

УДК 621.9.048.6

В. Ф. Анісімов, д. т. н., проф.;**Р. В. Чубик, к. т. н., доц.;****Л. В. Ярошенко, к. т. н., доц.**

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕБАЛАНСНОГО ПРИВОДУ РЕЗОНАНСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ

Розроблено методику розрахунку потужності електродвигуна приводу дебалансного вала вібраційних технологічних машин резонансного типу, яка дозволяє визначити необхідну потужність двигуна на основі геометричних параметрів дебалансного приводу, дисипативні характеристики коливної системи та режим роботи вібромашини у певному робочому діапазоні частот.

Вступ

Для адаптивних вібраційних технологічних машин (АВТМ) із дебалансним віброприводом, що постійно працюють в резонансному режимі, неможливо застосовувати стандартну методику розрахунку приводу, оскільки резонансний режим роботи машин із дебалансним віброприводом, розрахованим за стандартною методикою, буде руйнівним для таких вібромашин. На сучасному етапі розвитку технологічних машин спостерігається тенденція до розробки та впровадження енергоощадних технологій та гнучких (швидко переналагоджуваних) технологічних ліній. Мінімального споживання енергії вібраційними технологічними машинами (ВТМ) за оптимальних параметрів технологічного процесу та для змінної маси завантаження робочого органа можна досягти тільки тоді, коли механічна система ВТМ буде постійно знаходитись у стані, близькому до резонансного. Тому доцільним є створення керованих вібраційних технологічних машин ВТМ резонансного типу, для яких є можливість: автоматично змінювати параметри вібраційного поля та підтримувати їх в заданому діапазоні на резонансній робочій частоті ВТМ. Застосування керованого віброприводу у ВТМ резонансного типу дозволить інтегрувати ВТМ в сучасні гнучкі високо автоматизовані технологічні лінії промислових підприємств.

Постановка задачі

Під час переходу через власну резонансну частоту механічної системи ВТМ із дебалансним приводом (ДП) спостерігається різке 2—3 кратне зростання амплітуди коливань робочого органа. Таке різке зростання дуже негативно впливає на роботу ВТМ із ДП і може бути причиною руйнування пружної системи. Основною рисою роботи АВТМ із ДП є постійний резонансний режим роботи, але в такому випадку неможливо застосовувати стандартну методику розрахунку ДП, оскільки усталений резонансний режим роботи машини із ДП, розрахований за стандартною методикою [1], буде руйнівним для АВТМ. Тому необхідно теоретично дослідити та експериментально підтвердити зв'язок між вібропереміщенням та відцентровою збуджувальною силою дебалансного приводу за резонансного режиму роботи ВТМ і на підставі аналізу експериментально отриманих характеристик обґрунтувати та розробити методику, що дозволяє проводити розрахунок основних параметрів дебалансного приводу ВТМ для резонансних режимів роботи.

Основна частина

Значна частина ВТМ із дебалансним приводом працює в зарезонансному режимі і тому методика розрахунку дебалансного приводу [1] дозволяє провести розрахунки та отримати необхідні амплітуди коливань на зарезонансній ділянці АЧХ. Розрахунок дебалансного приводу резонансної ВТМ (АВТМ), в основному, зводиться до знаходження статичний моменту площі дебалансів приводу, який в резонансному режимі міг би забезпечити необхідну технологічну амплітуду коливань робо-

чого органа із заданою масою завантаження робочого органа та з відповідними дисипативними втратами енергії в механічній системі.

Для того щоб, аналітично знайти вираз, який описував би залежність між переміщенням робочого органа резонансної ВТМ та силою, яку розвиває дебалансний привод машини, необхідно розглянути диференціальне рівняння руху для двомасової коливальної системи. Розрахункова схема такої машини показана в [3], отже вказане рівняння матиме вигляд

$$M \frac{d^2 s}{dt^2} + b \frac{ds}{dt} + ks = F \cdot \sin(\omega t), \quad (1)$$

де M — зведена маса ВТМ; s — переміщення робочого органа; b — коефіцієнт непружного опору пружної системи ВТМ; k — жорсткість пружної системи ВТМ; t — час, F — збуджувальна сила, що рівна

$$F = m_d e \omega^2,$$

де m_d, e — маса та ексцентриситет дебалансів; ω — кутова швидкість.

Як відомо [3], розв'язком диференціального рівняння (1) є вираз

$$S(t) = S \sin(\omega t - \varepsilon), \quad (2)$$

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

де $q = F/M$; $\omega_0^2 = k/M$;

$$\varepsilon = \arctg\left(\frac{b\omega}{-M\omega^2 + k}\right) = \arctg\left(\frac{2\omega\alpha}{\omega_0^2 - \omega^2}\right) = \arctg\left(\left(\gamma \frac{\omega}{\omega_0}\right) / \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)\right).$$

Для резонансних машин вводиться поняття коефіцієнта динамічності [2], або коефіцієнта підсилення μ [3], який характеризує динамічні властивості резонансних машин на всій ділянці АЧХ і має вигляд

$$\mu = 1 / \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \gamma^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}}, \quad (3)$$

де $z = \omega/\omega_0$ — коефіцієнт відлагодження [2].

Залежність між $\mu = f(z, \gamma)$ є частотною характеристикою коливальної системи. Для досліджуваної експериментальної установки вона має вигляд, показаний на рис. 1, з якого випливає, що у стані резонансу ($z = 1$) переміщення робочого органа установки в 14 разів більше за переміщення в стані спокою з прикладанням однієї і тієї ж сили. Таке твердження можна зробити на основі другого трактування коефіцієнта динамічності μ .

Згідно з [2] $\mu = S_{\text{дин}}/S_{\text{стат}}$ (де $S_{\text{дин}}$, $S_{\text{стат}}$ — переміщення в динаміці та статиці за умови прикладання однакової збуджувальної сили до робочого органа). Загальне рівняння, що пов'язує рух робочого органа резонансної ВТМ із збуджувальною силою на робочому амплітудно-частотному діапазоні, має вигляд

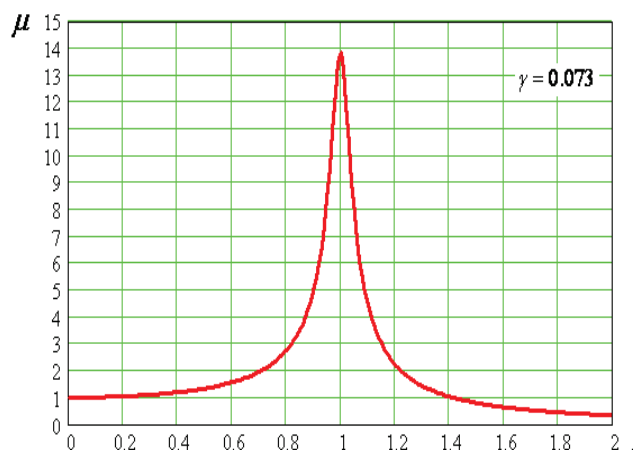


Рис. 1. Залежність коефіцієнта динамічності μ від коефіцієнта відлагодження z

$$S = F \mu \sin \frac{\omega \cdot t - \varepsilon}{k}, \quad (4)$$

де ε — зсув фаз між переміщенням робочого органа та циклічною збуджувальною силою дебалансного приводу.

З урахуванням коефіцієнта відлагодження z воно матиме вигляд:

$$\varepsilon = \arctan \left((\gamma \cdot z) / (1 - z^2) \right). \quad (5)$$

Беручи до уваги, що циклічна збуджувальна сила дебалансного приводу F є функцією від частоти ω , вираз (4) можна звести до вигляду:

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

чи

$$S(t) = \frac{S_d}{M} z^2 \mu \cdot \sin(\omega t - \varepsilon), \quad (6)$$

де $S_d = m_d e$ — статичний момент площі дебалансів.

Оскільки в зоні резонансу члени $\left(M \frac{d^2 s}{dt^2} \right)$ та (ks) приблизно однакові, $-\left(M \frac{d^2 x}{dt^2} \right) \approx kx$, за значенням, але протилежні за знаком, то в зоні резонансу ($\omega \approx \omega_0$) пружна система сама, попри зовнішні сили, надає масі M необхідного прискорення (за рахунок циклічного перетворення потенційної енергії пружно деформованого тіла в кінетичну енергію робочого органа і навпаки). Ці члени компенсують один одного в рівнянні (1). В результаті вираз (2) можна переписати як

$$b \frac{ds}{dt} \approx S_d \omega^2 \sin(\omega t - \varepsilon). \quad (7)$$

Розділивши змінні та врахувавши, що b від'ємне бо $\alpha = -3,103$ отримаємо:

$$\int ds = \int \frac{S_d \omega^2}{b} \sin(\omega t - \varepsilon) s = \frac{S_d \omega}{b} \cos(\omega t - \varepsilon). \quad (8)$$

Аналізуючи вираз (8), можна сказати, що його розв'язком буде синусоїда з амплітудою $(S_d \cdot \omega / b)$ зі зсувом по фазі ε відносно збуджувальної сили дебалансного приводу. За допомогою виразу $(S_d \cdot \omega / b)$ (який характеризує залежність між переміщенням робочого органа при резонансному режимі роботи, частотою і статичним моментом площі дебалансного приводу), можна побудувати залежність, яка дасть можливість встановити зв'язок між вищевказаними параметрами приводу в усьому діапазоні робочих частот. Результати такого дослідження проілюстровано на рис. 2. Аналізуючи отримані результати, можна побачити, що вираз $s = S_d \cdot \omega / b$ має спільні точки із АЧХ в зоні резонансу, тобто він також описує амплітудне значення коливань робочого органа з урахуванням дисипативних втрат в системі та параметрів дебалансного приводу. Тому можна дійти висновку, що вираз (8) також можна застосовувати для розрахунку параметрів дебалансного приводу (S_d) ВТМ резонансного типу. За допомогою виразу (6) можна отримати залежність переміщення робочого органа від

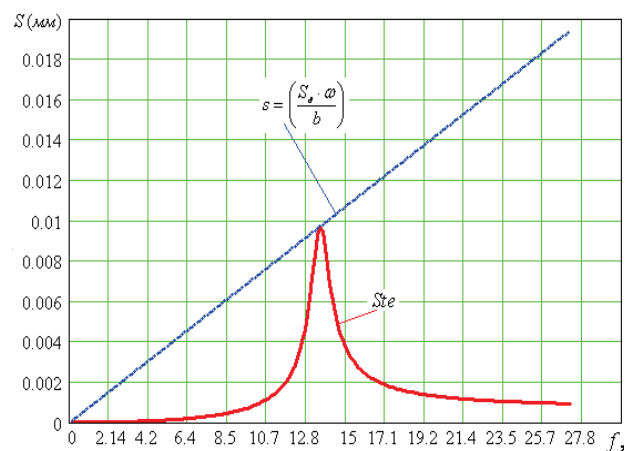


Рис. 2. Зв'язок між АЧХ системи та її резонансною характеристикою

збуджувальної сили дебалансного приводу.

Розраховуючи збуджувальне зусилля, необхідно також розрахувати потужність приводу АВТМ. У резонансному режимі роботи потужність дебалансного приводу розраховується за виразом [1]

$$P = 0,95 \frac{M}{k_z + 1} \cdot \frac{p}{\omega} \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{R}{1 + R} \right), \quad (9)$$

де M — маса робочого органа; $k_z = M/M_z$ (де M_z — маса завантаження робочого органа);

$p = \frac{\omega_o}{2\pi} \left(\frac{1 + R}{1 - R} + \sqrt{\frac{1 + R}{1 - R}} \right)$; ω_o — відносне прискорення (коефіцієнт перевантаження

$\omega_o = A \cdot \omega^2/g$); R — коефіцієнт відновлення (довідкова величина, яка визначається під час удару одиничних тіл різних матеріалів [1]); λ — коефіцієнт миттєвого тертя (довідникова величина, яка знаходиться в межах $0,3 < \lambda < 0,7$).

Вираз (9) враховує масу робочого органа та приєднану масу робочого середовища через характеристики самого середовища. Але у ньому не приймається до уваги те, що в резонансному режимі амплітуда A приблизно у десять разів більша за амплітуду в дорезонансному режимі та в зарезонансному режимі. Тобто така методика розрахунку не є справедливою на всій ділянці АЧХ, а лише для певної її зони (далеко зарезонансної [1]). Зважаючи на вищевказані недоліки, доцільним є створення методики для розрахунку необхідної потужності електродвигуна приводу дебалансного вала вібраційних технологічних машин резонансного типу. Рівняння, яке описує рух робочого органа, з урахуванням виразу (6), має вигляд

$$S(t) = \frac{z^2 S_d}{M \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} \sin \left(\omega t - \arctg \left(\frac{2\gamma z}{1 - z^2} \right) \right), \quad (10)$$

де z — коефіцієнт відстроювання; $S_d = m_d \cdot e$ — статичний момент площі дебалансів $S_d = 0,014$ м·кг (m_d, e — маса та ексцентриситет дебалансу); $M = 20,12$ кг — зведена маса механічної системи (ВТМ); $\gamma = 0,073$ — коефіцієнт демпфування; ω — частота циклічної збуджувальної сили.

Взявши похідну за часом від виразу (10), можна отримати закон зміни швидкості в заданому напрямі

$$V(t) = \frac{z^2 S_d \omega}{M \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} \cos \left(\omega t - \arctg \left(\frac{2\gamma z}{1 - z^2} \right) \right). \quad (11)$$

Взявши похідну за часом від виразу швидкості, отримаємо закон зміни прискорення робочого органа в заданому напрямі:

$$A(t) = - \frac{z^2 S_d \omega^2}{M \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} \sin \left(\omega t - \arctg \left(\frac{2\gamma z}{1 - z^2} \right) \right). \quad (12)$$

Маючи закон зміни швидкості руху робочого органа $V(t)$ та вираз циклічної збуджувальної сили $F = S_d \omega^2 \sin(\omega t)$, можна знайти потужність робочого органа (роботу, яку виконує робочий орган за одиницю часу):

$$P = VF. \quad (13)$$

Підставивши у вираз (13) значення збуджувальної сили F та швидкості руху робочого органа $V(t)$ (11), можна знайти миттєву потужність робочого органа:

$$P(t) = \frac{z^2 S_d \omega^3 \sin(\omega t)}{M \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} \cos\left(\omega t - \arctg\left(\frac{2\gamma z}{1-z^2}\right)\right). \quad (14)$$

Амплітудне значення потужності

$$P(f) = \frac{z^2 S_d \omega^3}{M \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 z^2}}. \quad (15)$$

Як бачимо, вираз (15) пов'язує між собою АЧХ механічної системи, яку збудює дебалансний привод, та статичні і динамічні параметри дебалансного приводу в усьому діапазоні робочих частот АВТМ через коефіцієнт відстроювання z . Виразом (15) можна скористатися для того, щоб дослідити потужність робочого органа резонансної ВТМ на всьому робочому амплітудно-частотному діапазоні. Для аналізу, за допомогою виразу (15), отримані результати співставлено із апроксимованою експериментально отриманою споживаною електродвигуном потужністю $P_{ma}^{apr}(f)$. Результати співставлення зображено на рис. 3, де можна виділити три ділянки. Дорезонансна ділянка (частота збуджувальної циклічної сили менше 13,6 Гц) на цьому діапазоні частот бачимо дуже малу споживану потужність холостого ходу $P_x^{apr}(f)$ робочого органа. Отже, можна зробити висновок, що вираз на дорезонансній ділянці не описує споживану електродвигуном приводу дебалансного вала потужність, а різниця між кривими $P_{ma}(f)$ та $P_{ma}^{apr}(f)$ на дорезонансній ділянці пояснюється неврахованою потужністю холостого ходу $P_x^{apr}(f)$.

На зарезонансній ділянці (частота збуджувальної циклічної сили $\gg f_{rez}^{m=20kr} = 13,6$ Гц) майже аналогічна ситуація, зумовлена потужністю $P_x^{apr}(f)$ ККД двигуна та наявністю навантаження, привод якого на високих кутових швидкостях відіграє важливу роль. В зоні резонансу ($12 \text{ Гц} < f < 16 \text{ Гц}$) на теоретичній кривій спостерігається зростання потужності робочого органа, сплеск споживаної потужності приводом дебалансного вала не фіксують прилади. Для того, щоб розібратися із причиною сплеску в теоретичній прямій, яка описує споживану потужність $P_{ma}(f)$, необхідно розглянути максимальне амплітудне значення прискорення робочого органа на всій АЧХ з виразу

$$A = \frac{z^2 S_d \omega^2}{M \sqrt{(1-z^2)^2 + \gamma^2 z^2}}. \quad (16)$$

Результати такого дослідження показано на рис. 4. З рисунка випливає, що в зоні резонансу та в далекій зарезонансній зоні практично однакові значення прискорень робочого органа. Тому необхідно дослідити прискорення робочого органа з іншого боку. Розглянемо диференціальне рів-

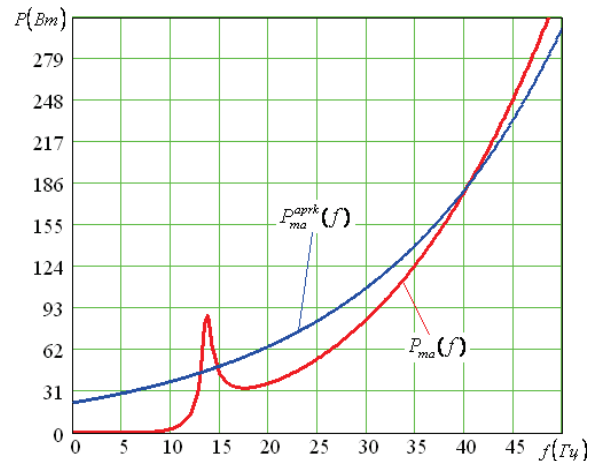


Рис. 3. Теоретична потужність робочого органа та експериментально отримана споживана потужність електродвигуном приводу дебалансного вала АВТМ резонансного типу

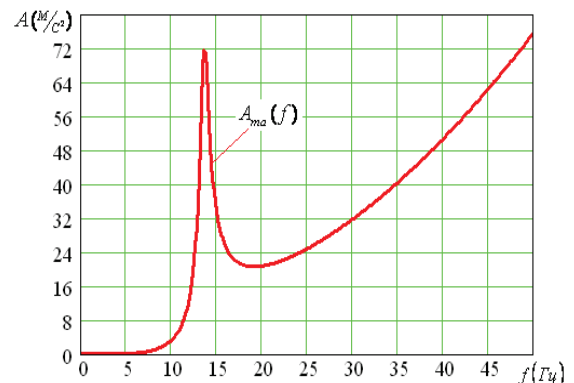


Рис. 4. Максимальне амплітудне значення прискорення робочого органа ВТМ (АВТМ)

няння руху двомасової коливальної системи [3] (1). В зоні резонансу ($\omega \approx \omega_0$) пружна система сама, попри зовнішні сили, надає масі M необхідного прискорення за рахунок циклічного перетворення потенційної енергії пружно деформованого тіла в кінетичну енергію робочого органу і навпаки:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -\frac{k}{M} s(t). \quad (17)$$

Оскільки члени $\left(M \frac{d^2 s}{dt^2}\right)$ та (ks) компенсують одне одного, то згідно з (8)

$$s(t) = \cos(\omega t - \varepsilon)(-S_d \omega)/b.$$

Отже, прискорення, яке надає пружна система робочому органу, буде рівним

$$A_{ps}(t) = -\frac{k}{M} \cdot \frac{-S_d \omega}{b} \cos(\omega t - \varepsilon). \quad (18)$$

Швидкість за такого прискорення буде рівною

$$V_{ps}(t) = \int A_{ps}(t) dt = \frac{k S_d}{M b} \sin(\omega t - \varepsilon). \quad (19)$$

Вирази 18 та 19 справедливі лише для резонансного режиму роботи, це зумовлено тим, що вираз $s(t) = \cos(\omega t - \varepsilon)(-S_d \omega)/b$ справедливий лише для $\omega \approx \omega_0$. Для того, щоб дослідити амплітуду на цілому частотному діапазоні, необхідно скористатися виразом (10), що описує значення амплітуди для довільних значень частоти збуджувальної сили. Тоді вираз (18) матиме вигляд

$$A_{ps}(t) = -\frac{k z^2 S_d}{M^2 \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} \sin(\omega t - \varepsilon). \quad (20)$$

Швидкість за такого прискорення буде рівною

$$V_{ps}(t) = \int A_{ps}(t) dt = \frac{k S_d z^2}{M^2 \omega \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} \cos(\omega t - \varepsilon). \quad (21)$$

Перемноживши швидкість $V_{ps}(t)$ на збуджувальну силу F , що зумовлює таке переміщення, отримаємо потужність, яку надає пружна система робочому органу $P_{ps}(f)$:

$$P_{ps}(f) = \frac{k S_d z^2 \omega}{M^2 \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}}. \quad (22)$$

Порівнюючи залежності $P_{ma}(f)$ та $P_{ps}(f)$ (рис. 5), можна зробити висновок, що в резонансному режимі тільки пружна система надає енергії робочому органу, а затрати зовнішніх сил (потужність приводу) витрачаються лише на подолання сил опору та тертя. У зарезонансному режимі потужність зовнішніх сил, в основному, йде на надання робочому органу необхідного прискорення. В результаті аналізу отриманих результатів можна дійти висновку, що за потужністю робочого органу в резонансному режимі можна проводити розрахунок потужності приводу дебалансного вала. У АВТМ резонансного типу є одна особливість — постійна робота на резонансній частоті, яка у разі зміни навантаження може змінюватися в діапазоні $f\Delta$. Як впливає з рис. 6, в діапазоні $f\Delta$ споживана приводом дебалансного вала потужність змінюється на 100 %, але вона є меншою за потужність приводу в стані резонансу, тому доцільно проводити розрахунок потужності двигуна приводу дебалансного вала за допомогою виразу (15), що характеризує потужність робочого органу у резонансному режимі роботи ВТМ. Цей вираз можна записати так

$$P(\omega) = \frac{z^2 S_d \omega^3}{M \sqrt{(1 - z^2)^2 + \gamma^2 z^2}} = \frac{z^2 S_d \omega^3}{M \mu}. \quad (23)$$

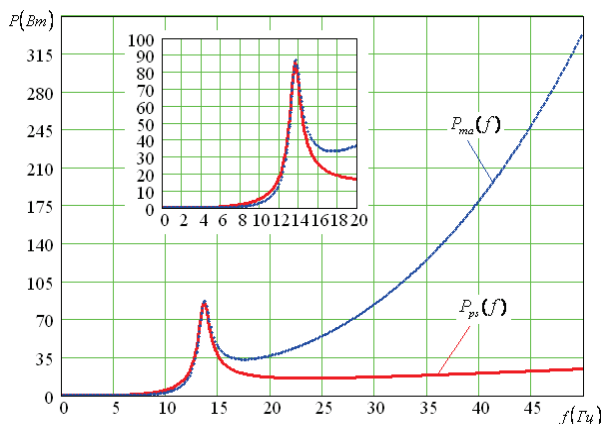


Рис. 5. Зв'язок між потужністю робочого органу та потужністю, яку отримує робочий орган від пружної системи

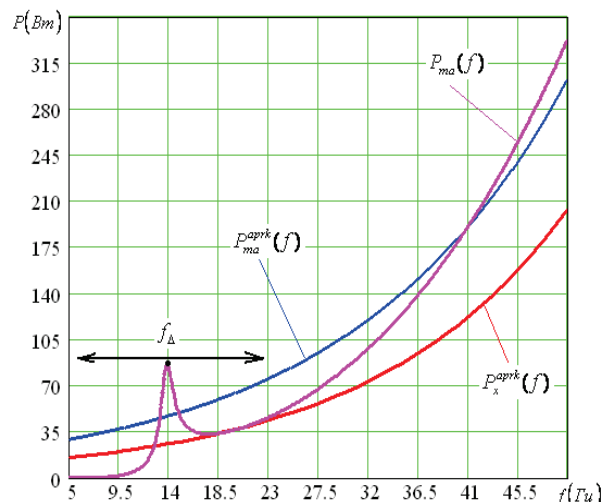


Рис. 6. Зв'язок між енергетичними характеристиками дебалансного приводу та робочого органу резонансної ВТМ

Вираз (23) враховує: дисипативні втрати енергії в механічній системі (γ), зведену масу механічної системи (M), геометричні параметри дебалансного приводу (S_d) та динамічну характеристику механічної системи μ .

Висновок

Запропоновано методику, яка дозволяє визначити потужність електродвигуна дебалансного приводу вібраційних технологічних машин резонансного типу, на основі геометричних параметрів дебалансного приводу, дисипативних характеристик коливальної системи та режиму роботи вібромашини у певному робочому діапазоні частот $f\Delta$, зумовленому зміною маси завантаження робочого органу. Методика забезпечує задані динамічні, технологічні параметри робочого органу АВТМ за умови роботи в зоні резонансу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бабичев А. П. Конструирование и эксплуатация вибрационных станков для обработки деталей / А. П. Бабичев, Л. К. Зеленцов, Ю. М. Самодумский. — Ростов : 1981. — 160 с. — ISBN 5-7890-0043-6.
2. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання / В. О. Повідайло. — Львів : вид-во НУ «Львівська політехніка», 2004. — 248 с. — ISBN 966-613-185-4.
3. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Ж. Янг, У. Уивер ; пер. с англ. Л. Г. Корнейчука ; под ред. Э. И. Григолюка. — М. : Машиностроение, 1985. — 472 с. — ISBN 978-359-091-0.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування

Надійшла до редакції 6.08.2010
Рекомендована до друку 08.11.10

Анісімов Віктор Федорович — завідувач кафедри, **Ярошенко Леонід Вікторович** — доцент;
Кафедра тракторів і автомобілів Вінницький національний аграрний університет;
Чубик Роман Володимирович — старший викладач кафедри основ технологій.
Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І. Франка