

ПРИЛАДИ ТА МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ МЕХАНІЧНИХ ВЕЛИЧИН. СИСТЕМИ ТА ПРОЦЕСИ КЕРУВАННЯ. АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ КЕРУВАННЯ

УДК 62-521:62-868:62-531.7

Р. В. Чубик, І. Д. Зелінський*

Дрогобицький державний педагогічний університет,
Інститут фізики, математики, економіки та інноваційних технологій,
кафедра машинознавства та основ технологій,
*Національний університет “Львівська політехніка”,
Інститут інженерної механіки та транспорту,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ІДЕНТИФІКАЦІЯ КРИТЕРІЇВ ДЛЯ ЕНЕРГООЩАДНОГО КЕРУВАННЯ ВІБРОПРИВОДАМИ АДАПТИВНИХ ВІБРОМАШИН

© Чубик Р. В., Зелінський І. Д., 2015

Ідентифіковано критерії для чіткого та однозначного визначення адаптивною системою керування динамічних параметрів віброприводів положення робочої точки вібраційної технологічної машини на її амплітудно-частотній характеристиці у процесі реалізації довільного технологічного вібропроцесу.

Ключові слова: вібраційна технологічна машина, амплітудно-частотна характеристика, адаптивна система керування, вібропривід.

Criteria for an accurate and unambiguous definition of vibrodrive dynamic parameters are identified by an adaptive control system - a position of the operating point of vibratory technological machines at its amplitude-frequency characteristic in the implementation of its random vibration process.

Key words: vibratory technological machine, amplitude-frequency characteristic, adaptive control system, vibrodrive.

Постановка проблеми. Сучасний розвиток технологій та засобів для їх реалізації дає можливість використати унікальні властивості вібрації (віброкиплячого стану середовища) у таких технологічних процесах та машинах, як: віброшліфування та віброполірування (зменшення шорсткості; полірування; матування; глянсування), віброзачищення (видалення облою, заусенець; заокруглення кромки), віброзміцнення (підвищення мікротвердості; створення залишкових напружень), віброочищення (очищення заготовок і деталей від окалини, корозії, нагару), у вібромлинах, вібросепараторах, вібротранспортерах, грохотах, віброживильниках. Інтеграція вібромашин у технологічні лінії на окремі позиції віброоброблення сировини (чи деталей) вимагає забезпечення та підтримки заданих технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля вібромашин (продуктивності, інтенсивності віброобробки) на відповідно заданому рівні до зовнішньо зумовлених чинників (наприклад, продуктивності інших технологічних машин, що працюють перед та після вібромашини у цій технологічній лінії). На усіх етапах створення та розвитку техніки в усіх

створюваних технологічних машинах та процесах спостерігається чітка тенденція до мінімізації енергозатрат на виробництво (привід). Для вібромашин мінімізація енергозатрат можлива тільки за забезпечення та автоматичного підтримування постійного резонансного режиму роботи робочого органа вібромашин та керування параметрами вібраційного поля на власній резонансній частоті коливань вібраційних технологічних машин. Тому ефективний подальший розвиток вібромашин та вібротехнологій неможливий без двоконтурних адаптивних систем керування віброприводами, які функціонують на умовах, викладених в [1, 2].

Аналіз останніх досліджень. У [3] проведено аналіз та встановлено аналітичні зв'язки, які дають змогу чітко та однозначно визначати місцезнаходження робочої тачки адаптивної вібраційної технологічної машини на робочій ділянці амплітудно-частотної характеристики вібромашини під час збурення її прямокутною широтно-імпульсною модульованою циклічною вимушувальною силою електромагнітного віброприводу. Застосування цих критеріїв та аналітичних зв'язків між динамікою робочого органу та параметрами широтно-імпульсної модульованої циклічної вимушувальної сили електромагнітного віброприводу розвиває загальну теорію проектування адаптивних вібраційних технологічних машин. Машини із електромагнітним віброприводом застосовуються рідше порівняно із вібромашинами із дебалансним віброприводом. Це зумовлено переважно тим, що мала амплітуда коливань електромагнітного віброприводу зумовлена малим зазором між якорем та осередям. Широке застосування у різних галузях промисловості (зокрема в таких енергомістких, як гірничих) знайшли вібромашини із дебалансним віброприводом. Тому доцільним та перспективним є розвиток теорії для адаптивного керування дебалансного віброприводу вібраційних технологічних машин.

Постановка завдання. Визначити критерії, що дають змогу чітко та однозначно визначити положення робочої точки вібраційної технологічної машини на її амплітудно-частотній характеристиці для адаптивного керування динамічними параметрами дебалансного віброприводу, на основі яких можна буде синтезувати величину та напрям корегування амплітуди та частоти циклічної змушувальної сили дебалансного віброприводу для забезпечення енергоощадного резонансного режиму роботи за технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля робочого органа вібромашини.

Виклад основного матеріалу. На рисунку показано модель адаптивної вібраційної технологічної машини (АВТМ) із керованим дебалансним віброприводом та дебалансною вібрацією, що закріпленій на робочому органі вібромашини. Для забезпечення оптимальної роботи вібромашини із точки зору енергозаощадження (резонансний режим роботи) необхідно постійно у процесі керування її роботою проводити корегування частоти циклічної змушувальної сили $w_p \pm \Delta w$ керованого дебалансного віброприводу у бік зміни w_o власної резонансної частоти коливань ВТМ. Тому для керування параметрами циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу варто встановити зв'язок між ними та динамічними параметрами робочого органа вібромашини. Про динамічні параметри робочого органа інформацію в систему керування дебалансного віброприводу подає давач вібрації, що є акселерометром, тобто давач, напруга (струм) якого на виході прямо пропорційна до віброприскорення робочого органа ВТМ. Встановлюючи зв'язок між віброприскоренням робочого органа ВТМ та параметрами циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу необхідно взяти до уваги те, що робочий орган ВТМ здійснює коливання по еліптичній траєкторії. Еліптичність траєкторії зумовлена такими чинниками, серед яких основним є те, що жорсткість пружин k пружної підвіски ВТМ різна у різних напрямках (на рисунку напрям x та y), що зумовило різну власну резонансну частоту коливної системи вібромашини у різних напрямках коливання. Тобто за сталої частоти

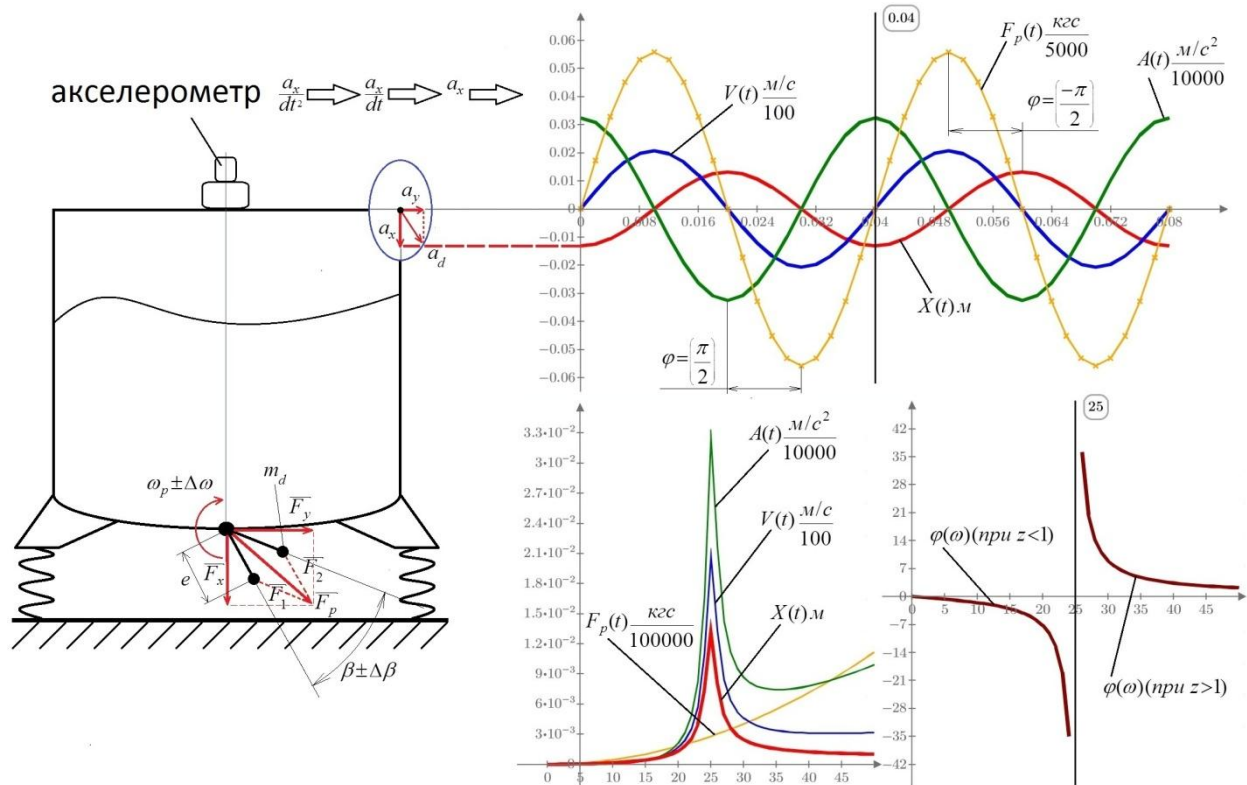
циклічної змушувальної сили w_p керованого дебалансного віброприводу у різних (перпендикулярних) напрямках коливання робочий орган АВТМ працює на різних ділянках коефіцієнта підсилення m [4] (у [5] відомий, як динамічний коефіцієнт, у [6] – як коефіцієнт динамічного підсилення). Тому реакція коливної системи на циклічну змушувальну силу керованого дебалансного віброприводу є різною у взаємно перпендикулярних напрямках. Варто взяти до уваги те, що F_p амплітуда циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу є векторною сумою сил кожного із дебалансів (рисунок) ($F_1 + F_2$) та має відцентровий характер ($F_1 = F_2 = m_d \cdot e \cdot w_p^2$), і на її амплітудне значення накладається також сила, спричинена дією земного тяжіння на дебаланси ($m_d \cdot g$) віброприводу. Ця сила ($m_d \cdot g$) має чітко вертикально вниз напрямлений характер, в результаті чого амплітудне значення циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу також працює у різних взаємно перпендикулярних напрямках. Для встановлення зв'язку між динамічними параметрами робочого органа АВТМ та параметрами циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу можна розглядати динаміку їхньої взаємодії в одному конкретному напрямку залежно від умов кожного конкретного технологічного процесу, у якому використовується ця АВТМ. Тобто для технологічних умов, де використовується горизонтальний резонанс (тороподібні АВТМ), давач вібрації (акселерометр) потрібно розташовувати на робочому органі АВТМ у горизонтальному напрямку та забезпечувати резонансний режим роботи вібромашини у горизонтальній площині. Тобто фіксувати складову амплітуди коливань a_y від складової циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу F_y . Встановивши два давачі вібрації на робочому органі АВТМ у двох взаємно перпендикулярних напрямках та просумовуючи дві різні складові a_x та a_y , відповідно до теореми Піфагора ($a_d^2 = a_x^2 + a_y^2$), можна обчислити a_d дійсне значення амплітуди коливань робочого органа АВТМ (тобто реальне положення точки робочого органа на еліпсоподібній траєкторії). Дійсне значення амплітуди коливань робочого органа АВТМ a_d відображатиме загальну реакцію коливної системи вібромашини на узагальнений збурюючий вплив F_p керованого дебалансного віброприводу. Відповідно до [7] із урахуванням особливостей природи циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу закон руху робочої точки резонансної адаптивної вібраційної технологічної машини описуватиметься таким рівнянням:

$$X(t) = \frac{\sqrt{2} \cdot \sin \left(w_p \cdot t + \arctan \left[\frac{2 \cdot a \cdot w_p}{w_p^2 - w_o^2} \right] \right) \cdot \sqrt{m_d^2 \cdot e^2 \cdot w_p^4 \cdot (1 + \cos(b))}}{M \cdot \sqrt{w_o^4 - 2 \cdot w_o^2 \cdot w_p^4 + w_p^4 + 4 \cdot a^2 \cdot w_p^4}}, \quad (1)$$

де M – приведена маса коливної системи АВТМ; m_d маса дебалансів керованого віброприводу; e – ексцентриситет дебалансів керованого віброприводу; b – кут між дебалансами керованого віброприводу; $w_o = \sqrt{k/M}$ – власна резонансна частота коливної системи вібромашини; k – жорсткість пружин пружної підвіски АВТМ; w_p – частота циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу; $a = b/(2 \cdot M)$ – показник затухання [7] власних коливань коливної системи; b – коефіцієнт в'язкого опору.

На основі виразу (1) легко (dx/dt) встановити зв'язок (2) між віброшвидкістю робочого органа АВТМ геометричними та динамічними параметрами керованого дебалансного віброприводу:

$$V(t) = \frac{w_p \cdot \sqrt{2} \cdot \cos \left(w_p \cdot t + \arctan \left[\frac{2 \cdot a \cdot w_p}{w_p^2 - w_o^2} \right] \right) \cdot \sqrt{m_d^2 \cdot e^2 \cdot w_p^4 \cdot (1 + \cos(b))}}{M \cdot \sqrt{w_o^4 - 2 \cdot w_o^2 \cdot w_p^4 + w_p^4 + 4 \cdot a^2 \cdot w_p^4}} \quad (2)$$



Зв'язок динамічних параметрів керованого дебалансного віброприводу із динамічними параметрами робочого органа вібраційної технологічної машини

На основі виразу (2) можна встановити зв'язок (3) між віброприскоренням робочого органа АВТМ, яке є прямо пропорційне до просумованого сигналу a_d на виході давачів вібрації, параметрами керованого дебалансного віброприводу та динамічними характеристиками циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу (w_p , b та зсувом фаз між збуренням та реакцією коливної системи на них):

$$A(t) = \frac{-w_p^2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sin \left(w_p \cdot t + \arctan \left[\frac{2 \cdot a \cdot w_p}{w_p^2 - w_o^2} \right] \right) \cdot \sqrt{m_d^2 \cdot e^2 \cdot w_p^4 \cdot (1 + \cos(b))}}{M \cdot \sqrt{w_o^4 - 2 \cdot w_o^2 \cdot w_p^4 + w_p^4 + 4 \cdot a^2 \cdot w_p^4}} \quad (3)$$

На рисунку промодельовано зв'язок між динамічними параметрами ($X(t)$ (1), $V(t)$ (2), $A(t)$ (3)) робочого органа вібромашини її масовими характеристиками (приведена маса коливної системи $M = 15$ кг), дисипативними характеристиками (показник затухання власних коливань коливної системи $a = 4,5$), власною резонансною частотою коливної системи $w_o = 2 \cdot p \cdot 25$ с⁻¹ та із такими параметрами керованого дебалансного віброприводу: $b = 90^\circ$, $m_d = 4 \times 0.2$ кг та ексцентриситетом $e = 0.02$ м. Із рисунка бачимо, що за ($z = 1$) резонансного режиму роботи вібромашини із дебалансним віброприводом за критерій для оцінки положення робочої точки вібраційної

технологічної машини на її амплітудно-частотній характеристиці доцільно брати сигнал із акселерометра, який описується виразом (3). Фаза j сигналу із акселерометра випереджає фазу амплітуди циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу на $j = p/2$, вона чітко та однозначно визначається співвідношенням між w/w_0 , тобто параметром z . Тому основою систем керування, що реалізують принципи, які викладені в [1, 2], є детектор зсуву фаз, який дає змогу перейти від екстремальної пошукової системи керування віброприводами до простішої слідкуючої, яка реалізує принцип адаптації до резонансного режиму роботи, слідкуючи за величиною похибки $\pm \Delta j$ та зводячи її значення до нуля (тобто, щоб $\Delta j = 0 = (p/2 - j)$). У разі використання для зворотного зв'язку у системах керування [8] дебалансними віброприводами адаптивних вібромашин готових давачів вібрації, що мають на своєму виході сигнали, які прямо пропорційні до віброшвидкості або вібропереміщення, то відповідно для оптимального режиму роботи віброприводу із точки зору енергозбереження необхідно брати $j = 0$ та $j = -p/2$. Незалежно від типу використаного давача для зворотного зв'язку (давач вібропереміщення $X(t)$, віброшвидкості $V(t)$, віброприскорення $A(t)$) за правильно заданих умов для ідентифікації резонансу величина та знак $w \pm \Delta w$ поправки частоти циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу будуть функцією, однаково залежною від $\pm \Delta j$.

Висновок. Проведено ідентифікацію критеріїв, що дають змогу чітко та однозначно визначати положення робочої точки вібраційної технологічної машини на її амплітудно-частотній характеристиці для адаптивного керування динамічними параметрами дебалансних віброприводів, на основі яких можна визначити величину та напрям корегування амплітуди $b \pm \Delta b$ та частоти $w \pm \Delta w$ циклічної змушувальної сили керованого дебалансного віброприводу для забезпечення та підтримання постійного енергоощадного резонансного режиму роботи за заданих технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля робочого органа вібромашини.

1. Пат. 87776 А Україна, В65G27/00. Спосіб керування роботою адаптивних вібраційних технологічних машин / Серета Л. П., Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. (Україна). – № а200803685; Опубл. 10.08.2009; Бюл. № 15. – 4 с. 2. Пат. 92041 А Україна, В65G27/100. Спосіб стабілізації технологічно оптимальних параметрів вібраційного поля адаптивних вібраційних технологічних машин / Серета Л. П., Чубик Р. В., Ярошенко Л. В. (Україна). – № а200806209; Опубл. 27.09.2010; Бюл. № 18. – 3 с. 3. Таянов С. А., Чубик Р. В. Аналіз критеріїв для керування адаптивними вібраційними технологічними машинами // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – 2008. – № 43. – С. 99–105. 4. Тимошенко С. П., Янг Д. Ж., Уивер У. (пер. с англ. канд. физ.-мат. наук Л. Г. Корнейчука; под ред. чл.-корр. АН ССР Э. И. Григолюка) Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 5. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. – Львів: Видавництво НУ “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 6. Ланець О. С. Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): моногр. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с. 7. Хайкин С. Э. Физические основы механики. – М.: Наука, 1971. – 751 с. 8. Чубик Р. В. Адаптивна система керування режимами резонансних вібраційних технологічних машин: дис. ... канд. техн. наук. – Львів, 2007. – 266 с.