

6. На основі експериментальних даних будують графічну залежність $W = f(\ell)$ і визначають зміну вологості вздовж зони сушіння, а також середню вологість на кожному секторі.

7. Розраховують втрати тиску $\Delta P_{ш.}$ за формулою (2) на вході у зону сушіння і на кожному секторі.

8. Із залежності (1) з врахуванням (2) визначають необхідні втрати тиску у перфорованій перегородці на кожному секторі вздовж зони сушіння.

9. Із залежності (5) визначають живий переріз перфорованої перегородки кожного сектора вздовж зони сушіння.

У зоні завантаження вологого матеріалу втрати тиску у перфорованій перегородці повинні бути мінімальними, тому живий переріз має становити $S \geq 30\%$, а в зоні вивантаження сухого матеріалу перепад тисків дорівнюватиме нулю і відповідно $S = 0$.

Висновок. Узагальненням отриманих результатів комплексного дослідження гідродинаміки фільтрації теплового агента крізь шар дрібнодисперсного вугілля і перфоровану перегородку отримано розрахункові залежності, які дають змогу за відомими технологічними параметрами розрахувати основні конструктивні розміри установки фільтраційного сушіння. Вирівнюванням швидкості фільтрування вздовж зони сушіння можна уникнути втрат теплового агента крізь шар сухого матеріалу, підвищити ККД сушильної установки і отримати висушене дрібнодисперсне вугілля з рівномірною вологістю. Цю методику розрахунку можна також використати для сушіння інших дисперсних матеріалів. Для цього необхідно експериментально визначити залежність втрат напору у шарі дисперсного матеріалу залежно від його вологості, а також визначити оптимальні параметри процесу сушіння.

1. Хаджиогло А.В., Степаненко А.М. Сушка угля в кипящем слое. – М.: Металургия, 1971. – 208 с. 2. Синякевич Б.Г., Чернявский Н.В. Энергетический уголь Украины: соотношение цены и качества. Энергетика и электрификация. – №12. – 2004. – С.37–40. 3. Ханик Я.Н. Фильтрационная сушка плоских проницаемых материалов. – Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Львов, 1992. – 36 с. 4. Сажин Б.С., Сажин В.Б. Научные основы техники сушки. М.: Наука, 1997. – 448с. 5. Муштаев В.И. Сушка дисперсных материалов. – М.: Химия, 1988. – 352 с. 6. Кіндзера Д.П., Ханик Я.М., Атаманюк В.М. Вплив дисперсного складу вугілля на кінетику сушіння у щільному шарі // Науковий вісник УкрДЛТУ “Розробка сучасних технологій деревообробки”. – 2002. – Вип. 12.5. – С. 111–115. 7. Кіндзера Д.П., Ханик Я.М., Атаманюк В.М. Особливості сушіння вугілля у щільному шарі. Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Хімія, технологія речовин та їх застосування”. – 2003. – №48. – С. 195–200. 8. Кіндзера Д.П., Ханик Я.М., Атаманюк В.М. Сушіння полідисперсної суміші вугілля після флотації // Науковий вісник УкрДЛТУ. – 2004. – Вип. 14.1. – С. 43–48. 9. Атаманюк В.М. Гідродинаміка безперервного фільтраційного сушіння хімічного волокна // Вісник Нац. у-ту “Львівська політехніка”. – 2000. – №414. – С.175–178. 10. Атаманюк В.М. Гідродинаміка та масообмін в процесі фільтраційного сушіння хімічного волокна. Автореф. дис. ... канд.техн. наук. – Львів, 1995. – 17 с. 11. Деклараційний патент України №60587 А F26B3/03. Установка фільтраційного сушіння сипких матеріалів / В.М. Атаманюк, Я.М. Ханик, Д.П. Кіндзера, В.П. Дулеба / Опубл. 15.10.2003. Бюл. №10.

УДК 629.3.03:62-837:62-531.7

П.С. БЕРНИК, Р.В. ЧУБИК

Вінницький державний аграрний університет,
кафедра автоматизації та комплексної механізації технологічних процесів

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДЕБАЛАНСНОГО ПРИВОДУ РЕЗОНАНСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ

© Берник П.С., Чубик Р.В., 2005

Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено методику, за якою можна розрахувати дебалансний привід АВТМ для резонансних режимів роботи.

In theory it is grounded and a method is experimentally confirmed, that allows to conduct the calculation of debalance drive of vibration technological machines at the office hours of resonances.

Постановка проблеми. Під час переходу крізь резонансну частоту (власну для механічної системи вібраційних технологічних машин (ВТМ) із дебалансним приводом (ДП)) спостерігається різке 2–3 кратне зростання амплітуди коливань робочого органу. Таке різке зростання дуже негативно впливає на роботу ВТМ із ДП та в багатьох випадках є причиною руйнування пружної системи. Адаптивні вібраційні технологічні машини [1] (АВТМ) із ДП характеризуються постійним резонансним режимом роботи, а отже, застосовувати стандартну методику розрахунку ДП неможливо, адже резонансний режим роботи машини із ДП, розрахований за стандартною методикою [2], буде руйнівним для АВТМ.

Аналіз останніх досліджень. Результати аналізу літератури свідчать, що поширеними є методики розрахунку електромагнітного приводу резонансних ВТМ. Між електромагнітним та дебалансним приводом ВТМ існує суттєва різниця, тому що змушувальна відцентрова сила ($F = m \cdot r \cdot \omega^2$) дебалансного приводу є функцією змушувальної частоти (ω) [3]. А в електромагнітному приводі ВТМ основними показниками, які впливають на змушувальне зусилля електромагнітного вібробудника ($F = S_3 \cdot B^2 / \mu_0$), є певні співвідношення між площею перерізу магнітопроводу S_ϵ , кількістю витків n_{ae} та діаметром дроту котушки d_{ia} , тому що індуктивність є функцією двох вищезазначених параметрів $B = f(n_{ae}, d_{ia})$ [4, 5]. І як такої методики розрахунку дебалансного приводу резонансної ВТМ не існує.

Задачі досліджень. Теоретично дослідити та експериментально підтвердити зв'язок між вібропереміщенням та відцентровою змушувальною силою дебалансного приводу для резонансного режиму роботи АВТМ та ВТМ. Аналізуючи експериментально отримані характеристики, обґрунтувати та розробити методику розрахунку дебалансного приводу АВТМ для резонансних режимів роботи.

Методика експериментального визначення параметрів, котрі характеризують дисипативні втрати у ВТМ для резонансного режиму роботи. Дослідження коефіцієнта загасання, логарифмічного декременту загасання, коефіцієнта демферування, коефіцієнта в'язкого демферування проводилися на експериментальній моделі вібраційної технологічної машини із дебалансним приводом (рис. 1) за допомогою віброметрологічного комплексу ROBOTRON 00-100 із стандартними п'єзоелектричними давачами KD 35 (акселерометрами). За допомогою ROBOTRON 00–100 було проведено вимірювання вібропереміщення (s) для резонансного режиму роботи АВТМ та записано загасання коливань під час вимикання АВТМ. Отримані експериментальні результати записувалися за допомогою програмного середовища MATLAB 7 та оброблялися в середовищі Math CAD.

Для того, щоб можна було проводити апроксимацію з метою визначення коефіцієнта загасання α , було розроблено програму в середовищі MATLAB 7, яка, обробляючи масив даних, в який записано загасання коливань під час вимкнення АВТМ, визначає координати вершин (піків) синусоїдального сигналу, що загасає за експоненційним законом ($e^{f(t)}$) [3, 5, 6].



Рис. 1. Загальний вигляд обладнання та експериментальної установки на якій досліджували перехідні процеси у ВТМ та АВТМ

Особливістю цієї програми є те, що вона не вносить жодних змін у початковий сигнал, не проводить апроксимації та не згладжує отриманий експериментально масив даних. Алгоритм функціонування цієї програми зображено на рис. 2. У блоці 1 (рис. 1) визначається кількість точок у початковому експериментально отриманому масиві даних та отримане значення надається змінній M .

Блоком 3 організовується замкнутий цикл за змінною t , в якому зчитуються точки (блоком 2) експериментально отриманого масиву даних y , зображеного на рис. 3. Блоком 4, 5, 6 обрізають нижню частину масиву, тобто від'ємні амплітуди коливань із збереженням загальної кількості точок початкового масиву даних y . В результаті функціонування циклу, організованого блоком 3, утворюється масив Y , який за кількістю точок еквівалентний масиву y та має загальний вигляд, зображений на рис. 4.

Надалі алгоритм (рис. 2) проводить зчитування точок (блоком 7) із нового масиву Y . Сам процес зчитування елементів із масиву Y організовується за допомогою блоку 8. У процесі зчитування елементів із масиву Y завдяки виконанню початкових умов ($N=0$) у блоці 9 відбувається пошук максимального елементу в першій додатній півхвилі. Цей процес організований блоками 14 та 16, якщо алгоритм зафіксує перше максимальне значення у масиві Y , то не виконається умова у блоці 14. Невиконання умови у блоці 14 за структурою алгоритму (рис. 2) означає, що попередній елемент в масиві був найбільшим, тобто на певний момент часу $Y_{\max} = Y_{n-1}$. У результаті в блоці 15 формується перший елемент масиву k , в який записано значення піку (максимуму) (рис. 4) півхвилі загасаючого коливання та відбувається пере присвоєння змінних. Виконання всіх умов, записаних у блок 15, означає, що алгоритм зафіксував максимум і при подальшому зчитуванні даних із масиву Y амплітудне значення елементів постійно зменшуватиметься. Тому надалі в алгоритм закладено пошук мінімуму. Тобто завдяки виконанню умов у блоці 15 виконуються умова у блоці 10, а блоки 11 та 13 шукатимуть мінімальне число в масиві Y . Як тільки алгоритм зафіксує останнє мінімальне число, то це приведе до невиконання умови у блоці 11 та виконання умови у блоці 12. Виконання умови у блоці 12 означає

переприсвоєння змінної N та те, що амплітудне значення подальших елементів в масиві Y буде збільшуватися. Тобто виконається умова в блоці 9, що означає запуск тієї частини алгоритму, яка проводить пошук максимального елемента у масиві Y . Після знаходження максимуму в наступному півколиванні в масиві k з'явиться ще один елемент.

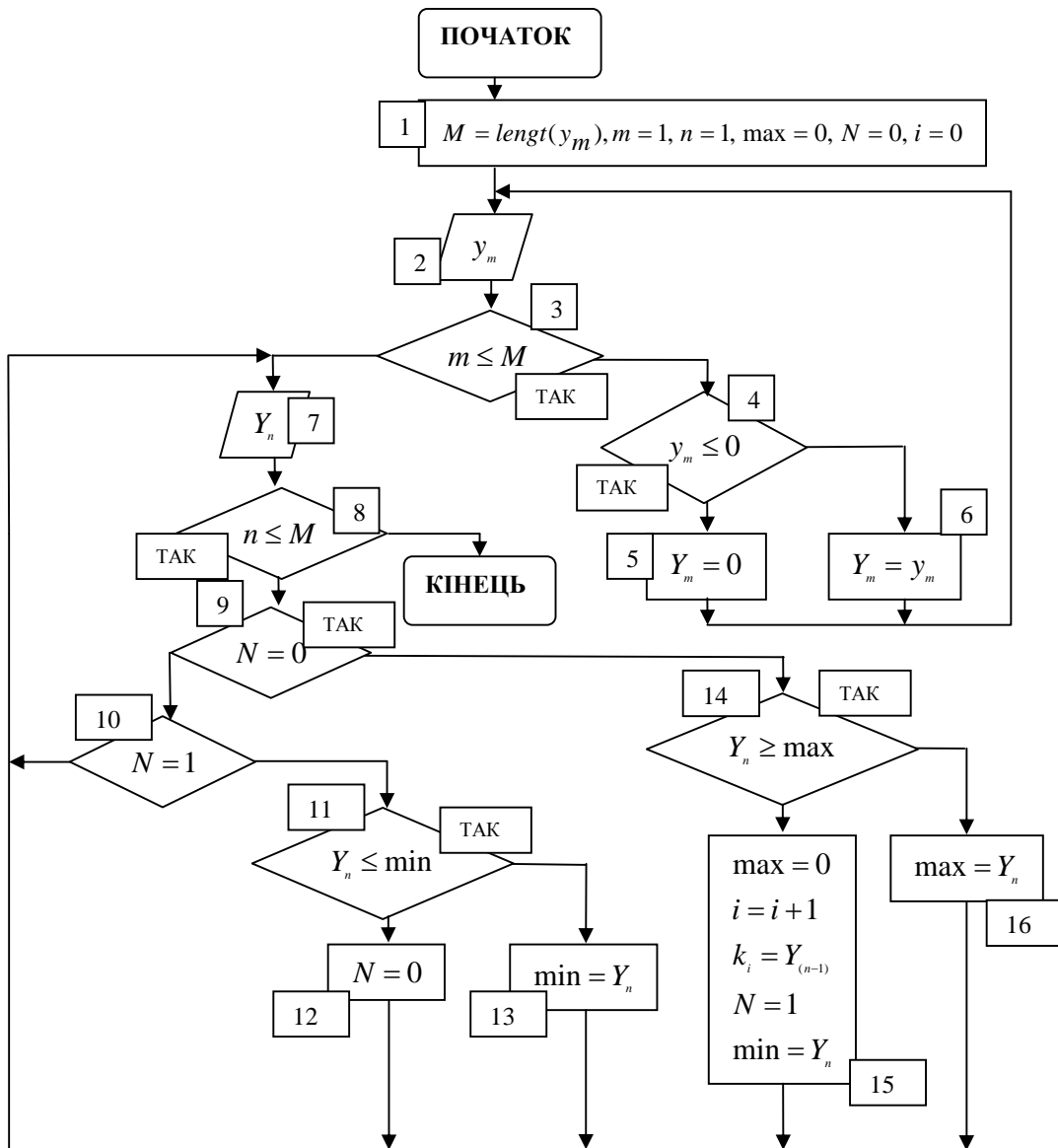


Рис. 2. Алгоритм функціонування програми для визначення дисипативних характеристик ВТМ

Цей процес циклічно продовжуватиметься, поки не виконається умова в блоці 8, що приведе до завершення роботи алгоритму. У результаті завершення роботи алгоритму ми отримуємо масив k , в який записано амплітудні значення максимумів загасаючого коливання (рис. 5).

Апроксимація експериментально отриманої кривої k , яка характеризує дисипативні сили у досліджуваній коливній системі ВТМ (рис. 1), дає змогу визначити коефіцієнт загасання α [3, 6,

10). Апроксимація експериментально отриманої кривої k проводилась за допомогою функції **expfit** [7], яка проводить експоненціальну регресію загального вигляду (1).

$$E(t) = E_0 \cdot e^{E_1 t} + E_2, \quad (1)$$

де E_0, E_1, E_2 – коефіцієнти, які повертає функція.

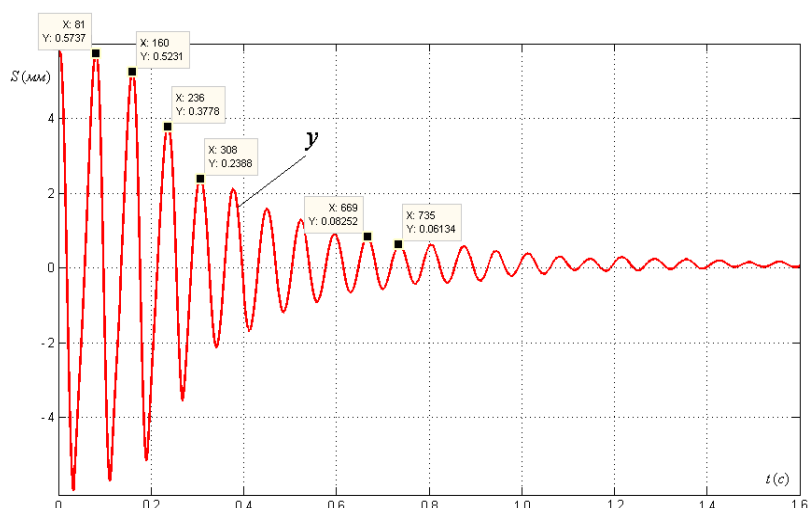


Рис. 3. Масив y , до якого записано загасання коливної системи АВТМ

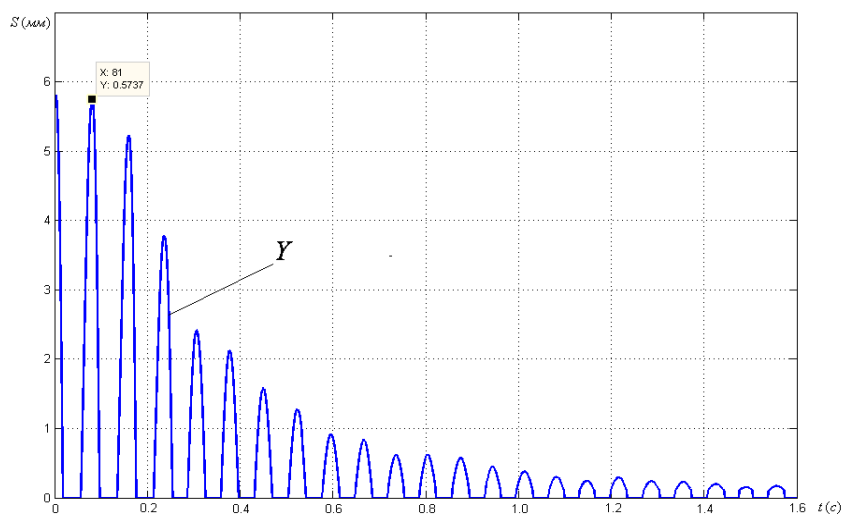


Рис. 4. Проміжний масив Y , що виникає у процесі функціонування алгоритму, зображеного на рис. 2

Застосуванням вищевказаної функції можна отримати коефіцієнт загасання α , який дорівнюватиме E_1 . Результати такої апроксимації, за навантаження на робочий орган експериментальної установки (рис. 1) 20 кг, зображено у виразі (2).

$$h(t) = 0.654 \cdot e^{-3.103t} + 1.469 \times 10^5 \quad (2)$$

Із виразу (2) видно, що коефіцієнт загасання експериментальної установки $\alpha = -3.103$. Застосовуючи коефіцієнт загасання α , можна відтворити закон загасання коливної системи експериментальної установки $H(t) = 0.654 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t) \cdot e^{-\alpha t} + 1.469 \times 10^5$, який враховує дисипативні явища в експериментальній ВТМ. Результати такого відтворення зображено на рис. 6. Аналізуючи рисунок, можна дійти висновку, що відтворене загасаюче коливання аналогічне “еталонному” (рис. 2); в ньому також відбувається загасання амплітуди із 6 мм до ≈ 0 мм за експоненціальним законом за проміжок часу 1.5 с.

Якщо коефіцієнт загасання α , можна легко за допомогою виразу (3) визначити логарифмічний декремент загасання δ [3, 6, 9], який характеризує темп загасання протягом одного періоду коливання.

$$\delta = \ln\left(\frac{A_j}{A_{j+1}}\right) = \frac{1}{j} \cdot \ln\left(\frac{A_j}{A_{j+1}}\right) = \frac{2 \cdot \pi \cdot \alpha}{\omega_0} \quad (3)$$

де A_j, A_{j+1} – величини послідовних амплітуд для вільних загасаючих коливань, j – кількість циклів (періодів) між заміряними амплітудами, $\omega_0 = 13,67$ Гц – власна резонансна частота ВТМ.

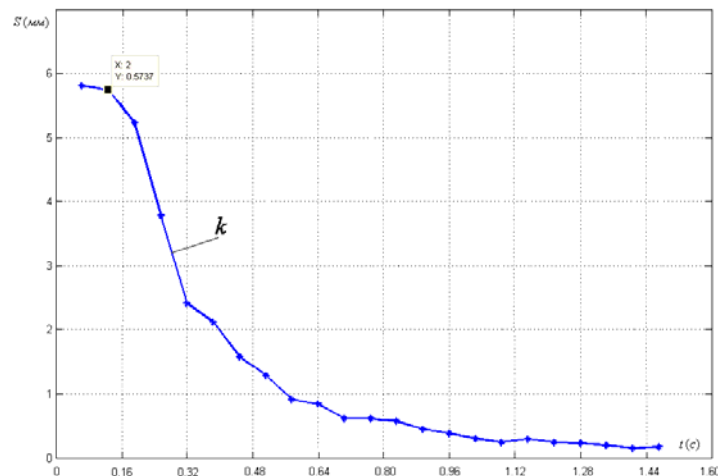


Рис. 5. Експериментально отримана функція, яка характеризує дисипативні сили у досліджуваній коливній системі ВТМ

Знаючи коефіцієнт загасання α , можна за допомогою виразу (4) обчислити коефіцієнт демферування γ [6, 10] (γ – величина, обернена до добротності коливної системи [9]).

$$\gamma = \frac{2 \cdot \alpha}{\omega_0} = \frac{\delta}{\pi} \quad (4)$$

За розрахунками коефіцієнт демферування $\gamma = 0.073$ для навантаження на робочий орган 20 кг. Для того, щоб розрахувати дебалансний привід резонансної ВТМ, необхідно визначити коефіцієнт в'язкого демферування b (стала демферування) [9] за допомогою виразу (5)

$$b = 2 \cdot M \cdot \alpha, \quad (5)$$

де $M = 20.12$ (кг) – приведена маса механічної системи (ВТМ).

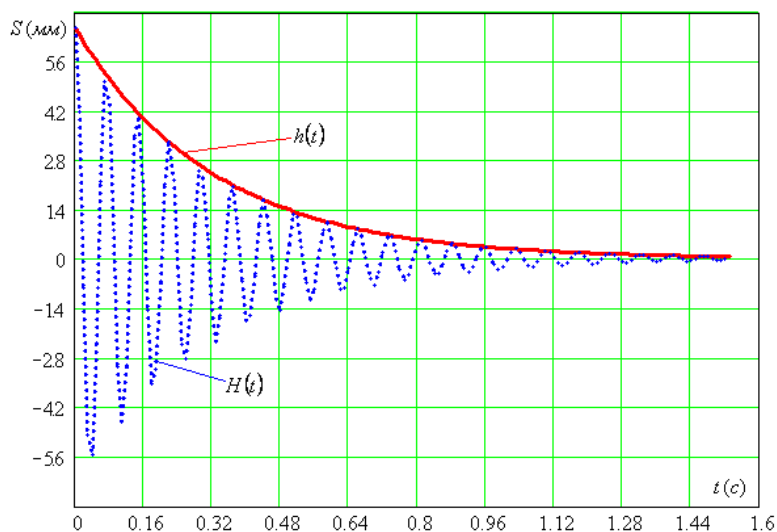


Рис. 6. Відтворені із врахуванням дисипативних втрат загасаючі коливання експериментальної установки

Коефіцієнт в'язкого демферування за навантаження на робочий орган 20 кг дорівнює $b = 124.855 \left(\frac{H \cdot C}{M} \right)$ [6, 8]. Обчислення коефіцієнта в'язкого демферування обумовлене тим, що його використовують для складання диференціальних рівнянь руху коливних систем. Застосуванням вищеобчислених коефіцієнтів можна адекватно оцінити енергетичні втрати в механічній коливній системі та розрахувати динамічні характеристики дебалансного приводу із врахуванням енергетичних втрат у ВТМ при резонансі.

Розрахунок дебалансного приводу резонансної ВТМ. Значна частина ВТМ із дебалансним приводом працює за резонансним режимом і тому інженерною методикою розрахунку дебалансного приводу [2] можна розрахувати необхідні амплітуди коливань на резонансній ділянці АЧХ. Застосувати ці розрахунки до резонансних ВТМ неможливо, адже статичні моменти площ дебалансів для за резонансного режиму роботи дуже великі і в резонансному режимі роботи вони можуть зруйнувати конструкції пружної системи та конструкції ВТМ. Тому весь розрахунок дебалансного приводу резонансної ВТМ (АВТМ) зводиться до того, щоб знайти статичний момент площі дебалансів приводу, який в резонансному режимі роботи міг би забезпечити необхідну технологічну амплітуду коливань робочого органу за заданої маси завантаження робочого органу та при відповідних дисипативних втратах енергії в механічній системі.

Для того, щоб розробити методику розрахунку дебалансного приводу резонансної ВТМ, було проведено експерименти на установці, зображеній на рис. 1. Суть експериментів полягає в тому, що було зафіксовано амплітуди коливань робочого органу S_{ek} резонансної ВТМ із дебалансним приводом за різних амплітудних значень циклічної змушувальної сили приводу в резонансному режимі роботи ВТМ. Результати такого експерименту зображено на рис. 7. Проаналізувавши результати експериментальних даних, зображених на рис. 7, можна твердити, що в резонансному режимі роботи ВТМ існує прямолінійна залежність між силою та переміщенням. Таке твердження доводить також лінійна регресія (апроксимація) експериментально отриманих даних про переміщення робочого органу ВТМ для резонансного режиму роботи. Для проведення лінійної регресії було використано функцію **intercrpt** [7], яка повертає значення параметра a (зміщення лінії регресії по вертикалі), та функцію **slope** [7], яка повертає значення параметра B (кутовий коефіцієнт лінії регресії). Для оцінки якості проведення лінійної регресії було використано

коефіцієнт кореляції Персона (функцію **corr** [7]). Чим ближчий коефіцієнт кореляції Персона до 1, тим проведена лінійна регресія Slr більше наближена (із максимальним середньоквадратичним наближенням) до експериментальних даних. У результаті проведення лінійної апроксимації було отримано таку лінійну залежність $Slr = 8.29 \times 10^{-4} + [3.551 \times 10^{-5} \cdot F]$ (F – значення циклічної змушувальної сили дебалансного приводу), а коефіцієнт кореляції Персона для цієї регресії дорівнює $corr = 0.987$. Результати лінійної апроксимації Slr зображено на рис. 7.

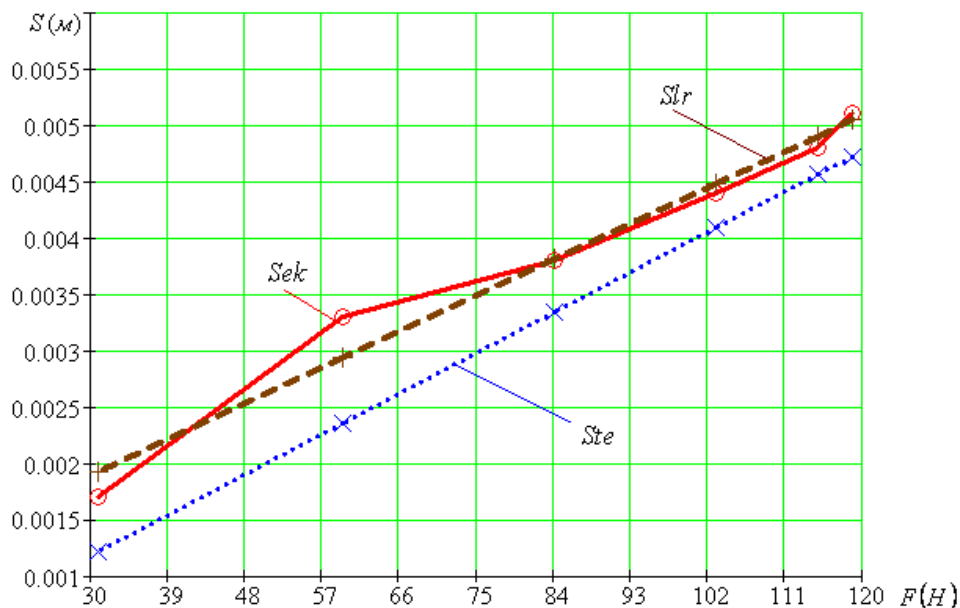


Рис. 7. Зв'язок між переміщенням робочого органу резонансної ВТМ із дебалансним приводом та амплітудою циклічної змушувальної сили приводу

Для того, щоб аналітично знайти вираз, який описував би лінійну залежність Slr (апроксимовану), та експериментальну Sek між переміщенням робочого органу резонансної ВТМ та силою, яку розвиває дебалансний привід машини, пропонується розглянути диференційне рівняння руху для двомісної коливної системи. Згідно з [6, 9, 10] диференційне рівняння руху для двомісної коливної системи має вигляд (6):

$$M \cdot \frac{d^2 s}{dt^2} + b \cdot \frac{ds}{dt} + k \cdot s = F \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (6)$$

де k – жорсткість пружної системи ВТМ, $F = m_a \cdot e \cdot \omega^2$ – циклічна змушувальна сила дебалансного приводу ВТМ (m_a, e – маса та ексцентриситет дебалансів).

Згідно з [6, 9, 10] розв'язком диференційного рівняння (6) є вираз (7):

$$S(t) = S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon) \quad (7)$$

де

$$S = \frac{F}{\sqrt{(-M \cdot \omega^2 + k^2) + (b \cdot \omega)^2}} = \frac{F}{M \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot \alpha^2 \cdot \omega^2}} = \frac{q}{\omega_0^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}},$$

де

$$q = \frac{F}{M}, \quad \omega_0^2 = \frac{k}{M}, \quad \varepsilon = \arctan\left(\frac{b \cdot \omega}{-M \cdot \omega^2 + k}\right) = \arctan\left(\frac{2 \cdot \omega \cdot \alpha}{\omega_0^2 - \omega^2}\right) = \arctan\left(\frac{\gamma \cdot \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \frac{\omega}{\omega_0}}\right)$$

Згідно з [6, 10] для резонансних машин вводять поняття коефіцієнта динамічності [10] або коефіцієнта підсилення μ [10]. Цей коефіцієнт характеризує динамічні властивості резонансних машин на всій ділянці АЧХ і має такий вигляд (8).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \cdot \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 \cdot z^2}} \quad (8)$$

де $z = \frac{\omega}{\omega_0}$ – коефіцієнт відлагодження [10].

Залежність між $\mu = f(z, \gamma)$ є частотною характеристикою коливної системи; за визначенням нами експериментально коефіцієнтом демферування γ для досліджуваної установки можна побудувати частотну характеристику коливної системи. На рис. 8 наведено частотну характеристику експериментальної установки (рис. 1); аналізуючи рис. 8, можна дійти висновку, що в стані резонансу (при $z = 1$) переміщення робочого органу установки більше в 14 разів за переміщення в стані спокою, за прикладання однієї і тієї самої сили до робочого органу. Таке твердження можна зробити, опираючись на інше трактування коефіцієнта динамічності μ згідно з [10] $\mu = \frac{S_{\text{дин}}}{S_{\text{стат}}}$ (де $S_{\text{дин}}$, $S_{\text{стат}}$ – переміщення в динаміці та статиці за умови прикладання однакової змушувальної сили до робочого органу).

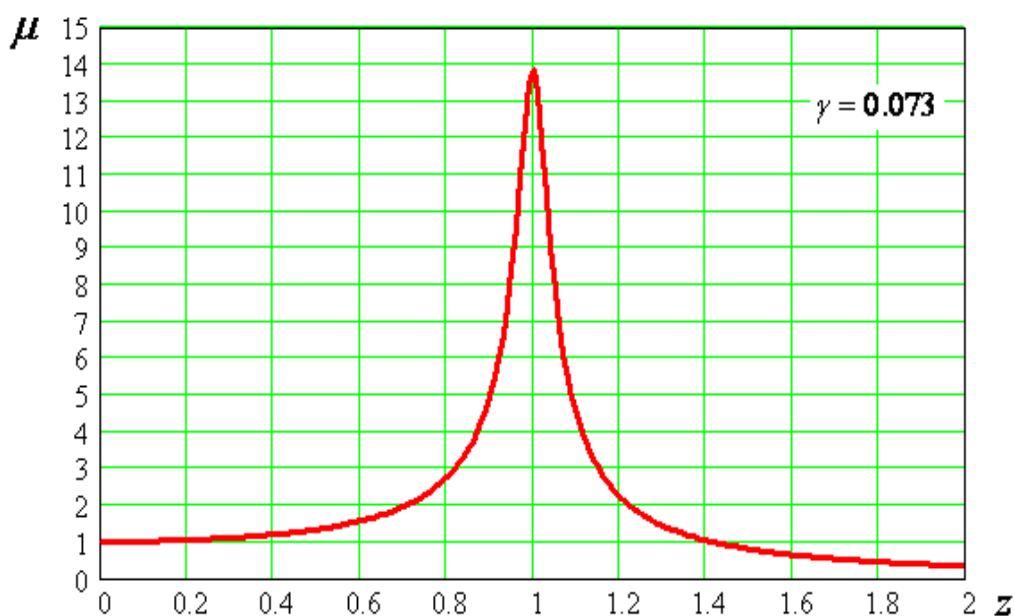


Рис. 8. Частотна характеристика досліджуваної коливної системи

Із врахуванням (8) загальне рівняння руху, що пов'язує рух робочого органу резонансної ВТМ із змущувальною силою на робочому амплітудно-частотному діапазоні має вигляд (9):

$$S(t) = \frac{F}{k} \cdot \mu \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon), \quad (9)$$

де ε – зсув фаз між переміщенням робочого органу та циклічною змущувальною силою дебалансного приводу, із врахуванням коефіцієнта налагодження z матиме вигляд (10).

$$\varepsilon = \arctan\left(\frac{\gamma \cdot z}{1 - z^2}\right). \quad (10)$$

Враховуючи дисипативні втрати енергії (γ) в експериментальній установці, можна за допомогою виразу (10) дослідити зсув фаз [6, 10] між переміщенням робочого органу експериментальної установки та частотою циклічної змущувальної сили дебалансного приводу. Результати такого дослідження наведено на рис. 9. Аналізуючи рис. 9, з'ясовуємо, що в зоні резонансу ($0.9 \leq z \leq 1.1$) існує дуже різка зміна фазового кута, а у зарезонансній та дорезонансній ділянці АЧХ відставання (випередження) переміщенням змущувальної сили приводу є цілком монотонним (плавним) фізичним процесом.

Беручи до уваги особливості дебалансного приводу, яка полягає в тому, що циклічна змущувальна сила F є функцією від частоти ω , вираз (9) можна привести до такого вигляду (11):

$$S(t) = \frac{F}{k} \cdot \mu \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon) = \frac{m_d \cdot e \cdot \omega^2}{M \cdot \omega_0^2} \cdot \mu \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon);$$

$$S(t) = \frac{S_d}{M} \cdot z^2 \cdot \mu \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon), \quad (11)$$

де $S_d = m_d \cdot e$ – статичний момент площі дебалансів.

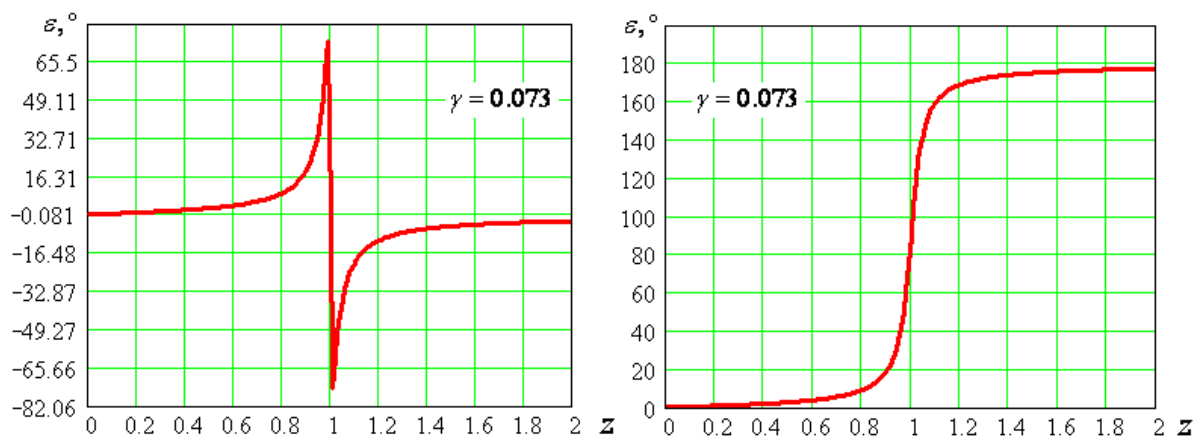


Рис. 9. Зсув фаз між переміщенням робочого органу та циклічною змущувальною силою дебалансного приводу ВТМ

Враховуючи ε зсув фаз між переміщенням робочого органу і циклічною змущувальною силою дебалансного приводу ($F = S_d \cdot \omega^2$) та дисипативні втрати енергії (γ) в експериментальній установці, за допомогою виразу (11) можна побудувати теоретичну амплітудно-частотну характеристику установки. Результати такої побудови теоретичної АЧХ зображено на рис. 10, а, а на рис. 10, б зображено реальну та теоретичну АЧХ для одних і тих самих значень частоти змущувальної сили.

Оскільки в області резонансу $\omega \approx \omega_0$, члени $(M \frac{d^2 s}{dt^2})$ та (ks) приблизно однакові за значенням, але протилежні за знаком. Тобто коливання робочого органу відбуваються за законом (7) $S(t) = S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon)$, тоді при $k/M = \omega_0^2$ і $\omega \approx \omega_0$:

$$M \frac{d^2 s}{dt^2} = -M \cdot \omega^2 \cdot S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon), \quad ks = k \cdot S \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon)$$

Отже: $-(M \frac{d^2 x}{dt^2}) \approx kx$ в області резонансу ($\omega \approx \omega_0$) пружна система сама попри зовнішні сили надає масі M необхідного прискорення.

Обидва ці члени компенсують один одного в рівнянні (6), отже, вираз (6) можна переписати як (12):

$$b \frac{ds}{dt} \approx S_d \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon). \quad (12)$$

Розділивши змінні та врахувавши, що b від'ємне, бо $\alpha = -3.103$:

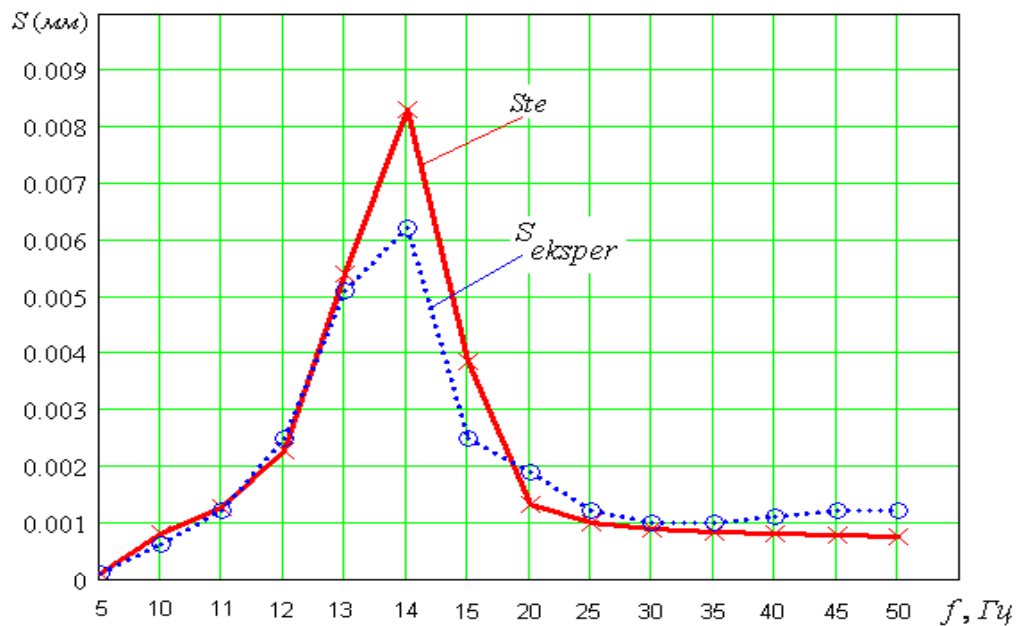
$$\int ds = \int \frac{S_d \cdot \omega^2}{b} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varepsilon) \cdot dt$$

$$s = \frac{S_d \cdot \omega}{b} \cdot \cos(\omega \cdot t - \varepsilon). \quad (13)$$

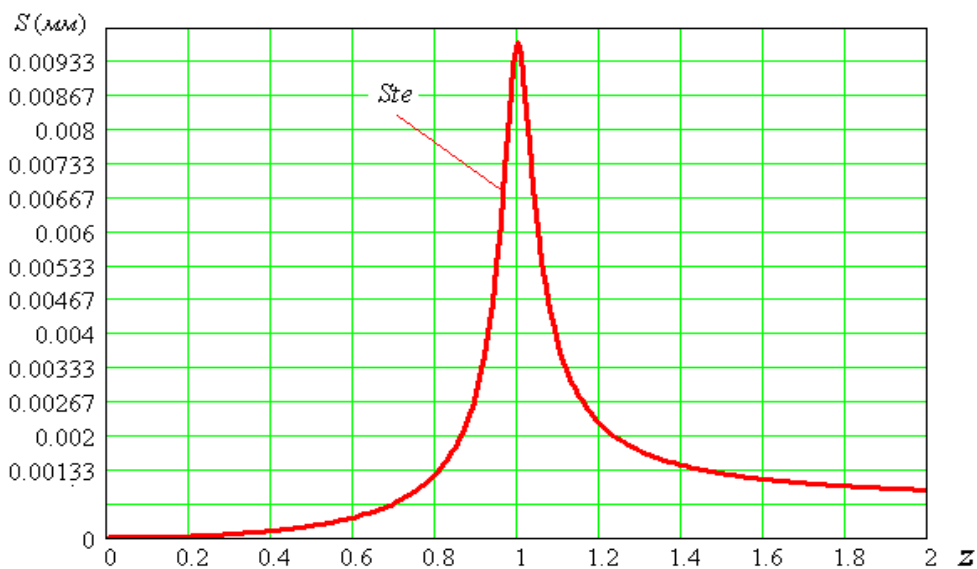
Аналізуючи вираз (4.24), можна сказати, що його розв'язком буде синусоїда амплітудою $(\frac{S_d \cdot \omega}{b})$ та із фазою ε відносно змущувальної сили дебалансного приводу. За допомогою виразу $(\frac{S_d \cdot \omega}{b})$, який характеризує залежність між переміщенням робочого органу за резонансного режиму роботи, частотою і статичним моментом площі дебалансного приводу можна побудувати залежність, яка дасть змогу побачити зв'язок між вищевказаними параметрами приводу на всьому діапазоні робочих частот. Результати такого дослідження наведено на рис. 11. Аналізуючи отримані результати (рис. 11), можна побачити, що вираз $s = (\frac{S_d \cdot \omega}{b})$ має спільні точки із АЧХ в зоні резонансу, тобто він також аналітично описує амплітудне значення коливань робочого органу, враховуючи дисипативні втрати в системі та параметри дебалансного приводу. Тому можна діти висновку, що вираз (13) також можна застосовувати для розрахунку параметрів дебалансного приводу (S_d) ВТМ резонансного типу.

За допомогою виразу (11) можна легко отримати часову залежність переміщення робочого органу від циклічної змущувальної сили дебалансного приводу на певному проміжку часу. Зв'язок між часом, силою та переміщенням робочого органу обчислений за допомогою виразу (11) для таких параметрів коливної системи: $S_d = 3.528 \times 10^{-3}$ кг·м, $\mu = 5.84$, $\gamma = 0.073$, $\omega_0 = 85.451$ с⁻¹, $z = 1.074$, $\omega = 91.735$ с⁻¹, $M = 20.12$ кг, $\alpha = -3.103$ наведено на рис. 12.

Для того, щоб переконатися у справедливості виразу (11), було розв'язано диференційне рівняння (6) числовим методом Рунге–Кутта у середовищі Math CAD 11 за тих самих значень відповідних коефіцієнтів ($\mu, \gamma, z, S_d \dots$). Результати числового розв'язання диференційного рівняння (6) наведено на рис. 13.



а



б

Рис. 10. Теоретична АЧХ експериментальної установки (а)
та реальна експериментально отримана АЧХ (б)

Аналізуючи обидва рисунки (рис. 12, 13), можна побачити, що за однакових динамічних та дисипативних параметрів коливної системи і за однакового налагодження $z = 1.074$ ми маємо однакове значення амплітуди $S \approx 4.8$ мм за резонансного режиму роботи ВТМ. Тому доцільно буде застосовувати вираз (11) або (13) для розрахунку дебалансного приводу ВТМ.

Для того, щоб дослідити різницю між динамічними характеристиками електромагнітного приводу та дебалансного приводу резонансних ВТМ, пропонується розглянути, як змінюється значення змушувальної циклічної сили дебалансного приводу в межах коефіцієнта налагодження

z . Результати такого дослідження наведено на рис. 14. Як видно із рис. 14, для коефіцієнта налагодження $z = 2$ амплітудне значення циклічної змущувальної сили дебалансного приводу дорівнює $F = 433 H$, а в резонансному режимі роботи дорівнює $F = 103 H$.

На рис. 15 показано дві АЧХ, побудовані для випадку, коли амплітудне значення циклічної змущувальної сили приводу є функцією від циклічної частоти (дебалансний привід) та коли амплітудне значення циклічної змущувальної сили приводу є постійним і не залежить від циклічної частоти (електромагнітний привід).

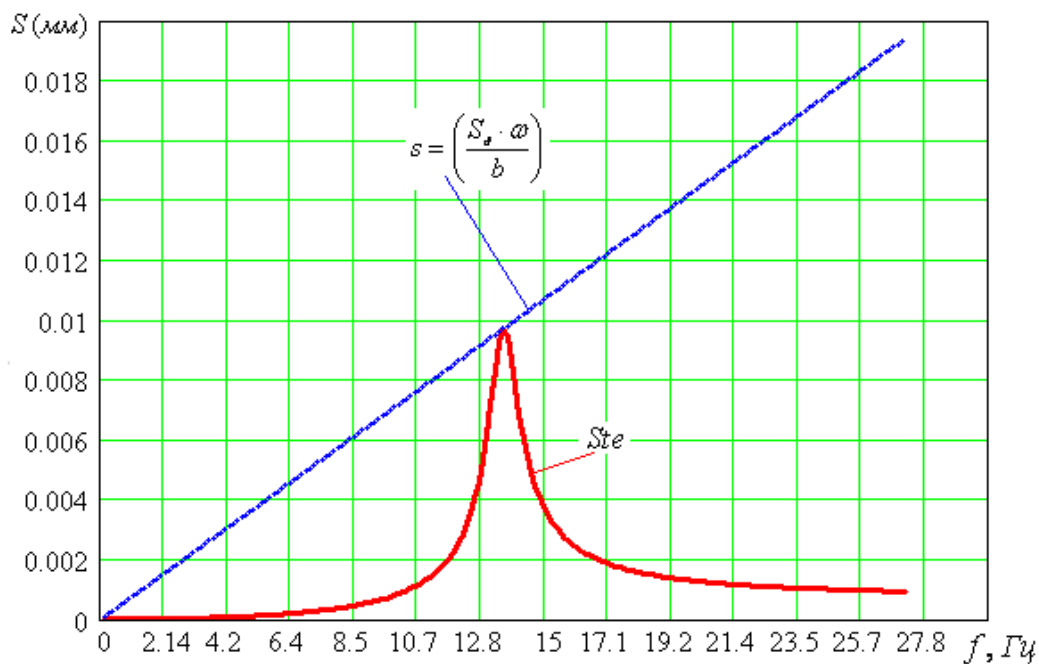


Рис. 11. Зв'язок між АЧХ системи та її резонансною характеристикою

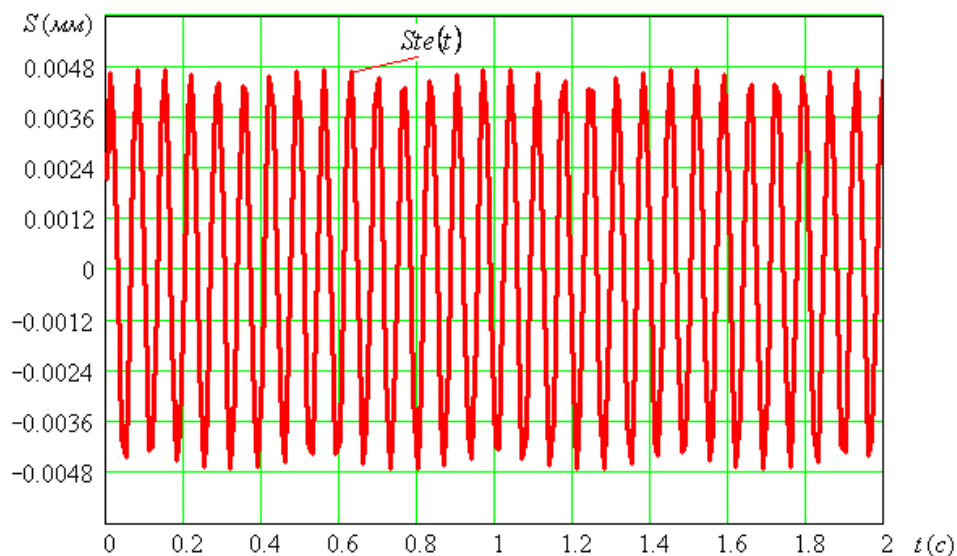


Рис. 12. Зв'язок між переміщенням і часом обчислений за допомогою виразу (11)

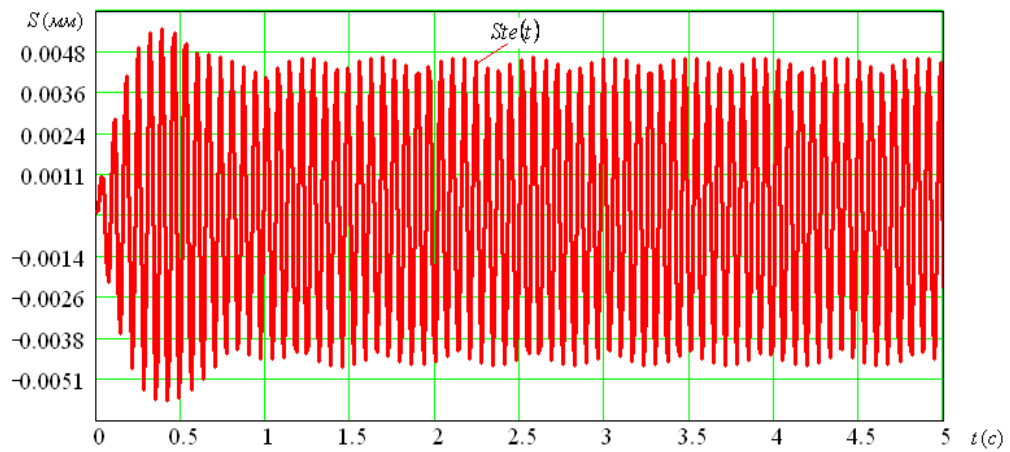


Рис. 13. Числове розв'язання диференційного рівняння руху (б) робочого органу експериментальної установки

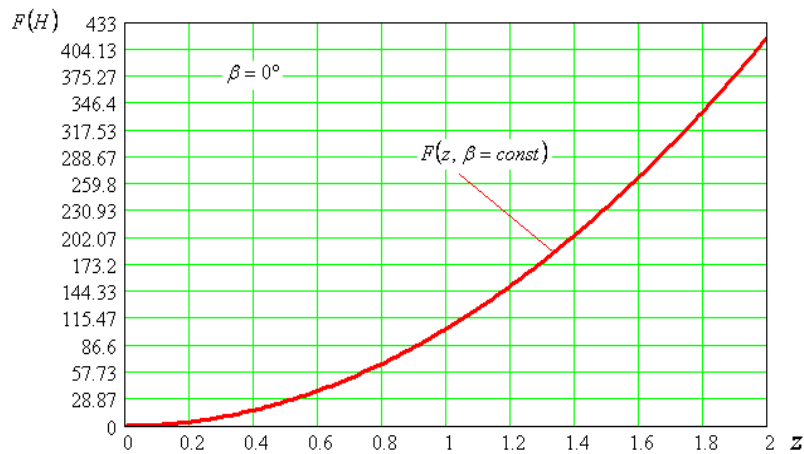


Рис. 14. Зв'язок між циклічною змушувальною силою дебалансного приводу та коефіцієнтом налагодження (β – кут між центрами мас рухомих та нерухомих дебалансів приводу)

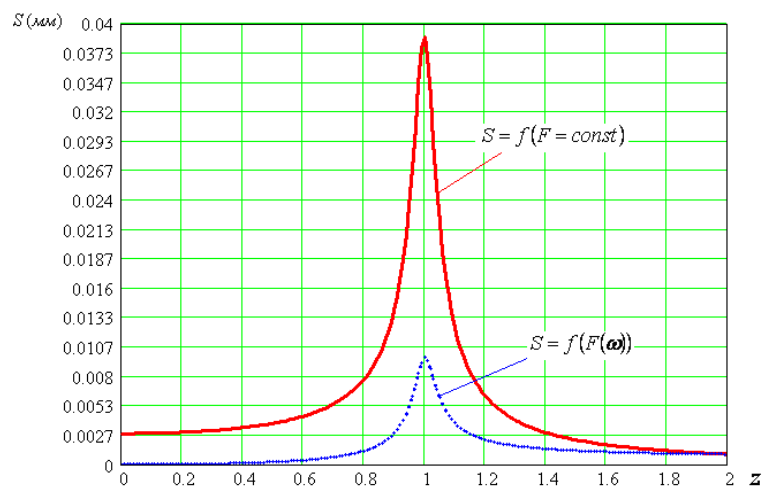


Рис. 15. Зв'язок між АЧХ та змушувальною силою приводу ВТМ резонансного типу

Значення змушувальної сили при $z = 2$ дорівнює $F = 433 \text{ Н}$ для двох випадків, тому ми отримуємо однакові значення амплітуди за даного коефіцієнта налагодження. З подальшою зміною коефіцієнта налагодження амплітудне значення циклічної змушувальної сили дебалансного приводу змінюється за законом, зображеним на рис. 14, а амплітудне значення циклічної змушувальної сили електромагнітного приводу постійно дорівнює $F = 433 \text{ Н}$. На рис. 15 ми бачимо, що завдяки своїй особливості ($F = f(\omega)$) дебалансний привід дає в 4 рази менше значення амплітуди на резонансній частоті.

Висновок. Запропонована методика інженерного розрахунку дебалансного приводу вібраційних технологічних машин резонансного типу дає змогу визначити необхідний статичний момент площі дебалансів приводу для того, щоб забезпечити технологічно задані динамічні параметри робочого органу АВТМ. За розробленою методикою діагностики можна експериментально визначити дисипативні характеристики ВТМ та АВТМ.

1. Берник П. С., Чубик Р.В. Алгоритм функціонування адаптивної системи керування приводом вібраційних технологічних машин // *Вібратици в техніке и технологиях*. – 2006. – № 1 (43). – С 4–10. 2. Бабичев А. П., Зеленцов Л. К., Самодумский Ю. М. *Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей*. – Ростов-на-Дону: Издат. Ростовского университета, 1981. – 160 с. 3. Блехман И.И. *Вибрационная механика*. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с. 4. Зарецкий Л.Б. *Электромеханические процессы в однократном электромагнитном вибраторе с выпрямителем // Исследование вибрационных машин*. – М.: НИИИНФ Стройдоркоммунмаш, 1965. – С. 16–27. 5. Повідайло В.А., Онысько В.И. *Исследование электровибромагнитных возбудителей транспортных модулей РТК // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении*. – Львов: Вища школа, 1984. – Вып.23. – С. 68–73. 6. Тимошенко С.П., Янг Д.Ж., Уивер У. (Пер. с англ. канд. физ.-мат. наук Л.Г. Корнейчука; Под ред. чл.-корр. АН СССР Э.И. Григолока) / *Колебания в инженерном деле*. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 7. Дьяконов В. *MathCAD 8/2000*. – СПб, 2001. – 590 с. 8. Чертов А.Г. *Единицы физических величин: Учеб. пособие для вузов*. – М.: Высш. шк., 1977. – 286 с. 9. Хайкин С.Э. *Физические основы механики*. – М.: Наука, 1971. – 751 с. 10. Повідайло В. О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник*. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.