \Omega^2 X_4(\Omega, s) / 2 = 0. \quad (4.27)$$

Якщо ця константа дорівнює нулю, то γ_1 – періодична функція.

З врахуванням (4.21) умова (4.27) приймає вигляд

$$P(\Omega, n) = 2\beta(n - \Omega)\Delta(\Omega) + \Omega^2 \Delta_4(\Omega, s) = 0. \quad (4.28)$$

Рівняння (4.28) – це поліном 9-го ступеня відносно Ω . Його дійсні корені визначають частоти, на яких може застрягти складений вантаж. Кількість частот застрягання залежить від швидкості обертання ротора.

З (4.46) знаходимо такий розв'язок рівняння частот застрягання складеного вантажу у параметричному вигляді

$$n(\Omega) = \Omega \frac{2\beta\Delta(\Omega) - \Omega\Delta_4(\Omega, s)}{2\beta\Delta(\Omega)}, \quad \Omega \in (0, +\infty). \quad (4.29)$$

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

$$\frac{dn(\Omega)}{d\Omega} = \frac{1}{2\beta\Delta^2(\Omega)} \left\{ 2\beta\Delta^2(\Omega) - 2\Omega\Delta_4(\Omega, s)\Delta(\Omega) + \right. \\ \left. + \Omega^2 \left[\Delta_4(\Omega, s) \frac{d\Delta(\Omega)}{d\Omega} - \Delta(\Omega) \frac{d\Delta_4(\Omega, s)}{d\Omega} \right] \right\} = 0. \quad (4.30)$$

Зазначимо, що в першому наближенні поправки до y_1, y_2 будуть порядку ε . Для реальних вібротомашин $\varepsilon < 50$ і тому поправки не перевищать 2 % від уже знайденого двочастотного режиму руху. Тому нижче ці поправки не визначаються.

Оцінка величин відкинутих (неврахованих) складових показує, що, незважаючи на сильну асиметрію опор, платформи роблять практично ідеальні двочастотні коливання.

4.2.2. Аналіз рівняння для пошуку частот застрягання вантажів, аналітико-числовий метод досліджень

Підставимо (4.19) в (4.20), одержимо

$$\Delta_4(\Omega, s) = -2s\Omega^3 \{ \rho h_1 (4h_{12}^2\Omega^2 + n_{12}^4) + h_{12} [(n_1^2 - \Omega^2)^2 + 4h_1^2\Omega^2] + \\ + h_2 [(n_1^2 + \rho n_{12}^2 - \Omega^2)^2 + 4\Omega^2 (h_1 + \rho h_{12})^2] \}. \quad (4.31)$$

З (4.20) і (4.31) видно, що: $\forall \Omega < 0 \Delta_4(\Omega, A) > 0$, $\forall \Omega > 0 \Delta_4(\Omega, A) < 0$, $\forall \Omega \Delta(\Omega) > 0$. Тому $\forall \Omega \leq 0 P(\Omega, n) > 0$, $\forall \Omega \geq n P(\Omega, n) < 0$, і:

– всі дійсні корені полінома (4.28) лежать у відкритому інтервалі $(0, n)$;

– $\forall n > 0$ існує хоча б один дійсний позитивний корінь $\Omega_1 \in (0, n)$ – частота, на якій застряє складений вантаж.

При відсутності сил опору в опорах $(h_1, h_{12}, h_2 = 0)$

$$\Delta(q) = [(n_1^2 + \rho n_{12}^2 - q^2)(n_2^2 + n_{12}^2 - q^2) - \rho n_{12}^4]^2. \quad (4.32)$$

Два різні двократні корені цього рівняння

$$q_{1/2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{n_1^2 + n_2^2 + (1 + \rho)n_{12}^2 \mp \sqrt{[n_1^2 - n_2^2 - (1 + \rho)n_{12}^2]^2 + 4\rho n_{12}^4}} \quad (4.33)$$

визначають власні (резонансні) частоти коливань системи при нерухомих відносно віброзбудника вантажах.

Зазначимо, що

$$\begin{aligned} 0 &< [n_1^2 - n_2^2 - (1 + \rho)n_{12}^2]^2 + 4\rho n_{12}^4 = \\ &= [n_1^2 + n_2^2 + (1 + \rho)n_{12}^2]^2 - 4(n_1^2 n_2^2 + n_1^2 n_{12}^2 + \rho n_2^2 n_{12}^2) < [n_1^2 + n_2^2 + (1 + \rho)n_{12}^2]^2. \end{aligned}$$

Тому ці частоти завжди існують і $0 < q_1 < q_2$.

У рівняння (4.28) завжди існує хоча б один корінь Ω^* , еквівалентний n . Методом розкладання коренів полінома за степенями малого параметра можна одержати, що при малих або дуже великих швидкостях обертання ротора такий корінь тільки один, причому:

$$\forall n : 0 < n \ll 1 \quad \Omega^* \approx n - s n^5 \frac{\rho h_1 n_{12}^4 + h_{12} n_1^4 + h_2 (n_1^2 + \rho n_{12}^2)^2}{\beta (n_1^2 n_2^2 + n_1^2 n_{12}^2 + \rho n_2^2 n_{12}^2)^2};$$

$$\forall n \gg 1 \quad \Omega^* \approx \beta n / [\beta + s(h_{12} + h_2)]. \quad (4.34)$$

Отже, у випадку малих, або дуже великих швидкостей обертання ротора існує тільки одна частота застрягання складеного вантажу.

На середніх швидкостях обертання ротора можуть існувати декілька частот застрягання складеного вантажу.

При відсутності сил опору в опорах $\Delta_4(\Omega, s) = 0$ і доданок $2\beta(n - \Omega)\Delta(\Omega)$ має п'ять дійсних позитивних коренів: q_1, q_1, q_2, q_2, n . При цьому корні q_1, q_2 є двократними. При наявності сил в'язкого опору в опорах $\forall \Omega \in (0, n)$ $2\beta(n - \Omega)\Delta(\Omega) > 0, \Omega^2 \Delta_4(\Omega, s) < 0$. Тому, у випадку малих сил в'язкого опору в опорах інші частоти застрягання вантажів:

- близькі до власних частот коливань вібромашини;
- виникають чи зникають парами біля кожної власної частоти;
- одна частота застрягання з пари трохи менше відповідної власної частоти коливань вібромашини, а інша – трохи більше.

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

Довільні сили в'язкого опору в опорах можуть заважати появі нових частот застрягання вантажів.

Якісна оцінка поведінки системи дозволяє розробити такий обчислювальний алгоритм дослідження резонансних вібрацій вібромашини.

1. З рівняння (4.30) знаходяться чотири критичні частоти застрягання вантажів, такі, що $0 < \Omega_{c1} < \Omega_{c2} < \Omega_{c3} < \Omega_{c4} < n$.

2. По формулі (4.29) обчислюються чотири біфуркаційні кутові швидкості обертання ротора $n_{bi} = n(\Omega_{ci}), / i = \overline{1, 4} /$. Далі будемо їх нумерувати в порядку зростання: $0 < n_{b1} < n_{b2} < n_{b3} < n_{b4}$. Коли ротор проходить біфуркаційну швидкість, то виникає або зникає одна пара режимів застрягання.

3. Для кожного режиму застрягання, по формулі (4.29) обчислюються в параметричному вигляді відповідні швидкості обертання ротора:

$$\begin{aligned} n_1(\Omega) = n(\Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; n_2(\Omega) = n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \dots \\ \dots n_5(\Omega) = n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c4}, +\infty). \end{aligned} \quad (4.35)$$

За результатами обчислень у площині (n, Ω) будуються графіки п'яти можливих режимів застрягання $(n_i(\Omega), \Omega)$, / $i = \overline{1,5}$ / .

4. При оцінці стійкості можливих режимів застрягання використовуємо наступні правила:

– якщо на певній швидкості обертання ротора існує тільки один режим застрягання вантажів, то він (глобально або локально) асимптотично стійкий;

– якщо на певній швидкості обертання ротора існують три й більше режимів застрягання вантажів, то локально асимптотично стійкі тільки непарні режими.

5. Для кожного режиму застрягання, за формулами (4.23) обчислюються в параметричному вигляді амплітуди повільних коливань платформ

$$\begin{aligned} Amp_{i1}(\Omega, s) = Amp_i(\Omega, s), \Omega \in [0, \Omega_{c1}], \\ Amp_{i2}(\Omega, s) = Amp_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}], \dots \\ \dots Amp_{i5}(\Omega, s) = Amp_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c4}, +\infty), / i = \overline{1,2} / . \end{aligned} \quad (4.36)$$

За результатами обчислень у площині (n, Amp) будуються графіки $(n_i(\Omega), Amp_i(\Omega, s))$, / $i = \overline{1,5}$ / .

4.2.3. Перевірка ефективності аналітико-числового методу досліджень

Усі обчислення проводяться з безрозмірними величинами. Результати також виходять у безрозмірному виді.

В обчислювальних експериментах будемо розглядати вібромашину без другої зовнішньої опори. При цьому основною є платформа 1. До неї пружно-в'язко кріпиться допоміжна платформа 2. На платформу 2 установлюється вібробудник кульового, роликового чи маятничкового типу.

Розрахункові дані (безрозмірні параметри):

$$\begin{aligned}n_1 = 1; n_{12} = 2; n_2 = 0; \rho = 0,1; F = 1; \\ \beta = 0,3; h_1 = 0,1; h_{12} = 0,1; h_2 = 0; \sigma = 0.\end{aligned}\quad (4.37)$$

Підставляючи (4.37) в (4.33), знаходимо дві власні (резонансні) частоти коливань системи при відсутності сил опору:

$$n_{r1} = 0,941; n_{r2} = 2,125.\quad (4.38)$$

1. Критичні частоти застрягання вантажів знаходимо як корні рівняння (4.30):

$$\Omega_{c1} = 0,9616; \Omega_{c2} = 1,1606; \Omega_{c3} = 2,1332; \Omega_{c4} = 3,5256.\quad (4.39)$$

2. Підставляючи (4.39) в (4.29), знаходимо відповідні біфуркаційні швидкості обертання ротора. Розташовуємо їх у порядку зростання:

$$n_{b1} = 1,6516; n_{b2} = 2,1597; n_{b3} = 6,3684; n_{b4} = 58,2407.\quad (4.40)$$

3. На рис. 4.2 побудовані графіки 5-і можливих режимів застрягання вантажів (4.35).

4. На рис. 4.2 суцільними лініями показані стійкі режими застрягання. З рис. 4.2 і правил п. 4 алгоритму випливає, що:

– у діапазоні $(0, n_{b1})$ глобально асимптотично стійкий перший режим застрягання вантажів;

- у діапазоні (n_{b1}, n_{b2}) локально асимптотично стійкі перший і третій режими застрягання вантажів;
- у діапазоні (n_{b2}, n_{b3}) (глобально або локально) асимптотично стійкий третій режим застрягання вантажів;
- у діапазоні (n_{b3}, n_{b4}) локально асимптотично стійкі третій і п'ятий режими застрягання вантажів;
- у діапазоні $(n_{b4}, +\infty)$ (глобально або локально) асимптотично стійкий п'ятий режим застрягання вантажів.

5. На рис. 4.3, а, б побудовані графіки можливих амплітуд повільних коливань платформ.

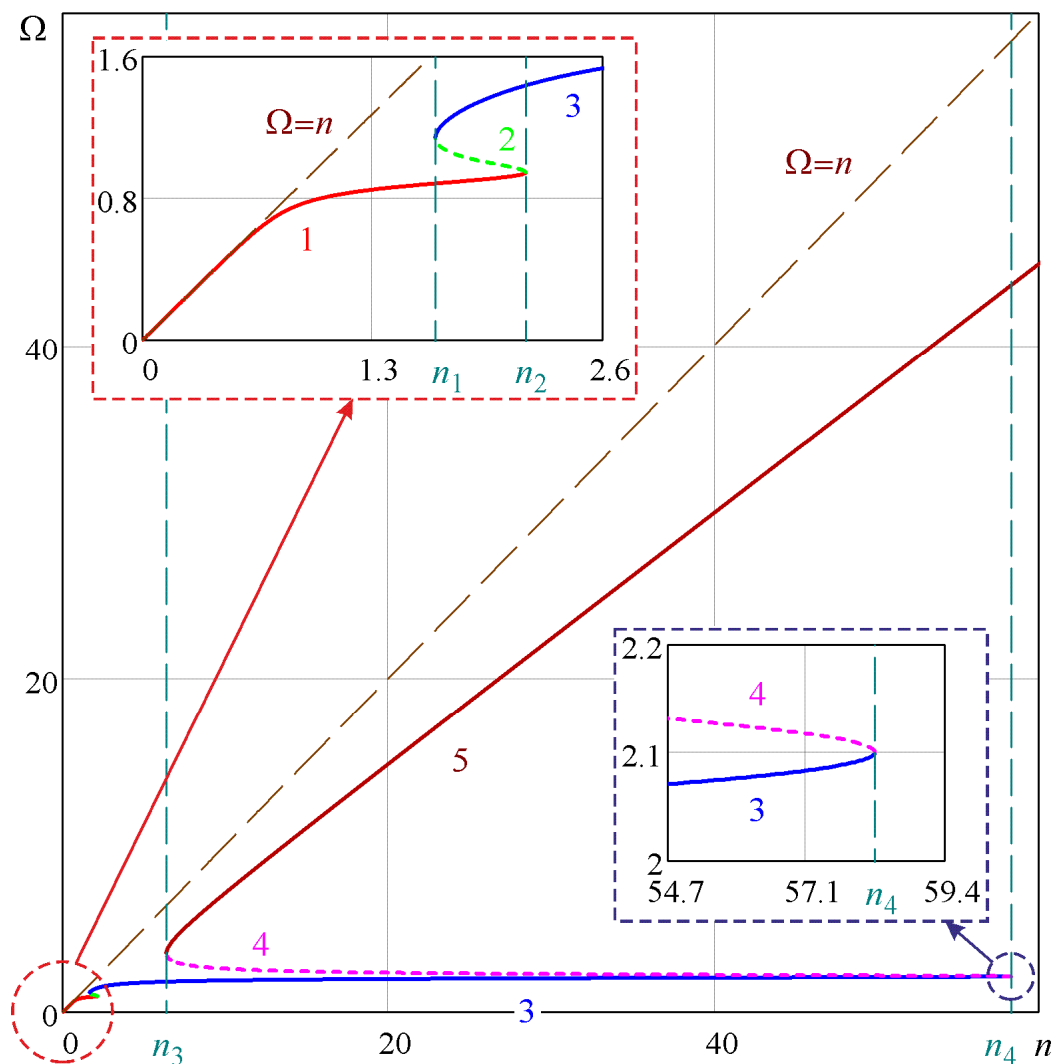


Рис. 4.2. Графіки можливих режимів застрягання вантажів: i – режим застрягання номер i , / $i = \overline{1,5}$ /

На рис. 4.3 суцільними лініями зображені амплітуди, які відповідають стійким режимам застрягання, а пунктиром – нестійким.

По рис. 4.3 видно, 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.

Порівнюючи одномасову вібрмашину [16] з розглянутою двомасовою, приходимо до висновків:

- у двомасової вібрмашини два діапазони кутових швидкостей обертання ротора, на яких доцільно використовувати вібрмашину, а в одномасової – один;
- єдиний діапазон одномасової вібрмашини приблизно відповідає першому діапазону двомасової вібрмашини;
- у випадку двомасової вібрмашини другий діапазон (n_{b3}, n_{b4}) набагато ширше першого діапазону (n_{b1}, n_{b2})
- двомасова вібрмашина, 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.

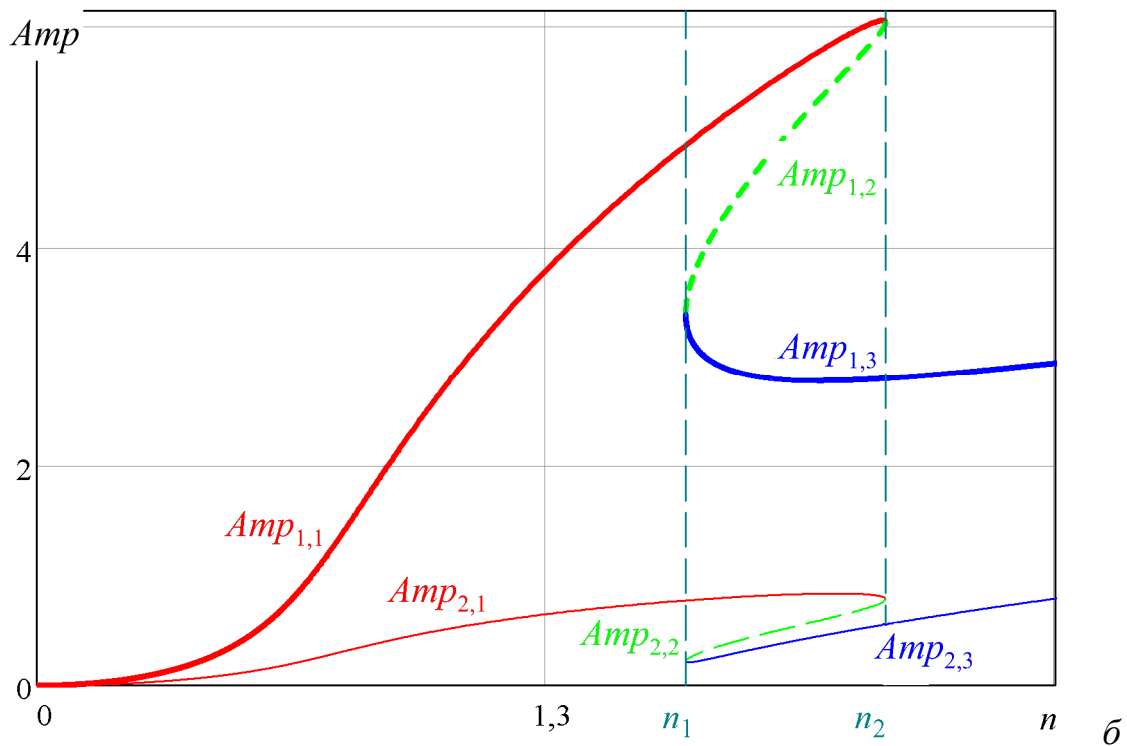
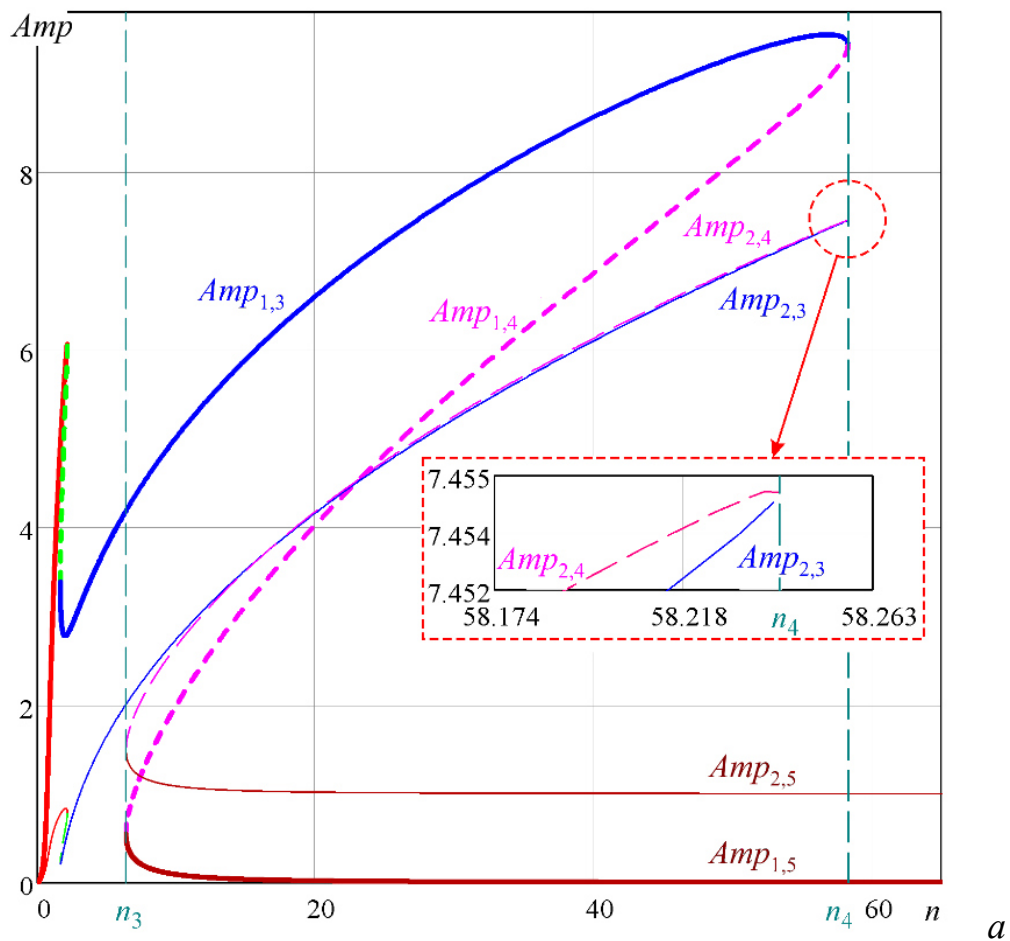


Рис. 4.3. Графіки можливих амплітуд повільних коливань платформ:

a – загальний вид; *б* – на невеликих швидкостях обертання ротора

4.2.4. Вплив на усталені рухи зовнішніх і внутрішніх сил опору

Розрахункові дані (безрозмірні параметри) за замовчуванням прийняті з (4.37), якщо не оговорені інші.

При дослідженні впливу певного параметра на режими застрягання міняється тільки цей параметр.

На рис. 4.4, *a*, *б* зображена залежність частот застрягання вантажів від зміни коефіцієнта в'язкості в опорі 1.

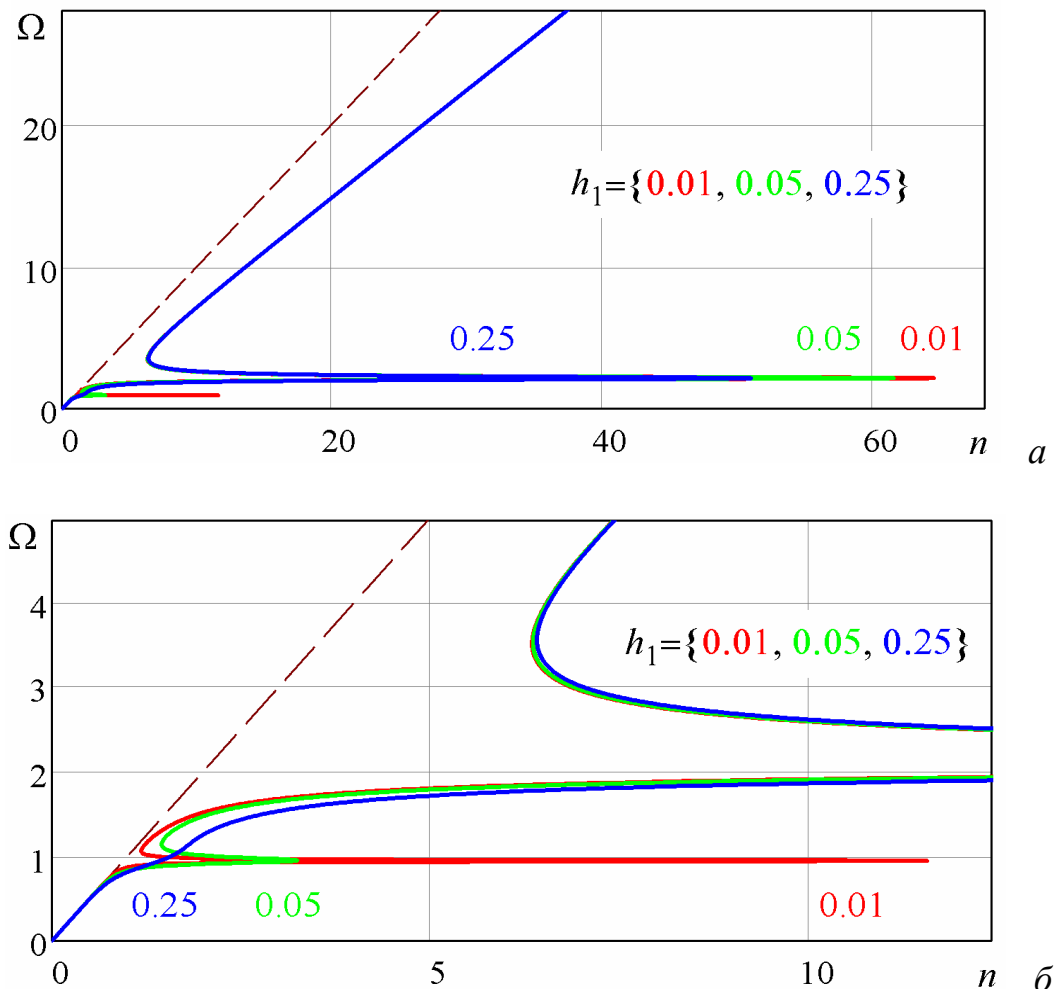


Рис. 4.4. Залежність частот застрягання вантажів від зміни коефіцієнта в'язкості h_1 в опорі 1:

a – загальний вид; *б* – біля першої частоти застрягання

З рис. 4.4 видно, що:

- 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.

На рис. 4.5, *a*, *б* зображена залежність частот застрягання вантажів від зміни коефіцієнта в'язкості h_{12} в проміжній опорі 12.

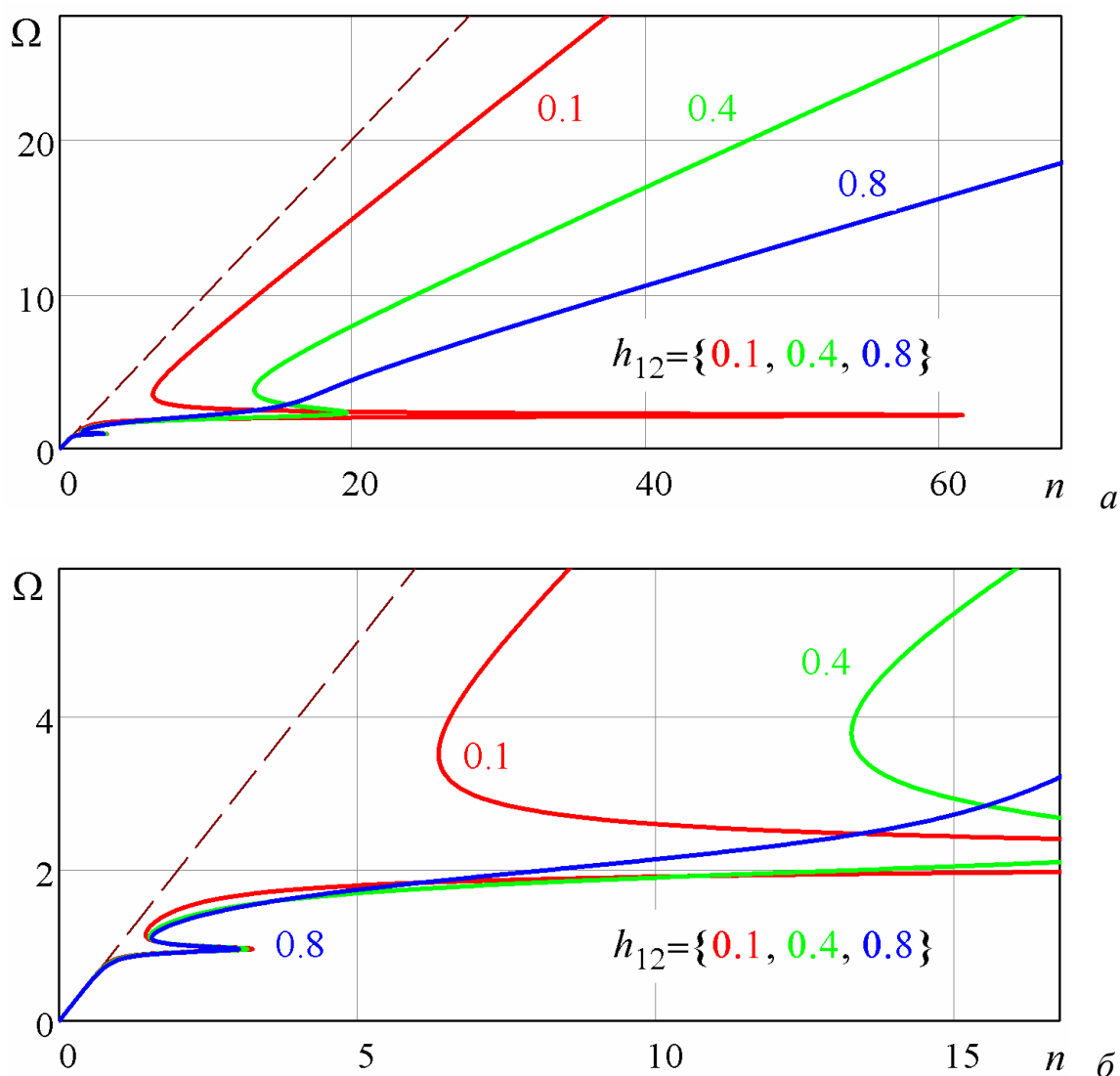


Рис. 4.5. Залежність частот застрягання вантажів від зміни коефіцієнта в'язкості h_{12} у проміжній опорі 1–2:

a – загальний вид; *б* – біля першої частоти застрягання

З рис. 4.5 видно, що:

– зі зростанням h_{12} другий діапазон зменшується аж до повного зникнення, а перший діапазон практично не зменшується;

– зменшуючи h_{12} можна значно збільшати другий діапазон, аж до перетинання з першим діапазоном.

На рис. 4.6, а, б зображена залежність частот застрягання вантажів від зміни безрозмірного коефіцієнта β сил в'язкості, що діють на вантаж.

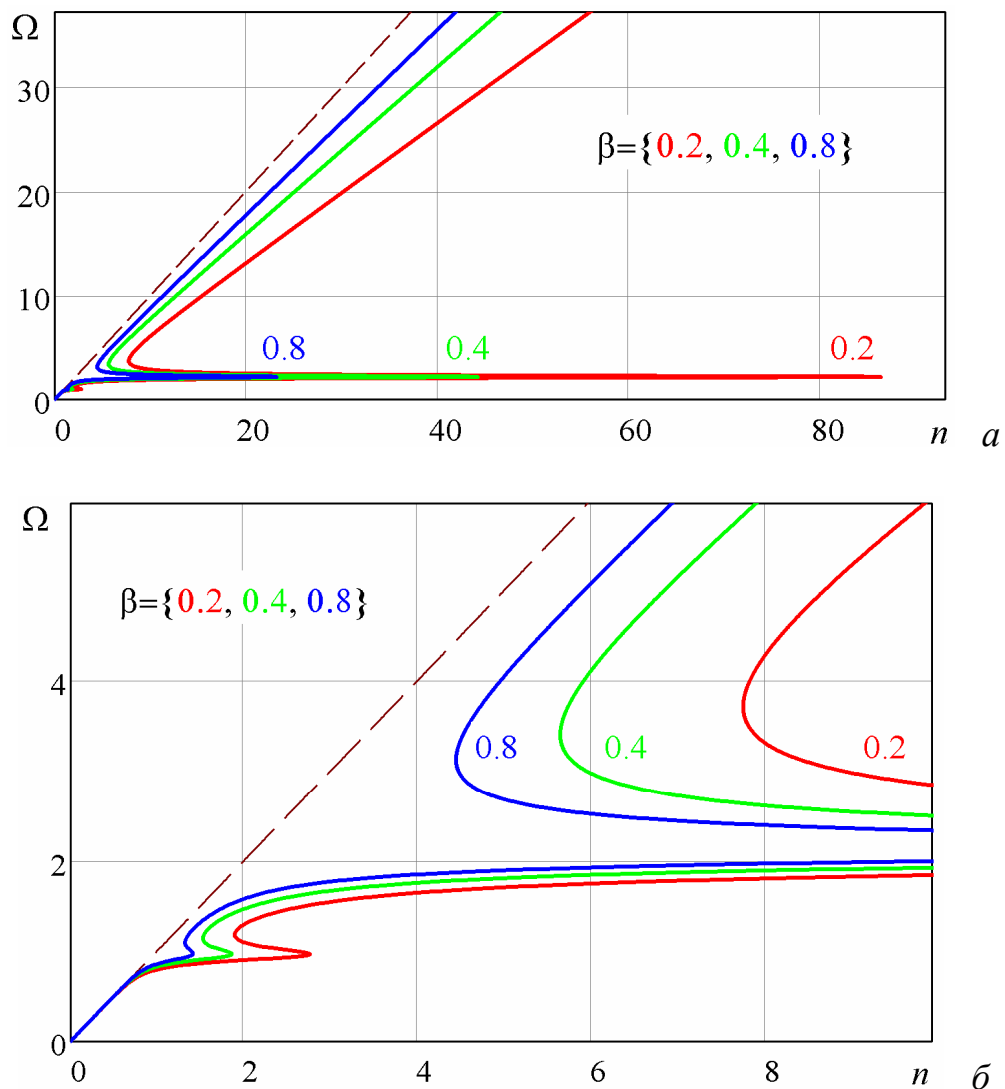


Рис. 4.6. Залежність частот застрягання вантажів від зміни коефіцієнта β сил в'язкості, що діють на вантаж:

a – загальний вид; b – біля першої частоти застрягання

З рис. 4.6 видно, що:

– зі зростанням β обоє діапазону зменшуються й наближаються до швидкості обертання ротора;

– зменшуючи β можна значно збільшити обоє діапазони.

4.3. Синтез і дослідження динаміки резонансної протифазної двомасової вібромашини

4.3.1. Опис моделі вібромашини, диференціальні рівняння руху

Модель двомасової вібромашини зображена на рис. 4.7. Вібромашина складається зі станини, жорстко прикріпленої до фундаменту й платформ 1, 2, що мають, відповідно маси M_1 і M_2 . Платформа номер i приєднана до станини пружно-в'язкою опорою, що має коефіцієнт твердості k_i і в'язкості b_i , $i=1, 2$. Між собою платформи з'єднує пружно-в'язка опора, що має коефіцієнт твердості k_{12} і в'язкості b_{12} .

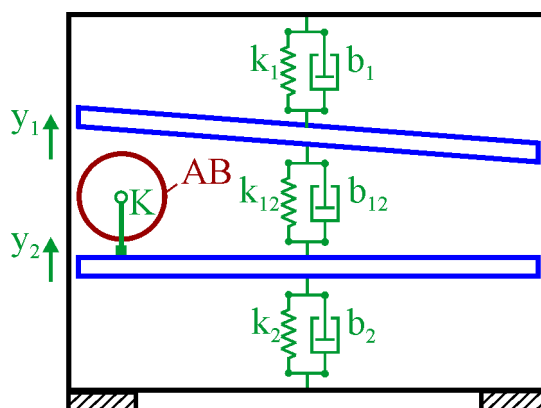


Рис. 4.7. Кінематика руху платформ двомасової вібромащини

Завдяки напрямним на станині платформи можуть переміщатися тільки поступально у вертикальному напрямку. Положення платформ визначаються координатами Y_1 , Y_2 , причому координати відлічуються від положень статичної рівноваги платформ.

На платформу 2 установлений кульовий, роликовий (рис. 3.1, б) або маятниковий (рис. 3.1, в) віброзбудник.

У подальших дослідженнях сили ваги не враховуються.

Диференціальні рівняння руху вібромашини мають безрозмірний вигляд (4.9).

Зазначимо, що характерні масштаби можуть бути обрані довільним образом залежно від розв'язуваного завдання.

З боку податливих опор платформ на станину діє розмірна збурювальна сила (4.4) чи безрозмірена (4.12). Ця сила примушує станину й фундамент коливатися у вертикальному напрямку. В ідеальній протифазній машині ця сила повинна дорівнювати нулю.

4.3.2. Пошук кутової швидкості обертання вантажів, на якій вібромашина працює як протифазна

Чисто протифазний режим руху платформ можливий тільки при відсутності сил опору.

При відсутності сил опору, зібраних разом вантажах, застрягані вантажів на постійній швидкості обертання Ω система рівнянь (4.14) приймає вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_1 + n_1^2 Y_1 + n_{12}^2 (\rho Y_1 - Y_2) &= 0, \\ \ddot{Y}_2 + n_2^2 Y_2 - n_{12}^2 (\rho Y_1 - Y_2) &= s \Omega^2 \sin \Omega \tau. \end{aligned} \quad (4.42)$$

де s – сумарний безрозмірний дебаланс щільно притиснутих один до одного вантажів.

При відсутності сил в'язкого опору умова рівності нулю збурювальної сили (4.12) приймає вигляд

$$\bar{R}_y = n_1^2 Y_1 + n_2^2 Y_2 = 0. \quad (4.43)$$

Розв'язуємо систему рівнянь (4.42) при обмеженні (4.43). Додамо рівняння в (4.42), одержимо

$$\ddot{Y}_1 + n_1^2 Y_1 + \ddot{Y}_2 + n_2^2 Y_2 = \mathfrak{A} \Omega^2 \sin \Omega \tau.$$

З урахуванням обмеження (4.43) останнє рівняння приймає вигляд

$$\ddot{Y}_1 + \ddot{Y}_2 = \mathfrak{A} \Omega^2 \sin \Omega \tau.$$

Тоді, враховуючи, що платформи коливаються біля положень статичної рівноваги, одержуємо

$$\ddot{Y}_2 = -\ddot{Y}_1 + \mathfrak{A} \Omega^2 \sin \Omega \tau, \dot{Y}_2 = -\dot{Y}_1 - \mathfrak{A} \Omega \cos \Omega \tau, Y_2 = -Y_1 - s \sin \Omega \tau. \quad (4.44)$$

Підставляючи (4.44) у рівняння (4.42), після перетворень одержимо

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_1 + [n_1^2 + n_{12}^2 (\rho + 1)] Y_1 &= -n_{12}^2 s \sin \Omega \tau, \\ \ddot{Y}_1 + [n_2^2 + n_{12}^2 (\rho + 1)] Y_1 &= -s(n_{12}^2 + n_2^2) \sin \Omega \tau. \end{aligned} \quad (4.45)$$

Віднімемо в (4.45) від першого рівняння друге рівняння, одержимо

$$(n_1^2 - n_2^2) Y_1 = n_2^2 s \sin \Omega \tau.$$

З рівняння вище й останнього рівняння в (4.44) знаходимо

$$Y_1 = \frac{n_2^2}{n_1^2 - n_2^2} s \sin \Omega \tau, \quad Y_2 = -\frac{n_1^2}{n_1^2 - n_2^2} s \sin \Omega \tau. \quad (4.46)$$

Знайдемо при якій кутовій швидкості застрягання вантажів Ω закони коливань платформ (4.46) будуть розв'язками системи рівнянь (4.42). Позначимо

$$\begin{aligned} L_1 &= \ddot{Y}_1 + n_1^2 Y_1 + n_{12}^2 (\rho Y_1 - Y_2) = 0, \\ L_2 &= \ddot{Y}_2 + n_2^2 Y_2 - n_{12}^2 (\rho Y_1 - Y_2) - \mathfrak{A} \Omega^2 \sin \Omega \tau = 0. \end{aligned} \quad (4.47)$$

Підставляючи (4.45) в (4.46), одержимо

$$L_2 = -L_1 = (n_2^2 \Omega^2 - n_1^2 n_2^2 - n_1^2 n_{12}^2 - \rho n_2^2 n_{12}^2) \frac{s \sin(\Omega t)}{n_1^2 - n_2^2}. \quad (4.48)$$

З (4.48) знаходимо, що два рівняння в (4.47) будуть одночасно виконуватися тільки на кутовій швидкості

$$\Omega_w = \sqrt{(n_1^2 n_2^2 + n_1^2 n_{12}^2 + \rho n_2^2 n_{12}^2) / n_2^2}. \quad (4.49)$$

Це і є кутова швидкість обертання вантажів, на якій вібромашина працює як ідеальна протифазна вібромашина.

4.3.3. Умови, за яких протифазна вібромашина стає резонансною

Рівняння частот системи (4.42) має вигляд

$$\Delta(p) = \begin{vmatrix} a_{11}(p) & a_{12}(p) \\ a_{21}(p) & a_{22}(p) \end{vmatrix} = a_{11}(p)a_{22}(p) - a_{12}(p)a_{21}(p) = 0, \quad (4.50)$$

де

$$a_{11}(p) = n_1^2 + n_{12}^2 \rho - p^2, \quad a_{12}(p) = -n_{12}^2, \quad a_{21}(p) = -n_{12}^2 \rho, \quad a_{22}(p) = n_2^2 + n_{12}^2 - p^2. \quad (4.51)$$

Тоді

$$\Delta(p) = (n_1^2 + n_{12}^2 \rho - p^2) (n_2^2 + n_{12}^2 - p^2) - \rho n_{12}^4 = 0. \quad (4.52)$$

Якщо Ω_w з (4.49) є резонансною частотою, то

$$\Delta(\Omega_w) = (n_1^2 - n_2^2) [n_{12}^2 (n_1^2 n_2^2 + n_1^2 n_{12}^2 + \rho n_2^2 n_{12}^2)] / n_2^4 = 0. \quad (4.53)$$

Умова (4.53) буде виконуватися, якщо

$$n_2 = n_1. \quad (4.54)$$

Нехай умова (4.54) виконується. Тоді рівняння частот (4.50) приймає вигляд

$$\Delta(p) = (p^2 - n_1^2) [p^2 - n_1^2 + n_{12}^2 (1 + \rho)] = 0. \quad (4.55)$$

З рівняння (4.55) знаходимо наступні дві резонансні частоти вібромашини

$$n_1^{(x)} = n_1, n_2^{(x)} = \sqrt{n_1^2 + (1 + \rho)n_{12}^2}, (n_2^{(x)} > n_1^{(x)}). \quad (4.56)$$

Таким чином при відсутності сил опору в опорах ($h_1, h_{12}, h_2=0$) у вібромашини існують дві резонансні частоти (4.56). Їм відповідають дві форми резонансних коливань платформ. У першій формі коливань переважає складова, при якій платформи коливаються синфазно, а в другий – протифазно.

Помітимо, що при $n_2 \rightarrow n_1$ закони руху платформ (4.46) некоректні, тому що амплітуди коливань прямують до нескінченності. Наявність сил в'язкого опору обмежує амплітуди коливань платформ. Але при цьому проекція на вісь у збурювальної сили вже не дорівнює нулю.

4.3.4. Закони усталених рухів платформ

Застрягання вантажів у віброзбуднику можливо тільки при наявності сил в'язкого опору [19]. У режимі застрягання вантажі щільно притиснуті один до одного й створюють найбільший сумарний (розмірний) дебаланс S_{\max}^{AB} .

Усталені режими руху платформ при $\varepsilon=0$:

$$y_i(\tau) = X_{2i-1}(\Omega, s) \sin(\Omega\tau) + X_{2i}(\Omega, s) \cos(\Omega\tau), \quad / i = \overline{1, 2} / . \quad (4.57)$$

де $X_i(\Omega, s)$ визначаються з (4.21) і

$$a_{11}(\Omega) = n_1^2 + \rho n_{12}^2 - \Omega^2, \quad a_{12}(\Omega) = -2\Omega(h_1 + \rho h_{12}),$$

$$a_{13}(\Omega) = -n_{12}^2, \quad a_{14}(\Omega) = 2\Omega h_{12},$$

$$a_{33}(q) = n_1^2 + n_{12}^2 - \Omega^2, \quad a_{34}(\Omega) = -2\Omega(h_1 + h_{12}), \quad b_3(\Omega, s) = s\Omega^2. \quad (4.58)$$

З (4.57) знаходимо амплітуди коливань платформ:

$$Am p_i(\Omega, s) = \sqrt{X_{2i+1}^2(\Omega, s) + X_{2i}^2(\Omega, s)}, \quad / i=1,2 / . \quad (4.59)$$

У законах руху платформ (4.57) усі можливі значення постійного параметра Ω визначаються з рівняння (4.28).

При наявності сил в'язкого опору безрозмірна проекція збурювальної сили має вигляд (4.12).

$$r_y = n_1^2 y_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_2 + 2h_2 \dot{y}_2. \quad (4.60)$$

З врахуванням (4.57) ця проекція змінюється за наступним гармонійним законом

$$\begin{aligned} \bar{R}_f(\tau, \Omega, s) = & \left\{ n_1^2 [X_1(\Omega, s) + X_3(\Omega, s)] - 2\Omega [h_1 X_2(\Omega, s) + h_2 X_4(\Omega, s)] \right\} \sin(\Omega\tau) + \\ & + \left\{ n_1^2 [X_2(\Omega, s) + X_4(\Omega, s)] + 2\Omega [h_1 X_1(\Omega, s) + h_2 X_3(\Omega, s)] \right\} \cos(\Omega\tau) \end{aligned} \quad (4.61)$$

з амплітудою

$$A_R(\Omega, s) = \left\langle \left\{ n_1^2 [X_1(\Omega, s) + X_3(\Omega, s)] - 2\Omega [h_1 X_2(\Omega, s) + h_2 X_4(\Omega, s)] \right\}^2 + \left\{ n_1^2 [X_2(\Omega, s) + X_4(\Omega, s)] + 2\Omega [h_1 X_1(\Omega, s) + h_2 X_3(\Omega, s)] \right\}^2 \right\rangle^{1/2}. \quad (4.62)$$

При протифазній формі руху платформ амплітуда (4.62) є малою величиною.

4.3.5. Числові дослідження динаміки вібромашини

Проведений аналіз дозволяє використовувати у дослідженнях обчислювальний алгоритм, наведений у п.п. 4.2.2. з модернізованим 5-м пунктом.

5. Для кожного режиму застрягання обчислюються в параметричному вигляді:

– по формулах (4.59) амплітуди коливань платформ

$$\begin{aligned} \text{Amp}_{i1}(\Omega, s) &= \text{Amp}_i(\Omega, s), \Omega \in [0, \Omega_{c1}], \\ \text{Amp}_{i2}(\Omega, s) &= \text{Amp}_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c2}, \Omega_{c3}], \dots \\ \text{Amp}_{i5}(\Omega, s) &= \text{Amp}_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c4}, +\infty), / i=1,2 /; \end{aligned} \quad (4.63)$$

– по формулі (4.60) амплітуди коливань безрозмірної збурювальної сили

$$\begin{aligned} A_{R1}(\Omega, s) &= A_R(\Omega, s), \Omega \in [0, \Omega_{c1}], \\ A_{R2}(\Omega, s) &= A_R(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c2}, \Omega_{c3}], \dots \\ A_{R5}(\Omega, s) &= A_R(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c4}, +\infty). \end{aligned} \quad (4.64)$$

За результатами обчислень у площині (n, Amp) будуються графіки безрозмірних амплітуд коливань:

– платформ $(n_j(\Omega), \text{Amp}_{i,j}(\Omega, s))$, / $i=1,2$; $j=1,5$ /;

– безрозмірної збурювальної сили $(n_j(\Omega), A_{R,j}(\Omega, s))$, / $j=1,5$ / .

Результати обчислень. Усі обчислення проводяться з безрозмірними величинами. Результати так само виходять у безрозмірному виді.

Розрахункові дані (безрозмірні параметри):

$$\begin{aligned} n_1 &= 1/3; n_{12} = 2/3; \rho = 1; s = 1; \\ \beta &= 1; h_1 = 0,01; h_{12} = 0,01; h_2 = 0,01. \end{aligned} \quad (4.65)$$

Підставляючи (4.65) в (4.56), знаходимо дві резонансні (власні) частоти коливань системи при відсутності сил опору

$$n_{r1} = 0,3333; n_{r2} = 1.$$

1. Чотири критичні (біфуркаційні) частоти застрягання вантажів знаходимо як корні рівняння (4.30):

$$\Omega_{c1} = 0,3339; \Omega_{c2} = 0,3806; \Omega_{c3} = 1,0015; \Omega_{c4} = 1,2154. \quad (4.66)$$

2. Підставляючи (4.66) в (4.29), знаходимо чотири відповідних біфуркаційних швидкостей обертання ротора. Розташовуємо їх у порядку зростання:

$$n_{b1} = 0,4141; n_{b2} = 0,7978; n_{b3} = 1,3932; n_{b4} = 5,1829. \quad (4.67)$$

3. На рис. 4.8 побудовані графіки 5-и можливих режимів застрягання вантажів (4.35).

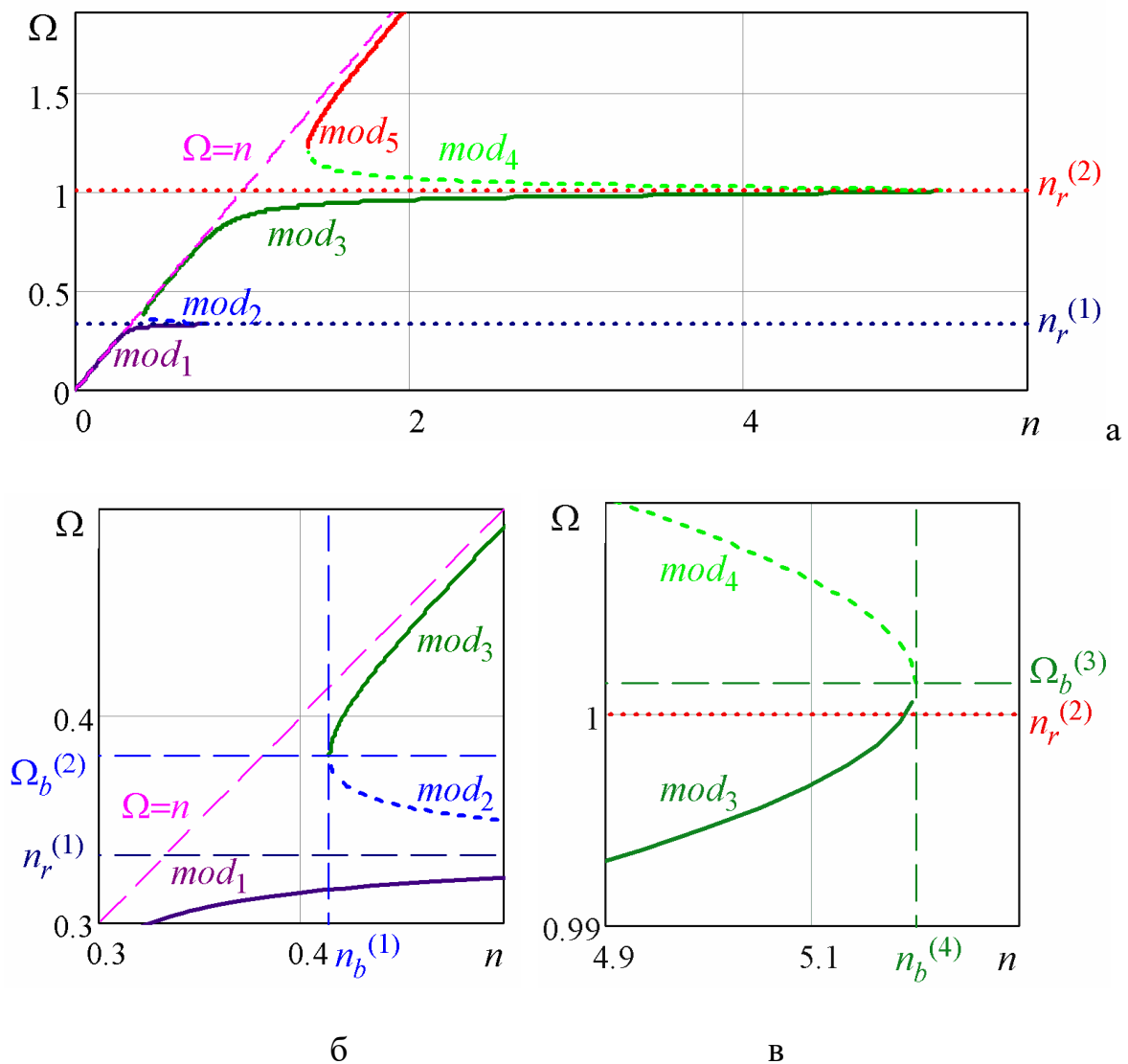


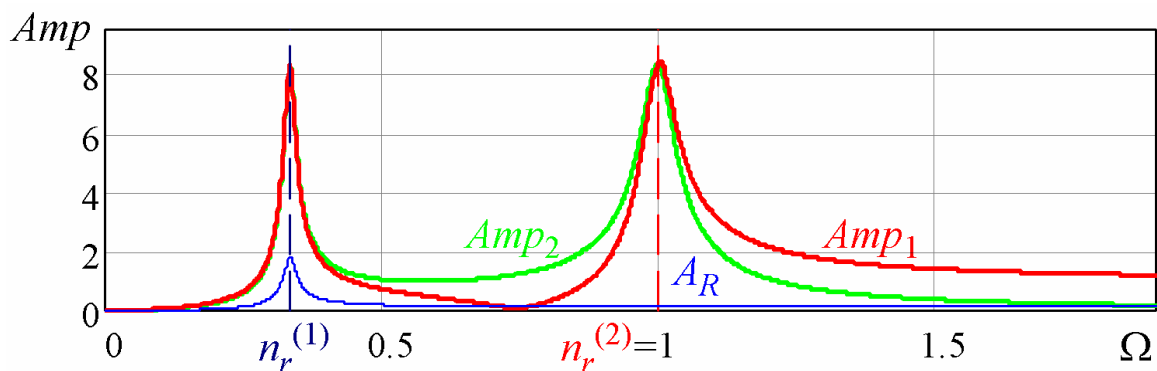
Рис. 4.8. Графіки можливих режимів застрягання вантажів:

а – загальний вид; б – біля області зародження режимів 2 і 3;

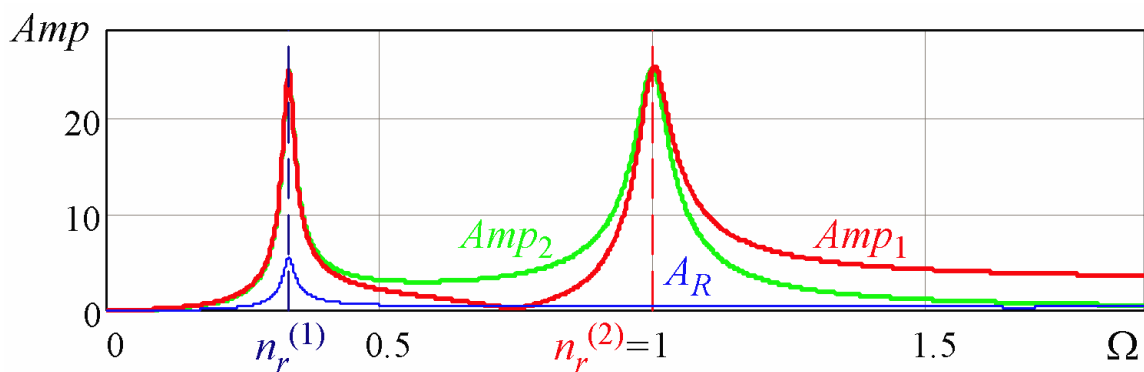
в – біля злиття режимів 3 і 4

4. На рис. 4.8 суцільними лініями показані стійкі режими застрягання, а пунктирними – нестійкі.

5. На рис. 4.9 показані залежності від частоти застрягання вантажів безрозмірних амплітуд коливань платформ і безрозмірної збурювальної сили.



а



б

Рис. 4.9. Залежності від частоти застрягання вантажів безрозмірних амплітуд коливань платформ і безрозмірної збурювальної сили:

а – один вантаж; б – три вантажі й у три рази більші сили опору руху складеному вантажу

З рис. 4.9 видно, що платформи коливаються зі значними амплітудами при застряганні вантажів в околиці першої й другої резонансних частот коливань платформ. При цьому в околиці першої резонансної частоти амплітуда збурювальної сили на порядок більше цієї амплітуди в околиці другої

резонансної частоти. Одночасне збільшення числа вантажів і сил в'язкого опору, що перешкоджають руху вантажів, приводить до пропорційного збільшення амплітуд коливань платформ і збурювальної сили.

Зазначимо, що третій режим застрягання вантажів стійкий у діапазоні швидкостей обертання ротора $n \in (n_{b1}, n_{b4})$.

На рис. 4.10 побудовані графіки залежностей від швидкості обертання ротора на третьому режимі застрягання вантажів: безрозмірних амплітуд коливань платформ; амплітуди безрозмірної збурювальної сили.

З рис. 4.10 видно, що:

- протифазний режим руху платформ проявляється тем сильніше, чим більше швидкість обертання ротора в діапазоні (n_{b1}, n_{b4}) ;
- при цьому зі збільшенням швидкості обертання ротора збільшуються амплітуди коливань платформ, а амплітуда безрозмірної збурювальної сили зменшується;
- одночасне збільшення числа вантажів і сил в'язкого опору, що перешкоджають руху вантажів, приводить до пропорційного збільшення амплітуд коливань платформ і збурювальної сили.

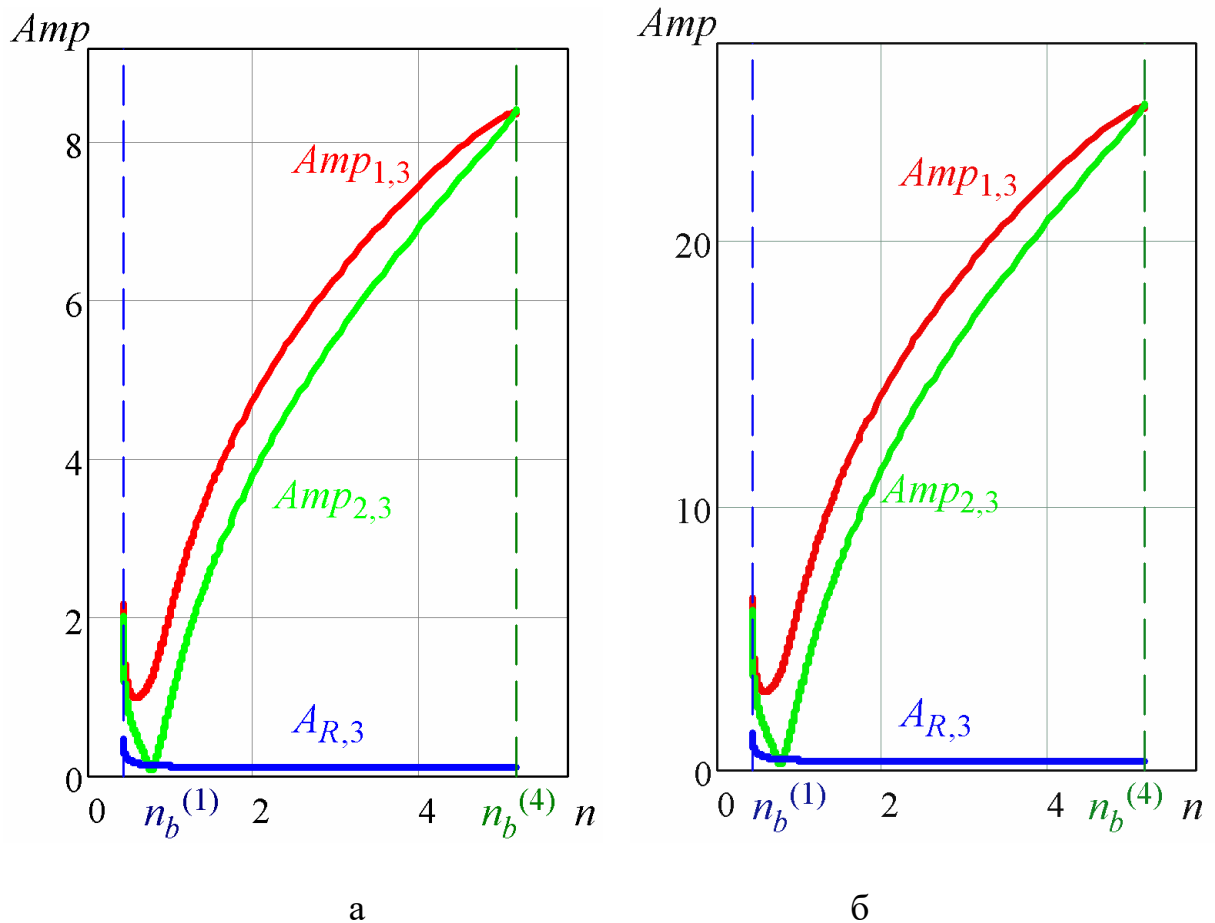


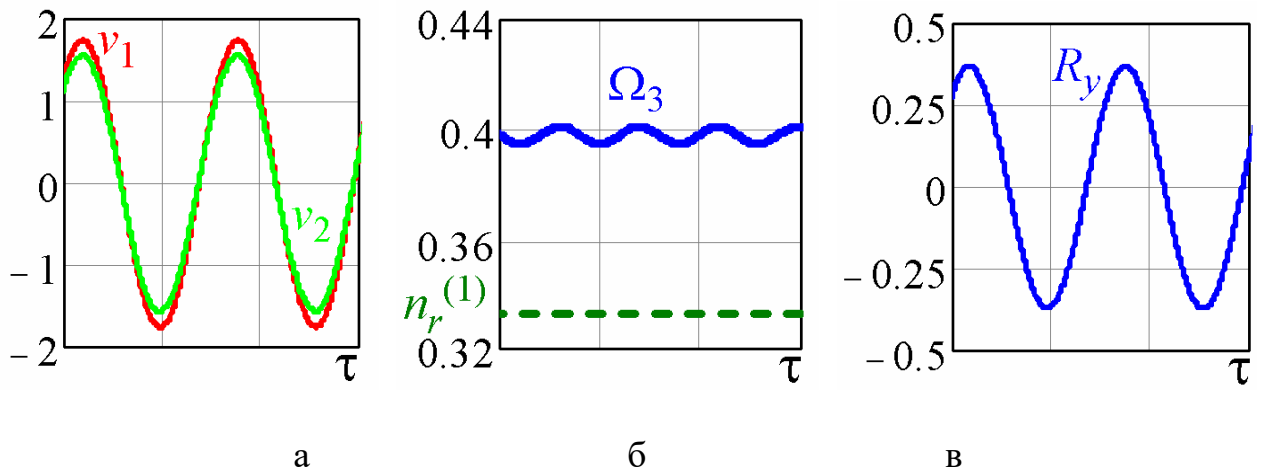
Рис. 4.10. Залежність від швидкості обертання ротора на третьому режимі застрягання вантажів безрозмірних амплітуд коливань платформ і амплітуди безрозмірної збурювальної сили:

а – один вантаж; б – три вантажі й у три рази більші сили опору руху вантажу

4.3.6. Інтегрування диференціальних рівнянь руху, оцінка стійкості протифазного режиму

Інтегрування диференціальних рівнянь руху вібростанини (2) підтверджує, що третій режим застрягання вантажів локально асимптотично стійкий на всьому діапазоні (n_{b1}, n_{b4}) ;

На рис. 4.11, а, б, в показані, відповідно, графіки зміни за безрозмірним часом безрозмірних: координат платформ y_1, y_2 ; частоти застрягання вантажів (на третьому режимі) Ω_3 ; безрозмірної проекції r_y на вісь y збурювальної сили при $n = n_{b1} + 0,005$.



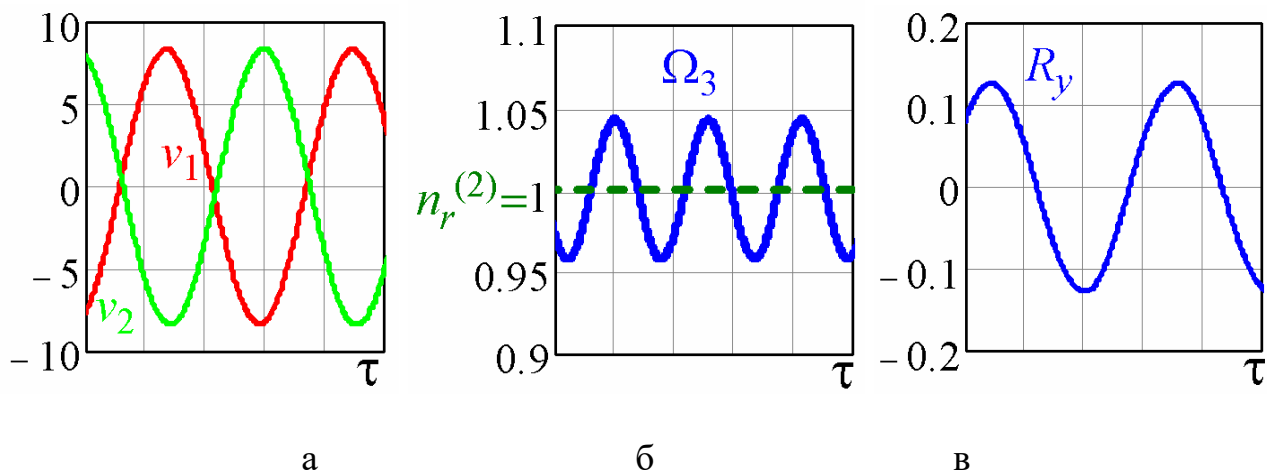
$$n = n_{b1} + 0,005, \tau \in (0, 3\Delta\tau)$$

Рис. 4.11. Графіки зміни за безрозмірним часом безрозмірних:

а – координат платформ y_1, y_2 ; б – частоти застрягання вантажів (на третьому режимі) Ω_3 ; в – проекції r_y на вісь y збурювальної сили

З рис. 4.11 видно, що на початку діапазону (n_{b1}, n_{b4}) ; протифазна форма руху платформ практично не проявляється.

На рис. 4.12 побудовані графіки тих же величин, що й на рис. 4.11, але при $n = n_{b4} - 0,005$.



$$n = n_{b4} - 0,005, \tau \in (0, \Delta\tau)$$

Рис. 4.12. Графіки зміни за безрозмірним часом безрозмірних:

а – координат платформ y_1, y_2 ; б – частоти застрягання вантажів (на третьому режимі) Ω_3 ; в – проекції r_y на вісь y збурювальної сили

З рис. 4.12 видно, що наприкінці діапазону (n_{b1}, n_{b4}) ; протифазний режим руху платформ проявляється найбільше чисто.

Результати інтегрування диференціальних рівнянь руху й графіки на рис. 4.9 дозволяють зробити висновок, що розглянута вібромашина може бути використана як протифазна в діапазоні швидкостей обертання ротора $(1, n_{b4})$. Тобто швидкість обертання ротора повинна перевищувати найбільшу резонансну частоту вібромашини.

Амплітуди вібрацій платформ можна міняти:

- зміною швидкості обертання ротора;
- одночасним збільшенням числа вантажів і сил в'язкого опору, що перешкоджають руху вантажів.

Висновки розділу 4

1. Двомасова вібромашина із прямолінійним поступальним рухом платформ і віброзбудником кульового, роликowego чи маятникового типу завжди має режими усталеного руху, близькі до двочастотних. На цих рухах вантажі віброзбудника створюють постійну неврівноваженість, не можуть наздогнати ротор і застряють на певній частоті. Цим вантажі працюють як перший віброзбудник, що збуджує вібрації із частотою застрягання вантажів. Другий віброзбудник утворюється дебалансною масою на корпусі віброзбудника. Маса обертається із частотою обертання ротора й збуджує більш швидкі вібрації із цією частотою.

Незважаючи на сильну асиметрію опор, віброзбудник збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації платформ. Відхилення від двочастотного закону пропорційні відношенню маси вантажів до маси всієї машини. Тому для реальних машин вони не перевищують 2 %.

2. У двомасовій вібромашині дві власні частоти коливань. Вантажі можуть застрявати тільки на швидкостях, близьких до власних частот коливань вібромашини або до частоти обертання ротора.

У вібромашині завжди існує, причому тільки одна, частота застрягання вантажів, еквівалентна швидкості обертання ротора.

При малих швидкостях обертання ротора існує єдина частота застрягання вантажів.

У випадку малих сил в'язкого опору в опорах у вібромашині зі збільшенням швидкості обертання ротора кількість частот застрягання вантажів збільшується, спочатку до 3-х, потім до 5-ти. При цьому нові частоти застрягання вантажів:

– з'являються парами за кожною наступною власною частотою коливань вібромашини;

– із збільшенням швидкості обертання корпусу віброзбудника одна із частот прямує до меншої, а інша – до більшої власної частоти коливань вібромашини.

Довільні сили в'язкого опору в опорах можуть заважати появі нових частот застрягання вантажів. Тому в найбільш загальному випадку таких частот може бути 1, 3 або 5, залежно від швидкості обертання ротора й величин сил в'язкого опору в опорах.

3. Проведені дослідження показують ефективність розробленого метода дослідження режимів застрягання вантажів у системах, подібних розглянутої. Метод ґрунтується на ідеї параметричного розв'язку задачі пошуку частот застрягання вантажів і теорії біфуркацій рухів. У методі використовується те, що швидкість обертання ротора входить у рівняння частот застрягання вантажів лінійно. Тому конкретній частоті застрягання вантажів відповідає одна й тільки одна швидкість обертання ротора. Це дозволяє знайти всі можливі режими застрягання вантажів у параметричному вигляді, біфуркаційні точки, у яких ці режими з'являються або зникають. Теорія біфуркацій рухів дозволяє оцінити стійкість різних режимів застрягання.

4. У двомасової вібромашини дві резонансні частоти обертання ротора й дві відповідні форми коливань платформ. Застосування методу показало, що у випадку малих сил опору у вібромашини:

– п'ять можливих режимів застрягання вантажів, причому перша форма резонансних коливань платформ збуджується на режимах 1 і 2, друга – 3 і 4, а на 5-м режимі частота застрягання вантажів близька до частоти обертання ротора;

– стійкими є непарні режими застрягання (1,3,5);

– для збудження резонансних коливань платформ і промислового застосування підходять режими застрягання 1 і 3;

– зі збільшенням швидкості обертання ротора амплітуди коливань платформ, відповідні до певного режиму застрягання, монотонно зростають;

– амплітудою резонансних коливань платформ можна управляти зміною швидкості обертання ротора.

5. Сили в'язкого опору, що діють на першу платформу впливають на перший діапазон швидкостей обертання ротора, на якому збуджується перша резонансна форма коливань платформ. Зі зростанням сил опору перший діапазон зменшується аж до повного зникнення.

Внутрішні сили в'язкого опору, що діють між платформами, впливають на другий діапазон швидкостей обертання ротора, на якому збуджується друга форма резонансних коливань платформ. Зі зростанням сил опору другий діапазон зменшується аж до повного зникнення.

Сили в'язкого опору, що діють на вантажі при русі відносно корпусу віброзбудника впливають на обидва діапазони. Зі збільшенням сил опору два діапазони зменшуються.

6. Установлено, що у протифазної двомасової вібромашини дві резонансні частоти й дві відповідні форми коливань платформ. При відсутності сил опору в системі:

– існує така швидкість застрягання вантажів, при якій здійснюється режим руху, на якому платформи 1 і 2 коливаються в протифазі, а збурювальна сила, що діє на станину з боку податливих опор дорівнює нулю;

– можливо підібрати такі значення параметрів опор, при яких частота коливань платформ у протифазному режимі збігається з більшою резонансною частотою.

У синтезованій вібромашини протифазний режим буде наступати за рахунок ефекту Зомерфельда при застряганні вантажів біля другої резонансної частоти. Однак для настання ефекту Зомерфельда потрібні сили в'язкого опору.

7. При наявності сил в'язкого опору в системі протифазний режим руху платформ не є ідеальним. Збурювальна сила, що діє з боку опор на станину не дорівнює нулю.

8. Чисельними методами досліджені динамічні характеристики вібромашини. Установлено що у випадку малих внутрішніх і зовнішніх сил опору:

- теоретично існують п'ять можливих режимів застрягання вантажів;
- протифазна (друга) форма коливань платформ теоретично реалізується на 3-у і 4-у режимах застрягання;
- локально асимптотично стійким є 3-й режим застрягання, а 4-й – нестійкий;
- для застрягання вантажів біля другої резонансної частоти потрібно забезпечувати вібромашині початкові умови, близькі до 3-го режиму застрягання або плавно розганяти ротор до робочої частоти.

Протифазний режим руху платформ більш виражений на зарезонансних швидкостях обертання ротора.

Амплітуду протифазних коливань платформ можна збільшувати:

- збільшенням швидкості обертання ротора;
- одночасним збільшенням числа вантажів і сил в'язкого опору, що перешкоджають руху вантажів.

РОЗДІЛ 5. ДИНАМІКА ТРИМАСОВИХ ВІБРОМАШИН

Побудована узагальнена модель тримасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформ і вібробудником кульового, роликового або маятничкового типу.

Розробленими у розділі 3 аналітично-числовими методами досліджено динаміку зазначеної вібромашини. Зокрема, знайдені двочастотні режими руху вібромашини, досліджені їх кількість, умови існування і стійкість.

Аналітично синтезована і досліджена аналітико-числовим методом тримасова антирезонанса вібромашина.

5.1. Фізико-математична модель тримасової вібромашини

5.1.1. Опис узагальненої моделі тримасової вібромащини, диференціальні рівняння руху

Узагальнена модель тримасової вібромащини зображена на рис. 5.1. Вібромашина складається із три 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} .

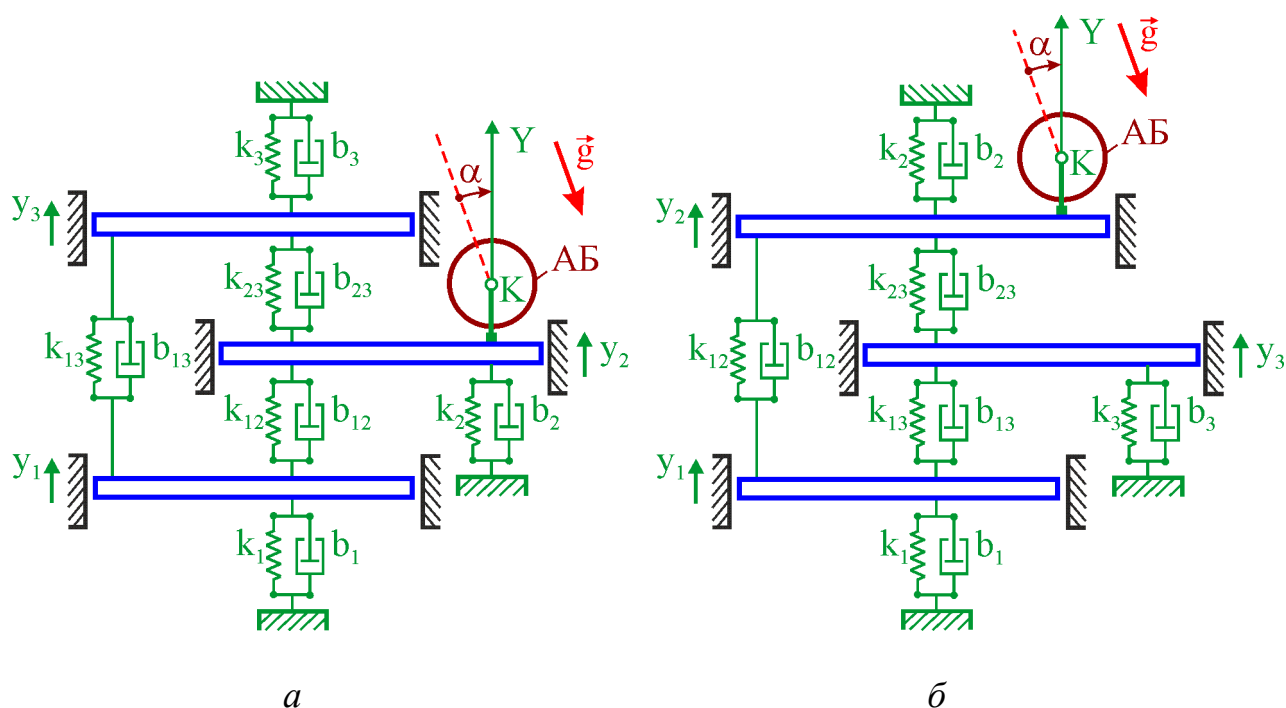


Рис. 5.1. Узагальнені моделі тримасових вібромащин [19] (повернені на кут α), у яких:

a – віброзбудник установлений на середню, b – крайню платформу

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, роликовий (рис. 3.1, б) або маятниковий (рис. 3.1, в). Докладний опис віброзбудника наведено у розділі 3.

Для розглянутих моделей вібромашин (рис. 5.1, а, б) диференціальні рівняння руху мають вигляд:

$$M_1 Y_1'' + b_1 Y_1' + k_1 Y_1 + b_{12} (Y_1' - Y_2') + k_{12} (Y_1 - Y_2) + b_{13} (Y_1' - Y_3') + k_{13} (Y_1 - Y_3) = 0,$$

$$M_{2\Sigma} Y_2'' + b_2 Y_2' + k_2 Y_2 - b_{12} (Y_1' - Y_2') - k_{12} (Y_1 - Y_2) + b_{23} (Y_2' - Y_3') + k_{23} (Y_2 - Y_3) + S_y'' = S_d \omega^2 \sin \omega t,$$

$$M_3 Y_3'' + b_3 Y_3' + k_3 Y_3 - b_{13} (Y_1' - Y_3') - k_{13} (Y_1 - Y_3) - b_{23} (Y_2' - Y_3') - k_{23} (Y_2 - Y_3) = 0,$$

$$m \kappa R^2 \varphi_j'' + b_w R^2 (\varphi_j' - \omega) + m g R \cos(\varphi_j - \alpha) + m R Y_2'' \cos \varphi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} / . \quad (5.1)$$

В (5.1):

$$M_{2\Sigma} = M_2 + M_K + Nm + \mu; \quad (5.2)$$

$$S_x = m R \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad S_y = m R \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j. \quad (5.3)$$

Моделі частинних тримасових вібромашин можна одержувати з узагальненої моделі відкиданням:

– однієї або двох зовнішні пружно-в'язких опор;

- однієї із три внутрішніх пружно-в'язких опор;
- однієї або двох зовнішніх пружно-в'язких опор і однієї із три внутрішніх пружно-в'язких опор.

5.1.2. Приведення рівнянь руху до безрозмірного вигляду

Введемо безрозмірні змінні й час

$$Y_1 = Y_1 / (\rho_1 \tilde{Y}), Y_2 = Y_2 / \tilde{Y}, Y_3 = Y_3 / (\rho_3 \tilde{Y}), s_x = S_x / \tilde{S}, s_y = S_y / \tilde{S}, \tau = \tilde{\omega} t, \quad (5.4)$$

де \tilde{Y} , ρ_1, ρ_3 , \tilde{S} , $\tilde{\omega}$ – характерні масштаби, які будуть обрані пізніше. Тоді, рівняння руху (5.1) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} M_1 \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \rho_1 \ddot{Y}_1 + b_1 \tilde{\omega} \tilde{Y} \rho_1 \dot{Y}_1 + k_1 \tilde{Y} \rho_1 Y_1 + b_{12} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) + k_{12} \tilde{Y} (\rho_1 Y_1 - Y_2) + \\ + b_{13} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \rho_3 \dot{Y}_3) + k_{13} \tilde{Y} (\rho_1 Y_1 - \rho_3 Y_3) = 0, \\ M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \ddot{Y}_2 + b_2 \tilde{\omega} \tilde{Y} \dot{Y}_2 + k_2 \tilde{Y} Y_2 - b_{12} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) - k_{12} \tilde{Y} (\rho_1 Y_1 - Y_2) + \\ + b_{23} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\dot{Y}_2 - \rho_3 \dot{Y}_3) + k_{23} \tilde{Y} (Y_2 - \rho_3 Y_3) + \tilde{S} \tilde{\omega}^2 \ddot{s}_y = S_d \omega^2 \sin \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \tau, \\ M_3 \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \rho_3 \ddot{Y}_3 + b_3 \tilde{\omega} \tilde{Y} \rho_3 \dot{Y}_3 + k_3 \tilde{Y} \rho_3 Y_3 - b_{13} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \rho_3 \dot{Y}_3) - k_{13} \tilde{Y} (\rho_1 Y_1 - \rho_3 Y_3) - \\ - b_{23} \tilde{\omega} \tilde{Y} (\dot{Y}_2 - \rho_3 \dot{Y}_3) - k_{23} \tilde{Y} (Y_2 - \rho_3 Y_3) = 0, \\ \kappa m R^2 \tilde{\omega}^2 \ddot{\phi}_j + b_w R^2 \tilde{\omega} \left(\dot{\phi}_j - \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \right) + m R g \cos(\phi_j - \alpha) + m R \tilde{\omega}^2 \tilde{Y} \ddot{Y}_2 \cos \phi_j = 0, \end{aligned}$$

$$/ j = \overline{1, N} /, \quad (5.5)$$

де точка над величиною позначає похідну по τ .

Поділимо в (5.5) перше, друге й третє рівняння на $M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y}$, а четверте – на $\kappa m R^2 \tilde{\omega}^2$, одержимо

$$\begin{aligned}
& \rho_1 \frac{M_1}{M_{2\Sigma}} \left(\ddot{Y}_1 + \frac{b_1}{M_1 \tilde{\omega}} \dot{Y}_1 + \frac{k_1}{M_1 \tilde{\omega}^2} Y_1 \right) + \frac{b_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) + \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (\rho_1 Y_1 - Y_2) + \\
& + \frac{b_{13}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \rho_3 \dot{Y}_3) + \frac{k_{13}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (\rho_1 Y_1 - \rho_3 Y_3) = 0, \\
& \ddot{Y}_2 + \frac{b_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} \dot{Y}_2 + \frac{k_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} Y_2 - \frac{b_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \dot{Y}_2) - \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (\rho_1 Y_1 - Y_2) + \\
& + \frac{b_{23}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\dot{Y}_2 - \rho_3 \dot{Y}_3) + \frac{k_{23}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (Y_2 - \rho_3 Y_3) + \frac{\tilde{S}}{M_{2\Sigma} \tilde{Y}} \ddot{S}_y = \frac{S_d \omega^2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2 \tilde{Y}} \sin \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \tau, \\
& \rho_3 \frac{M_3}{M_{2\Sigma}} \left(\ddot{Y}_3 + \frac{b_3}{M_3 \tilde{\omega}} \dot{Y}_3 + \frac{k_3}{M_3 \tilde{\omega}^2} Y_3 \right) - \frac{b_{13}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \rho_3 \dot{Y}_3) - \\
& - \frac{k_{13}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (\rho_1 Y_1 - \rho_3 Y_3) - \frac{b_{23}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}} (\dot{Y}_2 - \rho_1 \dot{Y}_1) - \frac{k_{23}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2} (Y_2 - \rho_1 Y_1) = 0, \\
& \ddot{\varphi}_j + \frac{b_w}{\kappa m \tilde{\omega}} \left(\dot{\varphi}_j - \frac{\omega}{\tilde{\omega}} \right) + \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2} \cos(\varphi_j - \alpha) + \frac{\tilde{Y}}{\kappa R} \ddot{Y}_2 \cos \varphi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} / , \quad (5.6)
\end{aligned}$$

Введемо нові безрозмірні параметри й характерний масштаб:

$$\begin{aligned}
h_1 &= \frac{b_1}{2M_1 \tilde{\omega}}, \quad h_2 = \frac{b_2}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad h_3 = \frac{b_3}{2M_3 \tilde{\omega}}, \quad h_{12} = \frac{b_{12}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad h_{13} = \frac{b_{13}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \\
h_{23} &= \frac{b_{23}}{2M_{2\Sigma} \tilde{\omega}}, \quad \rho_1 = \frac{M_{2\Sigma}}{M_1}, \quad \rho_3 = \frac{M_{2\Sigma}}{M_3}, \quad n = \frac{\omega}{\tilde{\omega}}, \quad \tilde{Y} = \frac{\tilde{S}}{M_{2\Sigma}}, \quad \varepsilon = \frac{\tilde{Y}}{\kappa R} = \frac{\tilde{S}}{\kappa R M_{2\Sigma}}, \\
n_1^2 &= \frac{k_1}{M_1 \tilde{\omega}^2}, \quad n_2^2 = \frac{k_2}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad n_3^2 = \frac{k_3}{M_3 \tilde{\omega}^2}, \quad n_{12}^2 = \frac{k_{12}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad n_{13}^2 = \frac{k_{13}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \\
n_{23}^2 &= \frac{k_{23}}{M_{2\Sigma} \tilde{\omega}^2}, \quad \varepsilon \beta = \frac{b_w}{\kappa m \tilde{\omega}}, \quad \beta = \frac{b_w}{\varepsilon \kappa m \tilde{\omega}} = \frac{b_w R M_{2\Sigma}}{\tilde{S} n \tilde{\omega}}, \quad \delta = \frac{S_d}{\tilde{S}}, \quad \sigma = \frac{g}{\kappa R \tilde{\omega}^2}. \quad (5.7)
\end{aligned}$$

Тоді рівняння (5.6) приймуть вигляд:

$$\begin{aligned}
& \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12} (\rho_1 \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2 (\rho_1 y_1 - y_2) + \\
& \quad + 2h_{13} (\rho_1 \dot{y}_1 - \rho_3 \dot{y}_3) + n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) = 0, \\
& \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12} (\rho_1 \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2 (\rho_1 y_1 - y_2) + \\
& \quad + 2h_{23} (\dot{y}_2 - \rho_3 \dot{y}_3) + n_{23}^2 (y_2 - \rho_3 y_3) + \ddot{s}_y = \delta n^2 \sin n\tau, \\
& \ddot{y}_3 + 2h_3 \dot{y}_3 + n_3^2 y_3 - 2h_{13} (\rho_1 \dot{y}_1 - \rho_3 \dot{y}_3) - n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - \\
& \quad - 2h_{23} (\dot{y}_2 - \rho_3 \dot{y}_3) - n_{23}^2 (y_2 - \rho_1 y_1) = 0, \\
& \ddot{\varphi}_j + \varepsilon \beta (\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 \cos \varphi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} / .
\end{aligned} \tag{5.8}$$

Нехай

$$\tilde{S} = NmR. \tag{5.9}$$

Тоді

$$\begin{aligned}
s_x &= \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \cos \varphi_j, \quad s_y = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sin \varphi_j, \\
\tilde{y} &= \frac{NmR}{M_{2\Sigma}}, \quad \varepsilon = \frac{Nm}{\kappa M_{2\Sigma}}, \quad \beta = \frac{b_w M_{2\Sigma}}{Nm^2 \tilde{\omega}}, \quad \delta = \frac{S_d}{NmR} = \frac{\mu P}{NmR}.
\end{aligned} \tag{5.10}$$

При цьому вигляд рівнянь (5.8) збережеться.

Введемо у розглядання систему диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned}
& \ddot{y}_1 + 2h_1 \dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12} (\rho_1 \dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2 (\rho_1 y_1 - y_2) + \\
& \quad + 2h_{13} (\rho_1 \dot{y}_1 - \rho_3 \dot{y}_3) + n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) = 0, \\
& \ddot{y}_2 + 2h_2 \dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12} (\rho_1 \dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2 (\rho_1 y_1 - y_2) + \\
& \quad + 2h_{23} (\dot{y}_2 - \rho_3 \dot{y}_3) + n_{23}^2 (y_2 - \rho_3 y_3) + \ddot{s}_y = \delta n^2 \sin n\tau, \\
& \ddot{y}_3 + 2h_3 \dot{y}_3 + n_3^2 y_3 - 2h_{13} (\rho_1 \dot{y}_1 - \rho_3 \dot{y}_3) - n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - \\
& \quad - 2h_{23} (\dot{y}_2 - \rho_3 \dot{y}_3) - n_{23}^2 (y_2 - \rho_1 y_1) = 0, \\
& \ddot{\varphi} + \varepsilon \beta (\dot{\varphi} - n) + \sigma (s_x \cos \alpha - s_y \sin \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 s_x = 0,
\end{aligned} \tag{5.11}$$

де s_x, s_y, s з (3.31).

Система (5.11) призначена для пошуку двочастотних режимів руху платформи у випадку, коли вантажі щільно притиснуті один до одного і утворюють складений вантаж, що створює сумарний дебаланс s з (3.32).

У подальших дослідженнях вплив сил ваги не враховується ($\sigma=0$).

5.2. Двочастотні режими руху тримасової вібромашини

5.2.1. Вигляд двочастотних режимів руху в першому наближенні

Шукаємо усталений рух системи (5.11) у нульовому наближенні.

З (3.31) знаходимо $\ddot{s}_y = -\mathfrak{A}\Omega^2 \sin(\Omega\tau + \gamma_0)$. Тоді перших три рівняння в системі (5.11) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1\dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12}(\rho_1\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2(\rho_1 y_1 - y_2) + \\ + 2h_{13}(\rho_1\dot{y}_1 - \rho_3\dot{y}_3) + n_{13}^2(\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) = 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2\dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12}(\rho_1\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2(\rho_1 y_1 - y_2) + 2h_{23}(\dot{y}_2 - \rho_3\dot{y}_3) - \\ + n_{23}^2(y_2 - \rho_3 y_3) + \ddot{s}_y = \mathfrak{A}\Omega^2 \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + \delta n^2 \sin m\tau, \\ \ddot{y}_3 + 2h_3\dot{y}_3 + n_3^2 y_3 - 2h_{13}(\rho_1\dot{y}_1 - \rho_3\dot{y}_3) - n_{13}^2(\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - \\ - 2h_{23}(\dot{y}_2 - \rho_3\dot{y}_3) - n_{23}^2(y_2 - \rho_1 y_1) = 0, \end{aligned} \quad (5.12)$$

Знайдемо частинний розв'язок системи (5.12). Введемо в розглядання допоміжну систему

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + 2h_1\dot{y}_1 + n_1^2 y_1 + 2h_{12}(\rho_1\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + n_{12}^2(\rho_1 y_1 - y_2) + \\ + 2h_{13}(\rho_1\dot{y}_1 - \rho_3\dot{y}_3) + n_{13}^2(\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) = 0, \\ \ddot{y}_2 + 2h_2\dot{y}_2 + n_2^2 y_2 - 2h_{12}(\rho_1\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - n_{12}^2(\rho_1 y_1 - y_2) + \\ + 2h_{23}(\dot{y}_2 - \rho_3\dot{y}_3) + n_{23}^2(y_2 - \rho_3 y_3) + \ddot{s}_y = Fq^2 \sin(q\tau), \\ \ddot{y}_3 + 2h_3\dot{y}_3 + n_3^2 y_3 - 2h_{13}(\rho_1\dot{y}_1 - \rho_3\dot{y}_3) - n_{13}^2(\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - \\ - 2h_{23}(\dot{y}_2 - \rho_3\dot{y}_3) - n_{23}^2(y_2 - \rho_1 y_1) = 0, \end{aligned} \quad (5.13)$$

Шукаємо частинний розв'язок цієї системи у вигляді

$$y_i(\tau, q) = X_{2i+1}(q, F) \sin(q\tau) + X_{2i}(q, F) \cos(q\tau), \quad / i = \overline{1,3} / . \quad (5.14)$$

Підставимо (5.14) в (5.13) і зберемо коефіцієнти перед $\sin(q\tau)$, $\cos(q\tau)$.
Одержимо наступну систему рівнянь для пошуку $X_{i,} / i=\overline{1,6} / :$

$$\mathbf{A}(q)\mathbf{X}(q,F) = \mathbf{B}(q,F). \quad (5.15)$$

В (5.15)

$$\mathbf{A}(q) = \left\| a_{ij}(q) \right\|_1^6, \mathbf{X}(q,F) = \left\| X_{i,} \right\|_1^6, \mathbf{B}(q,F) = \left(0 \ 0 \ Fq^2 \ 0 \ 0 \ 0 \right)^T, \quad (5.16)$$

де, у свою чергу

$$a_{11}(q) = n_1^2 + \rho_1(n_{12}^2 + n_{13}^2) - q^2, \ a_{12}(q) = -2q[h_1 + \rho_1(h_{12} + h_{13})], \\ a_{13}(q) = -n_{12}^2, \ a_{14}(q) = 2qh_{12}, \ a_{15} = -n_{13}^2\rho_3, \ a_{16}(q) = 2qh_{13}\rho_3;$$

$$a_{21}(q) = -a_{12}(q), \ a_{22}(q) = a_{11}(q), \ a_{23}(q) = -a_{14}(q), \\ a_{24}(q) = a_{13}(q), \ a_{25}(q) = -a_{16}(q), \ a_{26} = a_{15}(q);$$

$$a_{31}(q) = -\rho_1 n_{12}^2, \ a_{32}(q) = 2q\rho_1 h_{12}, \ a_{33}(q) = n_2^2 + n_{12}^2 + n_{23}^2 - q^2, \\ a_{34}(q) = -2q(h_2 + h_{12} + h_{23}), \ a_{35} = -n_{23}^2\rho_3, \ a_{36}(q) = 2qh_{23}\rho_3;$$

$$a_{41}(q) = -a_{32}(q), \ a_{42}(q) = a_{31}(q), \ a_{43}(q) = -a_{34}(q), \\ a_{44}(q) = a_{33}(q), \ a_{45}(q) = -a_{36}(q), \ a_{46} = a_{35}(q);$$

$$a_{51}(q) = -\rho_1 n_{13}^2, \ a_{52}(q) = 2q\rho_1 h_{13}, \ a_{53}(q) = -n_{23}^2, \ a_{54}(q) = 2qh_{23}, \\ a_{55}(q) = n_3^2 + (n_{13}^2 + n_{23}^2)\rho_3 - q^2, \ a_{56}(q) = -2q[h_3 + (h_{13} + h_{23})\rho_3];$$

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

$$a_{64}(q) = a_{53}(q), \ a_{65}(q) = -a_{56}(q), \ a_{66} = a_{55}(q). \quad (5.17)$$

Коефіцієнти в законах руху (5.14) визначаються за формулами

$$\mathbf{X}(q,F) = \mathbf{A}^{-1}(q)\mathbf{B}(q,F). \quad (5.18)$$

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

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

$$+ X_{2i-1}(n, \delta) \sin(n\tau) + X_{2i}(n, \delta) \cos(n\tau), \quad / i=\overline{1,3} / . \quad (5.19)$$

У ньому значення постійного параметра Ω , що визначає частоту застрягання вантажів, не визначене.

Амплітуди повільних і швидких коливань платформ:

$$\begin{aligned} \text{Am} p_i(\Omega, s) &= \sqrt{X_{2i-1}^2(\Omega, s) + X_{2i}^2(\Omega, s)}, \\ \text{Am} p_i(n, \delta) &= \sqrt{X_{2i-1}^2(n, \delta) + X_{2i}^2(n, \delta)}, \quad / i=\overline{1,3} / . \end{aligned} \quad (5.20)$$

Введемо в розглядання визначник

$$\Delta(q) = |A(q)| = 0. \quad (5.21)$$

При відсутності сил опору

$$\Delta_0(q) = (a_{11}a_{33}a_{55} - a_{11}a_{35}a_{53} - a_{13}a_{31}a_{55} + a_{13}a_{51}a_{35} + a_{31}a_{15}a_{53} - a_{15}a_{33}a_{51})^2. \quad (5.22)$$

Це рівняння визначає власні (резонансні) частоти коливань системи. У тримасової вібронашину три резонансні (власні) частоти коливань – q_1, q_2, q_3 ($q_1 < q_2 < q_3$) і три відповідні форми коливань платформ. При проектуванні тримасової вібронашину її параметри підбираються такими, щоб забезпечити необхідну форму резонансних коливань платформ на певній резонансній частоті.

Зауважимо, що нульове наближення не дозволило знайти можливі значення постійного параметра Ω . Для їх визначення треба розглянути наступні наближення.

Шукаємо середній кут на усталеному русі в першому наближенні. Припускаємо, що

$$\varphi = \Omega\tau + \gamma_0 + \varepsilon\gamma_1, \quad (5.23)$$

де $\Omega = \text{const}$, а γ_1 – періодична функція. Тоді, з точністю до величин першого порядку малості включно

$$\dot{\phi} = \Omega + \varepsilon \dot{\gamma}_1, \quad \ddot{\phi} = \varepsilon \ddot{\gamma}_1, \quad s_x \approx s[\cos(\Omega\tau + \gamma_0) - \varepsilon \gamma_1 \sin(\Omega\tau + \gamma_0)].$$

Із цією же точністю останнє рівняння в (5.11) приймає вигляд ($\sigma=0$):

$$\varepsilon \ddot{\gamma}_1 + \varepsilon \beta(\Omega - n) + \varepsilon \ddot{y}_2 s \cos(\Omega\tau + \gamma_0) = 0.$$

Звідки знаходимо

$$\ddot{\gamma}_1 = -\beta(\Omega - n) - \ddot{y}_2 s \cos(\Omega\tau + \gamma_0). \quad (5.24)$$

У нульовому наближенні y_2 має вигляд (5.19). Знаходимо другу похідну

$$\begin{aligned} \ddot{y}_2(\tau) = & -\Omega^2 [X_3(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_4(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0)] - \\ & - n^2 [X_3(n, \delta) \sin(n\tau) + X_4(n, \delta) \cos(n\tau)]. \end{aligned}$$

Підставляючи її в (5.24), одержимо

$$\begin{aligned} \ddot{\gamma}_1 = & -\beta(\Omega - n) + \{\Omega^2 [X_3(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_4(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0)] + \\ & + n^2 [X_3(n, \delta) \sin(n\tau) + X_4(n, \delta) \cos(n\tau)]\} \cos(\Omega\tau + \gamma_0) = 0. \end{aligned} \quad (5.25)$$

Права частина цього рівняння містить наступну константу, що породжує вікову складову:

$$-\beta(\Omega - n) + \Omega^2 X_4(\Omega, s) / 2 = 0. \quad (5.26)$$

Якщо ця константа дорівнює нулю, то γ_1 – періодична функція.

Введемо визначник

$$\Delta_4(q, s) = -sq^2 \begin{vmatrix} a_{11}(q) & a_{12}(q) & a_{13}(q) & a_{15}(q) & a_{16}(q) \\ a_{21}(q) & a_{22}(q) & a_{23}(q) & a_{25}(q) & a_{26}(q) \\ a_{41}(q) & a_{42}(q) & a_{43}(q) & a_{45}(q) & a_{46}(q) \\ a_{51}(q) & a_{52}(q) & a_{53}(q) & a_{55}(q) & a_{56}(q) \\ a_{61}(q) & a_{62}(q) & a_{63}(q) & a_{65}(q) & a_{66}(q) \end{vmatrix}. \quad (5.27)$$

Тоді

$$X_4(\Omega, s) = \Delta_4(\Omega, s) / \Delta(\Omega). \quad (5.28)$$

З врахуванням (5.28) умова (5.26) приймає вигляд

$$P(\Omega, n) = 2\beta(n - \Omega)\Delta(\Omega) + \Omega^2\Delta_4(\Omega, s) = 0. \quad (5.29)$$

Дійсні корені рівняння (5.29) визначають частоти, на яких можуть застрягти вантажі.

З (5.29) знаходимо такий розв'язок рівняння частот застрягання вантажів у параметричному вигляді

$$n(\Omega) = \Omega [2\beta\Delta(\Omega) - \Omega\Delta_4(\Omega, s)] / [2\beta\Delta(\Omega)] = 0, \quad \Omega \in (0, +\infty). \quad (5.30)$$

У площині $(\Omega, n(\Omega))$, $\Omega \in (0, +\infty)$ можна будувати графік функції $n(\Omega)$, $n \in (0, +\infty)$. В точках біфуркації рухів відбувається зародження або злиття пари частот застрягання. При цьому

$$\frac{dn(\Omega)}{d\Omega} = \frac{1}{2\beta\Delta^2(\Omega)} \left\{ \begin{aligned} &2\beta\Delta^2(\Omega) - 2\Omega\Delta_4(\Omega, s)\Delta(\Omega) + \\ &+\Omega^2 \left[\Delta_4(\Omega, s) \frac{d\Delta(\Omega)}{d\Omega} - \Delta(\Omega) \frac{d\Delta_4(\Omega, s)}{d\Omega} \right] \end{aligned} \right\} = 0. \quad (5.31)$$

Зазначимо, що в першому наближенні поправки до y_1, y_2, y_3 мають порядок ε . Для реальних вібротомашин $\varepsilon < 1/20$ і тому поправки не перевищать 5%. Тому нижче ці поправки не визначаються.

Оцінка величин відкинутих (неврахованих) складових показує, що, незважаючи на сильну асиметрію опор, платформи роблять практично ідеальні двочастотні коливання.

5.2.2. Аналіз рівняння для пошуку частот застрягання вантажів, аналітико-числовий метод досліджень

При відсутності сил опору в опорах $\Delta_4(\Omega, s) = 0$ і рівняння (5.29) приймає вигляд

$$P(\Omega, n) = 2\beta(n - \Omega)\Delta_0(\Omega) = 0. \quad (5.32)$$

У рівняння (5.32) сім дійсних додатних коренів:

$$q_1, q_1, q_2, q_2, q_3, q_3, n \quad (0 < q_1 < q_2 < q_3 < n). \quad (5.33)$$

При цьому корні q_1, q_2, q_3 є двократними.

За наявності сил в'язкого опору в опорах інші частоти застрягання вантажів:

- близькі до власних частот коливань вібромашини;
- виникають чи зникають парами біля кожної власної частоти;
- одна частота застрягання з пари трохи менше відповідної власної частоти коливань вібромашини, а інша – трохи більше.

Тому, 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.

За результатами аналізу коренів рівняння (5.29) пропонується наступний аналітико-числовий метод дослідження резонансної складової коливань вібромашини.

1. З рівняння (5.31) знаходяться шість критичних (біфуркаційних) значень частот застрягання вантажів, таких, що $0 < \Omega_{c1} < \Omega_{c2} < \dots < \Omega_{c6} < n$.

2. По формулі (5.30) обчислюються шість біфуркаційних кутових швидкостей обертання ротора $n_{bi} = n(\Omega_{ci})$, / $i = \overline{1,6}$ /. Для зручності будемо їх нумерувати й розташовувати в порядку зростання. При проходженні цих швидкостей виникає або зникає одна пара режимів застрягання.

3. Для кожного режиму застрягання, по формулі (5.30) обчислюються в параметричному вигляді відповідні швидкості обертання ротора:

$$\begin{aligned}
n_1(\Omega) &= n(\Omega), \Omega \in [0, \Omega_{c1}]; n_2(\Omega) = n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}]; \dots \\
n_6(\Omega) &= n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c5}, \Omega_{c6}]; n_7(\Omega) = n(\Omega), \Omega \in [\Omega_{c6}, +\infty). \quad (5.34)
\end{aligned}$$

За результатами обчислень у площині (n, Ω) будуються графіки семи можливих режимів застрягання $(n_i(\Omega), \Omega)$, / $i = \overline{1, 7}$ / .

4. При оцінці стійкості можливих режимів застрягання використовуємо наступні правила:

– якщо на певній швидкості обертання ротора існує тільки один режим застрягання вантажів, то він (глобально або локально) асимптотично стійкий;

– якщо на певній швидкості обертання ротора існують три й більше режимів застрягання вантажів, то локально асимптотично стійкі тільки непарні режими застрягання.

5. Для кожного режиму застрягання, по формулах (5.20) обчислюються в параметричному вигляді амплітуди повільних (навколо резонансних) коливань платформ

$$\begin{aligned}
Am p_{i1}(\Omega, s) &= Am p_i(\Omega, s), \Omega \in [0, \Omega_{c1}], \\
Am p_{i2}(\Omega, s) &= Am p_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c1}, \Omega_{c2}], \dots \\
Am p_{i6}(\Omega, s) &= Am p_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c5}, \Omega_{c6}], \\
Am p_{i7}(\Omega, s) &= Am p_i(\Omega, s), \Omega \in [\Omega_{c6}, +\infty), / i = \overline{1, 2, 3} / . \quad (5.35)
\end{aligned}$$

За результатами обчислень у площині (n, Amp) будуються графіки амплітуд коливань платформ $(n_i(\Omega), Amp_{i,j}(\Omega))$, / $i = \overline{1, 3}$; $j = \overline{1, 7}$ / .

Усі обчислення проводяться з безрозмірними величинами. Результати так само виходять у безрозмірному вигляді.

5.3. Синтез і дослідження динаміки антирезонансної тримасової вібромашини

5.3.1. Опис моделі вібромашини, диференціальні рівняння руху

Для побудови моделі антирезонансної тримасової вібромашини використовується узагальнена модель, побудована в п.5.1. Параметри вібромашини підбираються з умов (існування антирезонансної частоти):

- існування деякої граничної частоти обертання дебалансного ротора, на якій амплітуда коливань проміжної платформи мінімальна;
- співпадіння граничної частоти з однієї із власних (резонансних) частот коливань вібромашини.

Вібромашина буде працювати на швидкостях обертання ротора, які перевищують граничну частоту. При цьому вантажі у віброзбуднику (за певних умов) будуть застрягати на відповідній резонансній частоті, чим будуть збуджувати антирезонансний режим руху платформ.

Числовий експеримент будемо проводити з використанням методики, заснованої на ідеї параметричного розв'язку задачі пошуку частот застрягання вантажів і теорії біфуркацій рухів (п. 3.2).

Узагальнена модель антирезонансної тримасової вібромашини зображена на рис. 5.2. Вібромашина складається із три платформ масою M_1 , M_2 і M_3 . Проміжну платформу 3 утримують зовнішні пружно-в'язкі опори з коефіцієнтом жорсткості k_3 і в'язкості b_3 . Між собою платформи 1 і 3 (2 і 3) з'єднують внутрішні пружно-в'язкі опори з коефіцієнтами жорсткості k_{13} (k_{23}) і в'язкості b_{13} (b_{23}).

Зазначимо, що в деяких роботах платформи (маси) називають активною, проміжною і реактивною, або робочим органом, проміжною платформою й

динамічним віброгасником. У проєктованій вібротурини активною може бути платформа 1 або 2, а реактивною – 2 або 1.

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 рис. 1 – вектор прискорення вільного падіння біля поверхні землі.

На другу платформу встановлено віброзбудник – кульовий, роликовий (рис. 3.1, б) або маятниковий (рис. 3.1, в). Докладний опис віброзбудника наведено у розділі 3.

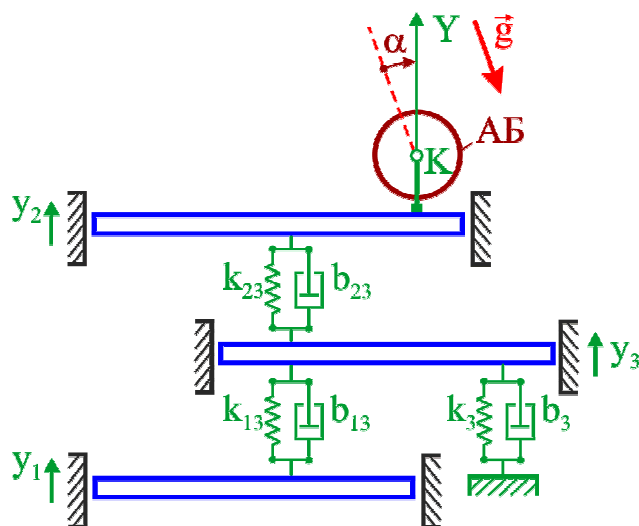


Рис. 5.2. Модель антирезонансної тримасової вібротурини (повернена на кут α)
– кінематика руху платформ

Для розглянутої моделі вібротурини диференціальні рівняння руху в безрозмірному вигляді мають вигляд:

$$\ddot{Y}_1 + 2h_{13} (\rho_1 \dot{Y}_1 - \rho_3 \dot{Y}_3) + n_{13}^2 (\rho_1 Y_1 - \rho_3 Y_3) = 0,$$

$$\ddot{Y}_2 + 2h_{23} (\dot{Y}_2 - \rho_3 \dot{Y}_3) + n_{23}^2 (Y_2 - \rho_3 Y_3) = -\ddot{s}_y,$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}_3 + 2h_3 \dot{y}_3 + n_3^2 y_3 - 2h_{13} (\rho_1 \dot{y}_1 - \rho_3 \dot{y}_3) - n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - \\ - 2h_{23} (\dot{y}_2 - \rho_3 \dot{y}_3) - n_{23}^2 (y_2 - \rho_3 y_3) = 0, \\ \ddot{\varphi}_j + \varepsilon \beta (\dot{\varphi}_j - n) + \sigma \cos(\varphi_j - \alpha) + \varepsilon \ddot{y}_2 \cos \varphi_j = 0, \quad / j = \overline{1, N} / . \end{aligned} \quad (5.36)$$

У подальших дослідженнях впливом сил ваги нехтуємо ($\sigma=0$).

5.3.2. Пошук кутової швидкості обертання вантажів, на якій проміжна платформа нерухома

При антирезонансному режимі платформа 3 (проміжна платформа) вібромашини повинна бути нерухома ($y_3 = 0$). При цьому платформи 1 і 2 повинні робити протифазні коливання. Чисто антирезонансний режим можливий тільки при відсутності сил опору.

При відсутності сил опору, зібраних разом вантажах, застряганні вантажів на постійній швидкості обертання Ω , система (5.36) приймає вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) = 0, \\ \ddot{y}_2 + n_{23}^2 (y_2 - \rho_3 y_3) = \varepsilon \Omega^2 \sin \Omega \tau, \\ \ddot{y}_3 + n_3^2 y_3 - n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) - n_{23}^2 (y_2 - \rho_3 y_3) = 0. \end{aligned} \quad (5.37)$$

Рівняння частот, що визначає власні (резонансні) частоти коливань системи (5.37) має вигляд

$$\begin{aligned} \text{Det}(p) = \begin{vmatrix} -p^2 + n_{13}^2 \rho_1 & 0 & -n_{13}^2 \rho_3 \\ 0 & -p^2 + n_{23}^2 & -n_{23}^2 \rho_3 \\ -n_{13}^2 \rho_1 & -n_{23}^2 & -p^2 + n_3^2 + (n_{13}^2 + n_{23}^2) \rho_3 \end{vmatrix} = \\ = b_0 - b_1 p^2 + b_2 p^4 - p^6, \end{aligned} \quad (5.38)$$

де

$$\begin{aligned}
b_0 &= n_3^2 n_{13}^2 n_{23}^2 \rho_1, \\
b_1 &= n_3^2 (n_{23}^2 + n_{13}^2 \rho_1) + n_{13}^2 n_{23}^2 (\rho_1 + \rho_3 + \rho_1 \rho_3), \\
b_2 &= n_{13}^2 (\rho_1 + \rho_3) + n_{23}^2 (1 + \rho_3) + n_3^2.
\end{aligned} \tag{5.39}$$

Знайдемо частоту обертання ротора, на якій коливання проміжної платформи 3 відсутні. Нехай $y_3 = 0$. Тоді рівняння (5.37) приймуть вигляд

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_1 + n_{13}^2 \rho_1 y_1 &= 0, \quad \ddot{y}_2 + n_{23}^2 y_2 = \mathfrak{A} \Omega^2 \sin \Omega \tau, \\
-n_{13}^2 \rho_1 y_1 - n_{23}^2 y_2 &= 0.
\end{aligned} \tag{5.40}$$

З останнього рівняння в (5.40) знаходимо

$$y_1 = -n_{23}^2 \rho_1 y_2 / n_{13}^2. \tag{5.41}$$

Підставляючи (5.41) у перше рівняння в (5.40), після перетворень одержуємо

$$\ddot{y}_2 + n_{13}^2 \rho_1 y_2 = 0. \tag{5.42}$$

Відніmemo (5.42) від другого рівняння в (5.40), одержимо

$$(n_{23}^2 - n_{13}^2 \rho_1) y_2 = \mathfrak{A} \Omega^2 \sin \Omega \tau.$$

Звідки одержуємо

$$y_2 = \frac{\mathfrak{A} \Omega^2}{n_{23}^2 - n_{13}^2 \rho_1} \sin \Omega \tau. \tag{5.43}$$

Підставляючи (5.43) в (5.42), одержимо

$$-\frac{\mathfrak{A} \Omega^4}{n_{23}^2 - n_{13}^2 \rho_1} \sin \Omega \tau + n_{13}^2 \rho_1 \frac{\mathfrak{A} \Omega^2}{n_{23}^2 - n_{13}^2 \rho_1} \sin \Omega \tau = 0,$$

$$-\Omega^2 + n_{13}^2 \rho_1 = 0.$$

Звідки знаходимо

$$\Omega = n_{13}\sqrt{\rho_1}. \quad (5.44)$$

4.3.3. Умови, за яких вібромашина стає антирезонансною

Для того, щоб це була власна (резонансна) частота коливань вібромашини, потрібно щоб це був корінь рівняння частот (5.38). Підставляючи (5.44) в (5.38), після перетворень одержимо

$$D \operatorname{et}(n_{13}\sqrt{\rho_1}) = n_{13}^4 \rho_1 \rho_3 (n_{13}^2 \rho_1 - n_{23}^2) = 0. \quad (5.45)$$

Звідси знаходимо таку умову

$$n_{23} = n_{13}\sqrt{\rho_1}. \quad (5.46)$$

Підставимо (5.46) в (5.37), одержимо

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 + n_{13}^2 (\rho_1 y_1 - \rho_3 y_3) &= 0, \\ \ddot{y}_2 + n_{13}^2 \rho_1 (y_2 - \rho_3 y_3) &= \Omega^2 \sin \Omega \tau, \\ \ddot{y}_3 + [n_3^2 + n_{13}^2 (1 + \rho_1) \rho_3] y_3 - n_{13}^2 \rho_1 y_1 - n_{13}^2 \rho_1 y_2 &= 0. \end{aligned} \quad (5.47)$$

Підставимо (5.46) у рівняння частот (5.38), одержимо

$$D \operatorname{et}(p) = (\rho_1 n_{13}^2 - p^2) \{p^4 - [(\rho_1 + \rho_3 + \rho_1 \rho_3) n_{13}^2 + n_3^2] p^2 + \rho_1 n_{13}^2 n_3^2\} = 0. \quad (5.48)$$

З (5.48) знаходимо три резонансні частоти

$$n_{r(i)} = n_{13}\sqrt{\rho_1}, \quad n_{r(j/k)} = \sqrt{\frac{(\rho_1 + \rho_3 + \rho_1 \rho_3) n_{13}^2 + n_3^2 \mp \sqrt{D}}{2}}, \quad (5.49)$$

де

$$D = [(\rho_3 - \rho_1 + \rho_1 \rho_3) n_{13}^2 + n_3^2]^2 + 4 n_{13}^4 \rho_1 \rho_3 (\rho_1 + 1) > 0. \quad (5.50)$$

З (5.49) видно, що (5.46) – це одна із три резонансних частот. Оскільки дискримінант $D > 0$, то дві інші резонансні частоти завжди існують, причому

$$n_{r(k)} > n_{r(j)} > 0. \quad (5.51)$$

Упорядкуємо резонансні частоти i, j, k з (5.49) у порядку зростання. Розглянемо

$$(n_{r(j)}^2 - n_{r(i)}^2) (n_{r(k)}^2 - n_{r(i)}^2) = -\rho_1 \rho_3 (\rho_1 + 1) n_{13}^4 < 0. \quad (5.52)$$

Враховуючи (5.51) і (5.52) упорядковуємо резонансні частоти в порядку зростання в такий спосіб

$$n_{r1} = \sqrt{\frac{(\rho_1 + \rho_3 + \rho_1 \rho_3) n_{13}^2 + n_3^2 - \sqrt{D}}{2}}, \quad n_{r2} = n_{13} \sqrt{\rho_1},$$

$$n_{r3} = \sqrt{\frac{(\rho_1 + \rho_3 + \rho_1 \rho_3) n_{13}^2 + n_3^2 + \sqrt{D}}{2}}. \quad (5.53)$$

Для здійснення антирезонансного режиму коливань швидкість обертання ротора повинна перевищувати другу резонансну частоту. При цьому вантажі вібробудника повинні застрягати на швидкості, близькій до другої резонансної частоти. Тоді платформи будуть робити коливання, близькі до антирезонансного режиму (другій формі власних коливань платформ).

5.3.4. Закони усталених рухів платформ

Застрягання вантажів у вібробуднику можливо тільки при наявності сил в'язкого опору в системі. У режимі застрягання вантажі щільно притиснуті один до одного і створюють сумарний дебаланс s .

При наявності сил в'язкого опору закон руху платформ у нульовому наближенні ($\varepsilon=0$) має вигляд [12]

$$Y_i(\tau) = X_{2i+1}(\Omega, s) \sin(\Omega\tau + \gamma_0) + X_{2i}(\Omega, s) \cos(\Omega\tau + \gamma_0), \quad / i=\overline{1,3} / . \quad (5.54)$$

Тут:

$$\mathbf{X}(q, s) = \mathbf{A}^{-1}(q) \mathbf{B}(q, s), \quad (5.55)$$

де

$$\mathbf{A}(q) = \|a_{ij}(q)\|_1^6, \quad \mathbf{X}(q, s) = \|X_i(q, s)\|_1^6, \quad \mathbf{B}(q, s) = (0 \quad 0 \quad sq^2 \quad 0 \quad 0 \quad 0)^T. \quad (5.56)$$

У свою чергу

$$\begin{aligned} a_{11}(q) &= \rho_1 n_{13}^2 - q^2, \quad a_{12}(q) = -2q\rho_1 h_{13}, \\ a_{13}(q) &= 0, \quad a_{14}(q) = 0, \quad a_{15} = -n_{13}^2 \rho_3, \quad a_{16}(q) = 2qh_{13} \rho_3; \\ a_{21}(q) &= -a_{12}(q), \quad a_{22}(q) = a_{11}(q), \quad a_{23}(q) = 0, \\ a_{24}(q) &= 0, \quad a_{25}(q) = -a_{16}(q), \quad a_{26} = a_{15}(q); \\ a_{31} &= 0, \quad a_{32}(q) = 0, \quad a_{33}(q) = n_{23}^2 - q^2, \\ a_{34}(q) &= -2qh_{23}, \quad a_{35} = -n_{23}^2 \rho_3, \quad a_{36}(q) = 2qh_{23} \rho_3; \\ a_{41}(q) &= 0, \quad a_{42}(q) = 0, \quad a_{43}(q) = -a_{34}(q), \\ a_{44}(q) &= a_{33}(q), \quad a_{45}(q) = -a_{36}(q), \quad a_{46} = a_{35}(q); \\ a_{51}(q) &= -\rho_1 n_{13}^2, \quad a_{52}(q) = 2q\rho_1 h_{13}, \quad a_{53}(q) = -n_{23}^2, \quad a_{54}(q) = 2qh_{23}, \\ a_{55}(q) &= n_3^2 + (n_{13}^2 + n_{23}^2) \rho_3 - q^2, \quad a_{56}(q) = -2q[h_3 + (h_{13} + h_{23}) \rho_3]; \\ a_{61}(q) &= -a_{52}(q), \quad a_{62}(q) = a_{51}(q), \quad a_{63}(q) = -a_{54}(q), \\ a_{64}(q) &= a_{53}(q), \quad a_{65}(q) = -a_{56}(q), \quad a_{66} = a_{55}(q). \end{aligned} \quad (5.57)$$

Амплітуди коливань платформ:

$$Am p_i(\Omega, s) = \sqrt{X_{2i+1}^2(\Omega, s) + X_{2i}^2(\Omega, s)}, \quad / i=\overline{1,2,3} / . \quad (5.58)$$

Частоти, на яких можуть застрягти вантажі визначаються як дійсні коріння рівняння (5.29). Це – поліном 13-го ступеня відносно Ω , який фактично не

піддається аналітичному дослідженню. Тому подальші дослідження проводимо числовими методами.

5.3.5. Числові дослідження динаміки вібромашини

Розрахункові дані (безрозмірні параметри):

$$\begin{aligned}n_{13} = n_{23} = 1; n_3 = 0,5; h_{13} = h_{23} = 0,01; h_3 = 0,01; \\ \rho_1 = 1; \rho_3 = 0,25; F = 1; \beta = 2; \varepsilon = 0,02; \sigma = 0.\end{aligned}\quad (5.59)$$

Підставляючи (5.59) в (5.53), знаходимо три власні (резонансні) частоти коливань системи при відсутності сил опору:

$$n_{r1} = 0,39614; n_{r2} = 1,0; n_{r3} = 1,26217.\quad (5.60)$$

Подальші дослідження проводяться за послідовністю, описаною в п.п. 5.3.2.

1. Шість критичних (біфуркаційних) значень частот застрягання вантажів знаходимо як корні рівняння (5.31):

$$\Omega_{c(1-6)} = \{0,39637; 0,42316; 1,00016; 1,09908; 1,26251; 1,41131\}.\quad (5.61)$$

2. Підставляючи (5.61) в (5.30), знаходимо шість відповідних біфуркаційних швидкостей обертання ротора. Розташовуємо їх у порядку зростання:

$$n_{b(1-6)} = \{0,43984; 0,66525; 1,22507; 1,51629; 5,16456; 7,26216\}.\quad (5.62)$$

3. На рис. 5.4 за формулами (5.34) побудовані графіки 7-ми можливих режимів застрягання вантажів.

4. На рис. 5.4 суцільними лініями показані стійкі (непарні) режими застрягання, а пунктирними – нестійкі (парні).

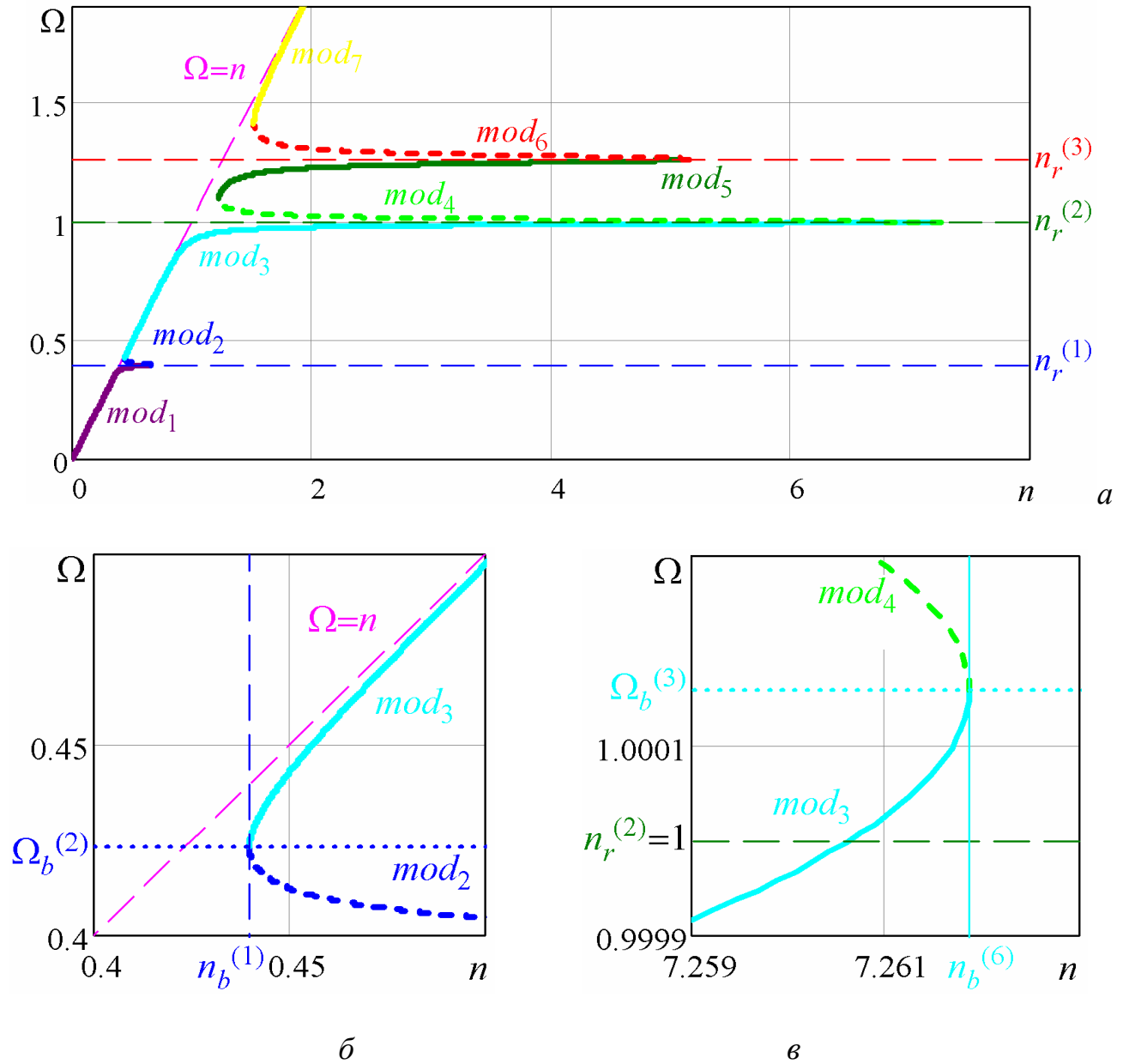


Рис. 5.4. Графіки можливих режимів застрягання вантажів залежно від швидкості обертання ротора:

a – загальний вигляд;

$б$ – біля зародження режимів 2, 3;

$в$ – біля зникнення через злиття режимів 3 і 4

5. На рис. 5.5, за формулами (5.20) побудовані графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від частоти застрягання вантажів.

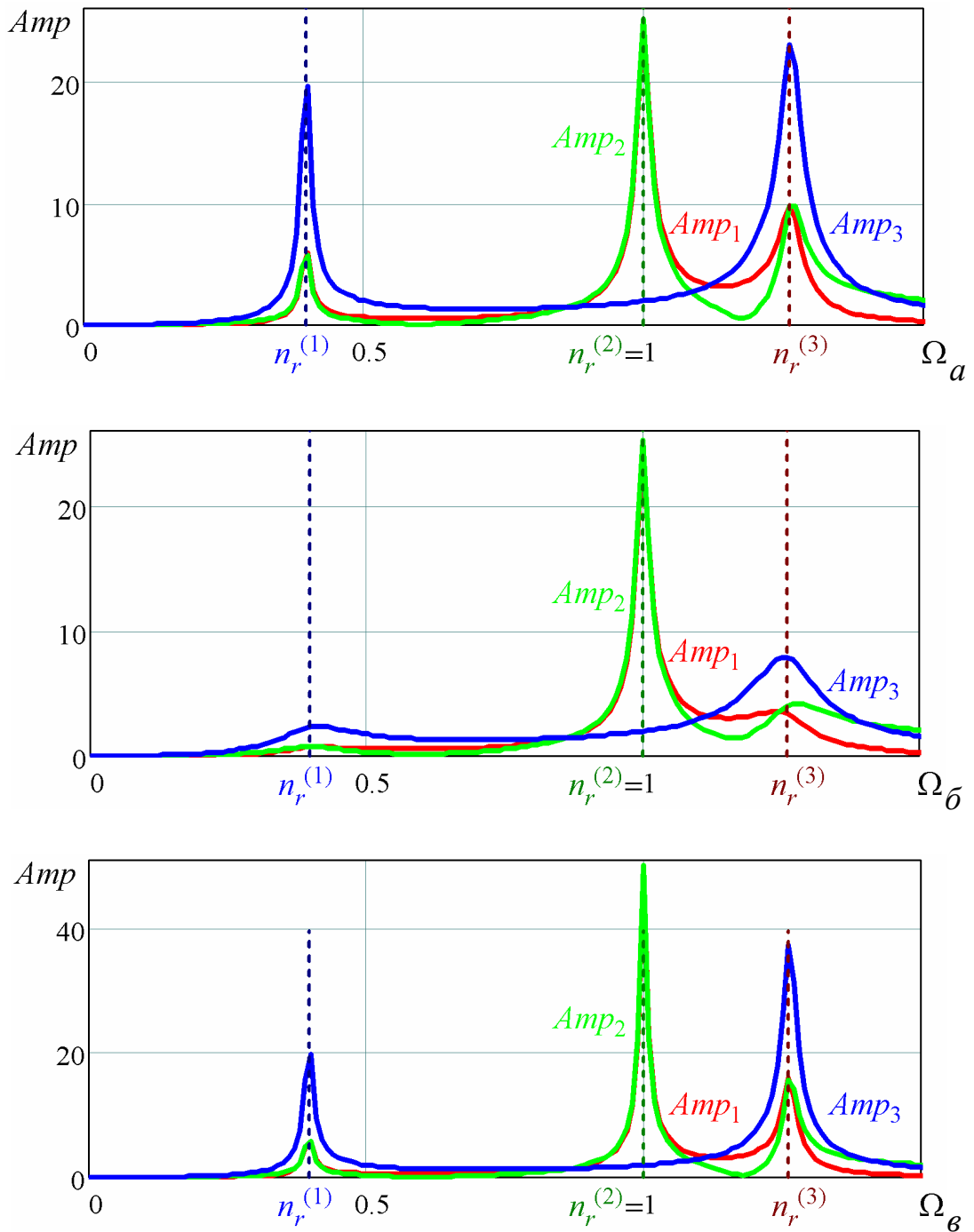


Рис. 5.5. Графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від частоти застрягання вантажів:

a – $h_{13} = 0,01$, $h_3 = 0,01$; *b* – $h_{13} = 0,01$, $h_3 = 0,1$; *v* – $h_{13} = 0,005$, $h_3 = 0,01$

З рис. 5.5 видно, 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. 5.5, 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. 5.5, в).

На рис. 5.6 показані залежності амплітуд коливань платформ від частоти застрягання вантажів на стійкому антирезонансному режимі 3.

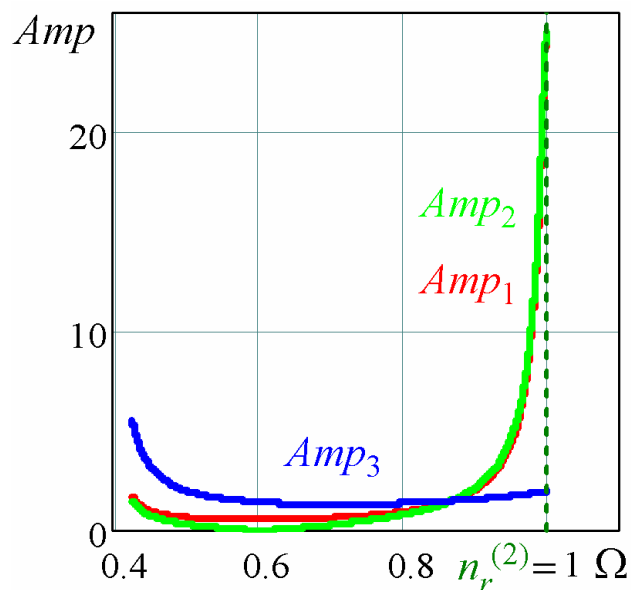


Рис. 5.6. Залежність амплітуд коливань платформ від частоти застрягання вантажів на режимі 3 застрягання ($h_{13} = 0,01$, $h_3 = 0,01$).

На рис. 5.7 побудовані графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від швидкості обертання ротора.

Стійкий антирезонансний режим роботи вібромашини 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.

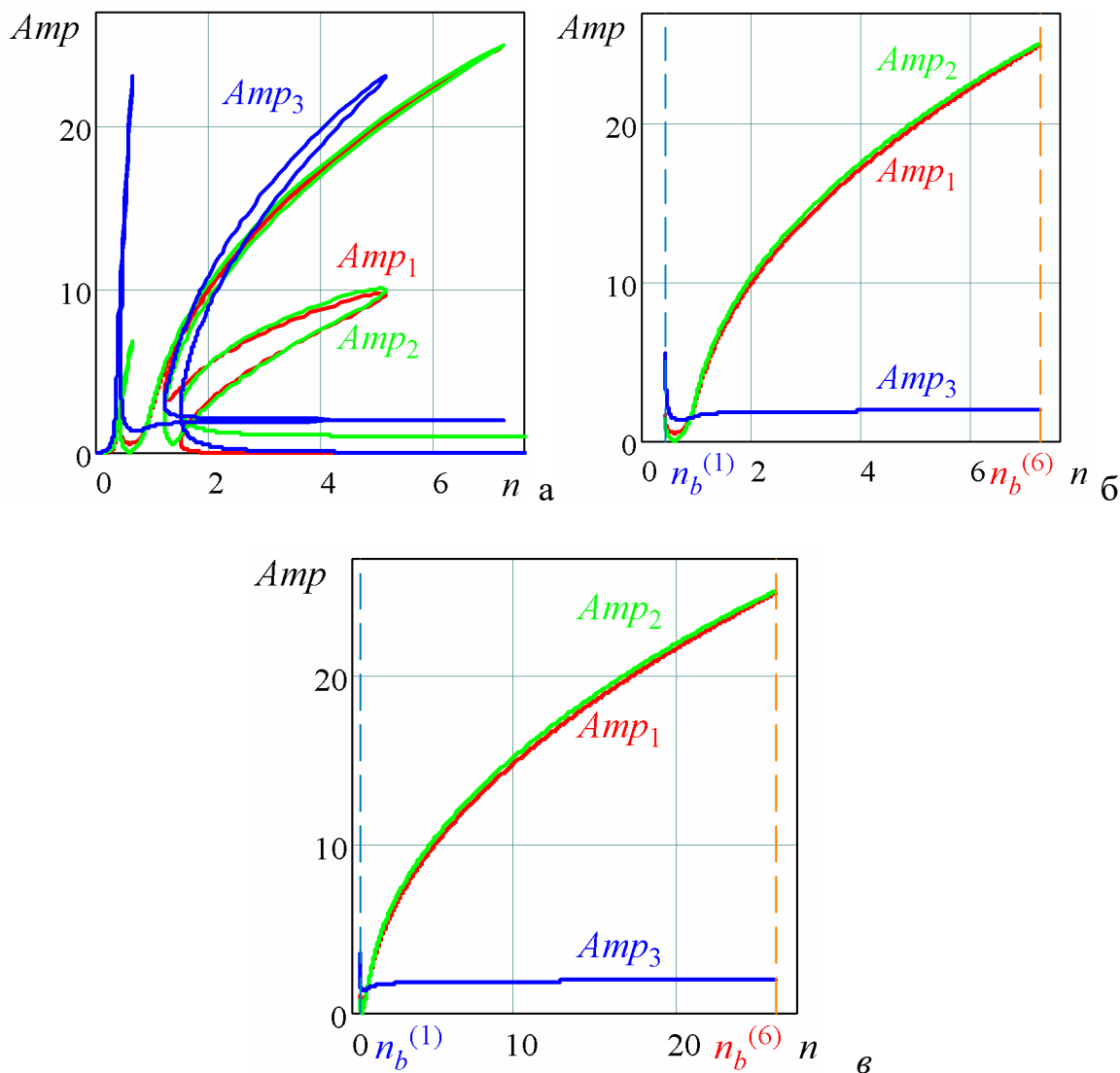


Рис. 5.7. Графіки можливих амплітуд коливань платформ залежно від швидкості обертання ротора:

a – усі режими застрягання вантажів; *б* – стійкий антирезонансний режим 3 при $\beta=2$; *в* – стійкий антирезонансний режим 3 при $\beta=0,5$

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. 5.7, б, в). При більших силах опору менша зміна швидкості обертання ротора приводить до більшої зміни амплітуд коливань платформ 1 і 2.

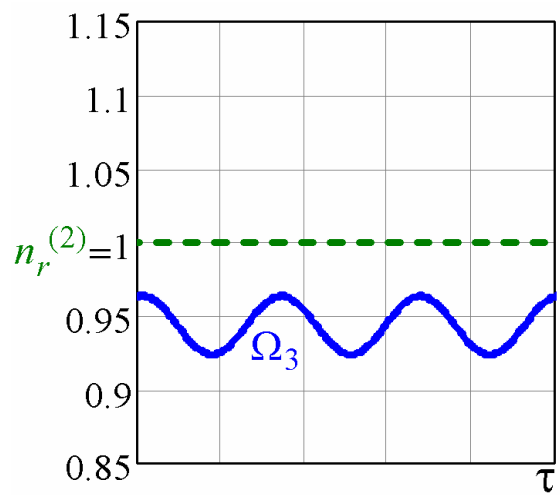
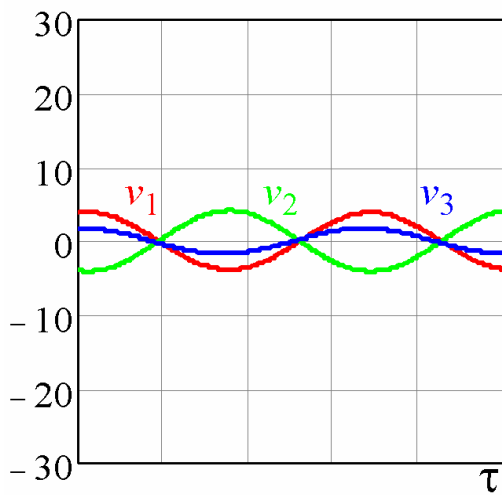
5.3.6. Інтегрування диференціальних рівнянь руху, оцінка стійкості антирезонансного режиму

Диференціальні рівняння руху (5.36) інтегрувалися при розрахункових даних з (5.59). Початкові умови близькі до антирезонансного режиму:

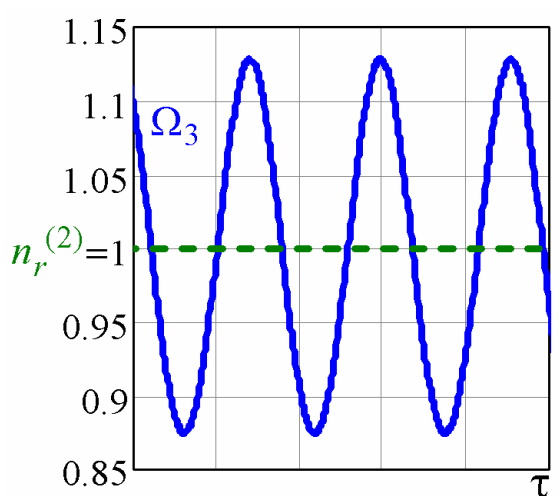
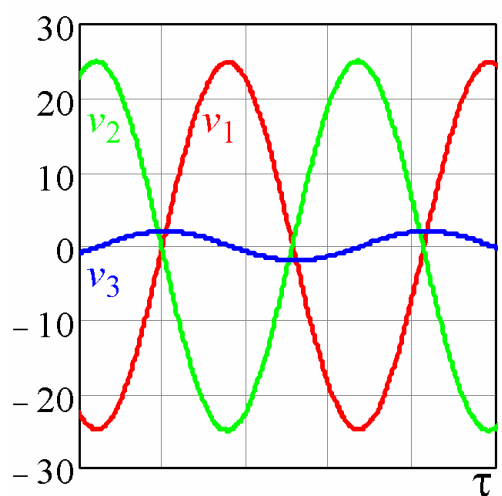
$$y_1 = 30, \dot{y}_1 = 0, y_2 = -30, \dot{y}_2 = 0, y_3 = 0, \dot{y}_3 = 0, \varphi = 0, \dot{\varphi} = n_{r2} = 1. \quad (5.63)$$

На рис. 5.8 зображені графіки координат платформ і графік кутової швидкості обертання вантажу при різній швидкості обертання ротора після встановлення режиму коливань.

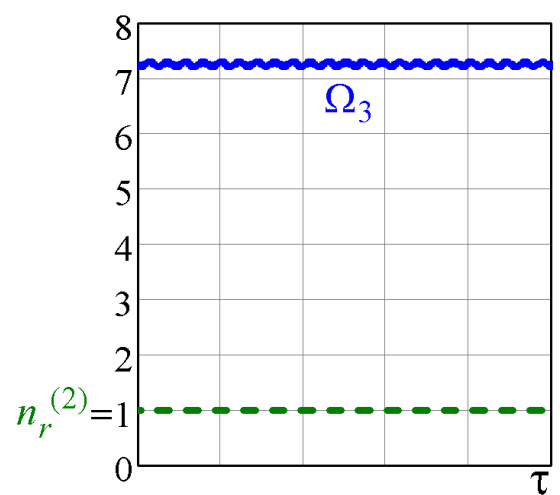
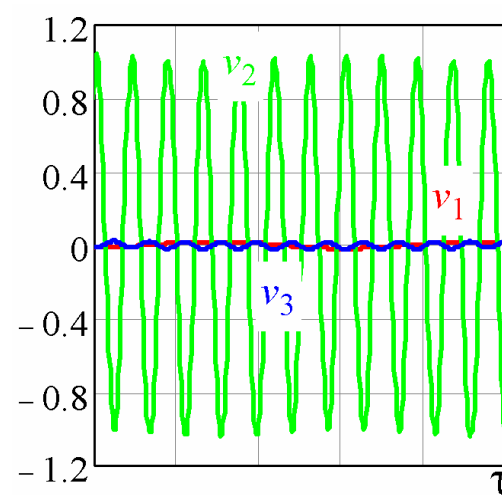
Результати розрахунків підтверджують, що антирезонансний режим існує й стійкий у діапазоні кутових швидкостей обертання ротора (n_{b1}, n_{b6}). Суттєво, що стійкість локальна асимптотична. Так, при нульових початкових умовах антирезонансний режим настає до швидкості обертання ротора $n=2$. При $n=2,1$ 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.



a



б



в

Рис. 5.8. Графіки координат платформ (v_1, v_2, v_3) і графік кутової швидкості обертання вантажу (Ω_3) при: а – $n=1,1$; б – $n=7,2$; в – $n=7,3$

Висновки розділу 5

1. Побудована узагальнена модель тримасової вібромашини з поступальним рухом платформ і віброзбудником кульового, роликового або маятникового типу. В узагальнених моделях кожна платформу підтримує зовнішня пружно-в'язка опора й платформи зв'язані між собою внутрішніми пружно-в'язкими опорами.

2. Виведені диференціальні рівняння руху. Рівняння приведені до вигляду, що не залежить від типу віброзбудника. Отримані рівняння застосовні як для аналітичного дослідження динаміки відповідних вібромашин, так і для проведення обчислювальних експериментів.

3. Тримасова вібромашина завжди має усталені режими руху, близькі до двочастотних. На цих рухах вантажі віброзбудника створюють постійну невірноваженість, не можуть наздогнати ротор і застряють на певній частоті. Цим вантажі працюють як перший віброзбудник, що збуджує вібрації із частотою застрягання вантажів. Другий віброзбудник утворюється дебалансною масою на корпусі віброзбудника. Маса обертається із частотою обертання ротора й збуджує більш швидкі вібрації із цією частотою.

Незважаючи на сильну асиметрію опор, віброзбудник збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації платформ. Відхилення від двочастотного закону не перевищують 5 %.

4. У тримасової вібромашини три власні частоти коливань. Вантажі можуть застрявати тільки на швидкостях, близьких до власних частот коливань вібромашини або до частоти обертання ротора.

У вібромашини завжди існує, причому тільки одна, частота застрягання вантажів, дещо менша швидкості обертання ротора.

У випадку малих сил в'язкого опору в опорах у вібромашини зі збільшенням швидкості обертання ротора нові частоти застрягання вантажів:

– з'являються парами над черговою власною частотою коливань вібромашини;

– одна із частот прямує до меншої, а інша – до більшої власної частоти коливань вібромашини.

Довільні сили в'язкого опору в опорах можуть заважати появі нових частот застрягання вантажів. Тому в найбільш загальному випадку таких частот може бути 1, 3, 5 або 7, залежно від швидкості обертання ротора й величин сил в'язкого опору в опорах.

5. Теоретичні дослідження показали, що в тримасовій вібромашині присутні три резонансні частоти й три відповідні форми коливань платформ. Для такої вібромашини можна підібрати значення параметрів опор, що забезпечують існування антирезонансного режиму руху. На антирезонансному режимі платформа 3, в'язко-пружно прикріплена до землі, практично не коливається, а платформи 1 і 2, приєднані до платформи 3, коливаються в протифазах.

В антирезонансній вібромашині активною (робочою) може бути платформа 1, тоді платформа 2 буде реактивною (динамічним віброгасником) і навпаки. При цьому вібромашина буде працювати при установці віброзбудника як на платформі 1, так і на платформі 2.

Антирезонансний режим буде наступати при застряганні вантажів біля другої резонансної частоти коливань платформ.

6. Числові розрахунки показали, що у випадку малих сил опору у вібромашини:

– теоретично існують сім можливих режимів застрягання вантажів;

– друга (антирезонансна) форма коливань платформ теоретично реалізується на 3-у і 4-у режимах застрягання вантажів;

– локально асимптотично стійким є 3-й режим застрягання, а 4-й - нестійкий;

– для застрягання вантажів біля другої резонансної частоти потрібно забезпечувати вібромашині початкові умови, близькі до 3-го режиму застрягання або плавно розганяти ротор до робочої частоти;

– динамічними характеристиками вібромашини можна управляти в широких межах зміною швидкості обертання ротора й сил в'язкого опору.

РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ДВОЧАСТОТНИХ ВІБРОМАШИН, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА ЕФЕКТІ ЗОМЕРФЕЛЬДУ

Експериментально досліджено динаміку двочастотних одномасових вібромашин з рухом платформ: прямолінійним поступальним; поворотно-коливальним. Перевірялася наближена теорія двочастотних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда.

Досліджено динаміку дослідного зразка універсальної одномасової двочастотної вібромашини з кульовим збудником вібрацій.

Розроблений експериментальний метод дослідження динаміки вібромашин в умовах, коли візуальне спостереження за вантажами у віброзбуднику неможливе чи ускладнене. Метод апробований на спеціально створеному стенді.

6.1. Динаміка двочастотної одномасової вібромашин з прямолінійним поступальним рухом платформи

6.1.1. Мета та методи досліджень

Метою досліджень є дослідження усталених вібрацій платформи вібромашини, збуджених кульовим автобалансиром і перевірка наближеної теорії.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- створити стенд вібромашини;
- експериментально визначити динамічні характеристики вібромашини, апробувати методи досліджень та встановити тип руху платформи;
- підібрати коефіцієнти у передбачуваному законі зміни вібропришвидшень платформи вібромашини з використанням методів статистичного аналізу;
- порівняти закон зміни вібропришвидшень платформи, знайдений експериментально, із законом, ідентифікованим методами статистичного аналізу.

Методи досліджень. Рух платформи вібромашини вивчається за рухом її рами. Рама сприймається як тверде тіло. Рух вивчається за вібропришвидшенням. Це через те, що вібропереміщення (віброшвидкості) повільних коливань платформи значно більше вібропереміщень (віброшвидкостей) швидких коливань. Порівняними є лише вібропришвидшення.

Вібропришвидшення вимірюються двома датчиками акселерометрами MMA6231Q 2AX 1,5 з діапазоном вимірювання $\pm 1,5g$. Для оцифрування сигналу використовується аналогово-цифрова плата ADXL202EB-232 з USB інтерфейсом фірми Motorola. Датчики з'єднуються із платою, а вона – з ПК.

Плата працює в 3-х режимах:

- 1) в режимі осцилографа на екран комп'ютера виводяться два графіки кількох коливань сигналу, що захоплюється платою, причому сигнали можна порівнювати за величиною, фазою, визначати амплітуди та частоти коливань;
- 2) у режимі спектрального аналізатора на екран комп'ютера виводиться графік спектра коливань;
- 3) у режимі самописця захоплюється і оцифровується сигнал, що знімається

з двох датчиків.

Прямолінійність руху платформи перевіряється двома способами:

У першому – використовується лазерний нівелір. Він послідовно поєднується з короткою та довгою сторонами платформи. Відсутність кутових коливань перевіряється рухом горизонтальної лінії від лазерного променя. Для цього лінія проектується на спеціальний екран із горизонтальними лініями.

У другому – використовуються два однакові датчики вібропришвидшення. Вони встановлюються на протилежних довгих (коротких) сторонах платформи, один навпроти одного. Плата використовується як осцилограф. Порівнюються графіки коливань величин вібропришвидшень, знятих із двох датчиків. При поступальному русі платформи показання датчиків практично ідентичні. При чисто кутових коливаннях платформи показання датчиків протифазі.

Вид збуджених вібрацій платформи визначається з використанням елементів теорії коливань. Спектр частот збуджуваних вібрацій визначається в режимі спектрального аналізатора.

Оцифрований та записаний у режимі самописця закон зміни вібропришвидшення інтерпретується як сигнал. Отримані дані зберігаються як таблиці.

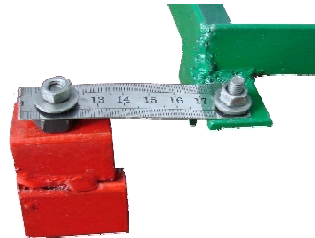
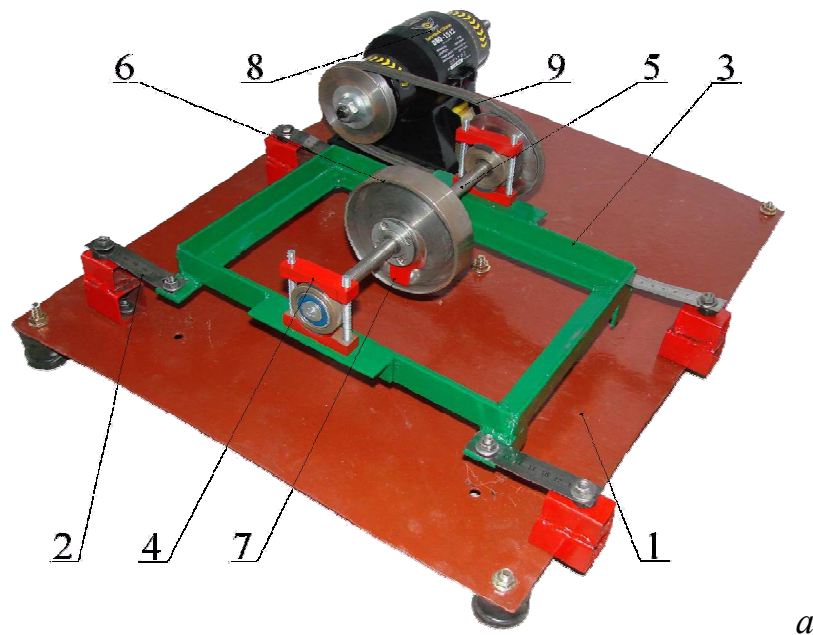
З проведених експериментів робиться припущення, що коливання платформи двочастотні. Коефіцієнти у законі зміни вібропришвидшення при двочастотних коливаннях ідентифікуються з використанням методу найменших квадратів, реалізованого в програмному пакеті для статистичного аналізу Statistica.

Порівнюються закони зміни вібропришвидшень, отримані експериментально та методами статистичного аналізу.

Додаткові деталі експериментів описані при викладі їх результатів.

6.1.2. Опис стенду

Розроблений стенд зображений на рис. 6.1. Конструкції опор платформи (рис. 6.1 б) дозволяють їй здійснювати поступальний прямолінійний рух по вертикалі.



1 – станина; 2 – пружна опора платформи; 3 – платформа; 4 – опора валу;
 5 – вал; 6 – автобалансир; 7 – дебаланс; 8 – асинхронний електродвигун;
 9 – ремінна передача

Рис. 6.1. Стенд вібромашини:

a – загальний вигляд; *б* – пружна опора; *в* – дебаланс та кулі

Стенд дозволяє:

- змінювати кількість куль у автобалансирі;
- змінювати масу платформи з допомогою додаткових вантажів;
- змінювати масу дебалансу шляхом використання кількох однакових дебалансів (рис. 6.1, в);
- змінювати частоту обертання валу, жорсткість пружинних опор;
- заміряти вібропришвидження платформи;
- спостерігати за відносним рухом куль;
- спостерігати за рухом платформи за допомогою лазерного променя.

У зв'язку з тим, що платформа теоретично має кілька резонансних частот і кілька відповідних форм коливань, необхідно встановити, яку форму коливань здійснює платформа.

6.1.3. Перевірка прямолінійності коливань платформи вібростанини

Пропонується два способи перевірки прямолінійності коливань платформи.

Перший спосіб. Послідовно – на коротку, а потім на довгу сторону платформи встановлюється лазерний нівелір (рис. 6.2, *a*). Вивчається, як рухається лазерний промінь у вигляді відрізка прямої після того, як рух платформи встановиться. Для цього промінь проектується на вертикальну шкалу, що складається із паралельних ліній.

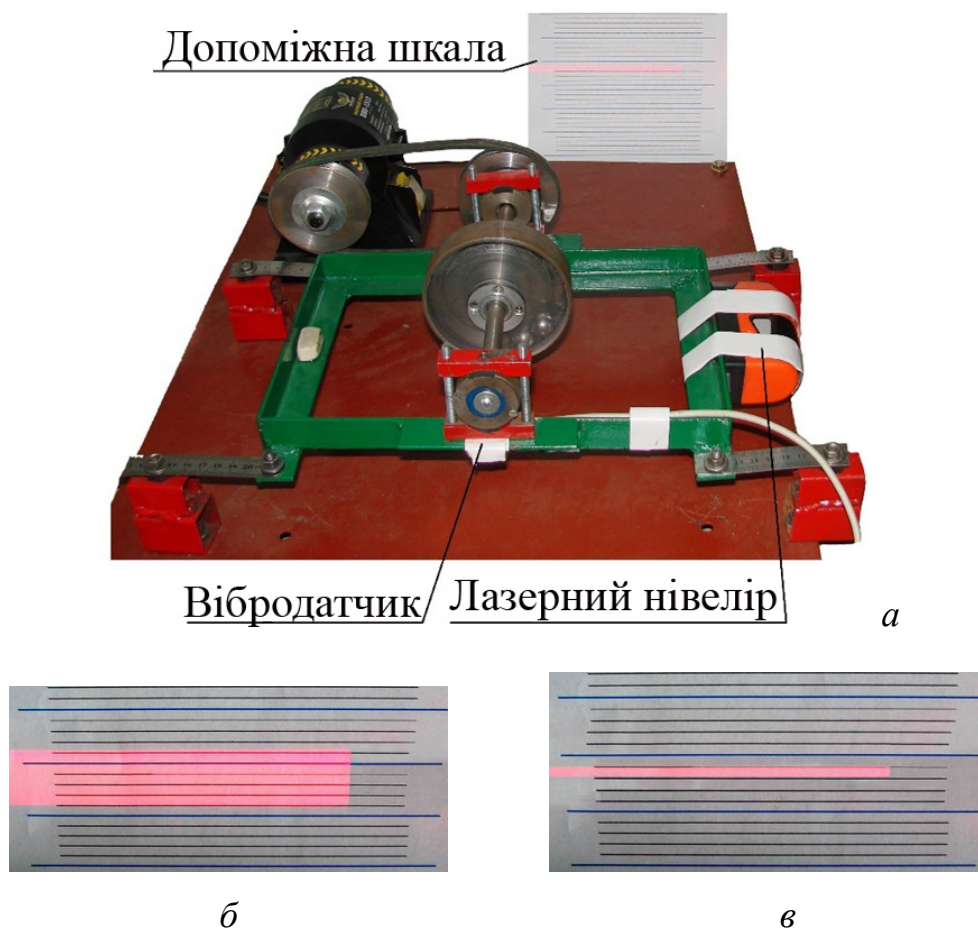


Рис. 6.2. Перевірка прямолінійності коливань платформи: *a* – встановлення лазерного нівеліра на платформу; *б* – рух лазерного променя за наявності лише куль; *в* – рух лазерного променя за наявності лише дебалансу

Спочатку експеримент був проведений із кулями, але за відсутності дебалансу на корпусі автобалансиру. Встановлено, що незалежно від місця встановлення лазерного нівеліра, лінія лазерного променя паралельна лініям шкали (рис. 6.2, б). Це свідчить про те, що кулі застряють на нижчій резонансній частоті, чим збуджують першу форму коливань платформи.

Потім експеримент був проведений за відсутності куль, але з дебалансом на корпусі автобалансира (рис. 6.2, в). Отримано аналогічний результат. Однак це свідчить про симетричність опор та викликано розташуванням віброзбудника в центрі платформи.

Другий спосіб. На довгі сторони платформи, навпроти один одного, встановлюються два однакові датчики акселерометри. Датчики вимірюють вібропришвидщення на платформі у вертикальному напрямку. Визначаються миттєві значення вібропришвидшень у напруженнях (вольтах). Покази датчиків практично збіглися (рис. 6.3).

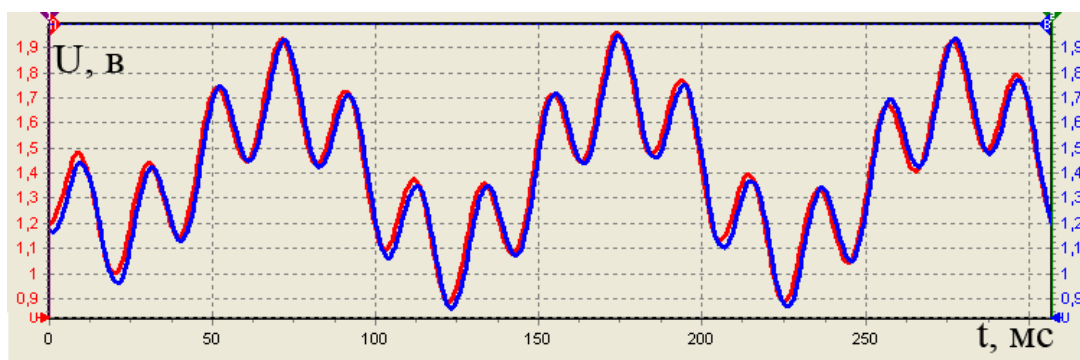


Рис. 6.3. Фрагмент вікна програми у режимі "Осцилограф" – збіг показань двох датчиків - акселерометрів

В результаті перевірки прямолінійності коливань платформи двома способами встановлено, що платформа робить практично чисті прямолінійні поступальні коливання, кутових складових немає.

Визначалися частоти та інтенсивність складових коливань у діапазоні до 100 Гц (режим спектрального аналізатора). На спектральному аналізаторі спостерігається наявність двох складових: на частоті 48 Гц – від дебалансу; на частоті 9 Гц – від куль (рис. 6.4).

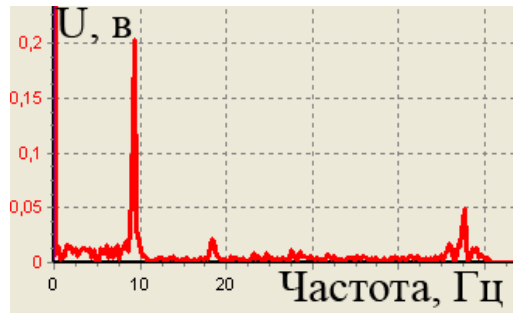


Рис. 6.4. Фрагмент вікна програми у режимі "Аналіз спектру коливань"

На характеристики двочастотних вібрацій впливають такі основні параметри: маса дебалансу на корпусі автобалансера M_D , сумарна маса вантажів (куль) M_6 , маса платформи M , частота обертання валу ω_p .

У всіх експериментах $M=2000$ г, $\omega_p=2880$ об/хв.

6.1.4. Характеристики стану вібромашини та тестування методів дослідження

Пружні опори дозволяють здійснювати платформі три головні коливальні рухи:

- прямолінійні поступальні у вертикальному напрямку;
- кутові коливальні навколо центральної осі платформи, паралельної його короткій стороні;
- кутові коливальні навколо центральної осі платформи, паралельної його довгій стороні.

Головні коливання, відповідно, відбуваються, якщо:

- корпус автобалансера підняти та різко відпустити;
- одну коротку сторону платформи підняти, іншу опустити і потім різко відпустити;
- одну довгу сторону платформи підняти, іншу опустити і потім різко відпустити.

Коливання платформи досліджуються за вібропришвидженнями.

При відсутності обертання валу та нерухомих кулях в автобалансирі було

досліджено вертикальні коливання платформи. Відповідно до лінійної теорії коливань закон зміни вібропришвидшень повинен відповідати закону вільних загасаючих коливань [24]:

$$U_x = \alpha \cdot e^{-ht} \cdot \cos(\omega_{рез}t + \beta) + U_0, \quad (6.1)$$

де $\omega_{рез}$ – частота власних коливань платформи; α , β – параметри, що залежать від початкових умов; U_0 – постійне зміщення.

В результаті проведення експериментів було отримано таблицю залежності вібропришвидшення платформи від часу (через великі розміри не наводиться). В таблиці час змінюється з рівним кроком. Зауважимо, що крок зміни часу, і інтервал «вимірювань» вібропришвидшень, може бути будь-яким.

Отримані дані були передані в програмний пакет для статистичного аналізу Statistica. Пакет, використовуючи метод найменших квадратів, визначає невідомі коефіцієнти α , h , $\omega_{рез}$, β , U_0 , що входять до закону загасаючих коливань (6.1).

Ідентифікація параметрів проводилася на різних часових інтервалах, що відповідають: 1, 3, 6 та 9 повільним коливанням платформи вібромашини. Під час одного повільного коливання платформи її вібропришвидшення вимірюються 115 разів. Результати ідентифікації занесено до табл. 6.1. Там же підраховано в % максимальну розбіжність між вібропришвидшеннями, знайденими експериментально і за законом (6.1) (за всіма точками вимірювання вібропришвидшень).

Таблиця 6.1

Результати ідентифікації коефіцієнтів у законі зміни вібропришвидшень (6.1)

№	n (n·115)	α	$\omega_{рез}$	β	h	U_0	η (%)
1	1 (115)	0,126	60,246	927,109	2,867	1,426	1
2	3 (345)	0,125	60,286	927,342	2,878	1,421	1
3	6 (690)	0,126	60,240	927,548	2,891	1,423	1
4	9 (1035)	0,126	60,259	927,261	2,854	1,427	1
Середнє		0,126	60,258	927,315	2,873	1,424	1

На рис. 6.5 представлені діаграми вібропришвидшення платформи,

побудовані за формулою (6.1) та за результатами натурального експерименту.

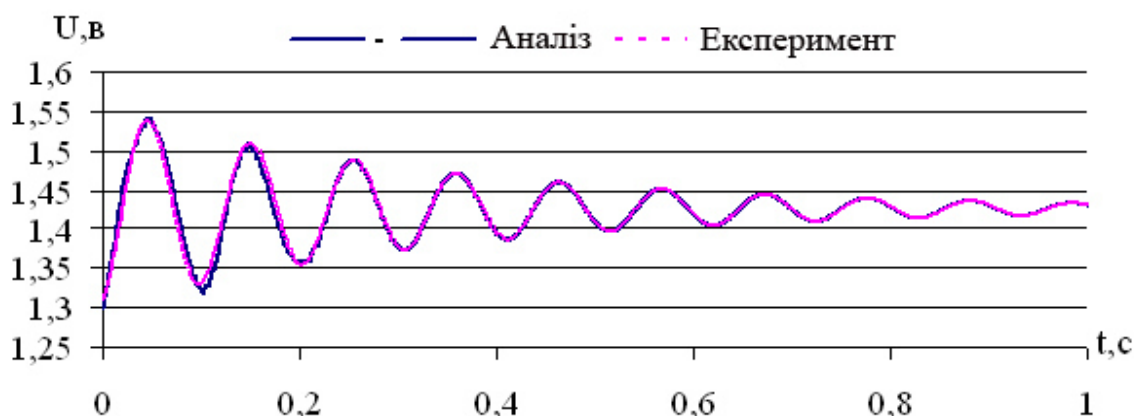


Рис. 6.5. Діаграми вібропришвидшень платформи, що відповідають вільним згасаючим коливанням платформи

З рис. 6.5 та табл. 6.1 видно, що:

- процес визначення величин параметрів стійкий (робастий); параметри практично не змінюються від зміни кількості вимірювань вібропришвидшень;
- закон зміни вібропришвидшення з великою точністю описується законом вільних згасаючих коливань (6.1);
- зі збільшенням проміжку часу практично не збільшується розбіжність між дійсними вібропришвидшеннями та вібропришвидшеннями, знайденими за законом загасаючих коливань (6.1);
- перша резонансна частота коливань платформи $60,25 \text{ рад/с}$ ($9,59 \text{ Гц}$).

6.1.5. Ідентифікація коефіцієнтів у двочастотному законі зміни вібропришвидшень платформи

Платформа здійснює складний поступальний прямолінійний рух, викликаний сумою рухів – від дебалансу з частотою обертання ротора та кругового руху куль з власною частотою коливань платформи. Це дозволяє припустити, що вібропришвидшення платформи змінюються згідно із законом двочастотних коливань [24]:

$$U_x = U_A \cdot \cos(\omega_p t + \delta) + U_B \cdot \cos(\omega_{рез} t + \gamma) + U_0, \quad (6.2)$$

де: U_A – амплітуда коливань із частотою обертання ротора; ω_p – частота обертання ротора; t – час; δ – фаза для ротора; U_B – амплітуда коливань із частотою обертання куль; $\omega_{рез}$ – частота обертання куль; γ – фаза для куль; U_0 – постійне зміщення.

В експерименті була отримана таблиця залежності вібропришвидження платформи від часу. Потім отримані дані були передані в програмний пакет для статистичного аналізу Statistica. Програмний пакет з використанням методу найменших квадратів визначив невідомі коефіцієнти U_A , ω_p , δ , U_B , $\omega_{рез}$, γ , U_0 , що входять до закону двочастотних коливань платформи (6.2).

Результати ідентифікації занесено до табл. 6.2. Там же підраховано у % максимальну розбіжність між дійсними вібропришвидженнями (знайденими експериментально) та вібропришвидженнями, знайденими за двочастотним законом коливань (6.2) на всьому інтервалі зміни часу. Кількість повільних коливань (вимірювань) – n ($N=n \cdot 115$).

Таблиця 6.2

Результати ідентифікації параметрів двочастотних вібрацій

№	n (N)	U_A	ω_p	δ	U_B	$\omega_{рез}$	γ	U_0	η (%)
1	1 (115)	0,0631	306,543	3,385	0,182	59,183	1,197	1,416	1
2	2 (230)	0,0642	306,679	3,334	0,188	59,752	1,199	1,418	1
3	3 (345)	0,0624	306,263	3,320	0,188	59,755	1,194	1,417	1
	Середнє	0,0632	306,495	3,346	0,186	59,563	1,197	1,417	1

На рис. 6.6 побудовано діаграми зміни вібропришвиджень платформи, отримані експериментально та методами статистичного аналізу. Розбіжність між двома законами залежить від величини інтервалу і не перевищує 1 %.

З діаграм (рис. 6.6) та табл.6.2 видно, що:

– процес обчислення величин коефіцієнтів у двочастотному законі змін вібропришвиджень (6.2) стійкий (робастий), оскільки величини коефіцієнтів практично не залежать від інтервалу часу, на якому обчислюються;

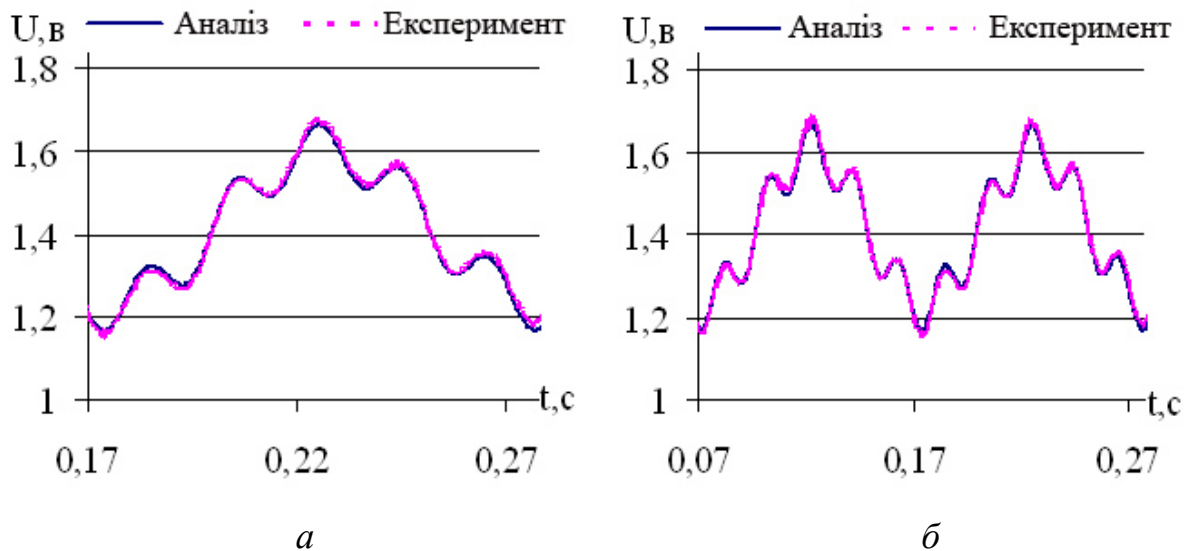


Рис. 6.6. Діаграми вібропришвидження платформи за час:

а – одного; *б* – двох повільних коливань платформи

– як на невеликих, так і на великих інтервалах часу (за кілька повільних коливань платформи), розбіжність між дійсними вібропришвидженнями і вібропришвидженнями, знайденими за двочастотним законом (6.2), не перевищує 1%;

– повільна частота коливань платформи дорівнює $59,563 \text{ рад/с}$ або $9,480 \text{ Гц}$, що практично збігається (з точністю до 1,15%) з першою резонансною частотою коливань платформи, але менша.

Таким чином, можна з великим ступенем точності стверджувати, що кульовий автобалансир збуджує майже ідеальні двочастотні коливання платформи.

6.1.6. Вплив параметрів автобалансира на характеристики двочастотних вібрацій

Вплив сумарної маси кульок на характеристики вібрацій. Експеримент проводився для 2-х, 3-х та 4-х куль. Маса однієї кулі 21 г . У режимі осцилографа за осцилограмами (рис. 6.7) встановлено, що збільшення маси куль прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань платформи вібромашини.

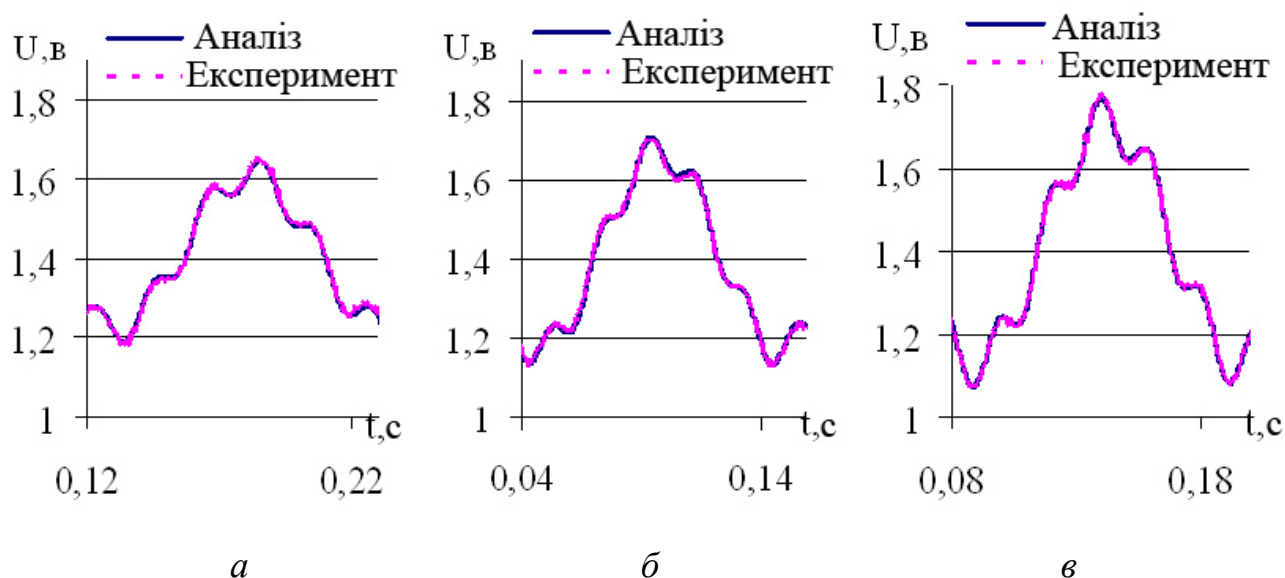


Рис. 6.7. Діаграми вібропришвидження платформи при різній сумарній масі куль:
a – $M_g = 42 \text{ г}$; *б* – $M_g = 63 \text{ г}$; *в* – $M_g = 84 \text{ г}$

Слід зазначити, що амплітуда повільних коливань прямопропорційна балансувальній ємності автобалансира. Однак навіть 4 кулі заповнюють невелику частину бігової доріжки. При цьому балансувальна ємність автобалансира приблизно визначається за формулою

$$S \approx nm (R-r), \quad (6.3)$$

де n – кількість куль, m – маса однієї кулі, R – радіус бігової доріжки, r – радіус кулі.

Вплив маси дебалансу на корпусі автобалансиру на характеристики вібрацій. Як дебаланс на корпусі автобалансира використовуються жорстко закріплені маятники. Експеримент проводився для трьох значень мас дебалансу: 10, 15 та 20 г.

У режимі осцилографа по осцилограмах (аналогічні рис. 6.7, в роботі не наводяться) встановлено, що збільшення маси дебалансу на корпусі автобалансира прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань платформи.

Для більш точної кількісної оцінки впливу маси куль та маси дебалансу на двочастотні вібрації було проведено дворівневий експеримент. Його результат наведено у табл.6.3.

Таблиця 6.3

Залежність амплітуд швидких та повільних коливань від маси дебалансу та сумарної маси куль

№	Маса		Амплітуди		Частоти		$\frac{A}{M_D}$	$\frac{B}{M_B}$
	M_D	M_ϵ	A	B	ω_p	$\omega_{рез}$		
1	20	63	0,0661	0,2518	307,4657	60,3999	0,0033	0,0041
2	20	42	0,0624	0,1878	306,2629	60,7545	0,0031	0,0044
3	15	42	0,0422	0,1898	306,4301	61,1148	0,0028	0,0045
4	15	63	0,0436	0,2504	306,0757	61,8666	0,0029	0,0041

В результаті експерименту встановлено, що відношення амплітуд швидких та повільних коливань до відповідних мас практично не змінюється. Це підтверджує, що значення амплітуд швидких та повільних коливань прямопропорційні, відповідно, масі дебалансу або сумарній масі куль.

6.2. Динаміка двочастотної одномасової вібромашини з поворотно-коливальним рухом платформи

6.2.1. Мета та методи досліджень

Метою досліджень є експериментальне дослідження поворотно-коливальних вібрацій платформи вібромашини, збуджених кульовим автобалансир і перевірка наближеної теорії вібромашин.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити резонансні частоти платформи без і з додатковими вантажами, апробувати методи досліджень;
- встановити тип вібрацій платформи та підібрати коефіцієнти у передбачуваному законі зміни вібропришвидшень платформи вібромашини з використанням методів статистичного аналізу;
- вивчити роботу автобалансира як двочастотний збудник вібрацій;
- вивчити вплив параметрів вібромашини та автобалансиру на характеристики двочастотних вібрацій.

Методи досліджень. Поворотно-коливальний рух платформи вивчається рухом рами платформи. Рама сприймається як тверде тіло. Рух рами вивчається за вібропришвидшенням. Це з тим, що вібропереміщення (віброшвидкості) повільних коливань платформи значно більші вібропереміщень (віброшвидкостей) швидких коливань. Порівняльними є лише вібропришвидшення.

Для виміру вібропришвидшення використовується датчик пришвидшень MMA6231Q 2AX 4. Діапазон вимірюваних вібропришвидшень $\pm 4g$. Аналоговий сигнал від датчика оцифровується аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) ADXL202EB-232 з USB інтерфейсом фірми Analog Devices, Inc. (USA). Датчик з'єднується із платою, а вона – із персональним комп'ютером.

Вимірювальна система працює в 3-х режимах:

- 1) у режимі осцилографа на екран комп'ютера виводиться графік кількох коливань сигналу, що захоплюється платою;
- 2) у режимі спектрального аналізатора на екран комп'ютера виводиться

графік спектра коливань;

3) у режимі самописця захоплюється і оцифровується сигнал, що знімається з датчика.

Спектр частот збуджуваних вібрацій визначається режимі спектрального аналізатора.

Захоплений та оцифрований у режимі самописця закон зміни вібропришвидження інтерпретується як сигнал. Отримані дані зберігаються як таблиці.

Датчик пришвидшень дозволяє знімати аналоговий сигнал із рами. Плата аналогово-цифрового перетворювача оцифровує сигнал N раз на секунду та записує його у вигляді таблиці з двома стовпцями. У першому стовпчику стоїть час, у другому – величина сигналу у вольтах.

З проведених експериментів робиться припущення, що коливання платформи двочастотні. Коефіцієнти у законі зміни вібропришвидження при двочастотних коливаннях ідентифікуються з використанням методу найменших квадратів, реалізованого в програмному пакеті для статистичного аналізу Statistica. Для цього дані з таблиці вібропришвидшень обробляються пакетом Statistica. Такий підхід підвищує точність визначення таких характеристик вібрацій, як швидка та повільна частота коливань. Значно полегшується процес визначення амплітуд коливань відповідних вібропришвидшень.

Коефіцієнти у законі зміни вібропришвидження визначаються не менше трьох разів. Це дозволяє визначити як середні значення коефіцієнтів, так і оцінити похибки визначення цих величин.

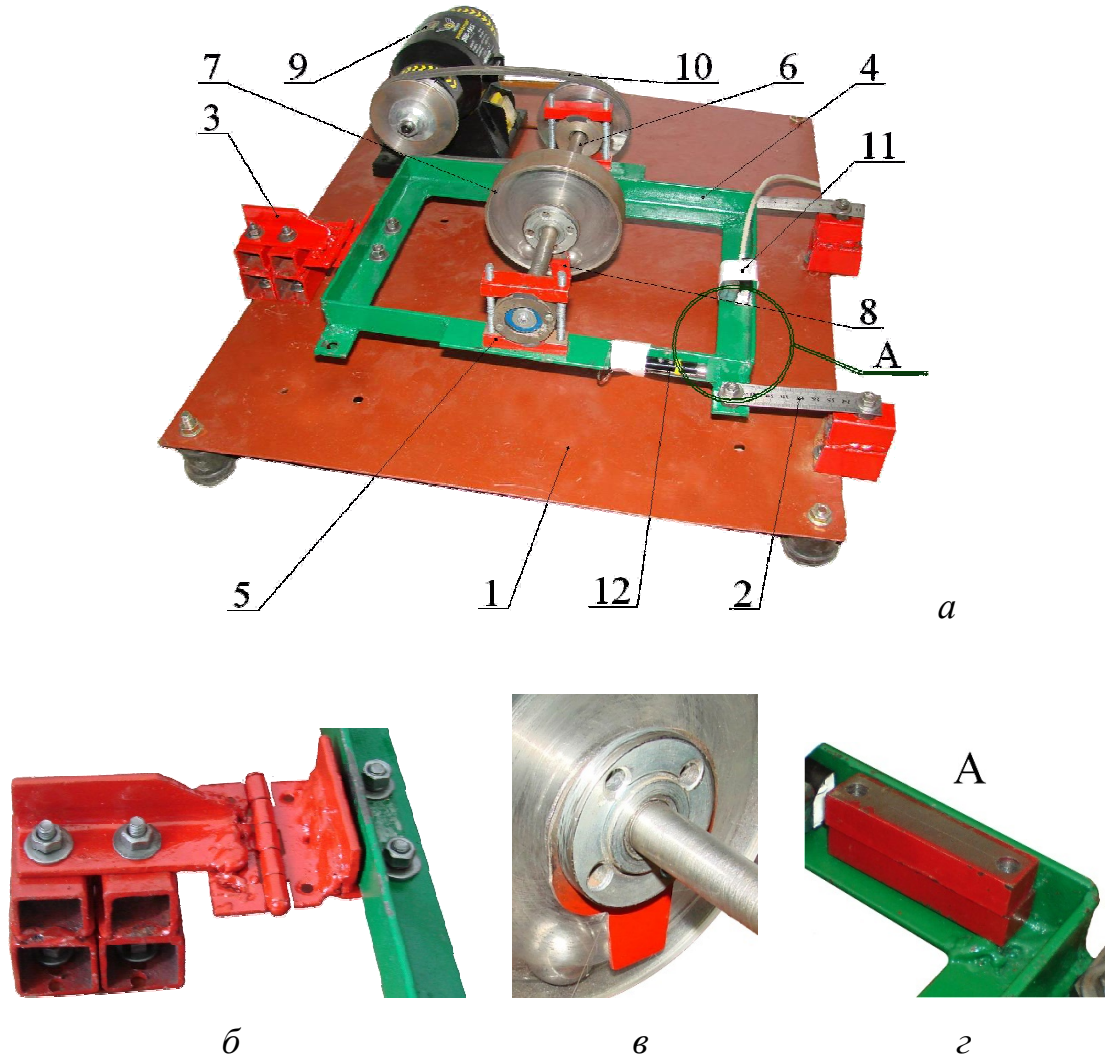
Порівнюються закони зміни вібропришвидшень, отримані експериментально та методами статистичного аналізу.

Пропорційність зміни амплітуди платформи також пропонується дослідити з використанням лазерної указки.

Додаткові деталі експериментів описані при викладі їх результатів.

6.2.2. Опис стенду вібромашини

Для дослідження вібрацій, збуджених кульовим автобалансиром, модернізували стенд, описаний у п.6.2. В модернізованому стенді (рис. 6.8) обрані конструкції опор, що дозволяють платформі здійснювати поворотно-коливальні рухи (рис. 6.8, б).



1 – станина; 2 – пружна опора платформи; 3 – шарнірна опора платформи;
 4 – платформа; 5 – опора валу; 6 – вал; 7 – автобалансир; 8 – дебаланс;
 9 – асинхронний електродвигун; 10 – ремінна передача; 11 – вібродатчик,
 12 – лазерна указка

Рис. 6.8. Стенд вібромашини: *а* – загальний вигляд; *б* – шарнірна опора платформи; *в* – дебаланс та кулі; *г* – додаткові вантажі, А – місце встановлення додаткових вантажів

Стенд дозволяє:

- змінювати кількість куль у автобалансири;
- змінювати масу дебалансу шляхом використання кількох однакових дебалансів (рис. 6.8, в);
- змінювати масу платформи за допомогою додаткових вантажів (рис. 6.8 г);
- змінювати частоту обертання валу, жорсткість пружинних опор;
- замірювати вібропришвидження на платформі;
- спостерігати за рухом куль щодо корпусу автобалансиру у стробоскопічному світлі;
- оцінювати амплітуди поворотно-коливальних вібрацій платформи руху лазерного променя на екрані.

6.2.3. Характеристики стенду вібромашини та тестування методів дослідження

Експерименти проводилися для двох куль у автобалансири. Маса однієї кулі – 21 г.

Наявність шарнірної опори дозволяють здійснювати платформі тільки один рух – поворотно-коливальний.

При відсутності обертання валу та нерухомих кулях у автобалансири були досліджені власні згасаючі поворотно-коливальні коливання платформи за її вібропришвидженням.

Відповідно до лінійної теорії коливань, Закон зміни вібропришвиджень (формально) повинен відповідати закону вільних загасаючих коливань [20]:

$$U = \alpha e^{-ht} \cos(\omega_0 t + \beta) + U_0, \quad (6.4)$$

де ω_0 – частота власних коливань платформи; α , β – амплітуда та фаза коливань; U_0 – постійне зміщення.

Включалася аналогово-цифрова плата як осцилограф, платформа відхилялася від рівноважного положення і різко відпускала. Потім записувалися показання осцилографа під час коливань платформи.

В результаті проведення експериментів було отримано залежність вібропришвидження платформи від часу. Час змінюється з рівним кроком.

Зауважимо, що крок зміни часу, так і інтервал «вимірювань» вібропришвидшень, може змінюватися в широких діапазонах.

Потім отримані дані були передані в програмний пакет для статистичного аналізу Statistica. З використанням методу найменших квадратів визначені невідомі коефіцієнти α , h , ω_0 , β , U_0 , що входять до закону загасаючих коливань (6.4).

Ідентифікація параметрів проводилася на різних часових інтервалах, що відповідають $n= 1, 3, 6, 9$ повільним коливанням платформи вібромашини. Під час одного повільного коливання платформи її вібропришвидшення вимірюються приблизно 115 разів. Були підраховані середні значення параметрів та результати ідентифікації занесені до табл. 6.4. Аналогічні результати були отримані для платформи з додатковими масами 180 г і 360 г (у табл. 6.4. наведені середні значення параметрів). Там же наведено в % максимальну розбіжність між вібропришвидшеннями, знайденими експериментально і за законом (6.4) (по всіх точках вимірювання вібропришвидшень).

Таблиця 6.4.

Результати ідентифікації коефіцієнтів у законі зміни вібропришвидшень (6.4)

№	$M, г$	n	α	$\omega_0, рад/с$	β	h	$U_0, В$	η (%)
1	2000	1	8,3825	61,9572	-61,0113	1,3975	1,3952	1
2		3	5,6559	61,4434	-59,2161	1,2510	1,3965	1
3		6	5,7121	62,1635	-55,4631	1,2572	1,3948	1
4		9	5,3431	62,2685	-55,8437	1,2337	1,3948	1
5		Середнє	6,2734	61,9581	-57,8836	1,2849	1,3953	1
6	2180	Середнє	44,3388	58,7406	-69,7573	1,3960	1,3944	1
7	2360	Середнє	293,5435	55,7752	-41,7880	1,8388	1,3938	1

На рис. 6.9 представлені діаграми вібропришвидшення платформи, побудовані за формулою (6.4) та за результатами натурального експерименту.

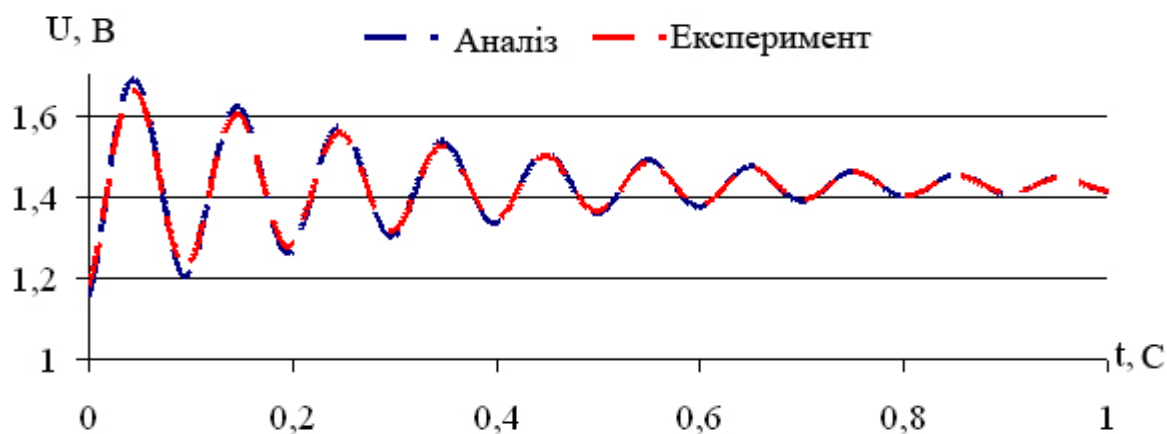


Рис. 6.9. Діаграми вібропришвидшень платформи, що відповідають вільним коливанням платформи, що загасають.

З рис. 6.9 та табл. 6.4 видно, що:

- процес визначення величин параметрів стійкий (робастий); параметри практично не змінюються від зміни кількості вимірювань вібропришвидшень;
- закон зміни вібропришвидшень платформи з великою точністю описується законом вільних загасаючих коливань (6.4);
- із збільшенням проміжку часу практично не збільшується розбіжність між вібропришвидшеннями дійсними та знайденими згідно із законом загасаючих коливань (6.4);
- збільшення маси платформи зменшує частоту її власних коливань.

Частота власних коливань платформи залежить від моментної жорсткості C пружних опор платформи та від моменту інерції I платформи щодо осі, навколо якої коливається платформа

$$\omega_{res_i} = \sqrt{C / I_i}, \quad / i=1,2,3 / . \quad (6.5)$$

В свою чергу

$$I_2 = I_1 + \mu H^2, \quad I_3 = I_2 + \mu H^2 = I_1 + 2\mu H^2, \quad (6.6)$$

де $\mu=180$ г – маса одного додаткового вантажу, $H=0,2$ м – відстань від центру мас додаткового вантажу до осі обертання платформи.

З (6.5) знаходимо

$$C = \omega_{res_i}^2 \cdot I_i. \quad (6.7)$$

Жорсткість C пружних опор платформи не змінюється. Оскільки є надлишок експериментальних даних, то для мінімізації було введено наступний функціонал

$$F(C, I_1) = [\omega_{res_1}^2 I_1 - C]^2 + [\omega_{res_2}^2 (I_1 + \mu H^2) - C]^2 + [\omega_{res_3}^2 (I_1 + 2\mu H^2) - C]^2. \quad (6.8)$$

За результатами експериментів було визначено значення $C=234,6789$ $H \cdot m / rad$ та $I_1=0,0610$ $kg \cdot m^2$, що мінімізують функціонал (6.8). Відповідні резонансні частоти, моменти інерції платформи та похибки обчислень занесені до табл. 6.5.

Таблиця 6.5.

Власні (резонансні) частоти коливань платформи

№	M, g	$\omega_{рез}, рад/с$ – експеримент	$\omega_{рез}, рад/с$ – обчислення	Похибка, %	$I, кг \cdot м^2$
1	2000	61,9581	62,0063	0,078	0,0610
2	2180	58,7406	58,6439	0,165	0,0682
3	2360	55,7264	55,7752	0,088	0,0754

Як видно з табл. 6.5 похибка визначення власних (резонансних) частот коливань платформи не перевищує 0,2 %.

При додаванні вантажів маса платформи зростає на 18%, та її осьовий момент інерції – на 24 %.

6.2.4. Ідентифікація коефіцієнтів у двочастотному законі зміни вібропришвидшень платформи

Експерименти проводилися для двох куль у автобалансирі, масою по 21 г.

У режимі спектрального аналізатора визначалися частоти та інтенсивність складових коливань у діапазоні до 100 Гц. Спостерігалася наявність двох складових частоти: 47 Гц – від дебалансу; 9 Гц – від куль (рис. 6.10).

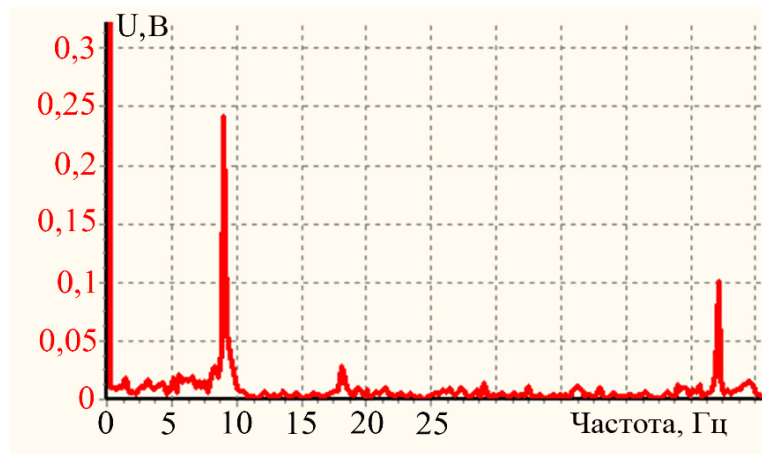


Рис. 6.10. Фрагмент вікна програми у режимі "Аналіз спектру коливань"

Платформа здійснює складний поворотно-коливальний рух, викликаний сумою двох кругових рухів – від дебалансу з частотою обертання ротора та куль с власною частотою коливань платформи. Це дозволяє припустити, що вібропришвидження платформи змінюються (формально) згідно із законом двочастотних коливань [20]:

$$U = U_A \cos(\omega t + \delta) + U_B \cos(\omega_{рез} t + \gamma) + U_0, \quad (6.9)$$

де U_A – амплітуда коливань із частотою обертання ротора; ω – частота обертання ротора; t – час; δ – фаза для ротора; U_B – амплітуда коливань із частотою обертання куль; $\omega_{рез}$ – частота обертання куль; γ – фаза для куль; U_0 – постійне зміщення.

Експериментально було отримано залежність вібропришвидження платформи від часу. Дані були передані в програмний пакет для статистичного аналізу Statistica. Програмний пакет з використанням методу найменших квадратів визначив невідомі коефіцієнти U_A , ω , δ , U_B , $\omega_{рез}$, γ , U_0 , що входять до закону двочастотних коливань (6.9).

Результати ідентифікації наведено у табл. 6.6. Там же наведено у відсотках η (%) максимальну розбіжність між вібропришвидженнями, знайденими експериментально та вібропришвидженнями, знайденими за двочастотним законом коливань (6.9).

Таблиця 6.6.

Результати ідентифікації параметрів двочастотних вібрацій (для $M = 2000 \text{ з}$)

№	n	U_A, B	U_B, B	$\omega, \text{рад/с}$	$\omega_{рез}, \text{рад/с}$	$\delta, \text{рад}$	$\gamma, \text{рад}$	U_0, B	$\eta (\%)$
1	1	0,184	0,465	307,744	61,358	2,641	0,298	1,418	3
2	2	0,187	0,452	307,750	61,351	2,632	0,277	1,415	3
3	3	0,179	0,467	307,763	61,372	2,628	0,284	1,421	3
Середнє		0,183	0,461	307,752	61,360	2,634	0,286	1,418	3

На рис. 6.11 побудовано діаграми зміни вібропрішвидшень, платформи, отримані експериментально та методами статистичного аналізу.

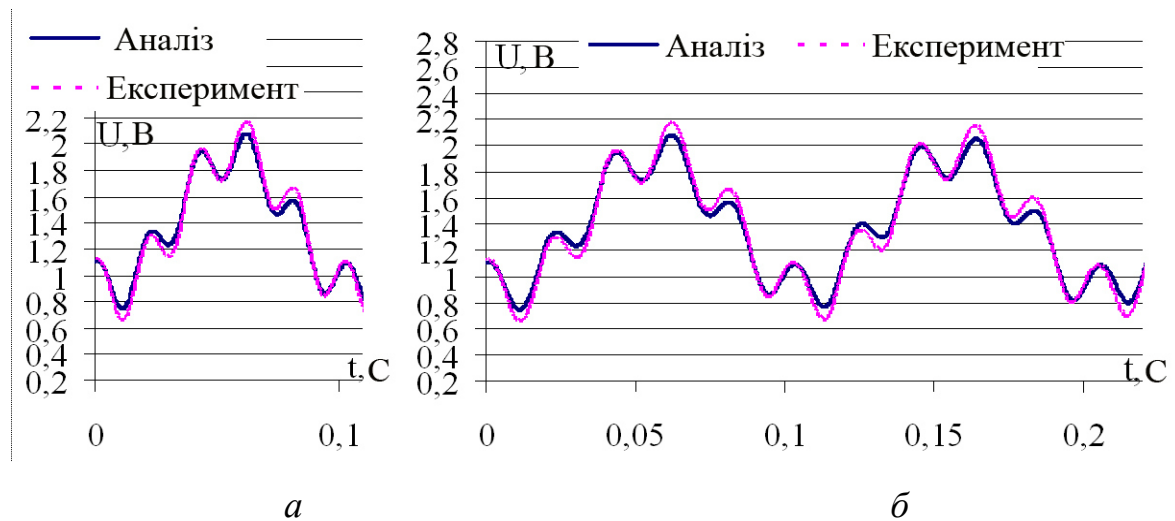


Рис. 6.11. Діаграми вібропрішвидшення платформи за час:

a – одного; $б$ – двох повільних коливань платформи

З діаграм (рис. 6.11) та табл. 3 видно, що:

– процес обчислення величин коефіцієнтів у двочастотному законі змін вібропрішвидшень (6.9) стійкий (робастий), оскільки величини коефіцієнтів практично не залежать від інтервалу часу, у якому обчислюються;

– як на невеликих, так і на великих інтервалах часу (за кілька повільних коливань платформи), розбіжність між дійсними і знайденими за двочастотним законом (6.9) вібропрішвидшеннями не перевищує 3%;

– частота повільних коливань платформи дорівнює $61,360 \text{ рад/с}$ або $9,766 \text{ Гц}$, що менше приблизно на 1% частоти власних коливань платформи.

Аналогічні результати отримані для платформи з одним та двома додатковими вантажами.

Таким чином, незважаючи на сильну асиметрію опор, кульовий автобалансир збуджує майже ідеальні двочастотні коливання платформи. При цьому кулі застряють на частоті, дещо меншій резонансній.

6.2.5. Вплив параметрів стенду на характеристики двочастотних вібрацій

На характеристики двочастотних вібрацій впливають такі основні параметри: маса дебалансу на корпусі автобалансиру M_D ; сумарна маса куль M_e , маса платформи M , частота обертання валу ω_p .

1. Вплив сумарної маси куль на характеристики вібрацій

Експеримент проводився для 2-х, 3-х та 4-х куль. Маса однієї кулі 21 г. У режимі осцилографа за осцилограмами (рис. 6.12) встановлено, що збільшення маси куль прямопропорційно збільшує амплітуду повільних коливань платформи.

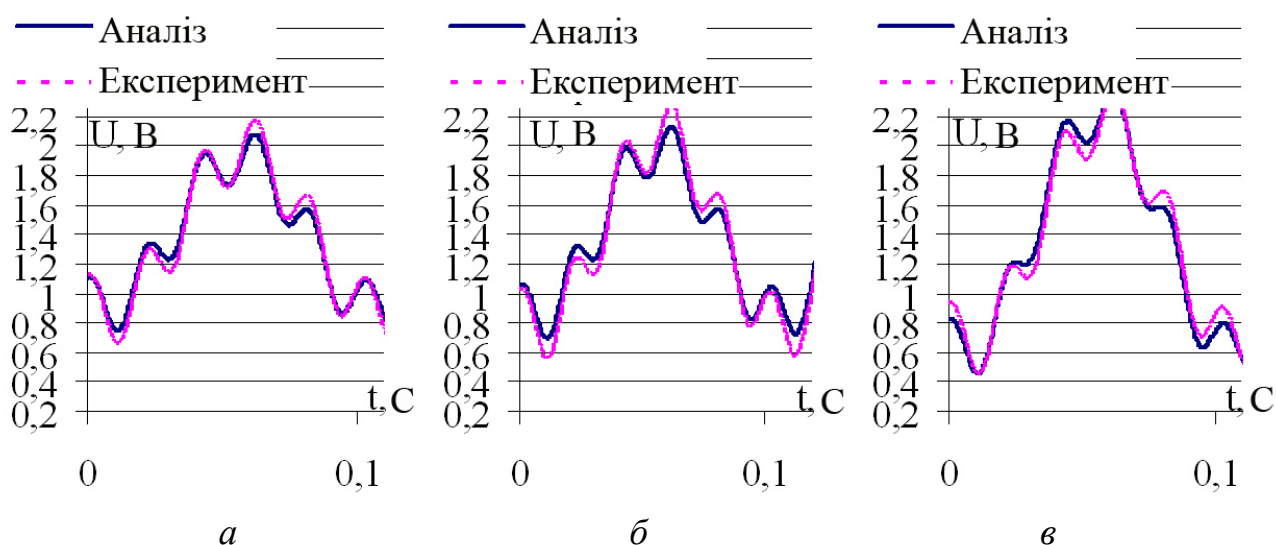


Рис. 6.12. Діаграми вібропришвидшень платформи за різної сумарної маси куль:

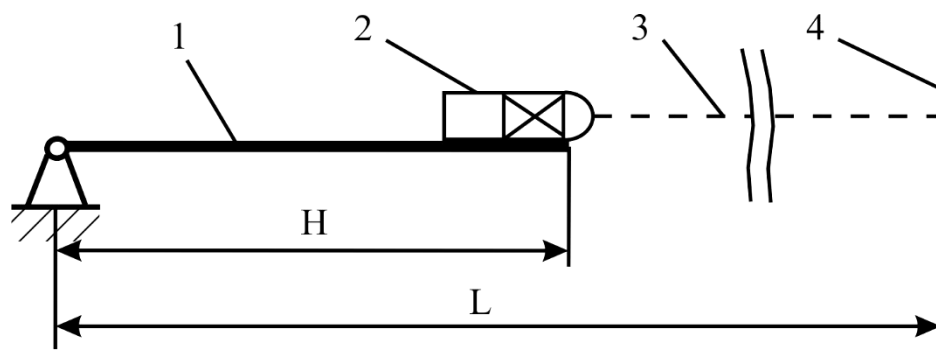
$a - M_e = 42 \text{ г}; b - M_e = 63 \text{ г}; v - M_e = 84 \text{ г}$

Слід зазначити, що амплітуда повільних коливань прямопропорційна балансувальній ємності автобалансир. Однак навіть 4 кулі заповнюють невелику частину бігової доріжки. При цьому балансувальна ємність автобалансир приблизно визначається за формулою

$$S \approx nm(R-r), \quad (6.10)$$

де n – кількість куль, m – маса однієї кулі, R – радіус бігової доріжки, r – радіус кулі.

Аналогічний експеримент з визначення пропорційності зміни амплітуди платформи було проведено з використанням лазерної указки (рис. 6.13).



1 – платформа, 2 – лазерна указка, 3 – лазерний промінь, 4 – міліметровий папір

Рис. 6.13. Схема встановлення лазерної указки

При проведенні експерименту було вилучено з корпусу віброзбудника дебаланс, змінювалася лише кількість куль у автобалансир. Під час роботи платформи лазерний промінь проектувався на міліметровий папір (рис. 6.14).

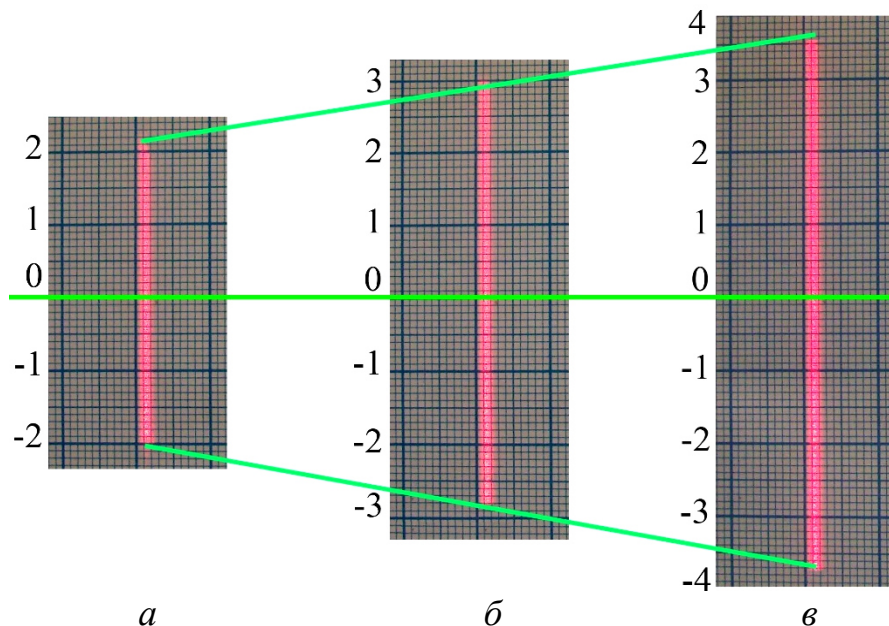


Рис. 6.14. Перевірка пропорційності зміни амплітуди коливань платформи при різній сумарній масі куль: а – $M_e = 42$ г; б – $M_e = 63$ г; в – $M_e = 84$ г

Проводилися вимірювання довжини проекції променя K . Розміщення міліметрового паперу на відстані L від осі, навколо якої коливається платформа, дозволяє збільшити проекцію лазерного променя в L/H разів.

Було підтверджено, що амплітуда повільних коливань платформи вібромашини прямопропорційна сумарній масі куль. Також були підраховані відповідні розмахи коливань S дальньої сторони платформи (табл. 6.7).

Таблиця 6.7.

Обчислення розмахів повільних коливань дальньої сторони платформи

№	$H, \text{мм}$	$L, \text{мм}$	$K, \text{мм}$	$S, \text{мм}$
1	200	3200	41	2,625
2			58	3,750
3			72	4,688

2. Вплив маси дебалансу на характеристики вібрацій. У якості дебалансу на корпусі автобалансира використовуються жорстко закріплені маятники. Експеримент проводився для трьох значень маси дебалансу M_D : 10, 15 та 20 г. Маса платформи $M=2000$ г.

У режимі осцилографа за осцилограмами (рис. 6.15) встановлено, що збільшення маси дебалансу на корпусі автобалансира прямопропорційно збільшує амплітуду швидких коливань платформи.

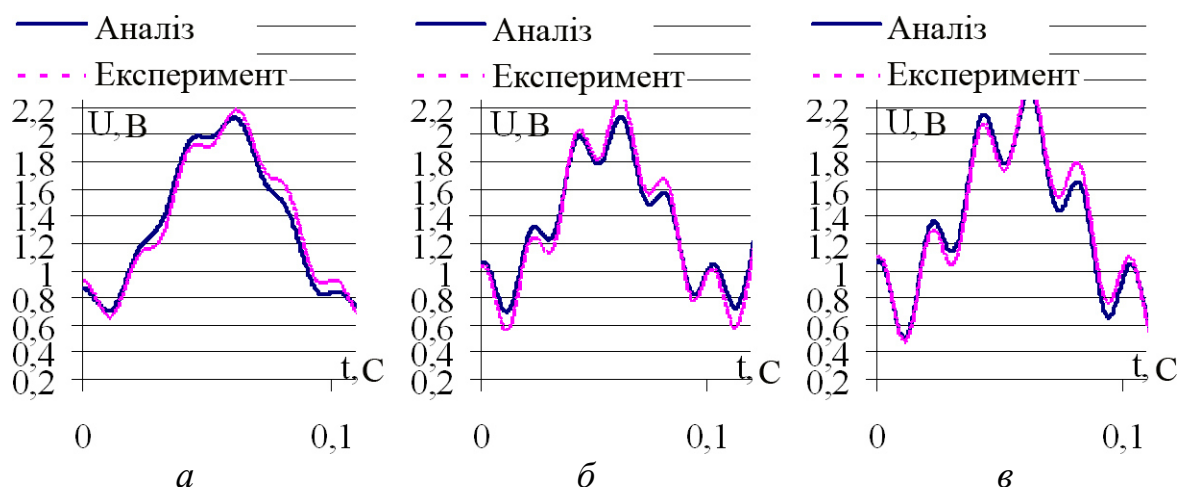


Рис. 6.15. Діаграми вібропришвидшень платформи за різної сумарної маси дебалансу: а – $M_D=10$ г; б – $M_D=15$ г; в – $M_D=20$ г

Як і в попередньому експерименті були проведені дослідження з використанням лазерної указки. При цьому кулі були вилучені з автобалансира, змінювалася лише сумарна маса дебалансу на корпусі автобалансира. Під час вібрацій платформи лазерний промінь проектувався на міліметровий папір, проводились вимірювання довжини проекції променя (рис. 6.16).

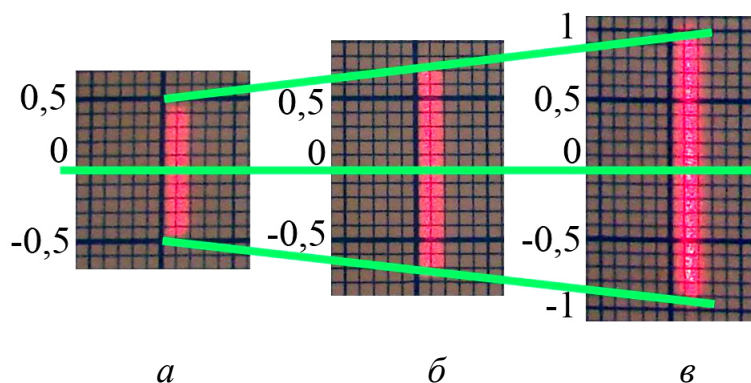


Рис. 6.16. Перевірка пропорційності зміни амплітуди платформи при різній масі дебалансу M_D : а – 10 г; б – 15 г; в – 20 г

Було підтверджено, що амплітуда швидких коливань платформи вібромашини прямопропорційна масі дебалансу. Були підраховані відповідні розмахи коливань S дальньої сторони платформи (табл. 6.8).

Таблиця 6.8.

Обчислення розмахів швидких коливань дальньої сторони платформи

№	$H, \text{ мм}$	$L, \text{ мм}$	$K, \text{ мм}$	$S, \text{ мм}$
1	200	3200	9	0,625
2			14	0,875
3			18	1,25

3. Одночасний вплив сумарної маси куль та маси дебалансу на характеристики вібрацій. Для більш точної кількісної оцінки впливу маси куль та маси дебалансу на двочастотні вібрації було проведено дворівневий експеримент. Його результат наведено у табл. 6.9.

Таблиця 6.9.

Залежність амплітуд швидких та повільних коливань платформи ($M=2000$ г) від сумарної маси куль та маси дебалансу

№	Маса		Амплітуди		Частоти		$\frac{U_A}{M_D}$	$\frac{U_B}{M_B}$
	$M_D, \text{г}$	$M_B, \text{г}$	$U_A, \text{В}$	$U_B, \text{В}$	$\omega_p, \text{рад/с}$	$\omega_{рез}, \text{рад/с}$		
1	20	63	0,2841	0,6656	307,7412	61,6621	0,0142	0,0106
2	20	42	0,2855	0,4654	307,7501	61,6553	0,0143	0,0111
3	15	42	0,2184	0,4658	307,7498	61,7017	0,0146	0,0111
4	15	63	0,2175	0,6671	307,7511	61,6632	0,0145	0,0106

В результаті експерименту встановлено, що відношення амплітуд швидких та повільних коливань до відповідних мас практично не змінюється. Це підтверджує, що значення амплітуд швидких та повільних коливань прямопропорційні, відповідно, масі дебалансу та сумарній масі куль.

4. Вплив маси платформи на характеристики вібрацій. Вплив маси платформи на характеристики вібрацій оцінювалося за діаграмами вібропришвидшень, побудованими у режимі осцилографа. Встановлено, що:

- збільшення маси платформи зменшує частоту повільних коливань;
- амплітуда пришвидшень від повільних коливань платформи пропорційна квадрату частоти застрягання куль.

У цьому експерименті досліджувалася стійкість двочастотних вібрацій до зміни маси платформи. Для цього під час роботи стенду на платформу кидалися додаткові вантажі у вигляді пластиліну (загальна маса до 0,5 кг). Встановлено, що режим двочастотних вібрацій є стійким до зміни маси платформи. Збільшення маси платформи зменшує частоту застрягання вантажів. При цьому кулі автоматично підлаштовуються під масу платформи, що змінилася. Частота застрягання куль приблизно на 1% менше резонансної частоти коливань платформи.

5. Вплив частоти обертання валу на характеристики вібрацій. Зміна частоти обертання валу досягалася шляхом встановлення шківів різного діаметра. Забезпечено три значення частоти обертання валу: 1500, 2250 та 3000 об/хв.

Вплив частоти обертання валу на характеристики вібрацій оцінювався за діаграмами вібропришвидшень, побудованим у режимі осцилографа (рис. 6.17).

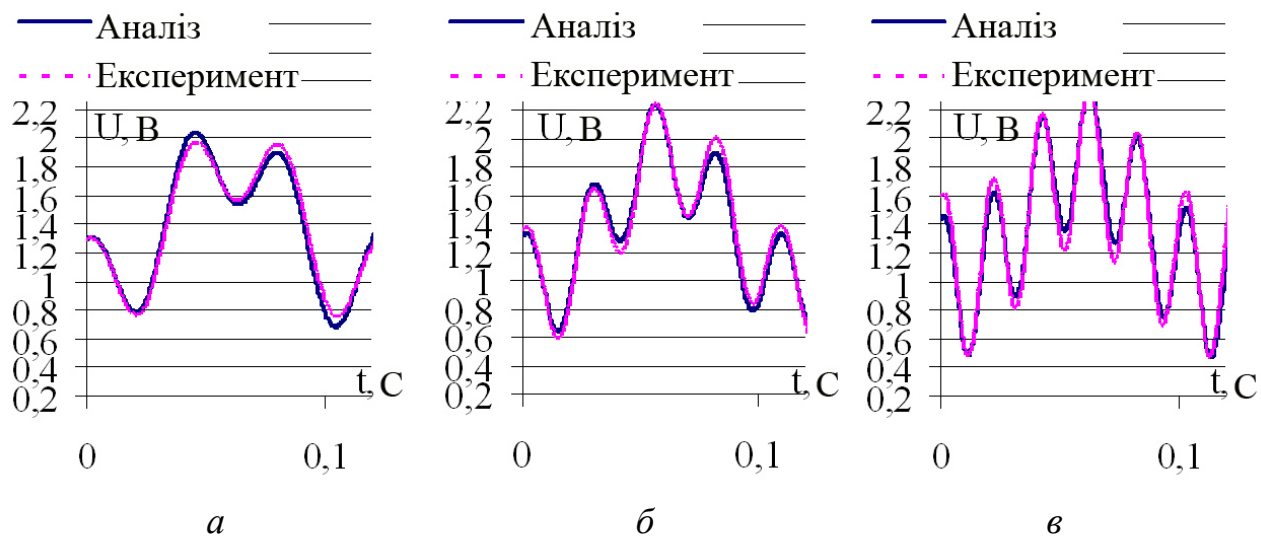


Рис. 6.17. Діаграми вібропришвидшень платформи за різної частоти обертання валу: а – $\omega_p=1500$ об/хв; б – $\omega_p=2250$ об/хв; в – $\omega_p=3000$ об/хв

Встановлено, що амплітуда пришвидшень від швидких коливань платформи пропорційна квадрату частоти обертання валу.

6.3. Динаміка дослідного зразка одномасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформи

6.3.1. Мета та методи досліджень

Метою досліджень є проектування та дослідження динаміки резонансної одномасової вібраційної машини широкого призначення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- розробити концепцію вібромашини, побудувати модель вібоплатформи, знайти теоретично резонансні частоти та відповідні форми коливань платформи;
- розрахувати параметри та створити дослідний зразок резонансної одномасової вібромашини;
- експериментально провести динамічні випробування вібромашини.

Методика досліджень та обладнання, що застосовується

Платформа пружно закріплена і має кілька ступенів вільності. Тому вона має кілька резонансних частот і відповідних форм коливань. Відповідно до результатів п. 6.1, кулі застряють на першій (найнижчій) резонансній швидкості. При цьому відбувається перша форма коливання платформи. Якщо вал обертається зі швидкостями, близькими до другої, третьої тощо резонансної швидкості, то у платформи можуть з'являтися помітні відповідні складові коливань. Тому необхідно визначити усі резонансні частоти.

Для теоретичного визначення резонансних частот та відповідних форм коливань платформи будується та досліджується модель платформи на пружно-в'язких опорах. При цьому використовуються елементи теорії вібраційних машин, рівняння Лагранжа II роду.

Експериментально резонансні частоти та відповідні форми коливань платформи визначаються за такою методикою. Для збудження механічних коливань платформи використовується керований генератор механічних коливань (рис. 6.18). Електромеханічний перетворювач генератора кріпиться магнітами у такому місці платформи, щоб максимально створювати певну форму резонансних коливань. Вісім аналогових датчиків-акселерометрів GY-61 ADXL335 (Shenzhen HiLetgo Technology Co., Ltd, China) розміщуються на платформі таким чином,

щоб найбільше ефективно зафіксувати відповідну форму резонансних коливань.

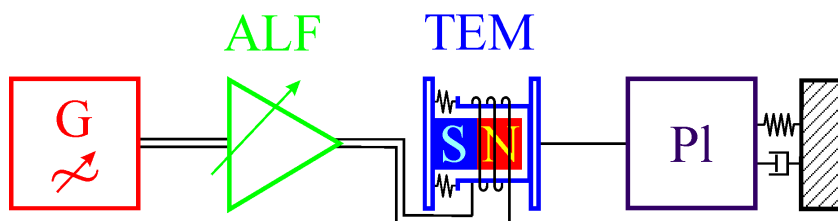


Рис. 6.18. Укрупнена блок-схема керованого генератора механічних коливань:

G – генератор сигналів; ALF – підсилювач низької частоти;

TEM – електромеханічний перетворювач (вібраційний динамік,

КНР: 100 *Ватт*, 4 *Ом*, 0–20000 *Гц*); P1 – платформа

Генератором сигналів створюються синусоїдальні сигнали, посилюються підсилювачем низької частоти та подаються на електромеханічний перетворювач. Шляхом зміни генератором частоти коливань визначаються частоти, на яких відбуваються найінтенсивніші коливання платформи відповідної форми. Форма коливань платформи встановлюється за сигналами від датчиків-акселерометрів.

Аналогові сигнали з восьми датчиків обробляє модифікований прилад Осцилограф мотор-тестер МТ Pro 4» (MLab, Україна). Прилад, зокрема, може:

- оцифровувати сигнали по 8 аналогових каналах;
- працювати у режимах осцилографа, самописця, аналізатора спектра.

Модернізація полягає в установці в пристрій джерел стабілізованого живлення на 3,3, заміни конекторів типу BNC на роз'єми типу GX16.

Експериментально рух платформи вивчається за віброшвидкостями та вібропрішвидженнями, вимірними аналоговими датчиками вібропрішвидшень в контрольних точках платформи.

В експериментах також використовується прилад "Балком-4" (ТОВ "Кінематика", РФ) для:

- динамічного балансування обертових частин у зборі (валу, шківів, корпусу вібробудника);
- вимірювання СКЗ сумарної та оборотної складової віброшвидкості у 4-х контрольних точках;

– спектрального аналізу вібрацій (за віброшвидкістю)

Межі абсолютної похибки вимірювання СКЗ віброшвидкості, що допускається, на базовій частоті (80 Гц) та в робочому діапазоні частот, мм/с: $\pm(0,1+0,1*Vi)$, де Vi – СКЗ виміряної віброшвидкості.

Для регулювання частоти обертання електродвигуна (валу) використовується перетворювач частоти CFM 210 ("АС Привід", Україна). Він забезпечує безступінчасте регулювання швидкості обертання валу синусоїдальним струмом частотою від 0 до 50 Гц.

Деякі додаткові відомості щодо методики досліджень наведені при викладі результатів досліджень.

6.3.2. Концепція та модель вібромашини, резонансні частоти та форми коливань платформи

Основу вібромашини складає вібростол, який можна використовувати самостійно. Передбачається, що на вібростол можна встановлювати різні насадки: сепаратор із ситами; ємність для віброгалтівки; форми для цегли, плит та ін. Цим забезпечується універсальність вібромашини.

Змоделюємо та знайдемо динамічні характеристики вібростолу. Основу вібростолу становить рухома платформа. Платформа має масу m та розміри $B \times H$ (рис. 6.19, а). Платформу підтримують чотири однакові опори у вигляді плоских пружин вигину. Відстань між опорами b , h . Сумарна жорсткість пружин k_z . Опори забезпечують демпфування із сумарним коефіцієнтом b_z .

Рух платформи описуватимемо за допомогою двох систем осей (рис. 6.19). Нерухомі осі $OXYZ$ починаються у центрі мас нерухомої платформи (рис. 6.19, а). Рухомі осі $C\xi\eta\zeta$ збігаються з осями $OXYZ$ при нерухомій платформі та жорстко з платформою пов'язані. У процесі руху (рис. 6.19 б) осі $OXYZ$ переходять в осі $C\xi\eta\zeta$ наступним чином. Спочатку осі $OXYZ$ поступально переміщуються вздовж осі Z на відстань, що визначається координатою z .

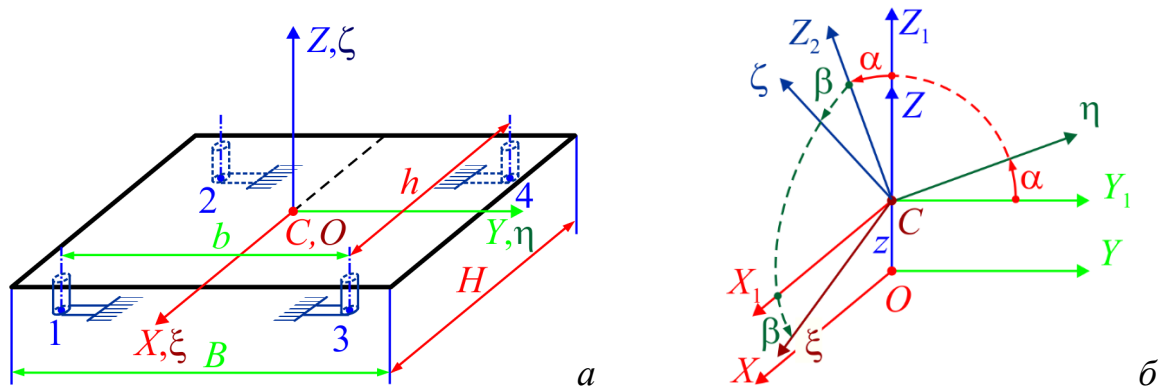


Рис. 6.19. Модель вібротурбини: а – схема; б – кінематика руху платформи

В результаті осі $OXYZ$ переходять у проміжне положення $CX_1Y_1Z_1$. Потім осі $CX_1Y_1Z_1$ повертаються на кут α навколо осі X_1 . В результаті осі $CX_1Y_1Z_1$ переходять у проміжні осі $CX_1\eta Z_2$. І нарешті осі $CX_1\eta Z_2$ повертаються навколо осі η на кут β . В результаті осі $CX_1\eta Z_2$ переходять у кінцеве положення $C\xi\eta\zeta$. Таким чином, платформа має три ступені вільності і її рух можна описати такою послідовністю переміщень:

$$OXYZ \xrightarrow{z} CX_1Y_1Z_1 \xrightarrow{\alpha} CX_1\eta Z_2 \xrightarrow{\beta} C\xi\eta\zeta. \quad (6.11)$$

Вважаємо, що узагальнені координати z, α, β , та їх похідні – малі величини. Тоді абсолютні деформації пружин вигину дорівнюватимуть

$$\begin{aligned} \Delta l_1 &\approx z - b\alpha/2 - h\beta/2, \quad \Delta l_2 \approx z - b\alpha/2 + h\beta/2, \\ \Delta l_3 &\approx z + b\alpha/2 - h\beta/2, \quad \Delta l_4 \approx z + b\alpha/2 + h\beta/2. \end{aligned} \quad (6.12)$$

Потенційна енергія пружин

$$V = \frac{1}{2} \frac{k_z}{4} (\Delta l_1^2 + \Delta l_2^2 + \Delta l_3^2 + \Delta l_4^2) = \frac{k_z}{8} (4z^2 + b^2\alpha^2 + h^2\beta^2). \quad (6.13)$$

Кінетична енергія поступального руху платформи дорівнює

$$T_{tr} = m v_c^2 / 2 = m \dot{z}^2 / 2,$$

де v_c – модуль швидкості центру мас платформи, і точка над величиною означає похідну за часом.

Кінетична енергія обертального руху платформи дорівнює

$$T_{rot} = J_\xi \omega_\xi^2 / 2 + J_\eta \omega_\eta^2 / 2 = J_\xi \dot{\alpha}^2 / 2 + J_\eta \dot{\beta}^2 / 2,$$

де для майже однорідної прямокутної пластини осьові моменти інерції

$$J_{\xi} = mB^2/12, \quad J_{\eta} = mH^2/12. \quad (6.14)$$

Кінетична енергія платформи

$$T = T_{tr} + T_{rot} = m\dot{z}^2/2 + mB^2\dot{\alpha}^2/24 + mH^2\dot{\beta}^2/24. \quad (6.15)$$

Швидкості кінців пружин вигину

$$\begin{aligned} v_1 = \Delta \dot{l}_1 &\approx \dot{z} - b\dot{\alpha}/2 - h\dot{\beta}/2, \quad v_2 = \Delta \dot{l}_2 \approx \dot{z} - b\dot{\alpha}/2 + h\dot{\beta}/2, \\ v_3 = \Delta \dot{l}_3 &\approx \dot{z} + b\dot{\alpha}/2 - h\dot{\beta}/2, \quad v_4 = \Delta \dot{l}_4 \approx \dot{z} + b\dot{\alpha}/2 + h\dot{\beta}/2. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Дисипативна функція

$$D = \frac{1}{2} \frac{b_z}{4} (v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 + v_4^2) = \frac{b_z}{8} (4\dot{z}^2 + b^2\dot{\alpha}^2 + h^2\dot{\beta}^2). \quad (6.17)$$

Диференціальні рівняння руху платформи отримуємо з рівнянь Лагранжа II роду:

$$\begin{aligned} L_z &= \frac{1}{m} \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial V}{\partial z} - \frac{\partial D}{\partial \dot{z}} \right) = \ddot{z} + \frac{b_z}{m} \dot{z} + \frac{k_z}{m} z = 0; \\ L_{\alpha} &= \frac{12}{mB^2} \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial V}{\partial \alpha} - \frac{\partial D}{\partial \dot{\alpha}} \right) = \ddot{\alpha} + \frac{b_z}{m} \frac{3b^2}{B^2} \dot{\alpha} + \frac{k_z}{m} \frac{3b^2}{B^2} \alpha = 0; \\ L_{\beta} &= \frac{12}{mH^2} \left(\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial V}{\partial \beta} - \frac{\partial D}{\partial \dot{\beta}} \right) = \ddot{\beta} + \frac{b_z}{m} \frac{3b^2}{B^2} \dot{\beta} + \frac{k_z}{m} \frac{3b^2}{B^2} \beta = 0. \end{aligned} \quad (6.18)$$

Вони розпалися на три незалежні рівняння. Це означає, що узагальнені координати – головні та коливання цих координат визначають резонансні частоти платформи та відповідні форми коливань.

З (6.18) знаходимо такі резонансні частоти коливань платформи

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_z}{m}}, \quad \omega_2 = \frac{b}{B} \sqrt{\frac{3k_z}{m}}, \quad \omega_3 = \frac{h}{H} \sqrt{\frac{3k_z}{m}}; \quad n_i = \omega_i / (2\pi), \quad / i=1,2,3 / . \quad (6.19)$$

Частоти нумеруються у порядку зростання: $\omega_1 < \omega_2 \leq \omega_3$ ($n_1 < n_2 \leq n_3$). Їм відповідають резонансні форми коливань, показані на рис. 6.20.

Вібробудник у вигляді кульового автобалансера встановлюється на платформу. Він повинен збуджувати першу форму резонансних коливань платформи (платформи разом із насадками та навантаженням) заданої амплітуди.

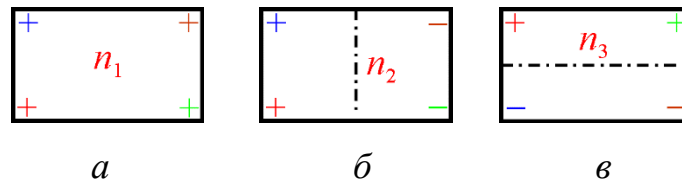


Рис. 6.20. Резонансні форми коливань платформи: а – форма 1, що відбувається прямолінійно поступально уздовж вертикальної осі; б – форма 2, поворотні навколо меншої поперечної осі платформи; в – форма 3, поворотні навколо більшої поперечної осі платформи

При цьому платформа без додаткових кінематичних обмежень повинна здійснювати практично чисті вертикальні синусоїдальні коливання.

6.3.3. Опис дослідного зразка вібростолу

На рис. 6.21 показано спроектовану вібростолу. Її основу становить вібростол (рис. 6.21 а). Як насадку було виготовлено сепаратор (рис. 6.21, б).

Вібростол складається з таких елементів (рис. 6.21, а): станини 1, виконаної з профільної труби перетином 30×30 мм; асинхронного електродвигуна 2; чотирьох однакових пружних опор 3, виконаних з набору пластин пружної сталі; платформи 4, встановленої на пружні опори; валу 5; опор валу 6; вібростолу 7; ремінної передачі 8.

Сепаратор складається з таких елементів (рис. 6.21 б): рами 9, виконаної з профільної труби перетином 30×30 мм; платформи 10, виконаної з листової сталі; верхнього 11 і нижнього 12 грати різного калібру; піддона 13 та напрямних фракцій 14, виконаних з листової сталі.

Жорсткість опор можна змінювати зміною кількості пластин в опорі від 1 до 8 (рис. 6.22, а). Для динамічного балансування частин, що обертаються в зборі (вал, корпус вібростолу, кришка, шків) в корпусі автобалансира і в шківі виконані отвори з різьбленням (рис. 6.22, б). У ці отвори можна вкручувати болти різної довжини (маси) як вантажі.

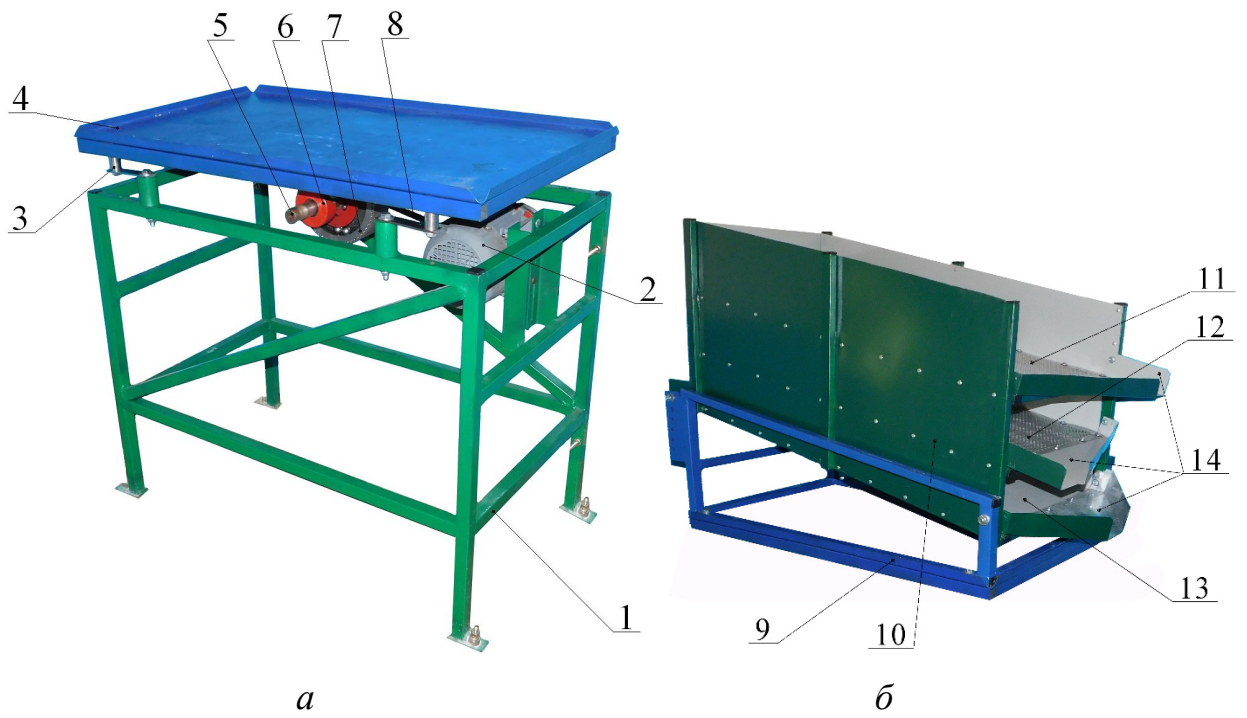


Рис. 6.21. Вібростол (основа); б – сепаратор (насадка)

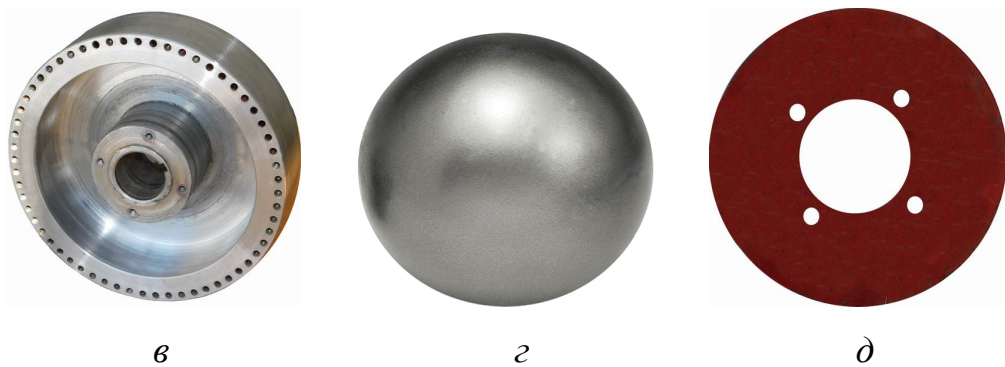
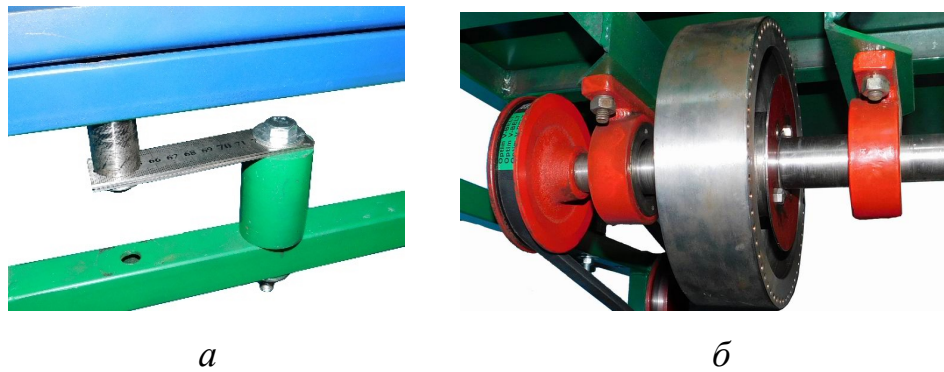


Рис. 6.22. Елементи конструкції вібростолу: а – пружна опора; б – частини, що обертаються в зборі (вал, корпус віброзбудника, кришка, шків); в – корпус віброзбудника; г – куля; д – кришка

Вібробудник складається з таких деталей: корпусу (рис. 6.22, в); кулі або кількох куль (рис. 6.22, г); кришки, що перешкоджає випаданню кулі з корпусу вібробудника (рис. 6.22, д).

У корпус вібробудника можна встановлювати одну і більше куль. Діаметри (маси) куль можна міняти.

Платформа має масу $m_{\pi} = 35 \text{ кг}$; та розміри $B = 1000 \text{ мм}$, $H = 600 \text{ мм}$. Маса сепаратора $m_c = 60 \text{ кг}$. Відстань між опорами $b = 840 \text{ мм}$, $h = 570 \text{ мм}$.

У табл.6.10 наведено основні параметри вібромашини.

Таблиця 6.10

Основні параметри вібромашини

№	Параметр	Величина	Примітка
1	Маса платформи m_{\min} , кг	35	Дано
2	Найбільша маса завантаженої платформи з насадкою m_{\max} , кг	95	Дано
3	Перша резонансна частота n_1 , Гц	10	Дано
4	Найбільша амплітуда вібропришвидшення a_{\max} , м/с^2	20	Дано
5	Маса сталеві кулі m_b , кг	0,325	Дано
6	Діаметр кулі d_b , мм	0,0215	Дано/розраховується
7	Діаметр бігової доріжки куль D_r , м	0.19	Дано
8	Найбільший розмах вібропереміщення d_{\max} , мм	10	Розраховується
9	Сумарний коефіцієнт жорсткості опор k_z , Н/м	$140 \cdot 10^3 \div$ $375 \cdot 10^3$	Розраховується
10	Відстань від поздовжньої осі ротора до центру мас кулі R , м	0,0735	Розраховується

Розрахункові коефіцієнти:

$$k_{m_{\min}} = m_{m_{\min}} (2\pi n_1)^2 = 35 \cdot (2\pi \cdot 10)^2 = 138,2 \cdot 10^3 \text{ Н / м},$$

$$k_{m_{\max}} = m_{m_{\max}} (2\pi n_1)^2 = 95 \cdot (2\pi \cdot 10)^2 = 375 \cdot 10^3 \text{ Н / м},$$

$$d_{m_{\max}} = 2a_{m_{\max}} / (2\pi n_1)^2 = 2 \cdot 20 / (2\pi \cdot 10)^2 = 10,13 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$R_1 = 0,5(D_r - D_b) = 0,5(0,190 - 0,042862) = 0,0736 \text{ м},$$

$$R_2 = 0,5(D_r - D_{b2}) = 0,5(0,190 - 0,041275) = 0,0744 \text{ м}, \quad (6.20)$$

Дебаланс, що створюється n однаковими кулями обчислюється за формулою [16]:

$$S(n, r_b, m_b) = \frac{m_b (D_r - d_b)^2}{2d_b} \sin \left(n \cdot \arcsin \frac{d_b}{D_r - d_b} \right). \quad (6.21)$$

Використовуючи (6.21), знаходимо:

$$S(1, r_b, m_b) = 0,0238 \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad S(3, r_b, m_b) = 0,0634 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Зауважимо, що

$$m_{m_{\max}} / m_{m_{\min}} = 95 / 35 = 2,714;$$

$$S(3, r_b, m_b) / S(1, r_b, m_b) = 0,0634 / 0,0238 = 2,661.$$

Тому коливання вібростолу збуджуватимемо однією кулею, а коливання вібросепаратора – трьома кулями.

Для вібростолу розрахункові резонансні частоти

$$n_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_z}{m_{\min}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,142} \sqrt{\frac{140 \cdot 10^3}{35}} = 10 \text{ Гц}, \quad (6.22)$$

$$n_2 = \sqrt{3} \frac{b}{B} n_1 = 1,732 \cdot \frac{820}{1000} \cdot 10 = 14,20 \text{ Гц}, \quad n_3 = \sqrt{3} \frac{h}{H} n_1 = 1,732 \cdot \frac{574}{600} = 16,57 \text{ Гц}.$$

Сумарну жорсткість $k_{m_{\min}} = 138,2 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$ забезпечують три пластини у кожній опорі.

Для вібросепаратора розрахункові резонансні частоти ті самі, але при сумарній жорсткості пружин $k_{m_{\max}} = 373,33 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$. Таку жорсткість забезпечують вісім пластин у кожній опорі.

6.3.4. Динамічне балансування обертових частин у зборі

Після виготовлення вібромашини проведено динамічне балансування обертових частин у зборі (рис. 6.23). Балансування потрібне для того, щоб невірноваженість валу не порушувала інші форми резонансних коливань платформи (відмінні від прямолінійного поступального руху).



Рис. 6.23. Протокол динамічного балансування обертових частин у зборі

Перша площина корекції розташована на корпусі віброзбудника (пробна маса 3,56 г). Друга площина корекції розташована на шківі (пробна маса 3,85 г). Вібродатчики розташовувалися на опорах валу (рис. 6.22, б). Після балансування оборотні складові СКЗ віброшвидкості не перевищують 0,3 мм/с, що менше від чутливості балансувального приладу.

Залишкові СКЗ віброшвидкостей, заміряні приладом «Балком-4» у контрольних точках 1–4 на платформі, що розташовані над опорами, не перевищують 6 мм/с. Відносно великі залишкові необоротні віброшвидкості спричинені ремінною передачею.

6.3.5. Визначення резонансних частот та відповідних форм коливань платформи

На робочу поверхню платформи було нанесено 8 контрольних точок (рис. 6.24). У цих точках було встановлено 8 одноосьових датчиків GY-61 ADXL335.

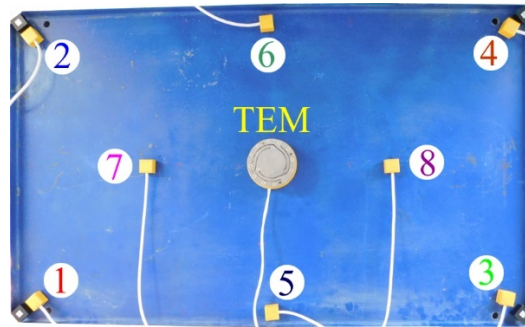


Рис. 6.24. Схема розташування датчиків пришвидшень 1–8 та TEM (електромеханічного перетворювача)

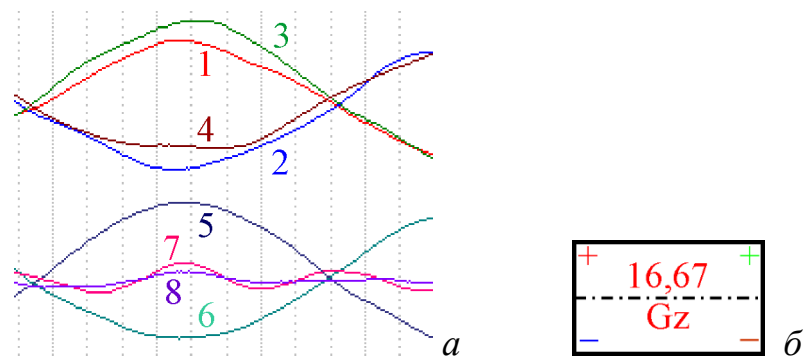
На платформу встановлювався електромеханічний перетворювач так, щоб максимально збуджувати певну форму резонансних коливань. В результаті експериментів було знайдено резонансні частоти:

$$n_1 = 10,04 \text{ Гц}, n_2 = 14,54 \text{ Гц}, n_3 = 16,67 \text{ Гц}. \quad (6.23)$$

Як видно, фактичні значення резонансних частот трохи більше, ніж 2,5% від розрахункових. Розбіжності пояснюються тим, що платформу в розрахунках було прийнято за прямокутну однорідну плиту.

Знайдені експериментально форми коливань відповідають формам, знайденим теоретично. На рис. 6.25, *a* представлений фрагмент осцилограми вібропришвидшень, отриманий за допомогою осцилографа MT Pro 4 для третьої резонансної форми коливань платформи.

За осцилограмою (рис. 6.25, *a*) видно, що на частоті 16,67 Гц платформа здійснює третю форму резонансних коливань (рис. 6.25, *б*), оскільки сигнали: 1,3,5 – синфазні; 2,4,6 – синфазні і знаходиться в протифазі до сигналів 1,3,5; 7,8 – майже не змінюються, оскільки перебувають на лінії вузлів.



1–8 – сигнал, що відповідає датчику номер 1–8

Рис. 6.25. Третя резонансна форма коливань платформи: *a* – фрагмент осцилограми вібропришвидшень; *б* – відповідна форма коливань платформи

6.3.6. Дослідження коливань вібромашини у конфігурації вібростола

Маса платформи 35кг, одна опора утворена трьома пластинами. Коливання збуджуються однією кулею масою 0,325 кг. Частота струму змінюється від 5 до 35 Гц із кроком 5 Гц. На рис. 6.26 показано залежність амплітуди змінної складової вібропришвидшення від частоти обертання валу.

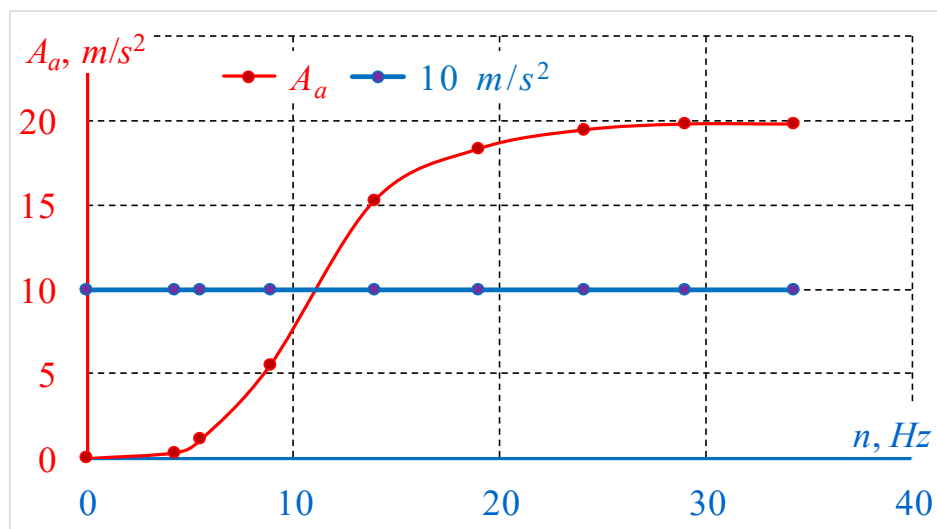


Рис. 6.26. Амплітуда змінної складової вібропришвидшення платформи

Коли амплітуда змінної складової вібропришвидшення досягає 10 m/s^2 , з'являється киплячий шар (рис. 6.27). Киплячий шар утворюється на частотах обертання валу, що перевищують частоту 12 Гц.

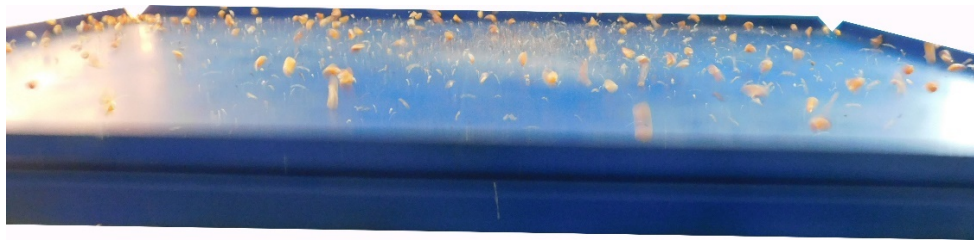


Рис. 6.27. Поява киплячого шару на платформі

Найменша частота обертання валу, де спостерігалось стійке застрягання кулі – 4 Гц. При меншій частоті куля переставала котитися біговою доріжкою, падала вниз і далі коливалася біля нижчого положення.

Як видно із рис. 6.26 зміною швидкості обертання валу можна збільшувати амплітуду коливань платформи. Але при перевищенні частоти обертання валу 30 Гц амплітуда коливань вібропришвидження практично перестає зростати, як і не зростає амплітуда коливань платформи. Теоретично амплітуда має зростати і надалі [12]. Але виявилось, що цьому заважає ковзання кулі біговою доріжкою, що з'являється по перевищенні частотою обертання валу 30 об/с.

За осцилограмою віброшвидкостей, побудованої для контрольних точок 1,2 видно (рис. 6.28 а), що коливання платформи поступальні, гармонійні.

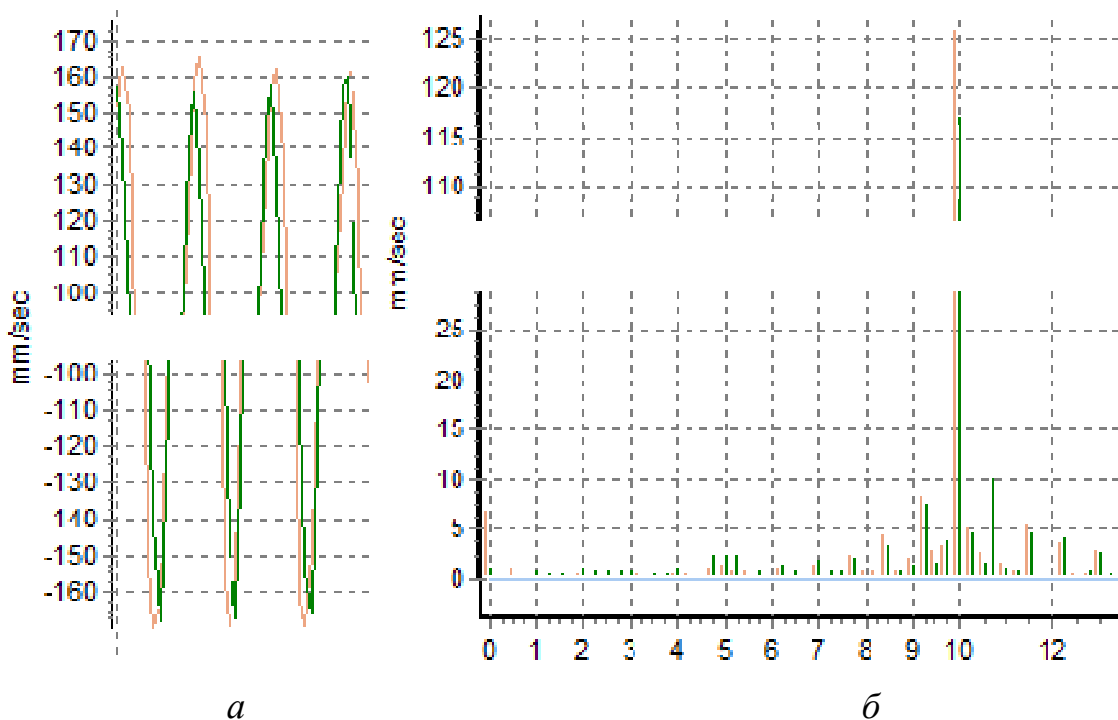


Рис. 6.28. Фрагменти (для швидкості обертання валу 13,93 об/с):

а – осцилограми віброшвидкостей у точках 1,2; б– спектру частот у точках 1,2

На спектральній діаграмі, на частоті 10 Гц спостерігається єдиний пік (рис. 6.28 б), відповідний вібраціям, викликаним застряганням кулі на першій резонансній частоті. Аналогічна осцилограма віброшвидкостей та спектр частот виходять і в точках 3, 4.

6.3.7. Дослідження коливань вібромашини у конфігурації вібросепаратора

Маса платформи з насадкою 95 кг одна опора утворена вісьма пластинами. Коливання збуджуються трьома однаковими кулями масою 0,324 кг та діаметром 42,862 мм. Частота струму змінюється від 5 до 35 Гц із кроком 5 Гц. На рис. 6.29 показано залежність амплітуди змінної складової вібропришвидження від частоти обертання валу.

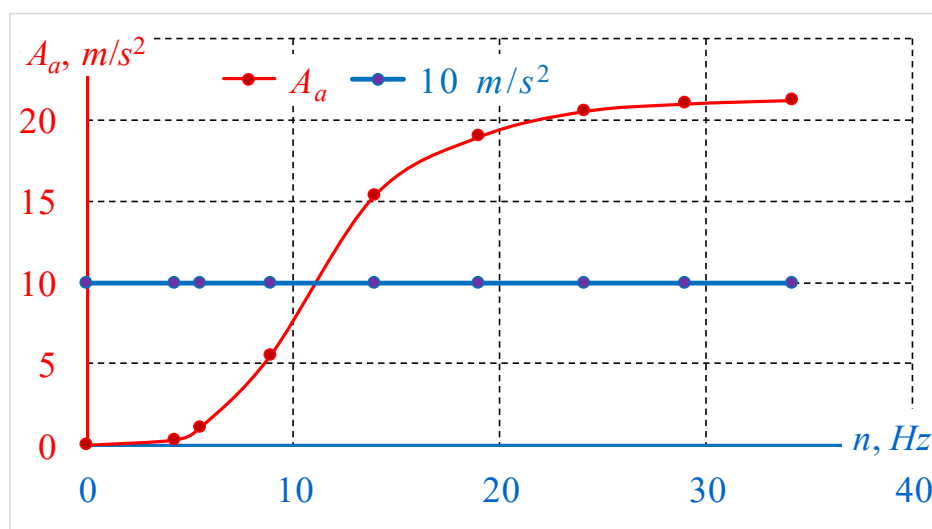


Рис. 6.29. Амплітуда змінної складової вібропришвидження платформи

Величина амплітуди коливань платформи практично збігається з амплітудою, отриманою для вібростолу. Проте амплітуда зростає по всьому діапазоні зміни швидкості обертання валу, що відповідає теорії [12]. Киплячий шар з'являється на частотах обертання валу, що перевищують частоту 11,5 Гц. Вібросито стає працездатним з появою киплячого шару.

6.4. Стенд із дослідження ефекту Зомерфельда

6.4.1. Мета та методи досліджень

Метою роботи експериментальне визначення закономірностей прояву ефекту Зомерфельда в кульовому автобалансирі (збуднику резонансних вібрацій кульового типу) при фіксованому і вільному встановленні кулі в автобалансирі. Це дозволить уникнути режимів застрягання куль в автобалансирі, як небажані, та забезпечувати режими застрягання в резонансних збудниках вібрацій кульового типу.

Для досягнення поставленої мети треба розв'язати наступні завдання:

– розробити методи експериментального дослідження ефекту Зомерфельда для автобаласирів чи збудників резонансних вібрацій кульового, роликового чи маятникового типу, оцінити точність методів;

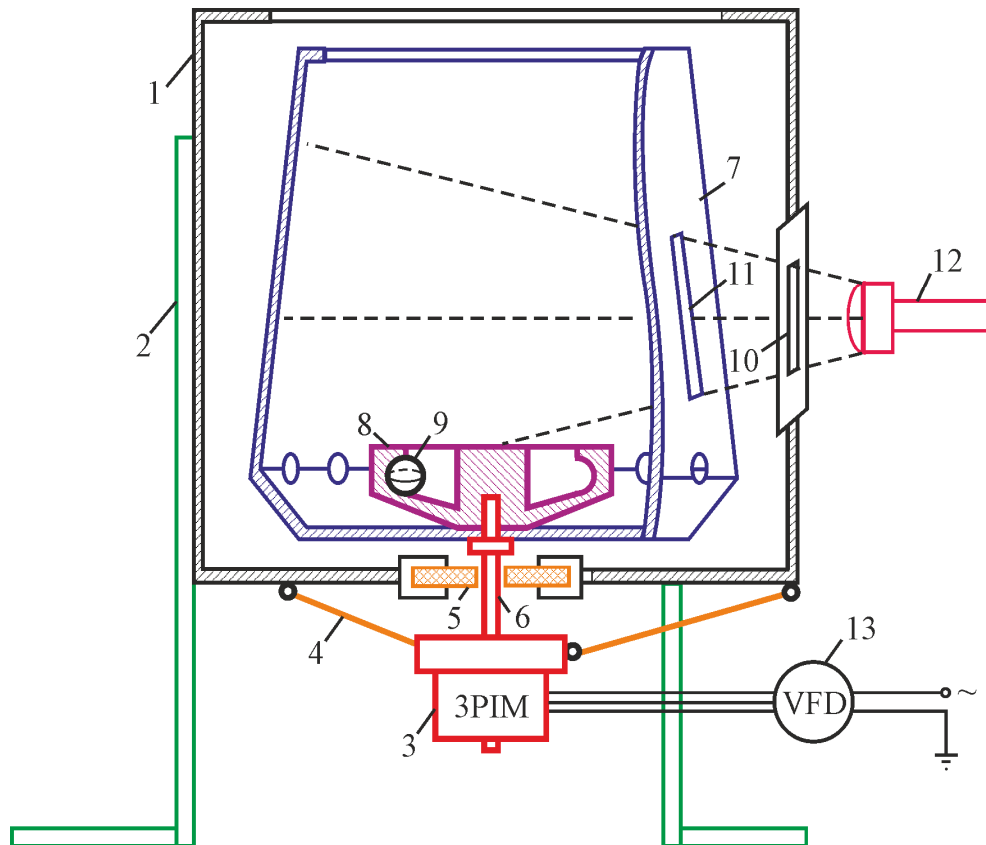
– розробленими методами дослідити ефект Зомерфельда при кулі, що жорстко закріплена у автобалансирі;

– розробленими методами дослідити ефект Зомерфельда при кулі, вільно встановленої в автобалансирі.

Опис стенду. На рис. 6.30 показано схему стенду для дослідження явища застрягання кулі. На рис. 6.31 показані фото стенду.

Стенд складається (рис. 6.30) із захисного кожуха 1, що стоїть на опорах 2. До кожуха кріпиться 3-х фазний асинхронний електродвигун за допомогою підвісу електродвигуна 4 і гумової пружно-в'язкої втулки 5.

Електродвигун потужністю 180 *Watt*, номінальною швидкістю обертання 1450 *об/хв*. Опори осесиметричні (ізотропні). На вал електродвигуна 6 насаджень барабан 7 і корпус автобалансира 8. Усередині автобалансира розміщена куля 9. У кожусі виконано щілину 10. Аналогічна щілина 11 у барабані. Ліхтар 12 через щілину 10 подає всередину кожуху світло. Через щілину 11 світло один раз за повний оберт барабана попадає всередину. Цим створюється стробоскопічний ефект.



1 – захисний кожух; 2 – опори; 3 – 3 фазний асинхронний електродвигун;
 4 – опори нижні (підвіс електродвигуна); 5 – гумова пружно-в'язка втулка; 6 – вал електродвигуна; 7 – барабан; 8 – корпус автобалансир; 9 – куля; 10 – щілина у кожусі; 11 – щілина в барабані; 12 – ліхтар; 13 – фазовий перетворювач

Рис. 6.30. Схема стенду для дослідження явища застрягання кулі

При відставанні кулі від ротора в два рази зображення кулі подвоїться і дві кулі виглядають нерухомими щодо барабана. При відставанні кулі від барабана у три, чотири і т.д. разів зображення кулі потроюється, зчетверяться тощо. Швидкість обертання двигуна регулюється фазовим перетворювачем 13.

Автобалансир може використовуватися як без кришки з оргскла (рис. 6).31, а), так і з кришкою (рис. 6.31 б). Автобалансир у зборі містить шар, заповнений маслом, закритий оргсклом, яке кріпиться до корпусу кільцем, диском та 20 болтами. Використовується синтетична моторне масло SAE 5W-30 (Motul, Франція).

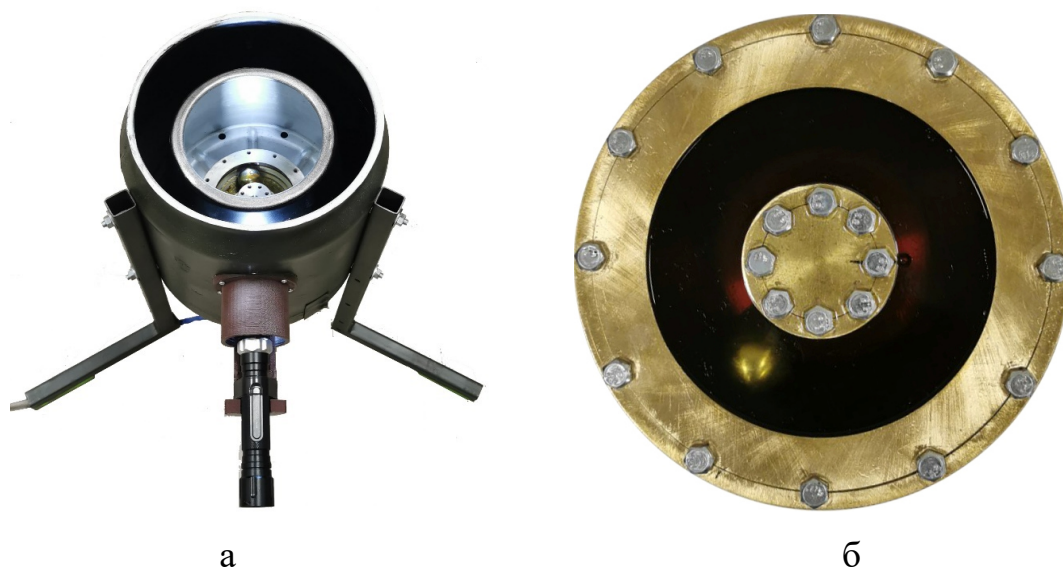


Рис. 6.31. Фотографія стенду для дослідження явища застрягання кулі:
 а– стенд у зборі з автобалансиром без масла; б – автобалансир у зборі, заповнений
 маслом

Масові характеристики деталей чи групи деталей стенду наведені у табл. 6.11.

Таблиця 6.11

Параметри деталей чи групи деталей стенду

№	Деталь (група деталей)	Маса, г
1	3-х фазний асинхронний двигун, статор	3149
2	3-х фазний асинхронний двигун, ротор	1532
3	Корпус автобалансу	1696
4	Барабан	2145
5	Кільце, оргскло, диск, 20 болтів	318
6	Куля	112
7	Моторне масло SAE 5W-30	236

Конструкція корпусу автобалансиру дозволяє використовувати його без кришки з оргскла з заповненням маслом до 40 мл.

Опис обладнання, методики проведення вимірювань, файлу результатів вимірювання. Обертові частини у зборі (барабан, ротор електродви-

гуна, корпус автобалансиру) балансуються динамічно у двох площинах корекції. Для цього використовують портативний балансувальний комплект «Балком-4М» (ТОВ "Кінематика"). Суттєво, що ротор балансується за оборотними складовими віброшвидкості. Шар знаходиться в автобалансирі. У корпус додано 2 мл масла для плавного кочення по доріжці. Швидкість обертання ротора найбільша, куля максимально відстає від ротора. В результаті динамічного балансування зникають гармоніки, що відповідають поточній швидкості обертання ротора.

Вібраційний стан стану характеризується двома оцифрованими сигналами. Перший сигнал породжує аналоговий тахометр. Інший сигнал породжує аналоговий датчик-акселерометр ADXL335 (Analog Devices, Inc., USA).

Аналоговий тахометр більшу частину одного оберту видає майже постійне напруження 4,8 В за умови, що лазерне світло не попадає на білу стрічку. При попаданні світла на білу стрічку воно відбивається і попадає на фоторезистор. Через це напруження падає приблизно до 3,7 В. За кожний оберт спостерігається один єдиний явно виражений мінімум.

Аналоговий акселерометр створює напруження, що змінюється від 0 до 3,3 В. Датчик калібрується за пришвидшенням вільного падіння стандартними методами (<https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/ADXL335.pdf>). Для датчика експериментально знайдений наступний коефіцієнт переведення напружень у м/с²:

$$q = 2 \cdot 9,8065 / 0,612 = 32,048 \left[\frac{m}{(c^2 B)} \right]. \quad (6.24)$$

Аналогові сигнали оцифровує USB осцилограф МТ Pro 4.1 (MLab, Україна). Кількість аналогових каналів – 8, розрядність АЦП – 12 біт, максимальна частота дискредитації на канал 500 КГц за використання 7 чи 8 каналів. Осцилограф дозволяє зберігати оцифровані сигнали у файлі Excel.

Фазовий перетворювач дозволяє змінювати частоту струму від 0 до 50 Гц з кроком 0,1 Гц. Для отримання певного усталеного руху на електродвигун подається струм фіксованої частоти $XX.X \in [5,0; 50,0]$ Гц. Після того, як рух установився, USB осцилографом оцифровуються відповідні сигнали. Результати

зберігаються у Excel-файлі "XX.X.xlsm".

Параметри кожного усталеного руху записуються осцилографом 2 с з частотою 5000 вимірювань за секунду. При цьому файл Excel має 3 стовпчики та 10002 рядків (табл. 6.12).

Таблиця 6.12

Структура Excel-файлу результатів вимірювання

Стовпчик/рядок	A (година, c)	B (строб-сигнал, B)	C (акселерометр, B)
1	Time	Analog channel 1	Analog channel 2
2	0	4,797827984	1,597877849
3	0,0002	4,7181836245	1,601419018
...
10002	2	4,782035263	1,375273362

У першому рядку наводиться назва даних. У наступних рядках ідуть цифрові дані. У першому стовпчику час змінюється з кроком $\Delta t=0,0002$ с від 0 до 2 с. В іншому стовпчику записаний строб-сигнал у B , знятий з датчика тахометра. У третьому колонці записаний сигнал у B , знятий з датчика акселерометру.

Опис експериментів та методики їх проведення. В експериментах використовують кулю масою 112 г. Куля поміщається в порожнину автобалансира. Порожнина повністю заповнена маслом. Зверху порожнина накрита оргсклом. Оргскло притискають до корпусу автобалансиру кільце та диск з використанням 20 болтів. Усталені рухи досліджуються у випадках, коли куля в автобалансирі:

- зафіксовано;
- вільно встановлена.

Досліджуються різні усталені рухи системи, що відповідають частоті струму $\nu \in [5,0; 50,0]$ Гц. Усі усталені режими досліджуються за один запуск стенда. Частота струму змінюється зі змінним кроком. Дрібний крок 0,1 Гц використовується в околі резонансних швидкостей. На віддалі від резонансів використовується крок у 1, 2 чи 5 Гц. Отримані файли Excel (біля 100)

обробляються за єдиною методикою.

В результаті і обробки Excel-файлів одержуються наступні параметри, що характеризують усталений рух:

- $n(v)$, Гц чи об/с – швидкість обертання ротора;
- $n_B(v)$, Гц чи об/с – швидкість обертання кулі;
- $Ad(v)$, мм – амплітуда коливань у контрольній точці;
- $\varphi(v)$, рад – фаза коливань при синхронному обертанні кулі з

автобалансиром.

За знайденими параметрами будуються графіки, що характеризують усталені режими рухів. Порівнянням графіків у двох експериментах встановлюються закономірності та особливості прояву ефекту Зомерфельда у кульовому автобалансирі (кульовому збуднику резонансних вібрацій).

6.4.2. Методи експериментального дослідження ефекту Зомерфельда для автобаласирів чи збудників резонансних вібрацій

Запропоновані методи дослідження ефекту Зомерфельда ґрунтуються на обробці оцифрованих сигналів (табл. 6.12) за допомогою методів регресійного аналізу.

Алгоритми обробки сигналів реалізовані в системі комп'ютерної алгебри MathCad 15. При цьому немає принципового значення на якій алгоритмічній мові чи в якій програмній середовищі це робити. MathCad був обраний через зручність контролю за обчисленнями, візуалізацію даних тощо.

Алгоритм 1 – формування векторів даних. Шляхом зчитування даних із файлу Excel формуються вектори часу t , строб-сигналу s , пришвидшення a :

$$\begin{aligned} t &:= \text{READ EXEL}(\text{"filename.xlsx"}, \text{"A 2 A 10002"}), \\ s &:= \text{READ EXEL}(\text{"filename.xlsx"}, \text{"B 2 B 10002"}), \\ a &:= \text{READ EXEL}(\text{"filename.xlsx"}, \text{"C 2 C 10002"}). \end{aligned} \quad (6.25)$$

В (6.25) "filename.xlsx" - ім'я файлу Excel.

Алгоритм 2 – визначення кількості повних обертів і середньої швидкості обертання ротора на втомленому русі. При обробці строб-сигналу відшуковуються рядки, з яких починається новий оберт. У цих рядках строб-сигнал мінімальний. В результаті формується вектор s_0 із відповідними номерами рядків. Кількість обертів (N_r), середня швидкість обертання за оберт номер i (n_i, Γ_{ω}) і N_r обертів (n, Γ_{ω}) на встановленому русі визначаються операторами:

$$\begin{aligned} N_r &= \text{rows}(s_0) - 1; \\ i &= 0, 1, \dots, N_r; \\ n_i &= 1 / [\Delta t \cdot (s_{0_{i+1}} - s_{0_i})]; \\ n &= N_r / [\Delta t \cdot (s_{0_{N_r}} - s_{0_0})]. \end{aligned} \quad (6.26)$$

В (6.26) враховано, що в MathCad елементи масиву нумеруються з 0.

Алгоритм 3 – визначення кількості резонансних частот та їх приблизного значення. Сигнали наведені в табл. 6.11 записуються протягом 10 с під час вибігу ротора. За Excel-файлом формуються вектори даних за прикладом (6.25).

За алгоритмом 2 визначається кількість повних обертів ротора та середні швидкості на кожному оберті. На одному малюнку, з використанням лівої та правої осей, будуються два графіки $a(t)$ і $n(t)$. За графіками визначається кількість резонансних частот і їх приблизні величини.

Алгоритм 4 – визначення амплітуди, фази та частоти коливань при синхронному обертанні кулі з корпусом автобалансиру. За Excel-файлу формуються вектори даних (6.25). За допомогою вектора s_0 (алгоритм 2) виділяються дані у файлі Excel, що відповідають N_r повним оборотам. Регресійна модель для пришвидшення, виміряного у В:

$$a(t) = C + A_x \sin(2\pi n_B t) + A_y \cos(2\pi n_B t), \quad (6.27)$$

де C, A_x, A_y, n_B – параметри нелінійної моделі, що підлягають визначенню. При цьому важливе значення має частота застрягання кулі n_B , та коефіцієнти A_x, A_y . Вони майже не повинні змінюватись при повторенні експерименту.

За коефіцієнтами A_x, A_y визначається амплітуда (A_d , мм) і фаза (φ , град) колінь, породжених кулею:

$$A_d = \frac{1000q}{(2\pi n_B)^2} \sqrt{A_x^2 + A_y^2}, \quad \varphi = \begin{cases} (180^\circ / \pi) \cdot \arccos\left(A_x / \sqrt{A_x^2 + A_y^2}\right); \\ 180^\circ - \varphi \text{ if } (-A_x < 0) \wedge (-A_y > 0); \\ 180^\circ + \varphi \text{ if } (-A_x < 0) \wedge (-A_y < 0); \\ 360^\circ - \varphi \text{ if } (-A_x > 0) \wedge (-A_y < 0). \end{cases} \quad (6.28)$$

У (6.28) q – коефіцієнт переведення напружень у м/с^2 з (6.24). Кут φ відраховується від нульової мітки (білої стрічки на барабані) у бік обертання ротора.

Алгоритм 5 – визначення складової колінь, породжених кулею при відставанні від ротора. За Excel-файлом формуються вектори даних (6.25). Використовується регресійна модель (6.27) для пришвидшення, виміряного у В. За першою формулою (6.28) визначається амплітуда (A_d , мм) коливань, породжених кулею. Зауважимо, що при повторенні експерименту майже не повинна змінюватися частота застрягання кулі та амплітуда коливань. Фаза коливань та коефіцієнти A_x, A_y можуть постійно змінюватися.

Алгоритм 6 – визначення ковзання ротора електродвигуна чи кулі. Ковзання ротора чи кулі визначаються, відповідно, за формулами

$$s = 0,5v - n, \quad s_B = 0,5v - n_B, \quad (6.29)$$

де v – частота струму, n – частота обертання ротора, n_B – частота обертання кулі.

Інші експерименти стосуються оцінки точності методів досліджень. Вони мають частинний характер і описані у відповідному підпункті.

6.4.3. Оцінка точності методів

В експериментах використовується шар масою 112 г. Шар вільно поміщається у корпусі автобалансира. Додається 2 мл масла. Воно забезпечує м'яке (без ударів) кочення кулі по доріжці.

На рис. 6.32 показані фотографії автобалансира у стробоскопічному освітленні з витримкою 0,3 с при відставанні від ротора в ціле число разів.

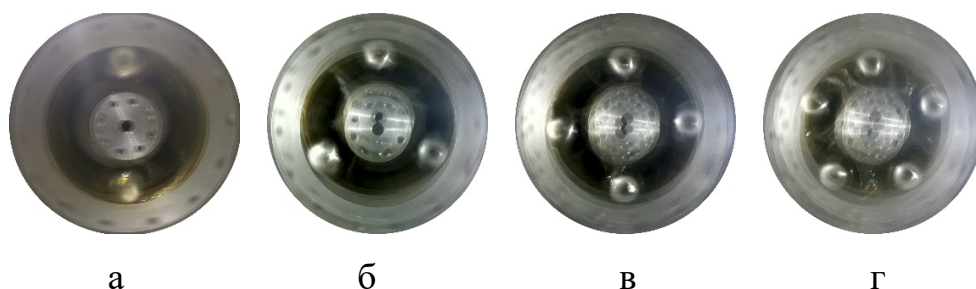


Рис. 6.32. Фотографії автобалансиру у стробоскопічному освітленні з витримкою 0,3 с при відставанні кулі від ротора у: *a* – 2 рази; *б* – 3 рази; *в* – 4 рази; *г* – 5 разів

При відставанні кулі від ротора ціле число разів k у стробоскопічному освітленні видно рівне k нерухомих куль. Тахометром вимірюється швидкість обертання ротора (*об/хв*). Її діленням на $60 \cdot k$ одержується швидкість застрягання кулі (*об/с*).

У табл. 6.13 занесені результати визначення частоти застрягання кулі, описаним способом та регресійним аналізом.

Таблиця 6.13

Порівняння частоти застрягання кулі, визначеної тахометром з стробоскопічним освітленням, з частотою, знайденою регресійним аналізом

Відставання, рази	Частота струму ν , Гц	Частота обертання				
		ротора		кулі, об/с		
		N , об/хв	$n=N/60$ об/с	Стробоскоп	Регресійний аналіз	Розбіжність, %
2	16,1	459,5	7,658333	3,829167	3,831321	0,056
3	24,2	696,3	11,605	3,868333	3,870211	0,049
4	33,8	979,0	16,31667	4,079167	4,076782	0,059
5	42,4	1232,0	20,53333	4,106667	4,106500	0,044

З табл. 6.13 видно, що розбіжність у визначенні швидкості застрягання кулі двома способами не перевищує 0,06 %. Отже метод регресійного аналізу

надзвичайно точний і дозволяє досліджувати застрягання кулі (ефект Зомерфельда) без візуального спостереження за ротором та кулею.

6.4.4. Дослідження ефекту Зомерфельда при кулі, жорстко закріпленій у автобалансирі

На рис. 6.33 зображені графіки пришвидшення і швидкості обертання ротора на вибігу ротора. Графіки побудовані за оцифрованим сигналом (алгоритм 3). Година запису – 10 із частотою 5000 вимірювань за секунду.

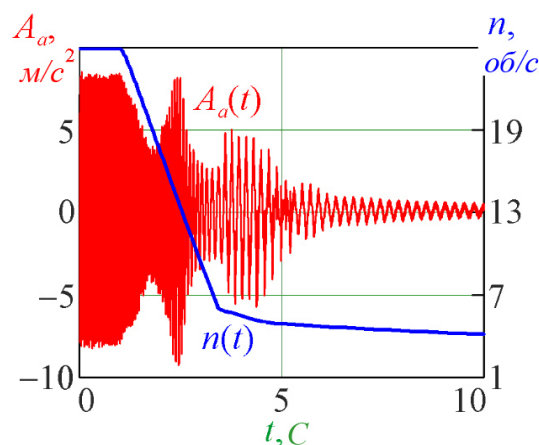


Рис. 6.33. Графіки пришвидшення ($Aa(t)$, m/c^2) та швидкості обертання ротора ($n(t)$, $об/с$) на вибігу ротора

З рис. 6.33 видно, що у ротора дві резонансні частоти. Перша приблизно дорівнює 5 Гц, а друга – 14 Гц.

Всього було записано та оброблено 100 Excel-файлів, що відповідають 100 різним значенням частоти струму і 100 різним ustalеним режимам руху системи.

На рис. 6.34 побудована амплітудно-частотна та амплітудно-фазова характеристики ротора, та графік ковзання ротора двигуна.

По пиках на рис. 6.34, а були знайдені дві резонансні частоти

$$n_{r1} = 5,2381594 \text{ Гц}, n_{r2} = 14,3646154 \text{ Гц}. \quad (6.30)$$

Перша резонансна частота відповідає за центрування центру мас ротора, а друга – за центрування за кутом повороту подовжньої осі ротора. Інший резонанс

слабкіше виражений за перший, бо куля створює переважно статичну незрівноваженість.

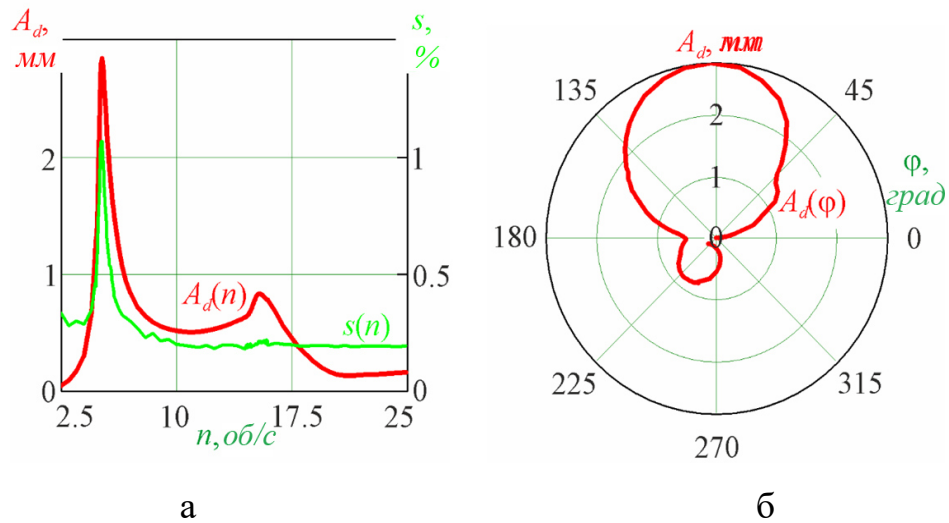


Рис. 6.34. Визначення резонансних швидкостей обертання ротора:
 а– амплітудно-частотна характеристика ($A_d(n)$, мм) та ковзання ротора ($s(n)$, %);
 б – амплітудно-фазова характеристика ($A_d(\varphi)$, мм)

На рис. 6.35 побудовано залежність від частоти струму швидкості обертання та ковзання ротора електродвигуна, та амплітуди коливань.

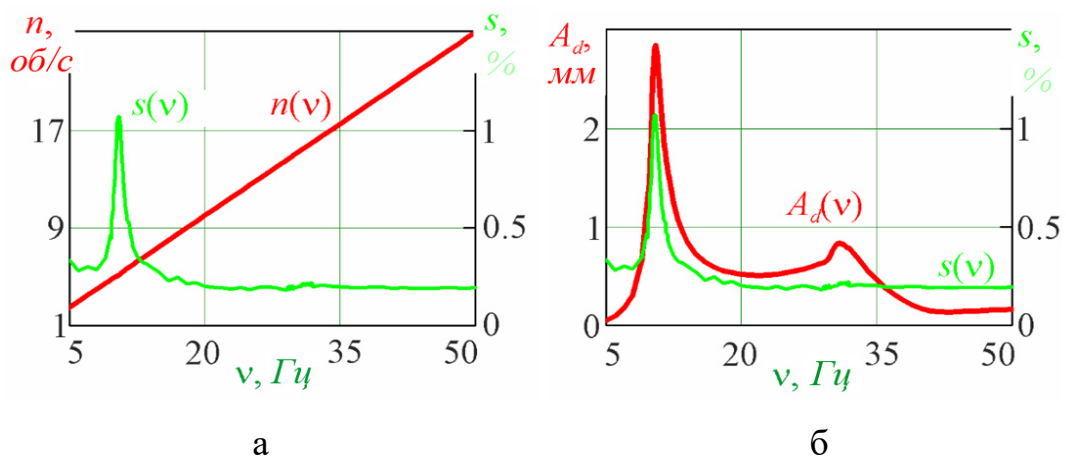


Рис. 6.35. Залежності від частоти струму швидкості обертання і ковзання ротора електродвигуна
 а– залежності швидкості обертання ротора (n , об/с чи Гц) та ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (ν , Гц); б – залежності амплітуди коливань (A_d , мм), та ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (ν , Гц)

З рис. 6.35 видно, що ковзання ротора не перевищує 1.2 %. Пік ковзання припадатиме на перший резонанс. На іншому резонансі стрімкого збільшення ковзання немає. Отже ротор обертається з частотою трохи меншою за половину частоти струму. Зміною частоти струму (теоретично) можна забезпечити обертання ротора з будь-якою швидкістю. Ефект Зомерфельда майже не виявляється. Піки резонансів на рис. 6.34, а, 6.35, б чітко виражені.

6.4.5. Дослідження ефекту Зомерфельда при кулі, вільно встановленої в автобалансирі

Усього було записано і оброблено 174 Excel-файлів, що відповідають 117 різним значенням частоти струму і 174 різним ustalеним режимам руху системи.

Результати експериментів зображені на рис. 6.36. Графіки побудовані на ділянках, на яких принципово змінюється поведінка системи.

На рис. 6.36, а зображено залежність швидкості обертання кулі n_B від частоти струму ν . Експерименти показують, що існують характерні точки та діапазони частоти струму.

На першій ділянці куля синхронно обертається із ротором. Починається ділянка з найменшої частоти струму (5 Гц) і закінчується у точці P_1 , що відповідає частоті 9,3 Гц. Перша ділянка співпадає з відповідною частиною графіка на рис. 6.35 а. Тому як і на рис. 6.35 а лінія ділянки зображена червоною.

На іншій 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 із 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:

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

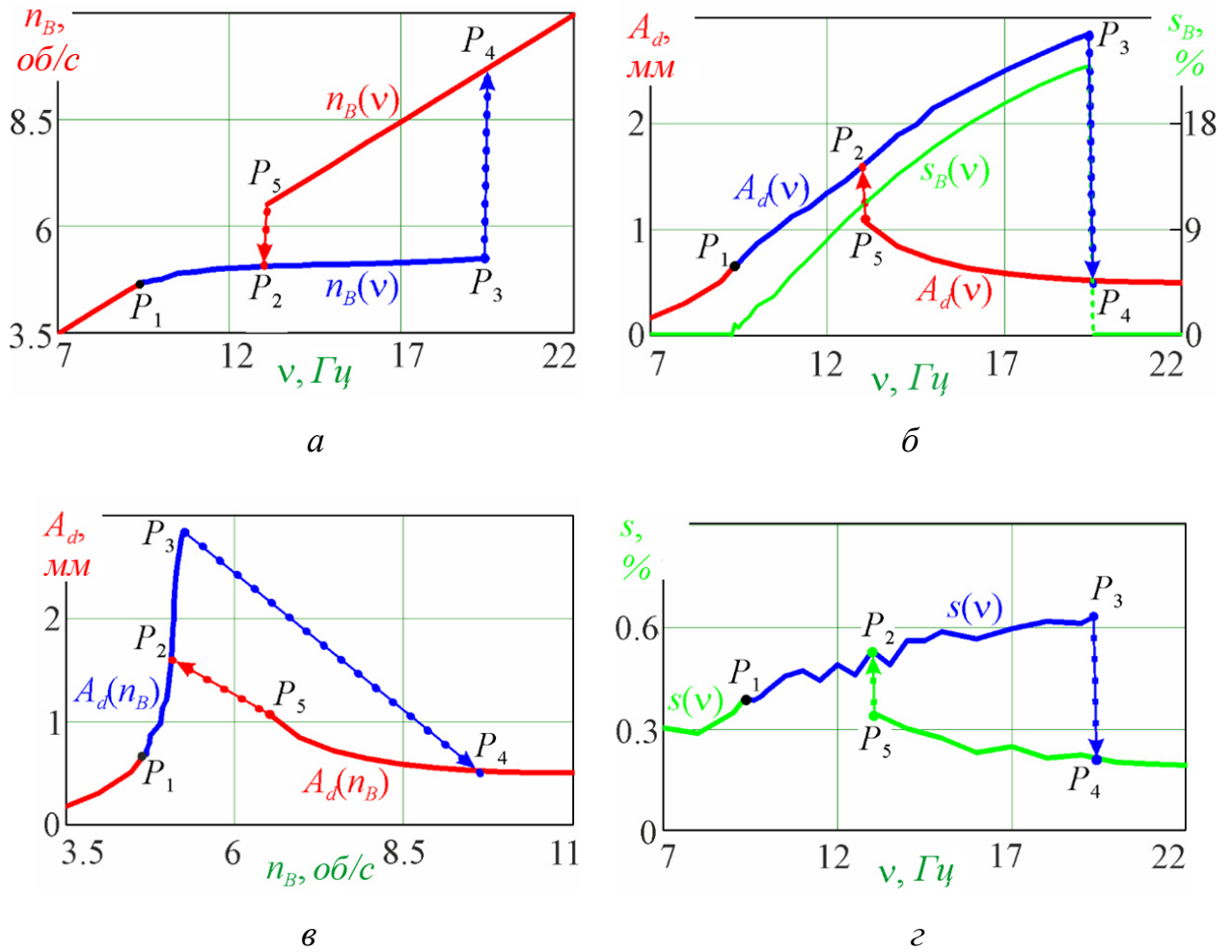


Рис. 6.36. Результати дослідження ефекту Зомерфельда при кулі, вільно встановленої в автобалансирі, що ілюструють якісні зміни у поведінці системи:
 а – залежність швидкості обертання кулі (n_B , об/с чи Гц) від частоти струму (v , Гц); б – залежності амплітуди коливань (A_d , мм) та ковзання кулі (s_B , %) від частоти струму (v , Гц); в – залежність амплітуди коливань (A_d , мм) від частоти обертання кулі (n_B , об/с чи Гц); г – залежності швидкості обертання ротора (n , об/с чи Гц) та ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (v , Гц)

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 із точки P_5 до точки P_2 на іншій ділянці.

З рис. 6.36, а видно, 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 шар

обертається разом з ротором із частотою 6,58 Гц. Шар неможливо примусити обертатися зі швидкостями, що лежать в діапазоні (5,24; 6,58) Гц.

На рис. 6.36, б показані залежності амплітуди коливань (A_d , мм), та ковзання кулі (s_B , %) від частоти струму (ν , Гц). Порівняння з рис. 6.6, 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).

З рис. 6.36, б видно, що на резонансному підйомі значно зростає ковзання кулі. Вона застряє на першій резонансній швидкості обертання ротора. Чим швидше обертається ротор, тим ближча частота обертання кулі до резонансної і тим більша амплітуда коливань ротора.

На рис. 6.36, в побудована АЧХ для швидкості обертання кулі. Графік є типовим у разі, коли ротор обертає малопотужний двигун [2, 3].

На рис. 6.36, г зображено залежність ковзання ротора двигуна (s , %) від частоти струму (ν , Гц). Порівняння з рис. 6.35, 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 в 2 рази менше ніж на втраченому піку (1,23 %). Отже, при вільному розміщенні кулі у маслі ковзання ротора зменшилося майже в 2 рази.

Слід зазначити, що куля не застрягає на іншій резонансній швидкості, що відповідає результатам роботи [9]. Це можна пояснити тим, що шар переважно створює статичну незрівноваженість, а моментна складова значно менша.

Висновки розділу 6

1. Для стенду одномасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформи встановлене наступне.

1.1. Завдяки пружним опорам платформа має три резонансні частоти та три відповідні форми коливань. При цьому вантажі віброзбудника застряють на нижчій резонансній частоті, чим збуджують першу форму коливань платформи.

Автобалансир працює як два окремі віброзбудника. У першому – кулі практично рівномірно обертаються з першою резонансною частотою коливань платформи. При цьому кулі автоматично підлаштовуються під цю частоту незалежно від завантаження платформи, чим збуджують повільні навколо-резонансні коливання платформи (9,5 Гц) з великою амплітудою. У другому – маса на корпусі автобалансира збуджує швидкі коливання платформи з поточною зарезонансною частотою обертання ротора (48,8 Гц).

Платформа робить чисті поступальні прямолінійні коливання, кутових складових немає. У зв'язку з цим не потрібно накладати додаткові кінематичні обмеження на рух платформи.

1.2. Ефективним методом вивчення вібрацій платформи є обробка оцифрованих вібропришвидшень окремих точок платформи методами статистичного аналізу. У припущенні, що платформа здійснює двочастотні коливання, в програмному пакеті для статистичного аналізу Statistica були підібрані коефіцієнти в законі зміни вібропришвидшень платформи. При цьому було встановлено, що:

- процес визначення величин коефіцієнтів стійкий (робастий), коефіцієнти практично не змінюються від зміни інтервалу часу;

- як на невеликих, так і на великих інтервалах часу (за кілька повільних коливань платформи), розбіжність між законами, отриманими експериментально та методами статистичного аналізу, менше 1%;

1.3. Підтверджено результати 3D моделювання, одержані у п. 2.2. У широких діапазонах можна змінювати характеристики вібрацій зміною маси

куль та дебалансу. При цьому:

- амплітуда повільних коливань прямопропорційна сумарній масі куль;
- амплітуда швидких коливань прямопропорційна масі дебалансу на корпусі автобалансіра.

2. Для стенду одномасової вібромашини з поворотно-коливальним рухом платформи встановлене наступне.

2.1. Платформа має одну резонансну частоту коливань. Резонансні частоти коливань платформи: за відсутності додаткових мас – $62,006 \text{ рад/с}$ або $9,869 \text{ Гц}$, при додатковій масі 180 г – $58,644 \text{ рад/с}$ або $9,333 \text{ Гц}$, при додатковій масі 360 г – $55,775 \text{ рад/с}$ або $8,877 \text{ Гц}$. Похибка визначення резонансних частот не перевищує $0,2 \%$.

2.2. У припущенні, що платформа здійснює двочастотні коливання, у програмному пакеті для статистичного аналізу Statistica були підібрані коефіцієнти закону зміни вібропришвидшень платформи. При цьому було встановлено, що:

- процес визначення величин коефіцієнтів стійкий (робастий), коефіцієнти майже не змінюються від зміни інтервалу часу;
- як на невеликих, так і на великих інтервалах часу (за кілька повільних коливань платформи), розбіжність між законами зміни вібропришвидшень платформи, знайденими експериментально і методом статистичного аналізу, не перевищує 3% .

Таким чином, незважаючи на сильну асиметрію опор, кульовий автобалансир збуджує практично ідеальні двочастотні вібрації платформи.

2.3. Автобалансир працює як два окремі віброзбудники. У першому – кулі практично рівномірно обертаються навколо поздовжньої осі ротора із частотою, дещо меншою за резонансну частоту коливань платформи (до 1%). Цим кулі збуджують повільні навколорезонансні коливання платформи з великою амплітудою. У другому – маса на корпусі автобалансіра збуджує швидкі коливання платформи із поточною зарезонансною частотою обертання ротора ($48,98 \text{ Гц}$).

Зі зміною маси платформи змінюється резонансна частота. Однак, кулі автоматично підлаштовуються під поточну резонансну частоту.

2.4. Основні параметри віброзбудника і вібромашини впливають на характеристики вібрацій таким чином:

- амплітуда повільних коливань прямопропорційна сумарній масі куль;
- амплітуда швидких коливань прямопропорційна масі дебалансу на корпусі автобалансира;
- амплітуда пришвидшень від повільних коливань платформи пропорційна квадрату частоти застрягання куль;
- амплітуда пришвидшень від швидких коливань платформи пропорційна квадрату частоти обертання валу;
- із збільшенням маси платформи зменшується частота повільних коливань платформи.

3. Для дослідного зразка одномасової вібромашини з прямолінійним поступальним рухом платформи.

3.1. Запропоновано концепцію універсальної резонансної вібромашини широкого застосування. Основу вібромашини становить вібростол, який можна використовувати самостійно. На платформу можуть встановлюватися насадки із ситами для просіювання або сепарації сипучого матеріалу, ємності для галтування, форми для цегли, плит тощо. Вібрації платформи збуджуються кульовим автобалансиром. Передбачається, що кулі в автобалансирі будуть застрягати на найнижчій (першій) резонансній частоті коливань платформи. При цьому збуджуватимуться поступальні вертикальні гармонійні коливання платформи.

Для реалізації концепції було обрано конструкцію, в якій прямокутна платформа встановлена на чотири однакові пружини згину. При цьому платформа має три степені вільності і може здійснювати три головні коливальні рухи, що відповідають трьом резонансним частотам.

3.2. Дослідний зразок вібромашини реалізує запропоновану концепцію. Для зміни параметрів вібрації:

- пружини згину утворені пластинами, число яких в одній опорі можна змінювати від 1 до 8;
- у корпус автобалансира можна поміщати одну або кілька куль, використовувати кулі різної маси;
- швидкістю обертання валу можна керувати за допомогою фазового перетворювача частоти.

Перед експлуатацією вібромашини у певній конфігурації її потрібно попередньо налаштувати. При встановленні на платформу насадок жорсткість опор необхідно збільшувати. Для збудження коливань більш важкої (навантаженої) платформи потрібно збільшувати масу кулі чи кількість куль.

Управління налаштованою вібромашиною здійснюється зміною швидкості обертання валу. Для збільшення амплітуди коливань платформи необхідно збільшувати частоту обертання валу.

3.3. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що належним вибором числа пластин в опорах, числа та маси куль можна забезпечити практичну збіжність динамічних характеристик вібромашини в конфігураціях вібростолу та вібросепаратора. При цьому при обертанні валу зі швидкостями, що перевищують першу резонансну частоту, платформа здійснює (практично чисті) вертикальні поступальні коливання. Зі зростанням швидкості обертання валу збільшується амплітуда коливань платформи, а частота практично не змінюється. При перевищенні швидкості обертання валу на 15–20 % першої резонансної частоти пришвидшення платформи стають достатніми для утворення киплячого шару на поверхні платформи. Зі збільшенням швидкості обертання валу зростає амплітуда коливань платформи.

Проведені дослідження підтверджують реалізованість запропонованої концепції вібромашини та працездатність розробленого експериментального зразка вібромашини.

4. Для стенду з дослідження ефекту Зомерфельда.

4.1. Запропонований метод дослідження ефекту Зомерфельда в автобалансирах чи збудниках резонансних вібрацій маятникового, кульового чи роликового типу демонструє точність та ефективність. Для дослідження ефекту Зомерфельда не потрібне візуальне спостереження за рухом вантажів. Достатньо записувати сигнали з датчиків та обробляти за запропонованими алгоритмами, що використовують методи регресійного аналізу.

Перевірка точності методу із застосуванням стробоскопічного освітлення демонструє похибку визначення швидкості обертання ротора, кулі, частоти коливань ротора у кілька сотих процентів. Точність та достовірність результатів експерименту підвищує: проведення всіх експериментів без зупинки стенду один за одним; обробка записаних сигналів за єдиним алгоритмом.

4.2. При фіксації кулі щодо ротора одержується класичний інерційний збудник вібрацій. У ротора на ізотропних пружно-в'язких опорах виявлено дві резонансні швидкості, що відповідає загальній теорії роторних систем. Двигун виявився досить потужним, адже ефект Зомерфельда майже не виявився. При поступовому збільшенні частоти струму монотонно зростає швидкість обертання ротора (рис. 6.6, а). Суттєвого ковзання чи стрибків у швидкості обертання ротора не спостерігається. На АЧХ (рис. 6.5, а) два чітко виражені піки. Тому для збудження резонансних вібрацій такий віброзбудник сам по собі не підходить.

4.3. При вільному розміщенні кулі у маслі поведінка системи істотно змінюється в околі першої резонансної швидкості. У ротора зникає перший вузький резонансний пік (рис 6, б). Натомість з'являється пологий резонансний підйом P_1 - P_2 - P_3 . (рис. 6.7, б). Він триває від 9,4 Гц до 19,3 Гц. Амплітуда у контрольній точці на резонансному підйомі зростає від 0,7 мм (точка P_1) до 2,84 мм (точка P_3). Тому зміною частоти струму можна плавно змінювати амплітуду коливань ротора майже в 4 рази. У точці P_3 амплітуда коливань ротора така сама, як і на першому резонансі на рис. 6.6, б.

4.4. Куля в маслі в корпусі автобалансира поводитья як двигун,

потужність якого плавно змінюється зміною швидкості обертання ротора електродвигуна (рис. 6.7, в). Через це таким віброзбудником легко керувати. Через пологість резонансного підйому такий віброзбудник мало чутливий до зміни маси ротора. Він здатний самостійно збуджувати інтенсивні навколорезонансні вібрації без зовнішньої системи автоматичного керування.

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 кутів їх 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 дефекту 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.

ЛІТЕРАТУРА

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. 1.], v. 5, n. 7 (119), p. 96–104, 2022. DOI: <https://doi.org/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: <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., Hurievska, 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->

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. Филिमонишин Г.Б., Яцун В.В. Исследование процесса возбуждения двухчастотных вибраций шаровым автобалансиrom 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. Филिमонишин 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, G01M 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, G01M 1/32 (2006.01), Збудник двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Носик В.М.; заявка № u201908913; заявл. 23.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. №5/2020.

28. Пат. 132928 України на корисну модель, МПК В06В 1/16 (2006.01), G01M 1/32 (2006.01), Збуджувач двочастотних вібрацій / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявка № a201703021; 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), G01M 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 № a201703497; 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”, Petroşani, 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”, Petroşani, 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 автобалансиrom 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.

41. Быховский, И.И.: Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение (1969)
42. Блехман, И.И.: Вибрационная механика. М.: Наука. 1994. – 400 с.
43. Вибрации в технике: Справочник. Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. М.: Машиностроение (1979)
44. Берник, П.С., Паламарчук, І.П.: Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки. К.: Вища школа (1996)
45. Вайсберг, Л.А.: Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра (1986)
46. Варсанофьев, В.Д., Кольман-Иванов, Э.Э.: Вибрационная техника в химической промышленности. М.: Химия (1985)
47. Гончаревич, И.Ф., Стрельников, Л.П.: Электровибрационная транспортная техника. М.: Гостехиздат (1959)
48. Гончаревич, И.Ф., Фролов, К.В.: Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука (1981)
49. Goncharevich, I.F., Gudushauri, E.G.: Some aspects of modern development of vibratory technology. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 37, 513–516 (2008)
50. Гусев, Б.В., Демидов, А.Д., Крюков, Б.И.: Ударно-вибрационная технология обработки бетонных смесей. М.: Стройиздат (1982)
51. Заїка, П.М.: Динамика вибрационных зерноочистительных машин. М.: Машиностроение (1977)
52. Кононенко, В.О.: Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука (1964)
53. Копылов, Ю.Р.: Виброударное упрочнение. Воронеж: Изд-во ВГТУ (1999)
54. Лавендел, Э.Э.: Синтез оптимальных вибромашин. Рига, Зинатне (1990)
55. Повидайло, В.А.: Расчет и конструирование вибрационных

питателей. М.: Машгиз (1962)

56. Повідайло, В.О.: Вібраційні процеси та обладнання: навч. посібник. Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка» (2004)

57. Пановко, Г.Я.: Динамика вибрационных технологических процессов: монография. М.: Институт компьютерных исследований; Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН (2006)

58. Потураев В. Н. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах: монография / В. Н. Потураев, В. П. Франчук, В. П. Надутый. – Днепропетровск, 2002. – 190 с.

59. Потураев, В.Н., Хажинский, Ю.Н.: Элементы конструкций вибрационных транспортно-технологических машин. К.: Наукова думка (1984)

60. Потураев, В.Н., Червоненко, А.Г., Ободан, Ю.Я.: Динамика и прочность транспортно технологических машин. Л.: Машиностроение (1989)

61. Сивко, В.И.: Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Вища школа (1988)

62. Сілін, Р.І., Гордєєв, А.І.: Вібраційне обладнання на основі гідропульсатора. Хмельницький: ХНУ (2007)

63. Спиваковский, А.О., Гончаревич, И.Ф.: Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М.: Машиностроение (1972)

64. Хвингия, М.В., Тедошвили, М.М., Питимашвили, И.А.: Электромагнитные субгармонические возбудители колебаний. Тбилиси: Мецниереба (1987)

65. Хвингия, М.В., Ниношвили, Б.И.: Электромагнитные вибраторы с регулируемой собственной частотой: Теория, расчет, конструирование. Тбилиси, Мецниереба (1971)

66. Хвингия М. В. Низкочастотные электровибрационные машины / М. В. Хвингия, М. М. Тедошвили, И. А. Питимашвили и др.; под ред. К. М.

Рагульскиса. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1989. – 95 с.

67. Хвингия М. В. Динамика и прочность вибрационных машин с электромагнитным возбуждением / М. В. Хвингия. – М.: Машиностроение, 1980. – 145 с.

68. Бауман В. А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В. А. Бауман, И. И. Быховский. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.

69. Медвидь М. В. Динамика вибрационных автоматических грузочных устройств с винтовыми лотками / М. В. Медвидь // Научн. записки Львовского политехнического ин-та: автоматизация в машиностроении, 1961. – Вып. № 3 – С. 90–140 с.

70. Надутый В. П. Определение динамических параметров грохота с вибро-ударным возбуждением просеивающей поверхности / В. П. Надутый, Е. С. Лапшин, В. П. Краснопер // Науч.-техн. журнал НГА Украины «Науковий вісник», 1998 – №3, – С.73–75

71. Надутый В. П. Исследование напряженного состояния рабочего органа вибрационной машины с защитным слоем при ударных нагрузках. / В. П. Надутый, В. В. Сухарев, Д. В. Белюшин // Вібрації в техніці та технологіях, 2012. – № 4, – С.71–74

72. Назаренко И. И. Высокоэффективные виброформовочные машины / И. И. Назаренко. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 143 с.

73. Назаренко И. И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И. И. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. – 216с.

74. Назаренко І. І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: підручник / І. І. Назаренко. – К.: КУНБА, 1999. – 488 с.

75. Назаренко І. Визначення напружень та деформацій у формувальній конструкції при просторовому навантаженні. / І. Назаренко, В. Гайдайчук, О. Дєдов, О. Дяченко // Восточно-європейський журнал передових техно-логій, 2018. – № 6 (7). – С. 13 – 18.

76. Чубук Ю. Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю. Ф. Чубук, И. И. Назаренко, В. Н. Гарнец. – К.: Выща шк.

Головное изд-во, 1985. – 168 с.

77. Потураев В. Н. Вибрационные транспортирующие машины / В. Н. Потураев, В. П. Франчук, А. Г. Червоненко. – М.: Машиностроение, 1964. – 328 с.

78. Ярошевич М. П. Дослідження пускових режимів вібраційної машини з дебалансними збудниками, що самосинхронізуються / М. П. Ярошевич, І. П. Забронець, А. В. Силивонюк // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2013. – Вип. 47. – С. 50 – 55.

79. Yaroshevych N. P. Dynamics start vibrating machines with unbalanced drive in case of flat vibrations of bearing body. / N. P. Yaroshevych, I. P. Zabrodets, T. S. Yaroshevych // Науковий вісник Національного гірничого ун-ту. Наук. Техн.. журнал, 2015. – № 3. – С. 39 – 45.

80. Yaroshevych N. P. Dynamics of Starting of Vibrating Machines with Unbalanced Vibroexciters on Solid Body with Flat Vibrations. / N. P. Yaroshevych, I. P. Zabrodets, T. S. Yaroshevych // Applied Mechanics and Materials, 2016. – Vol. 849, pp. 36 – 45.

81. Yaroshevich N. Slow oscillations in systems with inertial vibration exciters / N Yaroshevich, V Puts, T Yaroshevich, O Herasymchuk // Vibroengineering PROCEDIA, 2020. – Vol. 32, pp. 20 – 25.

82. Алабужев, П.М., Гритчин, А.А., Ким, И.И.: Виброзащитные системы с квазиулеевой жесткостью. Л.: Машиностроение (1986)

83. Алабужев, П.М. Электрические ударные машины возвратно-поступательного движения. Новосибирск : Наука, Сиб. отд-ние 1969.

84. Бабицкий, В.И.: Параметрические колебания виброударных систем. Машиноведение. 1, 11–17 (1971)

85. Бабицкий, В.И., Крупенин, В.Л.: Колебания в сильно нелинейных системах: нелинейности порогового типа. М.: Наука (1985)

86. Бабицкий, В.И.: Теория виброударных систем: приближенные методы. М.: Наука (1978)

87. Babitsky, V.I., Sokolov, I.J.: Autoresonant homeostat concept for engineering application of nonlinear vibration modes. *Nonlinear Dyn.* 50, 447–460 (2007)
88. Babitsky, V.I.: *Theory of vibro-impact systems and applications.* Springer Science & Business Media (2013)
89. Баженов, В.А., Погорелова, О.С., Постникова, Т.Г.: Влияние конструктивных параметров виброударной системы на ее динамику. *Проблемы прочности.* 1, 122–133 (2011)
90. Божко, А.Е., Белых, В.И., Иванов, Е.М., Мягкохлеб, К.Б.: *Прикладная теория управления электромагнитными вибровозбудителями: монография.* Харьков: НТУ «ХПИ» (2010)
91. Божко, А.Е., Белых, В.И., Иванова, З.А., Мягкохлеб, К.Б.: *Функциональные структуры электромагнитных виброударных систем.* *Проблемы машиностроения.* 11, (2008)
92. Божко, А.Е., Белых, В.И.: О динамике линейного электромагнитного виброударного возбудителя. *Доп. НАН України.* 1, 88–97 (2010)
93. Божко, А.Е., Личкатый, Е.А., Мягкохлеб, К.Б.: Метод повышения амплитуд вибраций электромагнитных вибровозбудителей. *Проблемы машиностроения.* 1, 44–48 (2002)
94. Божко, А.Е., Личкатый, Е.А., Полищук, О.Ф., Пузько, И.Д., Савченко, В.И.: *Резонансные виброиспытательные системы.* Киев: Наукова думка. (1992)
95. Божко, А.Е., Мягкохлеб, К.Б.: Повышение эффективности функционирования электромагнитов в задачах вибровозбуждения. *Проблемы машиностроения.* 5, 32–34 (2002)
96. Божко, А.Е.: К анализу энергии движения якоря электромагнитного вибровозбудителя. *Доп. НАН України.* 4, 82–90 (2009)
97. Борщевский, А.А., Санько, О.Л.: *Бигармонический электромагнитный вибровозбудитель,* (1979)

98. Булат, А.Ф., Шевченко, Г.А.: Влияние поличастотных колебаний просеивающих поверхностей вибрационных грохотов на разделение сыпучих материалов. Науковий вісник НГУ. 4, 92–97 (2010)
99. Виба, Я.А.: Оптимизация и синтез виброударных машин. Зинатне, Рига (1988)
100. Закржевский, М.В.: Колебания существенно-нелинейных механических систем. Рига: Зинатне (1980)
101. Кобринский, А.Е., Кобринский, А.А.: Виброударные системы. М.: Наука (1973)
102. Крупенин, В.Л.: Ударные и виброударные машины и устройства. Вестник научно-технического развития. 4, 3–32 (2009)
103. Крюков, Б.И.: Вынужденные колебания существенно нелинейных систем. М.: Машиностроение (1984)
104. Крюков, Б.И.: Динамика вибрационных машин резонансного типа. К.: Наукова думка (1967)
105. Вибрации в технике. Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. - 1981 - 509 с. М.: Машиностроение (1981)
106. Логвиненко, Е.А., Силич-Балгабаева, В.Б., Пилипенко, Т.А.: Динамические режимы формования железобетонных изделий на виброплощадках. Вібрації в техніці та технологіях. 1, 74–77 (2007)
107. Ловейкін, В.С., Човнюк, Ю.В., Почка, К.І.: Дискретно-континуальні системи ударно-вібраційного типу: моделювання та кінематично-силовий аналіз взаємодії робочого органа машини з оброблюваним середовищем. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 46, 45–62 (2012)
108. Маслов, А.Г., Иткин, А.Ф., Саленко, Ю.С.: Вибрационные машины для приготовления и уплотнения бетонных смесей: монография. Кременчуг: изд. ЧП Щербатых А.В. (2014)
109. Маслов, А.Г., Пономарь, В.М.: Вибрационные машины и процессы

в дорожном строительстве. К.: Будивельник (1985)

110. Маслов, А.Г., Солтус, А.П., Савелов, Д.В.: Исследование двухчастотных двухмассных резонансных виброплощадок. Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського «Транспорт. Дорожні та будівельні машини». 54, 74–75 (2009)

111. Назаренко, І.І.: Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. К.: КНУБА (2007)

112. Назаренко, І.І., Баранов, Ю.О., Басараб, В.А.: Дослідження взаємодії бетонної суміші з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної установки. Вібрації в техніці та технологіях. 3, 55–60 (2013)

113. Назаренко, І.І., Баранов, Ю.О., Щербина, Т.Ф.: Використання електромагнітних вібраторів на змінному струмі в ударно-вібраційних системах. Теорія і практика будівництва. 3, (2007)

114. Назаренко, І.І., Ручинський, М.М., Свідерський, А.Т., Баранов, Ю.О., Дєдов, О.П., Корнійчук, Б.В., Кобижський, М.Г.: Дослідження та створення вібраційних машин із комбінаційними резонансними режимами. Збірник наукових праць [Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка]. Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво. 1, 131–140 (2012)

115. Нестеренко, М.П.: Синтез вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів, (2013)

116. Остапенко, В.А.: Механические виброударные системы. К.: Наукова думка (1966)

117. Остапенко, В.А.: Асимптотические методы исследования периодических режимов работы вибрационных механизмов. Вібрації в техніці та технологіях. 3, 3–8 (2007)

118. Рагульскис, К.М., Рагульскис, Л.К.: Колебательные системы с динамически направленным возбудителем. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние (1987)

119. Рагульскене, В.Л.: Виброударные системы. Вильнюс: Минтис

(1974)

120. Ряшенцев, Н.П., Тимошенко, Е.М., Фролов, А.В.: Теория, расчет и конструирование электромагнитных машин ударного действия. Новосибирск: Наука, Сиб. отделение (1970)

121. Грабовский, А.В., Кириченко, И.А., Барчан, Е.Н., Приймаков, А.Г., Васильева, Т.А.: Динамика вибрационных машин и определение эксплуатационных нагрузок. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. : Машинознавство и САПР. 23, 58–76 (2013)

122. Грабовський, А.В.: Методи дослідження динаміки інерційних вібромашин і визначення діючих навантажень в віброударній системі. Вісник НТУ «ХПІ» «Машинознавство та САПР». 12, 61–80 (2009)

123. Костенко, Ю.В., Ткачук, Н.Н., Грабовский, А.В., Ткачук, Н.А.: Віброударні системи: визначення періодичних режимів руху. Вісник Севастопольського нац. техн. ун-ту: зб. наук. пр. Сер.: Механіка, енергетика, екологія. 137, 81–85 (2013)

124. Костенко, Ю.В.: Аналіз параметрів динамічних процесів в віброударних машинах з змінюючимися масово-жесткостними характеристиками, (2015)

125. Tkachuk, M.M., Kostenko, I., Grabovsky, A., Tkachuk, M.A.: Parameter analysis of vibroimpact machines dynamics with variable mass and stiffness. В: Nonlinear Dynamics–2016 (ND-KhPI2016): proceedings of 5th International Conference, dedicated to the 90th anniversary of Academician V. L. Rvachev (2016)

126. Франчук, В.П.: Принципы приведения технологической нагрузки к системе с дискретными параметрами. Вібрації в техніці та технологіях. 4, 5–11 (2011)

127. Іскович-Лотоцький, Р.Д., Обертюх, Р.Р., Севостьянов, І.В.: Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. УНІВЕРСУМ-Вінниця (2006)

128. Вірник, М.М., Іскович-Лотоцький, Р.Д., Веселовська, Н.Р.:

Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві. Універсум-Вінниця (2007)

129. Искович-Лотоцкий, Р.Д.: Основы теории расчета та разработка процессов и оборудования для виброударного пресования. Монография. Винниця: УНІВЕРСУМ– Вінниця (2006)

130. Искович-Лотоцкий, Р.Д., Матвеев, И.Б., Крат, В.А.: Машины вибрационного и виброударного действия. К.: Техніка (1982)

131. Иткин, А.Ф., Маслов, А.Г.: Определение рациональных параметров вибрационных возбудителей колебаний для виброплощадок с двухчастотными колебаниями. Вісник КДПУ ім. Михайла Остроградського. 5, 34–36 (2007)

132. Иткин, А.Ф.: Разработка вибрационной площадки с жестко-упругими ограничителями. Техніка будівництва. 2, 19–26 (2009)

133. Иткин, А.Ф., Маслов, А.Г.: Сравнение теоретических и экспериментальных данных исследований двухчастотных виброплощадок с пространственными колебаниями. Вісник КДПУ ім. Михайла Остроградського. 4, 144–148 (2008)

134. Човнюк, Ю.В.: Фізико-механічне моделювання віброударних механічних систем. Теорія і практика будівництва. 4, (2008)

135. Цыфанский, С.Л., Бересневич, В.И., Окс, А.Б.: Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения. Рига: Зинатне (1991)

136. Цыфанский, С.Л.: Практическое использование нелинейных эффектов в вибрационных машинах. СПб.: Политехника (1992)

137. Цыфанский, С.Л., Окс, А.Б.: Использование корректирующих силовых воздействий для повышения эффективности вибромашин резонансного типа. Вопросы динамики и прочности. 45, 3–9 (1985)

138. Шевченко, Г.А., Бобильов, А.А., Ищук, М.А.: Исследования режимов колебаний виброударного осциллятора. Вібрації в техніці та технологіях. 1, 56–59 (2012)

139. Шевченко, Г.А., Бобылёв, А.А., Ищук, М.А.: Обоснование параметров колебаний сит поличастотных вибрационных грохотов. Науковий вісник Національного гірничого університету. 5, 64–71 (2010)
140. Беляев Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – 12-е изд., стереот. – М. : Физматгиз, 1959. – 856 с.
141. Биргер И. А. Прочность, устойчивость, колебания: справ.: [в 3 т.] / Под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 1-3.
142. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, А. А. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машино-строение, 1979. – 702 с.
143. Биргер И. А. Сопротивление материалов / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
144. Вейц В. Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / Вейц В. Л., Коловский М. З., Кочура А. Е. – М.: Наука, 1984. – 352 с.
145. Гутыря С. С. Частотный анализ колебаний планетарного колесного редуктора / С. С. Гутыря, В. П. Яглинский, А. Н. Чанчин // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. Научно-практический журнал. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015. – № 2 (61). – С. 3–11.
146. Баженов В. А. Численные методы в механике: монография/ В. А. Баженов, А. Ф. Дащенко, В. Ф. Оробей, Н. Г. Сурьянинов. – Одесса: Драфт, 2004. – 564 с.
147. Зіньковський А. П. Актуальні проблеми динаміки та міцності в сучасному авіаційному двигунобудуванні (стенограма наукової доповіді на засіданні Президії НАН України 15 березня 2017 р.) / А. П. Зіньковський // Вісник Національної академії наук України, 2017. – № 6. – С. 23–30.
148. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников. – К.: Наук, думка, 1986. – 288 с.
149. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин / М. С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

150. Gursky V. Optimal Synthesis and Implementation of Resonant Vibratory Systems / Gursky V., Kuzio I., Korendiy V. // *Universal Journal of Mechanical Engineering*, 2018. – Vol. 6, № 2. – pp. 38-46.

151. Кузьо І. В. Встановлення конструктивно-силових параметрів та дослідження руху коливальних мас у вібраційній машині з аероінерційним збуренням. / І. В. Кузьо, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*, 2012. – Вип. 46. – С. 28 – 44.

152. Кузьо І. В. Синфазні вібраційні машини з електромагнітним приводом для ущільнення бетоноsumішей / І. В. Кузьо, О. С. Ланець, Ю. П. Шоловій, Я. В. Шпак // *Вібрації в техніці та технологіях*, 2007. – № 4 (49) – С. 33–36.

153. Ланець О. С. Додаткове підсилення коливань у високоефективних міжрезо-нансних вібраційних машинах з електромагнітним приводом / О. С. Ланець, І. В. Кузьо, В. М. Гурський, Ю. П. Шоловій // *Вібрації в техніці та техноло-гіях*, 2008. – № 2(51) – С. 12–18.

154. Кіндрацький Б. І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій: монографія / Б. І. Кіндрацький, Г. Т. Сулим. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с.

155. Ловейкін В. С., Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В. С. Ловейкін, А. В. Ловейкін, Ю. О. Рома-севич // *Вісник ТДТУ*. – 2010. – Том 15. – № 1. – С. 7 – 13. – (механіка та матеріалознавство).

156. Малащенко В. О. Навантажувальна здатність великомасових систем. / В. О. Малащенко, Г. П. Куновський – Львов, Видав. Новий Світ-2000, 2016. – 150 с.

157. Малащенко В. О. Деталі машин. (2-е видання) / В. О. Малащенко, – Львів, Новий Світ – 2000, 2015. – 194 с.

158. Носко П. Л. Оптимальное проектирование машиностроительных конст-рукций / П. Л. Носко. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 392 с.

159. Писаренко Г. С. Колебания механических систем с учетом несовершенной упругости материала / Г. С. Писаренко. – К.: Наукова думка, 1970. – 379 с.
160. Писаренко Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – К.: Наук, думка, 1976. – 416 с.
161. Писаренко Г. С. Прочность материалов и элементов конструкций в экстремальных условиях: [в 2 т.] / Под ред. Г. С. Писаренко. – К.: Наук, думка, 1980. – Т. 1–2.
162. Писаренко Г. С. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии / Г. С. Писаренко, О. Е. Богинич. – К.: Наукова думка, 1981. – 220 с.
163. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.
164. Писаренко Г. С. Опір матеріалів [2-ге вид.] / За ред. Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка – К.: Вища школа, 2004. – 655 с.
165. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. / С. Д. Пономарев и др. – М.: Машгиз, 1959.
166. Пономарев С. Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
167. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю. Н. Работнов. – М.: Наука, 1979. – 744 с.
168. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В. Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
169. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок / Е. В. Харченко. – Львов: Свит, 1991. – 176 с.
170. Kharchenko E. V. Estimation of the in-service degradation of steel shapes for the boom of a clamp-forming machine / E. V. Kharchenko, L. K. Polishchuk, O. I. Zvirko // Materials Science, 2014. – Vol. 49. № 4. – pp. 501 –

507.

171. Харченко Є. Аналіз динамічних процесів у прихопленій у свердловині колоні бурильних труб. / Є. Харченко, А. Гутий, В. Гайдук // Технічні вісті, 2019. – № 49, 50. – С. 22 – 27.

172. Signal Gesellschaft, Improvements in Vibrating Apparatus for Sound Signalling, GB Patent 144,664, September 08, 1921.

173. Signal Gesellschaft, Improvements in Subaqueous Sound Producers or Receivers, GB Patent 147,941, September 15, 1921.

174. Signal Gesellschaft, Improvements in and relating to Sound Transmitting and Receiving Apparatus, GB Patent 147,940, October 10, 1921.

175. Signal Gesellschaft, Improvements in Sound Producing or Receiving Devices containing Two or More Vibratory Structures, GB Patent 148,412, October 10, 1921.

176. Signal Gesellschaft, Improvements in Sound Producing or Receiving Devices containing Two or More Vibratory Structures”, GB Patent 148,414, October 10, 1921.

177. Signal Gesellschaft, Improvements in Vibratory Devices for Subaqueous Sound Signalling Apparatus, GB Patent 155,569, February 28, 1922.

178. John C. O'Connor, Vibration Producing Mechanism, US Patent 2,353,492, November 07.1944.

179. Joseph W. Sherwen (The General Electric Company Limited), Improvements in or relating to electro-magnetic vibrating equipment, GB Patent 664720 A, January 09, 1952.

180. Joseph W. Sherwen (The General Electric Company Limited), Improvements in or relating to Electro-Magnetic Vibrating Equipment, GB Patent 745518 A, February 29, 1956.

181. Arthur W. Forman, Improvements in Vibratory Feeders, GB Patent 1,256,225, July12.1971.

182. Gulertan Vural, Albert Linz, Vibratory Compacting Machine, US Patent 3909148A, Sep. 30, 1975.

183. Franklin C. Pereny, Vibrator, US Patent 4,117,381, September 26, 1978.
184. Mikata Yoshitaka, Higuchi Sunao, Electromagnetic Vibration Conveyance Feeder for Combination Balance or the Like, JP Patent S63282615 A, November 18, 1988.
185. Mikata Yoshitaka, Higuchi Tadashi, Harada Shogo, Two trough, electromagnetically vibratory feeder, EP Patent 0349693 A3, September 26, 1990.
186. Albert R. Probert, Linear vibratory conveyor, GB Patent 2,238,841A, February 06, 1991.
187. Richard B. Kraus, Linear Drive for Vibratory Apparatus, CA Patent 2,518,736C, September 01, 2009.
188. Mouldsdale Timothy, John Blackwall, Wright Machinery Limited (GB), Mendelewicz Ran (IL), Vibratory Conveyor, WO Patent 2006/125998A1, November 30, 2006.
189. Ralph A. Stearns, Bozrah, Conn, Vibratory feeder, US Patent 5285890 A February 29, 1994.
190. Li He, Zhao Qingrong, Zhang Hailongwen, Bang Chun, Three-mass electromagnetic vibration feeder and adjustment method for electromagnetic vibration phase angle thereof, CN Patent 102502193 A September 30, 2015.
191. Wang Yun, Three-mass asymmetric vibrating mill, CN Patent 104941764 A, September 30, 2015.
192. Букаты Г. Б. Динамическая прочность вибрационных машин / Г. Б. Букаты, Л. А. Вайсберг, А. Д. Рудин // Обогащение руд, 1970. – № 1–2. – С. 74–80.
193. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов / Л. А. Вайсберг. – М.: Недра, 1986. – 144 с.
194. Гончаревич И. Ф. Вибрационные машины в строительстве / И. Ф. Гончаревич, П. А. Сергеев. – М.: Машгиз, 1963.– 311 с.
195. Гончаревич И. Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности / И. Ф. Гончаревич, Н. Б. Урьев, М. А. Талейсник. – М.:

Пищевая промышленность, 1977.– 278 с.

196. Гончаревич И. Ф. Вибротехника – нетрадиционные решения / И. Ф. Гончаревич. – М.: Машгиз, 1986.– 160 с.

197. Гусев Б. В. Вибрационная технология бетона / Б. В. Гусев, В. Г. Зазимко. – К.: Будівельник, 1991. – 160 с.

198. Дєдов О. П. Розповсюдження плоских хвиль напруження в пружно-пластичному середовищі під дією силового навантаження. / О. П. Дєдов // Техніка будівництва, 2010. – № 25. – С. 69 – 73.

199. Дєдов О. П. Визначення впливу середовища на динаміку машини на основі спектрального аналізу. / О. П. Дєдов // Системи управління, навігації та зв'язку, 2018. – № 4 (50). – С. 69 – 72.

200. Левин Л. П. Вопросы теории и расчета электровибрационных машин (конвейеров, грохотов и питателей) / Л. П. Левин // Механика и расчет машин вибрационного типа. – М.: Изд-во АН СССР, 1957. – С. 19–36.

201. Левин Л. П. Авторское свидетельство 86181 СРСР, Вибрационная машина / Л. П. Левин (СССР). – № 384677, подано 25. 09. 1948; опуб. 28.07. 1960.

202. Левин Л. П. Электромеханическая характеристика вибрационных машин Механообра / Л. П. Левин // Обогащение руд, 1957. – № 4.

203. Потураев В. Н. Резиновые детали машин: [изд. 2-е, перераб. и доп.] / В. Н. Потураев, В. И. Дырда. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

204. Цуркан О. В. Особливості конструкції комбінованого змішувача для пере-робних і харчових виробництв. / О. В. Цуркан, Ю. А. Полева, Є. О. Волинець, М. В. Походай // Вібрації в техніці та технологіях, 2016. – № 1. – С. 149 – 154.

205. Tsurkan O. V. Kinetic features of vibrating and filtration dewatering of fresh-peeled pumpkin seeds. / O. V. Tsurkan, O. O. Gerasimov, Y. A. Polyevoda, I. V. Tverdokhlib, T. I. Rimar, O. V. Stanislavchuk // INMATEH-Agricultural Engineering, 2017. – Vol. 52. № 2. – pp. 69 –76.

206. Цуркан О. В. Планування багатофакторного експерименту для

визначення раціональних параметрів роботи вібраційної машини. / О. В. Цуркан, Р. М. Горбатюк, Д. В. Присяжнюк // Вібрації в техніці та технологіях, 2020. – № 2 (97). С. 5 – 14.

207. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / В. М. Шатохин // Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”. – Харьков, 2008. – 456 с.

208. Яковенко В. Б. Моделирование и расчет вибрационных систем / В. Б. Яковенко. – К.: УМК ВО, 1988. – 232 с.

209. Яковенко В. Б. Элементы прикладной теории вибрационных систем / В. Б. Яковенко. – К.: Наук. думка, 1992. – 219 с.

210. Гаврильченко О. В. Багатомасова вібраційна площадка з електромагнітним приводом для ущільнення бетоноsumішей / О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Боровець // Вібрації в техніці та технологіях, 2004. – № 1 (33). – С. 66–72.

211. Гаврильченко О. В. Дослідження перехідного режиму роботи вібраційної машини з просторовим рухом робочого органу, створеної на основі теорії синфазних коливань/ О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2006. – № 556. – С. 23–31.

212. Гурський В. М. Вибір раціональних параметрів стержневої системи вібраційного оброблювального комплексу з електромагнітним приводом / В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2009. – № 641. – С. 29–34.

213. Гурський В. М. Числовий параметричний синтез міжрезонансної вібро-ударної системи / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2014. – № 788. – С. 13–20

214. Кузьо І. В. Встановлення конструктивно-силових параметрів та дослідження руху коливальних мас у вібраційній машині з аероінерційним збуренням. / І. В. Кузьо, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2012. – Вип. 46. – С. 28 – 44.

215. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас / О. С. Ланець // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2005. – Вип. 39. – С. 76 – 82.

216. Ланець О. С. Обґрунтування високої ефективності тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас / О. С. Ланець // Вібрації в техніці та технологіях, 2006. – № 2 (44) – С. 34 – 40.

217. Ланець О. С. Порівняльний аналіз механічних коливальних систем міжрезонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом / О. С. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. Серія: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні, 2007. – № 583. – С. 58–68.

218. Ланець О. С. Високоефективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія / О. С. Ланець. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с.

219. Ланець О. С. Розвиток міжрезонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом / О. С. Ланець // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2008. – Вип. 42. – С. 3–18.

220. Ланець О. С. Практичне використання коефіцієнта додаткового динамічного підсилення коливань у розрахунку високоефективних міжрезонансних вібраційних машин / О. С. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, 2009. – № 641. – С. 43– 45.

221. Ланець О. С. Виявлення шляхів подальшого вдосконалення високоефективних міжрезонансних коливальних систем. / О. С. Ланець, О. Ю. Качур // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2017. – Вип. 51. – С. 62–65.

222. Ланець О.С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа: навч. посібник. – Львів: Видавництво Львівської політехніки. – 2018. – 612 с.

223. Ланець О. С., Качур О. Ю. Тримасова коливальна система. Патент на корисну модель 126876 U Україна, подано 29. 01. 2018, опуб. 10. 07. 2018.

224. Lanets O. S. Classical approach to determining the natural frequency of continual subsystem of three-mass inter-resonant vibratory machine / O. S. Lanets, O. Yu. Kachur, V. M. Korendiy // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – 2019. – Vol. 5, no. 3 – 4. – pp. 77–87.

225. Lanets O. S. Derivation of analytical dependencies for determining stiffness parameters of vibration isolators of vibratory machine / O. S. Lanets, O. Yu. Kachur, V. M. Korendiy // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – 2020. – Vol. 6, no. 3 – 4. – pp. 1 – 8.

226. Ланець О. С. Встановлення власної частоти континуальної ділянки міжрезонансної вібромашини з використанням наближеного методу Релея-Рітца. / О. С. Ланець, О. Ю. Качур, В. М. Боровець, П. Р. Дмитерко, І. А. Деревенько, А. Я. Зварич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2020. – Вип. 54. – С. 5 – 15.

227. Lanets O. Determination of the first natural frequency of an elastic rod of a discrete-continuous vibratory system / O. Lanets, O. Kachur, V. Korendiy, P. Dmyterko, S. Nikipchuk, I. Derevenko // Vibroengineering PROCEDIA, 2021. – Vol. 37, pp. 7 – 12.

228. Lanets O. Determination of the first natural frequency of an elastic rod of a discrete-continuous vibratory system / O. Lanets, O. Kachur, V. Korendiy // 51st International JVE Conference (м. Дублін, Ірландія, 7 – 8 травня 2021 р.)

(<https://www.jveconferences.com/conference/dublin-2021#watch>,
<https://cdn.jvejournals.com/articles/21981/21981-GA.jpg>).

229. Алифов, А.А., Фролов, К.В.: Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. М.: Наука (1985)

230. Баженов, В.А., Дащенко, А.Ф., Оробей, В.Ф., Сурьянинов, Н.Г.: Численные методы в механике: монография. Одесса: Драфт (2004)

231. Боголюбов, Н.Н., Митропольский, Ю.А.: Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: Наука (1974)

232. Василенко, М.В., Алексейчук, О.М.: Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. К.: Вища школа (2004)

233. Вейц, В.Л., Кочура, А.Е., Мартыненко, А.М.: Динамические расчеты приводов машин. Л.: Машиностроение (1971)

234. Вульфсон, И.И., Коловский, М.З.: Нелинейные задачи динамики машин. Л.: Машиностроение (1968)

235. Казакевич, М.И.: Избранное: монография. , Днепропетровск (2009)

236. Карабан, В.Н., Бессомытцев, А.С.: Вынужденные колебания систем с конечным членом степеней свободы. К.: УМК ВО (1990)

237. Коловский, М.З.: Динамика машин. Л.: Машиностроение (1989)

238. Меркин, Д.Р.: Введение в теорию устойчивости движения. М.: Наука (1987)

239. Пановко, Я.Г.: Основы прикладной теории колебаний и удара. М.: Машиностроение (1976)

240. Пукач, П.Я.: Якісні методи дослідження нелінійних коливальних систем. Львів: Видавництво Львівської політехніки (2014)

241. Струтинський, В.Б.: Математичне моделювання процесів та систем механіки. Житомир: ЖІТІ (2001)

242. Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом. Луцьк: РВВ ДНТУ, 2010. 220 с.

243. Заброец, И.П., Ярошевич, Т.С., Тимошук, В.Н., Ярошевич, Н.П.: Использование самосинхронизации в вибрационных площадках

вертикальных колебаний. Вісник СевНТУ «Механіка, енергетика, екологія». 148, 52–56 (2014)

244. Despotovic, Z.V., Ribic, A.I., Sinik, V.M.: Power current control of a resonant vibratory conveyor having electromagnetic drive. *Journal of Power Electronics*. 12, 677–688 (2012)

245. Despotovic, Z.V., Stojiljkovic, Z.V.: PSPICE simulation of two-mass vibratory conveying system with electromagnetic drive. B: *Computer as a Tool*, 2005. EUROCON 2005. The International Conference on. pp 1509–1512. IEEE (2005)

246. Despotovic, Z., Urukalo, D., Lecic, M., Cosic, A.: Mathematical modeling of resonant linear vibratory conveyor with electromagnetic excitation: simulations and experimental results. *Applied Mathematical Modelling*. 41, 1–24 (2017)

247. Bayıroğlu, H., Alışverişçi, G.F., Ünal, G.: Nonlinear response of vibrational conveyers with nonideal vibration exciter: superharmonic and subharmonic resonance. *Mathematical Problems in Engineering*. 2012, (2012)

248. Ho, J.-H., Nguyen, V.-D., Woo, K.-C.: Nonlinear dynamics of a new electro-vibro-impact system. *Nonlinear Dynamics*. 63, 35–49 (2011)

249. Ho, J.H., Woo, K.C.: Bifurcations in an electro-vibroimpact system with friction. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 46, 511–520 (2008)

250. Michalczyk, J., Cieplok, G., Bednarski, Ł.: *Procesy przejściowe maszyn wibracyjnych i układów wibroizolacji [Transient states of vibratory machines and vibration isolation systems]*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne (2010)

251. Michalczyk, J.: Maximum amplitudes in transient resonance of distributed-parameter systems. *Archives of Mining Sciences*. 57, 657–665 (2012)

252. Michalczyk, J.: Transient resonance of machines and devices in general motion. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 50, 577–587 (2012)

253. Michalczyk, J., Czubak, P.: Natural vibrations of long vibratory conveyers. *Archives of Metallurgy and Materials*. 51, 145–154 (2006)

254. Pavlovskaja, E., Hendry, D.C., Wiercigroch, M.: Modelling of high frequency vibro-impact drilling. *International Journal of Mechanical Sciences*. 91, 110–119 (2015)
255. Lima, R., Soize, C., Sampaio, R.: Optimal design of a vibro-impact electro-mechanical system with uncertainties. B: 17th International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (DINAME 2015). pp 1–6. ABCM (2015)
256. Awrejcewicz, J., Krysko, V.A., Vakakis, A.F., Krysko, V.A.: *Nonlinear Dynamics of Continuous Elastic Systems*. Springer, Berlin ; New York (2004)
257. Luo, G., Ma, L., Lv, X.: Dynamic analysis and suppressing chaotic impacts of a two-degree-of-freedom oscillator with a clearance. *Nonlinear Analysis: Real World Applications*. 10, 756–778 (2009)
258. Luo, G., Xie, J.: Subharmonic and hopf bifurcations of an impact-forming machinery in a strong resonance case. *Acta Mechanica Sinica*. 35, 592–598 (2003)
259. Luo, G., Yu, J., Xie, J.: Codimension two bifurcation and chaos of a vibro-impact forming machine associated with 1:2 resonance case. *Acta Mechanica Sinica*. 22, 185–198 (2006)
260. Luo, G.W., Lv, X.H., Shi, Y.Q.: Vibro-impact dynamics of a two-degree-of freedom periodically-forced system with a clearance: Diversity and parameter matching of periodic-impact motions. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 65, 173–195 (2014)
261. Luo, G.W., Zhang, Y.L., Xie, J.H., Zhang, J.G.: Vibro-impact dynamics near a strong resonance point. *Acta Mechanica Sinica*. 23, 329–341 (2007)
262. Luo, G.W., Zhang, Y.L., Yu, J.N.: Dynamical behavior of vibro-impact machinery near a point of codimension two bifurcation. *Journal of Sound Vibration*. 292, 242–278 (2006)
263. Olejnik, P.: Metody numeryczne rozwiązywania, analizy i kontroli nieciągłych układów dynamicznych. *Zeszyty Naukowe. Rozprawy Naukowe /*

Politechnika Łódzka (2013)

264. Ostasevicius, V., Gaidys, R., Dauksevicius, R.: Numerical analysis of dynamic effects of a nonlinear vibro-impact process for enhancing the reliability of contact-type MEMS devices. *Sensors (Basel)*. 9, 10201–10216 (2009)

265. Peter, S., Reuss, P., Gaul, L.: Identification of sub- and higher harmonic vibrations in vibro-impact systems. *B: Nonlinear Dynamics, Volume 2*. pp 131–140. Springer, Cham (2014)

266. Stevanović-Hedrih, K., Jović, S.: Models of technological processes on the basis of vibro-impact dynamics. *Scientific Technical Review*. LIX, 51–72 (2009)

267. Nguyen, V.-D., Nguyen, H.-C., Ngo, N.-K., La, N.-T.: A new design of horizontal electro-vibro-impact devices. *J. Comput. Nonlinear Dynam.* 12, 061002–061002–11 (2017)

268. Wagg, D.J.: Multiple non-smooth events in multi-degree-of-freedom vibro-impact systems. *Nonlinear Dyn.* 43, 137–148 (2006)

269. Wagg, D.J., Bishop, S.R.: Dynamics of a two degree of freedom vibro-impact system with multiple motion limiting constraints. *Int. J. Bifurcation Chaos*. 14, 119–140 (2004)

270. Wang, J., Shen, Y., Yang, S.: Dynamical analysis of a single degree-of-freedom impact oscillator with impulse excitation. *Advances in Mechanical Engineering*. 9, 1–10 (2017)

271. Xie, W.-C.: *Dynamic stability of structures*. Cambridge University Press (2006)

272. Yevstignejev, V.Y.: Application of the complete bifurcation groups method for analysis of strongly nonlinear oscillators and vibro-impact systems, (2008)

273. Мамонов, С. В. Условия самоочистки просеивающей поверхности грохота для тонкого гидравлического грохочения [Текст] / С. В. Мамонов, Е. Ф. Цыпин, Е. В. Братыгин // Известия вузов. Горный журнал. – 2014. – №5. – С. 106–111

274. Лапшин, Е. С. Анализ состояния развития вибрационного грохочения при обезвоживании минерального сырья [Текст] / Е. С. Лапшин, А. И. Шевченко // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 101. – С. 84–104.

275. Гаркавенко, Е. Е. Применение вибрационной техники с бигармоническим режимом колебаний при обогащении углей [Текст] / Е. Е. Гарковенко, Е. И. Назимко, С. Л. Букин и др. // Уголь Украины. – 2011. – С. 41–44.

276. Репин, С. В. Теоретическое и экспериментальное исследования виброударного грохота для фракционирования песка [Текст] / С. В. Репин, С. А. Сизиков, А. П. Скрипилов // Вестник гражданских инженеров : науч.-техн. журн. – 2013. – №5. С. 188–193.

277. Букин, С. Л. Исследования четырехвibratorной инерционной одномассовой вибромашины в стационарном режиме [Текст] / С. Л. Букин, С. Г. Маслов, Р. А. Шолда // Прогресив. технології і системи машинобуд. : міжнар. зб. наук. пр. – 2014. – Вып. 1. – С. 49–60.

278. Беловодский, В. Н. Возбуждение полигармонических колебаний в вибромашине с нелинейной упругой связью подвижных масс нового типа [Текст] / В. Н. Беловодский, С. Л. Букин // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. тр. ДонНТУ. – 2015. – Вып.1(51). – С. 32–41.

279. RHEWUM DF. Rhewum GmbH. [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: <http://www.rhewum.com/ru/produkty/dvukhchastotnye-proseivajushchie-mashiny/rhewum-df.html>

280. В.П. Франчук. Повышение технологических показателей виброгрохотов путем совершенствования динамической схемы [Текст] / В.П. Франчук, В.П. Надутый, П.В. Левченко // Вісник НТУ «ХП». – 2012. – № 59 (965). – (Серія: Хімія, хімічна технологія та екологія). – С. 132 – 138.

281. Yongjun Hou. Motion Simulation of Dual-frequency Vibrating Screen [Text] / Yongjun Hou, Pan Fang, Qiyu Liu, Jun Liang// Applied Mechanics and

Materials. – Vols. 204-208 (2012), pp. 4916-4921.
doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.204-208.4916

282. Yongjun Hou. Finite Element Analysis of Dual-frequency Vibrating Screen [Text] / Yongjun Hou, Pan Fang, Lian Zeng // Advanced Materials Research. – Vols. 479-481 (2012), pp. 2124-2128.
doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.479-481.2124

283. Дудкин М. В. Общая классификация конструкций асимметричных планетарных вибровозбудителей дорожных машин [Текст] / М. В. Дудкин, М. А. Сакимов, П. С. Кузнецов // Вестник ВКГТУ им. Д.Серикбаева. - 2005. - №1. - С. 37-44 : рис. - Библиогр.: 7 назв. – Режим доступа: URL: http://www.ektu.kz/files/vestnik/tech01_2005.pdf

284. Пат. № 2515336 Российская Федерация, В06В1/00. Одновальный планетарный вибратор направленных колебаний [Текст] / Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Исаев И.К., Шарапов Р.Р. (Российская Федерация). БГТУ . Заявл. 01.08.2012; Оpubл. 10.05.2014 , Бюл.№1.

285. Пат. № 74544 С2 Украина, В07В 1/42 . Багаточастотна вібраційна сепарувальна система, вібраційний сепаратор і спосіб вібраційної сепарації [Текст] / Краш Іона , Ободан Юрій ; Вібтек енджінієринг лтд. Заявл. 28.03.2000; Оpubл. 16.01.2006 , Бюл.№1.

286. Надутый. В.П. Повышение эффективности процесса удаления влаги при тонком грохочении горной массы за счет импульсного воздействия [Текст] / Надутый В.П., Лапшин Е.С., Шевченко А.И., Буров А.В. // Науковий вісник НГУ, 2011, № 2 С.95-99. – Режим доступа: URL: <http://nv.nmu.org.ua/index.php/ru/component/jdownloads/finish/13-02/53-2011-02-nadlap/0>

287. Лапшин Е.С. Пути совершенствования вибрационного разделения по кружности и обезвоживания минерального сырья [Текст] / Лапшин Е.С., Шевченко А.И., Буров А.В. // Науковий вісник НГУ, 2013, № 3 С.45-51. – Режим доступа: URL: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/Nvngu_2013_3_15.pdf

288. Гурський, В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів

роботи вібраційного стола для ущільнення бетоносумішей [Текст] / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. С. Ланець // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – Львів, 2010. – № 678. – С. 44–51

289. Букин, С. Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы [Текст]: наук.-техн. зб. / С. Л. Букин, С. Г. Маслов, А. П. Лютый, Г. Л. Резниченко // Обогащение полезных ископаемых. – 2009. – Вып. 36(77)–37(78). – С. 81–89.

290. Букин, С. Л. Сравнение результатов процесса измельчения в вибрационной мельнице с гармоническим и бигармоническим режимами работы / С. Л. Букин, П. В. Сергеев, А. С. Букина // Качество минерального сырья. – 2014. – С. 149–159.

291. Bukin, S.L. Excitation of Polyharmonic Vibrations in Single-Body Vibration Machine with Inertia Drive and Elastic Clutch [Text] / S.L. Bukin, V.P. Kondrakhin, V.N. Belovodsky, V.N. Khomenko // Journal of Mining Science. – 2014. – Volume 50, – Issue 1, – pp 101–107. doi: 10.1134/S1062739114010153.

292. Ланець О. В. Реалізація ефекту Зоммерфельда у вібраційному майданчику з інерційним приводом [Електронний ресурс] / О. В. Ланець, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський, П. Ю. Леонович // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. - 2013. - Вип. 47. - С. 12-28. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Avtomatyzac_2013_47_4

293. Корендій В. М. Принципи побудови комбінованих вітро-вібраційних установок [Електронний ресурс] / В. М. Корендій, О. В. Ланець // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут". Сер. : Машинобудування. - 2012. - № 65. - С. 139-144. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VKPI_mash_2012_65_24

294. Кузьо І. В. Обґрунтування технологічної ефективності двочастотних резонансних вібраційних машин з імпульсним електромагнітним збуренням [Електронний ресурс] / І. В. Кузьо, О. С. Ланець, В. М. Гурський // Науковий вісник Національного гірничого

університету. - 2013. - № 3. - С. 71-77. - Режим доступу:
http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_3_23

295. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения

296. Hugo F Liedtke (1920), Patent US 1,346,221 A. Vibrator.

297. Willi Fink (1994), Patent US 5,314,305. Compressed-air vibrator with turbine drive.

298. Rodney D. Treat, (2001), Patent US 6,244,815 B1. High efficiency terry turbine motor and vibrator.

299. Смирнов, А.С. История механического резонанса – от первоначальных исследований до авторезонанса / А.С. Смирнов, Б.А. Смольников // Чебышевский сборник. – 2022. – Т. 23. – № 1. – С. 269-292.

300. Ганиев, Р.Ф. Нелинейные резонансы и катастрофы. Надежность, безопасность и бесшумность / Р.Ф. Ганиев. – М., Ижевск : Регулярная и хаотическая динамика, 2013. – 592 с.

301. Бидерман, В.Л. Теория механические колебаний: Учебник для втузов / В.Л. Бидерман. – М. : Высш. шк., 1980. – 408 с.

302. Антипов, В.И. О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин / В.И. Антипов, В.К. Асташев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004. – № 4. – С. 3-8.

303. Ганиев, Р.Ф. О нелинейных резонансах при пространственных колебаниях твердого тела / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко // Инженерный журнал. Механика твердого тела. – 1967. – № 4.

304. Чечурин, С.Л. Параметрический резонанс - боль и радость / С.Л. Чечурин. – СПб. : Из-во СПбГПУ, 2014. – 67 с.

305. Андронов, А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М. : Наука, 1981. – 568 с.

306. Тондл, А. Нелинейные колебания механических систем / А. Тондл. – М. : Мир, 1973. – 334 с.

307. Борщевский, А.А. Системы автоматического регулирования резонансных машин / А.А. Борщевский, С.И. Попов // Исследования

вибрационной техники: труды ин-та ВНИИстройдормаш. – 1971. – № 51. – С. 74-78.

308. Быховский, И.И. Автоматизация работы вибромашин / И.И. Быховский // Строительные и дорожные машины. – 1960. – № 5. – С. 10-15.

309. Гончаревич, И.Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры / И.Ф. Гончаревич, В.Д. Земсков, В.И. Корешков. – М. : ГОСГОРТЕХИЗДАТ, 1960. – 212 с.

310. Lyan, I.P. Comparative analysis of energy efficiency in the use of vibration-type process machines in resonant and superresonant operating modes / I.P. Lyan, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin // Obogashchenie Rud. – 2019. – № 6. – P. 42-49.

311. Асташев, В.К. О количественных оценках эффективности вибромашин / В.К. Асташев, В.Л. Крупенин // Вестник научно-технического развития. – 2017. – № 4(116). – С. 3-10.

312. Шпилевая, О.Я. Сравнительный анализ двух подходов к управлению виброустановкой / О.Я. Шпилевая, А.И. Уберт // Актуальные проблемы электронного приборостроения : АПЭП-2010: материалы X Международной конференции: в 7 т. – Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2010. – С. 152-154.

313. Румянцев, С.А. Динамика двухмассных вибротранспортирующих машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями на нижней массе / С.А. Румянцев, О.Н. Алексеева // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 4(8). – С. 5-10.

314. Федоренко, И.Я. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины / И.Я. Федоренко, А.А. Гнездилов // Процессы и машины агоринжененрых систем. – 2016. – № 3(137). – С. 179-183.

315. Кошелев, А.В. Об устойчивости параметрически возбуждаемой машины на изотропной упругой подвеске / А.В. Кошелев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2015. –

№ 5(314). – С. 24-32.

316. Антипов, В.И. Динамика параметрически возбуждаемой вибративной машины с изотропной упругой системой / В.И. Антипов, Н.Н. Денцов, А.В. Кошелев // *Фундаментальные исследования*. – 2014. – № 8-5. – С. 1037-1042.

317. Korendiy V., Zakharov V. Substantiation of parameters and analysis of operational characteristics of oscillating systems of vibratory finishing machines. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. — Lviv : Lviv Politechnic Publishing House, 2017. Vol. 3. N 2. P. 67–78. <https://doi.org/10.23939/ujmems2017.02.067>

318. Kuzio I., Zakharov V., Korendiy V. Substantiation of inertial, stiffness and excitation parameters of vibratory lapping machine with linear oscillations of laps. *UJMEMS*, 2018. Vol. 4, N 2. P. 26–39. <https://doi.org/10.23939/ujmems2018.02.026>

319. Gursky V., Lanets O. Modernization of high-frequency vibratory table with an electromagnetic drive: theoretical principle and modeling. *Mathematical Models in Engineering*, Vol. 1, Issue 2, 2015, p. 34–42. <https://www.jvejournal.com/article/16483>

320. Korendiy V. M., Kachur O. Yu., Novitskyi Yu. Ya., Mazuryk V. A., Sereda V. A. Substantiation of parameters and modelling the operation of three-mass vibratory conveyer with directed oscillations of the working element. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : український міжвідомчий науково-технічний збірник*. — Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2019. Том 53. С. 84–100. <https://doi.org/10.23939/istcipa2019.53.084>

321. Solona O., Kupchuk I. Dynamic synchronization of vibration exciters of the three-mass vibration mill (Dynamiczna synchronizacja trzyosiowego młyna z czterema wibratorami). *PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY | Rocznik 2020 – zeszyt 3. nr katalogowy: 125253*. <https://doi.org/10.15199/48.2020.03.35>

322. Neyman L. A., Neyman V. Y. Dynamic model of a vibratory

electromechanical system with spring linkage, 2016 11th International Forum on Strategic Technology (IFOST), Novosibirsk, 2016. P. 23–27, doi: <https://doi.org/10.1109/IFOST.2016.7884234>

323. Ланець О. С. Обґрунтування конструкції та моделювання роботи резонансного двомасового вібростолу з інерційним приводом [Електронний ресурс] / О. С. Ланець, В. М. Гурський, О. В. Ланець, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2014. – № 788. – С. 28-36. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2014_788_7

324. Макаренков, О. Ю. Асимптотическая устойчивость колебаний двухмассного резонансного грохота [Текст] / О. Ю. Макаренков // Прикладная математика и механика. – 2013. – Т. 77. – №3. – С. 398–409.

325. Antipov V.I., Palashova I.V. Dynamics of a two-mass parametrically excited vibration machine / V.I. Antipov, I.V. Palashova // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2010. – Т. 39. – № 3. – С. 238-243. doi: 10.3103/S1545852618810030052

326. Zhao J., Liu L., Song M., Zhang X. Influencing Factors of Anti-Resonant Inertial Resonant Machine Vibration Isolation System. 3rd International Conference on Computer and Computing Science (COMCOMS). 2015. doi: <https://doi.org/10.1109/comcoms.2015.22>

327. Xiaohao L., Tao S. Dynamic performance analysis of nonlinear anti-resonance vibrating machine with the fluctuation of material mass // Journal of Vibroengineering, 2016. Vol. 18, Issue 2. P. 978–988. <https://www.jvejournal.com/article/16559>

328. Zhao, C., He, B., Liu, J., Han, Y., & Wen, B. Design method of dynamic parameters of a self-synchronization vibrating system with dual mass. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2018. Vol. 232, Issue 1. P. 3–20. doi: <https://doi.org/10.1177/1464419316689643>

329. Капица П.Л. Динамическая устойчивость маятника при

колеблющейся точке подвеса. Журнал экспериментальной и теоретической физики. – 1951, – Т. 21., – Вып. 5, – С. 588-597.

330. Nayfeh, A. H. (1993). Introduction to Perturbation Techniques. Wiley-VCH, 536.

331. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. – М.: Наука, 1971 – 894 с.

332. Блехман И.И. Метод прямого разделения движений в задачах о действии вибраций на нелинейные механические системы. Известия АН СССР. Сер. Механика твердого тела. – 1976. – № 6. – С. 13-27.

333. Blekhman, I. I. Synchronization in Science and Technology / I. I. Blekhman. - New York: ASME Press, NY, USA, – 1988. – 255 p.

334. Blekhman, I.I.: Selected Topics in Vibrational Mechanics. World Scientific, Singapore et al., 2004

335. Blekhman, I.I.: Vibrational Mechanics. Nonlinear Dynamic Effects, General Approach, Applications. World Scientific, Singapore, 2000

336. Блехман, И.И.: Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. Руда и Металлы, Санкт-Петербург, 2013

337. Yaroshevich, M. P., Zabrodets, I. P., Yaroshevich, T. S. (2015). Dynamics of vibrating machines starting with unbalanced drive in case of bearing body flat vibrations. Naukovyi visnyk NHU, 3, 39–45.

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

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

340. Блехман И.И. Самосинхронизация вибраторов некоторых вибрационных машин. Инж. сборник. 1953. Т.16.С.49–72.

341. Кузьо І.В., Ланець О.В., Шпак Я.В. Вибір структури та обґрунтування силових і жорсткісних параметрів вібраційної машини з

аероінерційним збуренням. Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету. – 2012. – Вип. 2. – С.120–131.

342. Кузьо І.В., Ланець О.В., Гурський В.М. Формування та аналіз математичної моделі вібраційної машини з аероінерційним збуренням. Вібрації в техніці та технологіях, - 2012. - № 2(66), С. 50-58. URL: <http://socrates.vsau.org/repository/getfile.php/5316.pdf>

343. Strauch, D. (2009). Classical Mechanics: An Introduction. Springer. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-73616-5>

344. Павловський М. А. Теоретична механіка: підруч. для студ. вищ. навч. закл. / М. А. Павловський. – Київ: Техніка, 2002. – 512 с.

345. Паранчук Я. С., Мороз В.І. Алгоритмізація та програмування. MathCAD. Видавництво: Львівська політехніка. 2012. 312 с.

346. <https://mathcad.com.ua/>

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

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

349. Ланець О. С., Гурський В. М., Ланець О. В., Шпак Я. В. Обґрунтування конструкції та моделювання роботи резонансного двомасового вібростолу з інерційним приводом. Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2014. – № 788. – С. 28–36. – URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2014_788_7

350. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 1 – Leblanc balancers // Machine Design, 1950a, Vol. 22 No 9, pp. 119-124.

351. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.

352. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 3 – Designing for complete effectiveness // Machine Design, 1950c, Vol. 22 No 11, pp. 149-153.

353. Ларри Дж. Автоматическое балансирование вращающихся масс // Сб. переводов и обзоров периодической иностранной литературы. -М.: 1955. -23, -5. - С.14-19.

354. Гусаров А.А., Сусанин В.И., Шаталов Л.Н., Грушин Б.М. Автоматическая балансировка роторов машин. -М.: Наука, 1979. -151 с.

355. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. - М.: Наука, 2002. -119 с.

356. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами: Монографія (за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин). - Кіровоград: КНТУ, 2004. - 352 с.

357. Філімоніхін Г.Б., Невдаха Ю.А. Зменшення чутливості автобалансирів до сил ваги шляхом накладання в'язей // Збірник наукових праць КДТУ. -2000. Вип. 6, С. 76-77.

358. Автобалансирующий пристрій: Пат. 40770 А Україна, МКІ G 01M 1/38 / Г.Б.Філімоніхін, Невдаха Ю.А. (Україна); КДТУ. - № 99105754; Заявл. 21.10.99; Опубл. 16.08.2001, Бюл. №7.

359. Артюнин А.И. Исследования движения ротора с автобалансиром. Известия ВУЗ. «Машиностроение». - М.: Издание МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1993. - Вып 1. - С. 10-15.

360. Артюнин А.И., Алхунсаев Г.Г., Серебренников К.В. Экспериментальное исследование роторной системы с гибким валом и маятниковыми балансиром. Технические науки: Сборник научных трудов - Улан - Удэ, 1997. Вып. 4, - С. 169-171.

361. Серебренников К. В. Особенности динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирами: Иркутск: [Иркут. гос. ун-т путей сообщ.],

Автореф. дис... канд. техн. наук: 01.02.06 : Улан-Удэ, 2004. 18 с.

362. Артюнин А.И., Алхунсаев Г.Г., Серебренников К.В. Применение метода разделения движений для исследования динамики роторной системы с гибким ротором и маятниковым автобалансиrom. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2005. № 9. С. 8–14.

363. Артюнин А. И. Новое явление при автоматической балансировке роторов. Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2011. – №. S-4. – С. 207-212.

364. Artyunin, A. I., Eliseyev, S. V. (2013). Effect of “Crawling” and Peculiarities of Motion of a Rotor with Pendular Self-Balancers. Applied Mechanics and Materials, 373-375, 38–42. doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.373-375.38>

365. Артюнин А. И., Ермошенко Ю. В., Попов С. И. Экспериментальные исследования эффекта «Застревания» маятника на резонансных частотах механической системы // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2015. №2 (46).

366. Артюнин, А. И., Хоменко, А. П., Елисеев, С. В., & Ермошенко, Ю. В. (2015). Обобщенная модель вибрационной нелинейной механики и эффект " застревания" маятника на резонансных частотах механической системы. Машиностроение и инженерное образование, - 2015. № 1, С. 61-67.

367. Artyunin, A. I., Eliseev, S. V., Sumenkov, O. Y. (2018). Experimental Studies on Influence of Natural Frequencies of Oscillations of Mechanical System on Angular Velocity of Pendulum on Rotating Shaft. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 159–166. doi: https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_17

368. Артюнин А. И., Суменков О. Ю. Новые свойства маятника на вращающемся валу механической системы. Авиамашиностроение и транспорт Сибири. – 2019. – С. 338-347.

369. Артюнин А. И., Суменков О. Ю. Учет сил сопротивления в опорах маятников при исследовании процесса автоматической балансировки роторов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. -

2019. - Т. 63, № 3. - С. 53-58. - DOI: [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2019.3\(63\).53-58](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2019.3(63).53-58)

370. Artyunin, A.I., Barsukov, S.V., Sumenkov, O.Y. Peculiarities of Motion of Pendulum on Mechanical System Engine Rotating Shaft. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020. P. 649-657. doi: https://dx.doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_70

371. Артюнин А. И., Барсуков С. В., Суменков О. Ю. Исследование угловой скорости вращения маятника на вращающемся валу механической системы //Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – №. 4 (72). – С. 21-28.

372. Филимонихин Г.Б. Универсальный стенд для исследования динамики пассивных автобалансиоров и его апробация шаровым автобалансиором // Збірник наукових праць КДТУ, 2001. Вип. №9, С. 101-107.

373. Невдаха Ю.А., Филимонихин Г.Б. Исследование на универсальном стенде динамики автобалансиора с двумя связанными корректирующими грузами // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”. -2001. Вип.№30, С. 89-94.

374. Філімоніхін Г.Б. Нестационарні побічні рухи двохкульового (двохмаятникового) автобалансиора // Збірник наукових праць КДТУ, - 2003. Вип. №13, - С.347-352.

375. Филимонихин Г.Б. Динамика многошаровых (многомаятниковых) автобалансиоров. Устойчивость побочных движений / Кировоград. гос. техн. ун-т. - Кировоград, 2003. - 23 с.: ил. - Библиогр.: 9 назв. - Укр. - Деп. в ГНТБ Украины 20.10.03, №153-Ук2003

376. Філімоніхін Г.Б. Нестационарні рухи ротора з автобалансиором, в якому коригувальний вантаж обертається навколо повздовжньої і поперечної осей ротора // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин”, 2003. Вип. №33, С. 363-368.

377. Ryzhik B., Amer T., Duckstein H., Sperling L.: Zum Sommerfeldeffekt beim selbsttätigen Auswuchten in einer Ebene. Technische Mechanik, Vol. 21, No. 4: 297-312, 2001. url: <https://www.ovgu.de/techmech/article/view/1066>

378. Sperling L., Ryzhik B., Linz. Ch., Duckstein H.: Simulation of two-plane automatic balancing of a rigid rotor. Mathematics and Computers in Simulation, Vol. 58: 351 – 365, 2002. doi: [https://doi.org/10.1016/S0378-4754\(01\)00377-9](https://doi.org/10.1016/S0378-4754(01)00377-9)

379. Ryzhik B., Sperling L., and Duckstein H.: The display of Sommerfeld-effect in a rigid rotor one-plane autobalancing device. Proc. XXX Summer School “Advanced Problems in Mechanics”, St. Petersburg: 554-563, 2002.

380. Ryzhik B., Sperling L., Duckstein H. Non-synchronous Motions Near Critical Speeds in a Single-plane Autobalancing Device. In: Technische Mechanik 24.1 (2004), pp. 25–36. issn: 2199-9244. url: <https://www.ovgu.de/techmech/article/view/911>.

381. Ryzhik B., Sperling L., Duckstein H. Sommerfeld-effect in automatic balancing. XXI International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (ICTAM), 15-21 August 2004, Warsaw, Poland. URL: http://fluid.ippt.gov.pl/ictam04/text/sessions/docs/SM25/12581/SM25_12581.pdf

382. Spannan, Lars. (2021, February 11). Video recording of unstable automatic balancing (Sommerfeld effect) in a centrifuge test rig (1.0.0). SIRM 2021 - DYNAMICS OF ROTATING MACHINES (SIRM), Gdansk, Poland. Zenodo. <https://doi.org/10.5281/zenodo.4535188>

383. PhdThesis Spannan, L. On the dynamic modelling of automatic ball balancers applied to laboratory centrifuges. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, 2021. DOI: <http://dx.doi.org/10.25673/38547>

384. Green, K., Champneys, A. R., Lieven, N. J. (2006). Bifurcation analysis of an automatic dynamic balancing mechanism for eccentric rotors. Journal of Sound and Vibration, 291 (3-5), 861–881. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.06.042>

385. Ruelle, D. (1989). Elements of Differentiable Dynamics and Bifurcation Theory. Academic Press, 196. doi: <https://doi.org/10.1016/c2013-0-11426-2>
386. Guckenheimer J., Holmes P. Nonlinear oscillations, dynamical systems, and bifurcations of vector fields. – Springer Science & Business Media, 2013. – T. 42. P. 462.
387. Kuznetsov Y. Elements of Applied Bifurcation Theory. Springer, Berlin, 2010. P. 631.
388. Van Der Heijden, G. (2000). Bifurcation sequences in the interaction of resonances in a model deriving from nonlinear rotordynamics: The zipper. Dynamics and Stability of Systems. 15. 159-183. Doi: <https://doi.org/10.1080/713603734>.
389. Doedel E., Champneys A., Fairgrieve T., Kuznetsov Yu., Sandstede B., Wang X., AUTO 97: continuation and bifurcation software for ordinary differential equations, <http://indy.cs.concordia.ca/auto/main.html>, 1997.
390. Lu, C.-J., Tien, M.-H. (2012). Pure-rotary periodic motions of a planar two-ball auto-balancer system. Mechanical Systems and Signal Processing, 32, 251–268. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.06.001>
391. Lu C. J., Lin Y. M. A modified incremental harmonic balance method for rotary periodic motions. Nonlinear Dynamics. – 2011. – T. 66. – C. 781-788. Doi: <https://doi.org/10.1007/s11071-011-9950-4>
392. Jung, D., DeSmidt, H.A. (2016). Limit-Cycle Analysis of Planar Rotor/Autobalancer System Influenced by Alford's Force. Journal of Vibration and Acoustics, 138 (2). doi: <https://doi.org/10.1115/1.4032511>
393. Jung, D., and DeSmidt, H.A. Limit-Cycle Analysis of Three-Dimensional Flexible Shaft/Rigid Rotor/Autobalancer System With Symmetric Rigid Supports. ASME. Journal of Vibration and Acoustics, vol. 138, no. 3, Article ID 031005, 2016. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.4032718>
394. Jung, D., DeSmidt, H. (2017). Nonsynchronous Vibration of Planar Autobalancer/Rotor System With Asymmetric Bearing Support. Journal of

Vibration and Acoustics, 139 (3). doi: <https://doi.org/10.1115/1.4035814>

395. Jung, D. (2018). Supercritical Coexistence Behavior of Coupled Oscillating Planar Eccentric Rotor/Autobalancer System. Shock and Vibration, 2018, 1–19. doi: <https://doi.org/10.1155/2018/4083897>

396. Carmen Chicone. Ordinary Differential Equations with Applications. Springer Science & Business Media, 1999 - Mathematics - 561 p. - ISBN 978-0-387-22623-1

397. Гащук П.М. Лінійні динамічні системи і звичайні диференціальні рівняння: навч. Посібник. - Львів : Українські технології, 2002. - 607 с. - ISBN 966-666-024-5

ДОДАТОК А

У К Р А Ї Н А
Кіровоградська обласна аграрна господарська асоціація
шляхо-будівельних підприємств
„Кіровоградоблагрошляхбуд”

ЄДРПОУ 03577846 р/р UA 3808 0500 0000 0026 0071 4798 6 в Райффайзен банк Аваль МФО 380805
25006 м. Кропивницький, вул. Тараса Карпи, 84 кім. 603

№ 24/11 від 13.02.23

А К Т

про впровадження науково-прикладних результатів

Цей акт підтверджує те, що доцентом Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуном В.В. в рамках дисертаційного дослідження за темою “Динаміка двочастотних резонансних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда” запропонований спосіб збудження двочастотних вібрацій кульовим, роликівим або маятниковим автобалансиром. Передані технічні рекомендації щодо вдосконалення конструкцій чи параметрів машин для покращенні їх продуктивності і енергоефективності.

Проведення вказаних технічних рішень фахівцями асоціації «КІРОВОГРАДОБЛАГРОШЛЯХБУД» для підвищення енергоефективності вібраційного грохоту асфальтобетонного заводу ДС-158 дозволило на 11-13% підвищити продуктивність при меншому на 8-17% споживанні енергії. При цьому дебалансні маси у новому віброзбуднику менші у 2-4 рази дебалансних мас у звичайному інерційному віброзбуднику.

Заступник голови асоціації
«КІРОВОГРАДОБЛАГРОШЛЯХБУД»



О.М. Сергієнко

Генеральний директор
ТОВ «Елгран»,
Кіровоградська обл.,
Кіровоградський район, с.
Соколівське

« 7 » 06 2023 р.

АКТ
про впровадження науково-прикладних результатів
досліджень за темою “Динаміка двочастотних резонансних вібротомашин, що
працюють на ефекті Зомерфельда” на ТОВ «ЕЛГРАН»

Цей акт підтверджує те, що результати дисертаційного дослідження
доцента Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуна
В.В. впроваджені в технологічний процес при видобутку гранітного каменю.
Зокрема впроваджено:

- технічні рекомендації щодо вдосконалення конструкцій існуючих машин;
- методику розрахунку резонансних вібробудників;
- технічні рекомендації щодо заміни інерційних вібробудників на резонансні двочастотні.

Впровадження вказаних технічних рішень фахівцями ТОВ «Елгран» на вібраційних машинах дозволило зменшити на 5-7% споживання електричної енергії при одночасному збільшенні продуктивності вібротомашини на 5-10%. Це досягнуто шляхом заміни інерційного вібробудника на резонансний двочастотний.

Дійсний акт не є основою для взаємних фінансових розрахунків.

Генеральний директор



Левицький В.Б.

ЗАТВЕРДЖУЮ

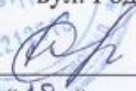
Директор

ТОВ "АЛЬЯНСБУДСЕРВІС",

Україна, 25009,

місто Кропивницький,

вул. Родникова, 76, к. 26

 С.В. Кожухар

«18» 07 2023 р.

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень

Цей акт складений про те, що результати розробки "Динаміка двочастотних резонансних вібротомашин, що працюють на ефекті Зомерфельда" доцента Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуна Володимира Володимировича, які є основою його дисертаційної роботи використані і впроваджені на ТОВ "АЛЬЯНСБУДСЕРВІС" для створення власних резонансних вібротомашин.

Також було виконано ряд робіт, які є складовою частиною дисертаційної роботи В.В. Яцуна, зокрема:

- розраховані і виготовлені дослідні моделі кульових та маятникових резонансних вібротомашин для дворівневих сит ВСД-200;
- спільно з ТОВ "АЛЬЯНСБУДСЕРВІС" проведенні вібраційні випробування зазначених резонансних вібротомашин.

Впровадження запропонованих технічних рішень дозволило зменшити споживання електричної енергії на 14-33% та підвищити продуктивність на 15-20% залежно від режимів роботи вібраційних машин.

Головний інженер



Дьяченко А.В.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ТОВ "Агропромислова компанія
імені О.В. Гіталова",
Кіровоградська обл.,
Новоукраїнський р-н,
с. Коминьувате



Б.В. Крамар
2023 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Видається доценту кафедри будівельних, дорожніх машин і будівництва Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуну Володимиру Володимировичу у тому, що результати його досліджень за темою "Динаміка двочастотних резонансних вібромашин, що працюють на ефекті Зомерфельда", що одержанні ним у зв'язку із виконанням дисертаційної роботи д.т.н., апробовані в умовах виробництва і впроваджені у ТОВ "Агропромислова компанія імені О.В. Гіталова".

Було апробовано:

- конструкції двочастотних інерційних резонансних віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда;
- конструкції резонансних вібромашин з новими віброзбудниками, зокрема – протифазних і антирезонансних;
- технічні рекомендації з проектування нових віброзбудників і вібромашин, технічні рішення, патенти тощо;
- дослідні зразки кульового і маятникового віброзбудників і їх робота на одномасовій вібромашині.

За результатами апробації зроблено висновки, що:

- результати досліджень, проведених у дисертаційній роботі, дозволяють створювати нові високопродуктивні і енергоощадні універсальні вібраційні машини широкого призначення;
- нові вібромашини особливо актуальні для сільгоспвиробництва, бо універсальні (замінюють декілька вібраційних машин різного призначення), мають меншу вагу, бо працюють в резонансному режимі, дозволяють змінювати амплітуди коливань платформ у широких межах;
- переваги нових вібромашин дозволяють використовувати їх в невеликих ремонтних майстернях, у будівництві, на току для сепарації і просіювання зерна тощо.

Результати дисертаційних досліджень і їх виробничої апробації покладені в основу розробки нових власних вібромашин і в модернізацію вібромашин, що використовуються в ТОВ "Агропромислова компанія імені О.В. Гіталова".

Головний інженер

О.А. Савостін

Головний агроном

О.В. Луценко



ПРИВАТНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"ЦЕНТРВІЙСЬКБУД"

Код ЄДРПОУ - 37096814
Україна, 25005, Кіровоградська обл., місто
Кропивницький, вул. Куйбишева 1Д
e-mail: cvb@i.ua тел: 0668732772

№ 340/08 від 10.10.2023р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Цей акт підтверджує те, що доцентом Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуном В.В. в рамках дисертаційного дослідження за темою "Динаміка двочастотних резонансних вібротомашин, що працюють на ефекті Зомерфельда" запропоновані технічні рекомендації по збудженню двочастотних вібрацій кульовим, роликотомим або маятниковим автобалансиром.

За розробленими технічними рекомендаціями з проектування нових вібротомашин була модернізована конструкція вібраційного стола ВСК-2100.

Модернізація значно покращила динамічні характеристики вібраційного стола ВСК-2100.

Встановлено, що за рахунок використання резонансного режиму роботи продуктивність вібраційного стола ВСК-2100 виросла на 17%, а витрати електричної енергії зменшилась на 22-28%.

Директор ПП "ЦЕНТРВІЙСЬКБУД"



Притула О.Г.

ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
“АГЕНТСТВО МІСЦЕВИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ДОРІГ”

ЄДРПОУ 42852223

25006, Кіровоградська обл., місто Кропивницький, вулиця Преображенська 2

№ 248/5 від 22.11.2023р

АКТ

**про впровадження науково-прикладних результатів
досліджень зі збудження двочастотних вібрацій кульовим, роликотим
або маятниковим автобалансиром в Лабораторії з контролю якості
виробництва ДП "Агентство місцевих автомобільних доріг"**

Цей акт підтверджує те, що доцентом Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуном В.В. в рамках дисертаційного дослідження запропонований спосіб збудження двочастотних вібрацій кульовим, роликотим або маятниковим автобалансиром.

За розробленими технічними рекомендаціями з проектування нових віброзбудників була модернізована конструкція вібраційного сита серії ZS/Z-1.

Було виконано заміну інерційного віброзбудника на резонансний віброзбудник маятникового типу.

В результаті модернізації отримано:

- підвищення надійності, продуктивності роботи вібромашини через використання резонансних вібрацій;
- підвищення універсальності вібромашин через можливість зміни амплітуди коливань під час роботи вібромашини.

Начальник лабораторії з контролю
якості виробництва
ДП "Агентство місцевих автомобільних доріг"



Головчук О. С.

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ

ГРАВЕЛ-ВН

LIMITED LIABILITY COMPANY

GRAVEL-VN

01032, м. Київ, вул. Льва Толстого 33, офіс 75
ЄДРПОУ 44355735, ПНН 443557326500
тел.: +38 093 375-84-56, E-mail: gravel.vn.ua@gmail.com

Директор
ТОВ "ГРАВЕЛ-ВН"
Шкіндер М.І.

АКТ

**про впровадження наукових та прикладних результатів
дисертаційного дослідження
Яцуна Володимира Володимировича**

Цим актом підтверджується, що об'єкти впровадження:

- основи теорії і конструювання резонансних полічастотних вібромашин з віброзбудниками у вигляді пасивних автобалансирів;
- технічні рішення з конструкції нових віброзбудників і вібромашин;
- технічні рекомендації з проектування нових машин і забезпечення їх працездатності

прийняті для використання при удосконаленні конструкції вібраційного грохоту ГІЛ-42, який є об'єктом виробничих операцій ТОВ "ГРАВЕЛ-ВН" при добуванні піску, гравію, глини і каоліну.

Заступник директора



Гітов О.С.

АСОЦІАЦІЯ «КІРОВОГРАДОБЛАГРОШЛЯХБУД»
ДОЧІРНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«УПРАВЛІННЯ ВИРОБНИЧО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КОМПЛЕКТАЦІЇ»
АСОЦІАЦІЇ «КІРОВОГРАДОБЛАГРОШЛЯХБУД»

КОД - 05418247

(ДП «УВТК» асоціації «Кіровоградоблагошляхбуд»)

27632 Кіровоградська обл., Кропивницький р-н с. Грузьке

вул. Маловисківське шосе, 13 тел. 0522308786

електронна адреса - 05418247@ukr.net

ПОШТОВА АДРЕСА : 25000 м. Кропивницький вул. Тараса Карпи, 84 кім. 603

Р/р UA49380805000000026003347207 АТ «Райффайзен-банк» Аваль м. Київ

МФО-380805

Індивідуальний податковий №-054182411084 № свідоцтва-14890381

АКТ

впровадження результатів наукових досліджень

Цим актом підтверджується, що запропоновані технічні рішення по збудженню резонансних полічастотних вібрацій кульовим, роліковим або маятниковим автобалансиром, розроблені при виконанні дисертаційного дослідження доцента Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуна В.В. за темою «Динаміка двочастотних резонансних вібрмашин, що працюють на ефекті Зомерфельда», впроваджені при модернізації вібраційного стола ВС-80, який є об'єктом виробничих операцій ДП «УВТК» асоціації «Кіровоградоблагошляхбуд» при формуванні бетонних виробів.



Директор

Гребенюк О.І.

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ

ТРЕЙД-ВВ

LIMITED LIABILITY COMPANY

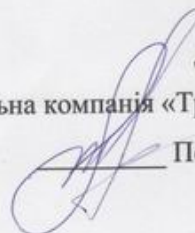
TRADE-VV

02002, м. Київ., Київська обл., вул. Євгена Маланюка, 114А, офіс 320
ЄДРПОУ 41383890, ПІН 413838926539
тел.: +38(096) 884-00-42, +380 (44) 541-12-12,
факс: +380 (44) 541-12-12
e-mail: trade.vv.ua@gmail.com

IBAN UA59380805000000026003573134
в АТ "Райффазен Банк АВАЛЬ", м. Київ
МФО 380805

Директор
ТОВ Будівельна компанія «Трейд-ВВ»

Попов О.С.



АКТ

впровадження результатів наукових досліджень

Цей акт підтверджує те, що на ТОВ Будівельна компанія «Трейд-ВВ» використані результати дисертаційного дослідження доцента Центральноукраїнського національного технічного університету Яцуна В.В.

Актуальність дисертаційного дослідження обумовлена економічним становищем нашої держави, коли створення нових машин досить ускладнено фінансовими факторами, а напрямками покращення роботи серійних машин являється їх модернізація.

Запропоновані технічні рішення по збудженню двочастотних вібрацій кульовим, роликотним або маятниковим автобалансином значно покращили роботу вібростолів для ущільнення бетонної суміші.

Модернізація вібраційного стола ВС-2100 проведена без корінної зміни конструкції, був замінений лише віброзбудник і проведені підготовчі роботи по налаштуванню вібраційної машини.

Проведення вказаних технічних рекомендацій з модернізації існуючих машин і забезпечення їх працездатності фахівцями ТОВ Будівельна компанія «Трейд-ВВ» підтвердило зменшення споживання електричної енергії на 25-37% за рахунок роботи в резонансному режимі.

Заступник директора



Береговой О.М.