

результаті тривалої експлуатації може призвести до заклинювання. Збільшення кількості мірників у площині, паралельній руху шибера, а також зворотно-поступальний рух шибера та горизонтальне розташування зворушувача, який приводиться в рух від шибера через палець та вилку, жорстко закріплену на осі зворушувача, робить дозатор багатопотоковим, не змінюючи приводу дозатора.

1 Катальмов А.В., Любартович В.А. Дозирование сыпучих и вязких материалов. – Л.: Химия, 1990. – 240 с. 2. Рішення на видачу деклараційного патенту на корисну модель на номер заявки u205 05702 «Шиберний дозатор», С.В.Яхимович, Ю.П. Шоловій.

УДК 621.01:621-868, 621.9.048.6.06(088.8)

Я.В. ШПАК

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації та комплексної механізації машинобудівної промисловості

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ПЕРІОДИЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРИТИРА З ПРИЄДНУВАЛЬНОЮ МАСОЮ ТА ПРОЦЕСУ ПРИТИРАННЯ ДЕТАЛЕЙ НА РУХ КОЛИВНИХ МАС ВІБРОПРИТИРАЛЬНОЇ МАШИНИ З КУТОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

© Шпак Я.В., 2005

Проаналізовано динамічний вплив на механічну коливну систему періодичного приєднання водила до притира в резонансній вібраційній притиральній машині з кутковими коливаннями притирального диска в процесі її роботи.

In article the dynamic influencing on the mechanical oscillation system of the periodic added of the led to lapp in the resonance vibration lapping machine with the angular oscillations of lapping disk in the process of its work is analysed.

Вступ. Вібраційні притиральні машини використовують, в основному, на викінчувальних операціях, тобто вони призначені для фінішного оброблення відповідальних поверхонь деталей машин. Досягнення необхідних параметрів якості (площинності, шорсткості) внаслідок притирання плоских та плоскопаралельних поверхонь деталей залежить, в основному, від технологічних чинників і режимів оброблення, а також конструктивних особливостей будови та принципу роботи обладнання. Забезпечення стабільних режимів роботи притиральних машин із великими значеннями дисипації енергії є складним завданням, яке потребує ґрунтовного та всебічного розгляду проблеми, але є вкрай необхідним для досягнення гарантовано високої точності притирання плоских поверхонь деталей. Особливо це важливо для машин, які працюють у динамічних (резонансних) режимах, наприклад, для вібраційних притиральних машин з електромагнітним приводом та кутковими коливаннями притирального диска [1].

Постановка проблеми. Динамічний аналіз резонансної вібраційної машини є невід’ємною частиною її розрахунку. Він дає змогу промоделювати поведінку машини під час різноманітних навантажень, змінних параметрах системи, частотах, окрім того, отримати необхідні вихідні формули та числові значення деяких параметрів для подальших розрахунків, без яких останні неможливі.

Математичне моделювання та дослідження роботи вібраційної притиральної машини з кутковими коливаннями притира в динамічних режимах, тобто за періодичної взаємодії притира та приєднувальної маси, наявності значної дисипації енергії, спричиненої силами опору (в основному силами в’язкого і сухого тертя), що виникають в процесі оброблення деталей, є досить актуальними

проблемами, оскільки на таких вібромашинах під час роботи відбуваються процеси, пов'язані з різкою і постійною зміною інерційних мас та сил опору. Все це може впливати на режими роботи машини і точність викінчувальних операцій. Результати динамічного аналізу мають вказати на відсутність (різкі перепади, стрибки) чи наявність (плавність графіків) стабільності руху робочих органів (притирів), що буде обумовлювати точність оброблювання деталей.

Аналіз останніх досліджень. Аналізом літературних джерел не виявлено матеріалів у роботах інших авторів, які присвячені і повністю вирішували б подібні задачі для зазначеного вібраційного притирального обладнання. Ця робота є логічним продовженням і вагомим доповненням до матеріалів, викладених авторами у працях [3, 4].

Постановка задачі. Автори мають на меті дослідити вплив періодичної взаємодії приєднувальної й активної коливних мас та процесу притирання деталей на рух механічної коливної системи (МКС) резонансної вібраційної притиральної машини з електромагнітним приводом та кутовими коливаннями і рівномірним зношуванням притира (ВПМ).

Опис та принцип роботи вібраційної притиральної машини. Вібраційна притиральна машина (рис. 1) виконана за двомасовою схемою. Робоча маса – верхня плита 2, до якої жорстко кріпляться якорі 6 електромагнітних віброзбудників та притир 7, до якого періодично приєднується водило 11 з касетами 8 – здійснюють кутові антифазні коливання відносно реактивної маси у вигляді нижньої плити 1. Верхня 2 та нижня 1 плити зв'язані між собою комбінованою пружною системою, що складається з торсіону 3 типу „колесо білки” і центрального циліндричного торсіону 4.

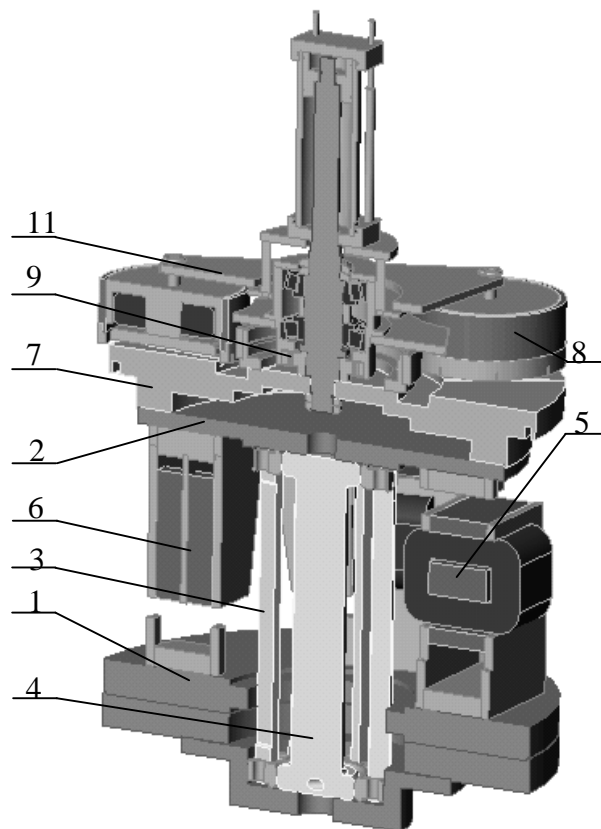


Рис. 1. Просторова модель вібраційної притиральної машини у розрізі

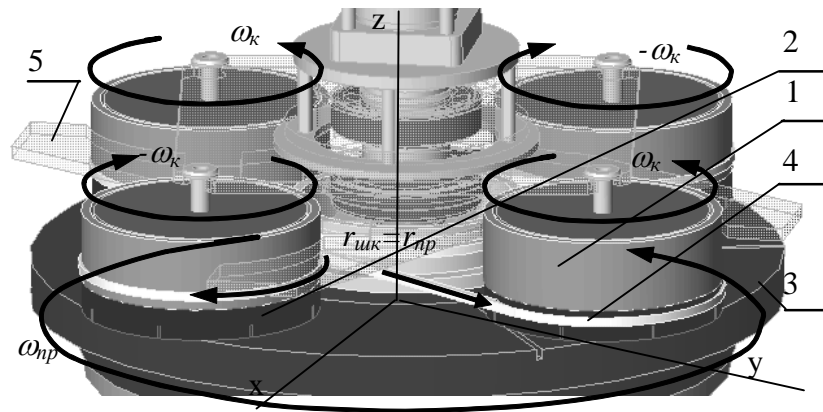


Рис. 2. Схема взаємних рухів притир-води́ло-касета у півперіод процесу притирання деталей

Як привід використовують двотактний електромагнітний віброзбудник, який складається з двох пар електромагнітів, осердя з котушками 5 яких встановлено на нижній плиті, а якорі 6 закріплено до верхньої плити, на якій встановлено притир 7. У центрі притира встановлено фрикційну (роликову) обгінну муфту 9, яка через водило 11 приводить у рух касети (з деталями) 8. Чотири касети попарно за допомогою перехресних і звичайних (відкритих) клинопасових передач з'єднані із центральним шківом, жорстко встановленим на притирі. Тобто касетам з деталями передається плоский рух навколо осі машини і навколо своєї осі.

Фрагмент приводу руху касет у просторовій моделі ВПМ наведено на рис.2, де також показано взаємний рух касет 1 з правильними кільцями 2, притира 3 та пасів 4 (у півперіод оброблення деталей). Водило 5 є нерухомим і зображене напівпрозорим.

Складання математичної моделі МКС вібромашини та її аналіз. Динамічну схему МКС просторової моделі ВПМ побудовано для двомасової системи. Верхня (активна) 1 та нижня (реактивна) 2 коливні маси з моментами інерції, відповідно, J_{np} та J_p відносно власних центральних осей симетрії під дією збурювального моменту $M(t)$, що діє в горизонтальній площині xy ($M(t) = M \sin(\omega t + \varepsilon)$; ω – колова частота вимушених коливань; t – час; ε – зсув фаз момент-поворот) здійснюють антифазні кутові коливання в дорезонансному режимі з резонансним налагодженням z за двома узагальненими координатами φ_1 та φ_2 (φ_1, φ_2 – кутові коливання відповідно верхньої та нижньої коливних мас). Ці маси з'єднані між собою комбінованою пружною системою 4 з жорсткістю c_{kp} на кручення, яка на рис.3 схематично зображена у вигляді стрижня. Уся МКС просторової моделі ВПМ опирається на віброізоляційні пружні опори 5 з жорсткістю c_{iz} у горизонтальному напрямку.

На коливну систему діють дисипативні сили, тому на динамічній схемі у вигляді демпферів показано коефіцієнти опору μ_1, μ_2 , які відображають гістерезисні ефекти в пружних елементах, та коефіцієнт μ_{np} , що характеризує еквівалентний в'язкий опір руху притира під час процесу притирання і діє тільки в півперіоді, коли обробляють деталі [2].

Імітуючи роботу ВПМ на просторовій моделі, можна виділити два стани навантаження МКС, схематично показані на рис.3. Це пов'язано з періодичним зчепленням та від'єднанням верхньої коливної маси 1 із приєднувальною масою 3 з моментом інерції відносно власної центральної осі симетрії $J_{вод}$. Сукупно маса 3 являє собою водило, шків, клинові паси, касети з деталями та пра-

вильні кільця. Так, у першому півперіоді циклу роботи ВПМ (рис.3,а), коли обробляють деталі, на коливну систему можуть діяти момент тертя $M_{тер}$, що характерно для ефекту наявності тільки сухого тертя (коли чітко відомий чи експериментально встановлений коефіцієнт сухого тертя) під час процесу притирання, або еквівалентний в'язкий опір руху $\mu_{np}\dot{\varphi}_1$ (комбінація сухого та в'язкого тертя). Ці сили спричинені взаємодією деталей в касетах та правильних кілець із притиром через шар абразиву (абразивної пасти). Під час притирання деталей абразивними суспензіями та пастами у системі існує як сухе, так і в'язке тертя, тому використовують еквівалентний коефіцієнт в'язкого опору μ_{np} , а не момент (сухого) тертя $M_{тер}$. Лише під час притирання деталей шаржованими впритир сухими абразивними зернами, без використання суспензій та пастових сумішей, можна говорити про наявність тільки сухого тертя [3].

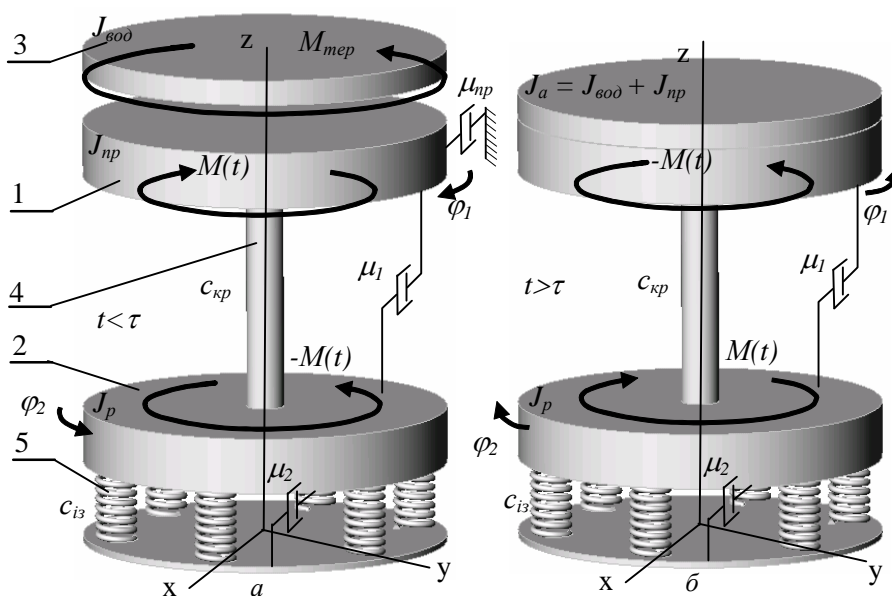


Рис. 3. Динамічні схеми МКС просторової моделі ВПМ під час оброблення (а) та після зчеплення з приєднувальною масою 3 (б)

У другому півперіоді циклу роботи ВПМ приєднувальна маса 3 завдяки спрацюванню обгінної муфти приєднується до верхньої коливної маси 1 та рухається разом із нею як одне ціле (рис.3,б), а від'єднання відбувається в моменти, коли притир змінює напрям руху і починається процес оброблення деталей.

Отже, система диференціальних рівнянь, яка описує рухи елементів МКС машини набуде вигляду

$$\left. \begin{aligned} & \left(J_{np} + J_{\text{вод}} \sum_{n=0}^{\infty} H(t - (\tau + nT)) - J_{\text{вод}} \sum_{n=0}^{\infty} H(t - (\tau' + nT)) \right) \ddot{\varphi}_1 + J_{\text{вод}} \dot{\varphi}_1 \sum_{n=0}^{\infty} D(t - (\tau + nT)) - \\ & - J_{\text{вод}} \dot{\varphi}_1 \sum_{n=0}^{\infty} D(t - (\tau' + nT)) + \mu_{np} \dot{\varphi}_1 \left(\sum_{n=0}^{\infty} H(t - (\tau + \pi + nT)) - \sum_{n=0}^{\infty} H(t - (\tau' + \pi + nT)) \right) + c_{кр} (\varphi_1 - \varphi_2) + \\ & + \mu_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M \sin(\omega t + \varepsilon) - M_{\text{тер}} \sum_{n=0}^{\infty} H(t - (\tau + \pi + nT)) + M_{\text{тер}} \sum_{n=0}^{\infty} H(t - (\tau' + \pi + nT)); \\ & J_p \ddot{\varphi}_2 + c_{\text{із}} \varphi_2 + c_{кр} (\varphi_2 - \varphi_1) + \mu_2 \dot{\varphi}_2 + \mu_1 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) = -M \sin(\omega t + \varepsilon), \end{aligned} \right\} (1)$$

де $H(t-\tau) = 1/2 + (1/\pi) \operatorname{atan}(a(t-\tau))$ та $D(t-\tau) = a / (\pi (1 + (a \cdot t - a \cdot \tau)^2))$ – апроксимовані функції, відповідно, Хевісайда та Дірака; $a = 100000$ – встановлено коефіцієнт апроксимації; n – кількість періодів коливань МКС; τ , τ' – моменти першого приєднання та від'єднання маси 3 від притира; T – період коливань МКС машини [3].

Аналітичні залежності для визначення збурювального моменту M електромагнітних віброзбудників та сумарної жорсткості комбінованої пружної системи $c_{кр}$, з урахуванням резонансного налагодження z МКС, окремо за двома станами навантажень мають вигляд [4]:

а) півперіод оброблення деталей

$$M = \frac{\Phi_{\text{від}} \left[(-c_{кр} - i\mu_1\omega)^2 - (c_{кр} - J_{np}\omega^2 + i\mu_{1np}\omega)(c_{кр} + c_{i3} - J_p\omega^2 + i\mu_{12}\omega) \right] - M_{\text{мер}}(-J_p\omega^2 + i\mu_2\omega + c_{i3})}{J_p\omega^2 + J_{np}\omega^2 - i\mu_{2np}\omega - c_{i3}}, \quad (2)$$

де $\Phi_{\text{від}}$ – відносна амплітуда коливань, $\Phi_{\text{від}} = \Phi_1 + \Phi_2$; $i = \sqrt{-1}$; $\mu_{1np} = \mu_1 + \mu_{np}$; $\mu_{2np} = \mu_2 + \mu_{np}$; $\mu_{12} = \mu_1 + \mu_2$. Сумарну жорсткість $c_{кр}$ визначають з виразу

$$c_{кр} = (\omega/z) \frac{J_{np}J_p(\omega/z)^3 - (\omega/z)^2(iJ_p\mu_{1np} + iJ_{np}\mu_{12}) - (\omega/z)(\mu_1\mu_{2np} + \mu_{np}\mu_2 + J_{np}c_{i3}) + ic_{i3}\mu_{1np}}{(J_{np} + J_p)(\omega/z)^2 - i\mu_{2np}(\omega/z) - c_{i3}}; \quad (3)$$

б) півперіод роботи з приєднаною масою

$$M = \Phi_{\text{від}} \frac{\left[(-c_{кр} - i\mu_1\omega)^2 + (c_{кр} - J_a\omega^2 + i\mu_1\omega)(c_{кр} + c_{i3} - J_p\omega^2 + i\mu_{12}\omega) \right]}{J_p\omega^2 + J_a\omega^2 - i\mu_2\omega - c_{i3}}, \quad (4)$$

$$c_{кр} = (\omega/z) \frac{J_aJ_p(\omega/z)^3 - (\omega/z)^2(iJ_p\mu_1 + iJ_a\mu_{12}) - (\omega/z)(\mu_1\mu_2 + J_a c_{i3}) + ic_{i3}\mu_1}{J_a(\omega/z)^2 + J_p(\omega/z)^2 - i\mu_2 - c_{i3}}, \quad (5)$$

де $J_a = J_{\text{вод}} + J_{np}$.

На практиці пружну систему з комплексною жорсткістю виготовити неможливо й тому за жорсткість необхідно брати модуль комплексного значення сумарної жорсткості, комбінованої пружної системи $|c_{кр}| = \sqrt{\operatorname{Re}(c_{кр})^2 + \operatorname{Im}(c_{кр})^2}$. Це стосується і до моменту збурення M . Для параметрів МКС:

$$J_p = 12.843 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{np} = 7.217 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{\text{вод}} = 3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \omega = 314 \text{ рад/с}; z = 0.96;$$

$$\varepsilon = 1 \text{ рад}; \mu_2 = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}; \mu_1 = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}; \Phi_{\text{від}} = 0.0225 \text{ рад}; \tau = 0.2 \text{ с}; \tau' = 0.21 \text{ с};$$

$$c_{i3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}; \mu_{np} = 0 - 1000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}.$$

встановлено, що під час проектування заданої конструкції ВПМ для значних дисипацій енергії у МКС ($\mu_{np} \approx 1000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}$), тобто для операцій чорнового притирання, жорсткість комбінованої пружної системи необхідно визначати за аналітичною залежністю (5). Аналізом формул (2) та (4) встановлено, що для проектування такої ВПМ необхідно користуватися тільки формулою (2). Отже, для запропонованої моделі ВПМ жорсткість пружної системи необхідно знаходити за схемою, що на рис. 3,б, а збурювальний момент – за схемою на рис. 3, а [4].

Визначення жорсткості $c_{кр}$ за виразом (5) пропонується виконувати ще одним способом через коефіцієнт резонансного налагодження z^* МКС із урахуванням дисипації енергії в системі:

$$z^* = 1 / \sqrt{(1/z)^2 + (\mu_{np} / (2J_{36}\omega))^2} . \quad (6)$$

Приймаючи $\mu_1 = \mu_2 = 0$, можна користуватися формулою з класичною формою запису виразу для визначення сумарної жорсткості пружної системи:

$$c_{кр} = J_{36} (\omega / z^*)^2 , \quad (7)$$

де J_{36} – зведений момент інерції МКС машини, $J_{36} = J_a J_p / (J_a + J_p)$.

Для наведених параметрів МКС і значень збурювального моменту $M = 4561 \text{ Н} \cdot \text{м}$ та жорсткості КПС $c_{кр} = 6.107 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{рад}$, знайдених за (3) та (5), моменту тертя $M_{тер} = 0$ отримано з використанням програмного забезпечення MachCAD 2000 Professional (функція Rkadapt, метод Рунне–Кутта із змінним кроком) залежності кутових швидкостей активної та реактивної коливних мас (рис.4).

Графіки вказують, що рух активної маси дещо спотворений порівняно з гармонійним рухом, а реактивна маса практично рухається за синусоїдальним законом, тобто на характер її руху приєднувальна маса і процес оброблення деталей майже не впливають. Це пояснюється тим, що МКС відносно реактивної маси працює як вибіркоковий фільтр частоти 50 Гц .

Визначені значення сумарної жорсткості та збурювального моменту у МКС використовують для розрахунків і вибору параметрів пружної системи та електромагнітного вібробудника.

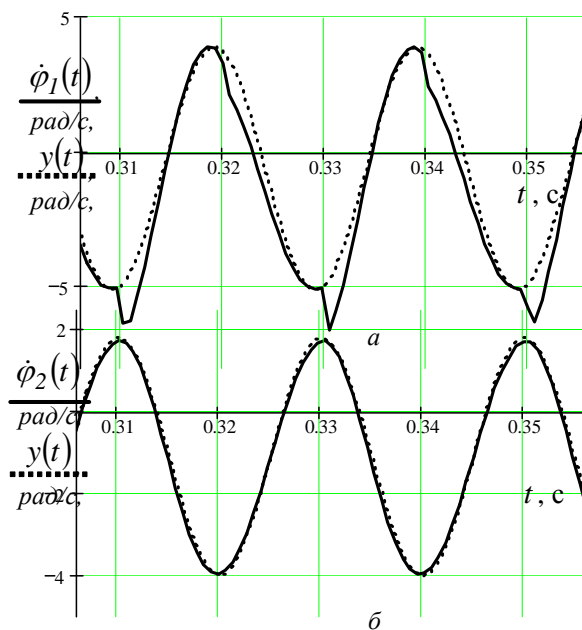


Рис.4. Кутові швидкості коливань активної $\dot{\phi}_1(t)$ (а) та реактивної $\dot{\phi}_2(t)$ (б) мас за встановлених рухів та порівняння їх із взірцевим синусоїдальним сигналом $y(t)$

Отримано АЧХ динамічної моделі МКС для різних значень μ_{np} (рис.5), які вказують на чіткий резонанс в області збурення на частоті вимушених коливань 50 Гц , що підтверджує правильність визначення жорсткості за запропонованою формулою (5), у яких враховується коефіцієнт в'язкого опору μ_{np} .

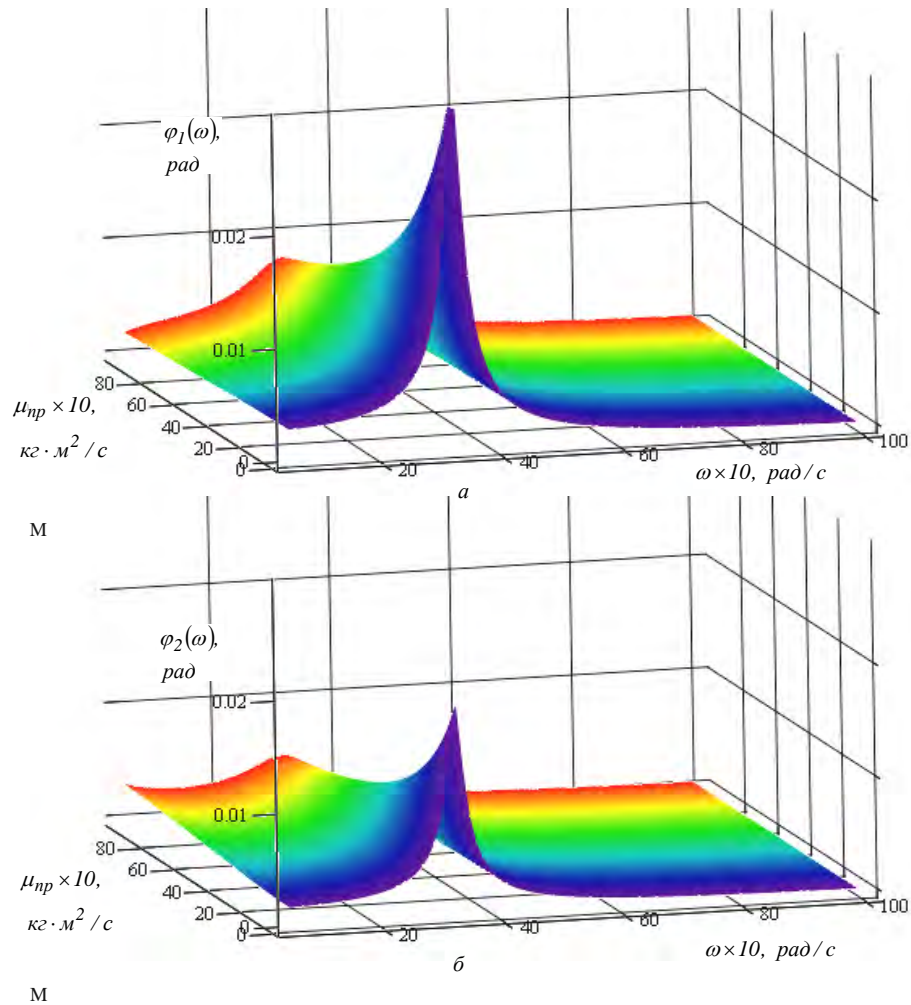


Рис.5. Амплітудно-частотні характеристики просторової моделі ВПМ за кутовими координатами відповідно φ_1 (а) та φ_2 (б) залежно від коефіцієнта в'язкого опору μ_{ν} , де жорсткість КПС рахувалась за формулою (5)

Визначення частоти власних коливань МКС експериментального зразка вібропритиральної машини. Метою даного експерименту є визначення резонансного налагодження МКС. Для його проведення використовувалась наступна вимірювальна і записувальна апаратура: для вимірювання амплітуди коливань – мікроскоп МПВ-1 У4.2; для визначення частоти коливань призначений електронно-лічильний частотомір ЧЕ-21; як джерело збурювального сигналу – звуковий генератор частоти ГЗ-34. Збурювальний синусоїдальний сигнал подавався зі звукового генератора через підсилювач потужності на котушку електромагнітного вібродбудника експериментального зразка ВПМ [1]. Збіг частоти синусоїдального сигналу з частотою власних коливань МКС проявлялось посиленою вібрацією коливної системи. Згідно з експериментом власна частота коливань ВПМ становить $\nu = 52$ Гц. Тоді резонансне налагодження, що використовується у динамічних розрахунках та розрахунках на жорсткість, становитиме $z = 50 / 52 = 0.96$.

Дослідження і аналіз характеру рухів коливних мас на експериментальному зразку ВПМ. Проведенням експериментальних досліджень з визначення характеру коливальних процесів і законів руху притира та реактивної коливної маси ВПМ можна перевірити і підтвердити достовірність створеної математичної моделі динамічної схеми.

У ролі вимірювальної та записувальної апаратури використовували вібровимірювальну систему (рис. 6), яка складалася з первинного перетворювача “VS-080” (давача), приладу “VIBROTEST 30” виробництва фірми SCHENCK (Німеччина), 16-розрядного аналого-цифрового перетворювача YAMAHA DS1-WDM (Sound-Card), персонального комп’ютера (PC Pentium IV) та програмного забезпечення (програми “GoldWave”).

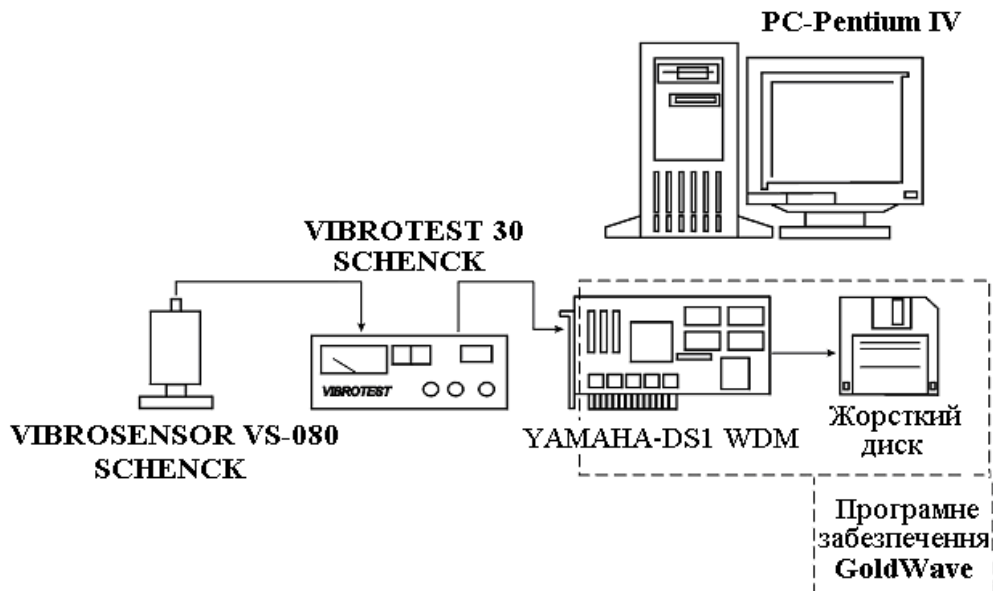


Рис. 6. Вібровимірювальна система

Вимірювальні давачі “VS-080”, закріплені до активної та реактивної коливних мас експериментального зразка ВІМ, сприймають коливання певних точок у горизонтальному повздовжньому напрямі та перетворюють механічні коливання в напругу за допомогою п’єзо-елемента. Прилад 5 “VIBROTEST 30”, своєю чергою, перетворює напругу сигнала з давача в частоту і передає цей аналоговий сигнал на лінійний вхід аналого-цифрового перетворювача персонального комп’ютера 4. Потім сигнал оцифровують і зчитують відповідним програмним забезпеченням, що дає змогу спостерігати картину коливних рухів у динаміці та записати віброграми рухів досліджуваних коливних мас у горизонтальному напрямку для певних її параметрів у вигляді файлів з розширенням зчитувального програмного забезпечення (у цьому випадку це програма GoldWave, файли wav-формату). Окрім цього, програма дозволяє файли wav-формату перетворювати в txt – формат і навпаки. Надалі отримані результати-файли можна піддати широкому спектру комп’ютерного оброблення, зокрема отримати частотний спектр кожного виду коливання, порівняти отримані експериментальні результати з теоретичними.

У результаті експериментальних досліджень отримано низку віброграм, які відображають характер зміни швидкості руху коливних мас для різних тисків притирання, розмірів зерен в алмазній абразивній пасті та амплітуди коливань притира, що регулюється автотрансформаторами, встановленими у пульті керування. Кожну експериментальну віброграму записано в окремий файл. Програмою GoldWave можна одночасно відтворити два записані звукові файли, а отже, показати віброграми швидкості обох коливних мас для певних режимів оброблення деталей.

На рис. 7 наведено результати експериментальних досліджень руху коливних мас, що були записані та опрацьовані (масштаб по осі ОУ 1:10) за допомогою програмного забезпечення GoldWave для таких режимів оброблення: тиск притирання, що створюється внаслідок дії електромагнітного притиску $p=0.2$ МПа; діаметр зерна алмазної абразивної пасту $d_a=20$ мкм; амплітуда коливань притира $A=3,35$ мкм.

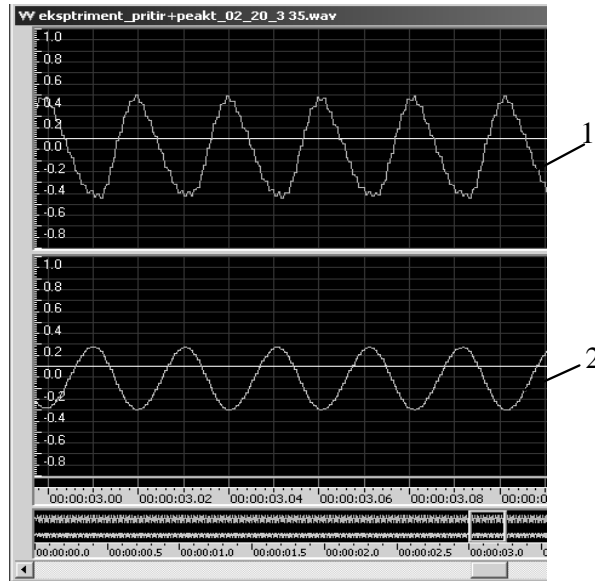


Рис. 7. Віброграми куткових швидкостей руху активної коливної маси $\dot{\phi}_1(t)$ (1) та реактивної коливної маси $\dot{\phi}_2(t)$ (2) для встановлених режимів коливання

Для підтвердження адекватності математичної моделі проведено оцінювання подібності результатів динамічних розрахунків, наведених на рис. 4 та результатів експериментальних вимірювань віброграм зміни швидкості руху притира за допомогою визначення коефіцієнта кореляції та побудови частотних спектрів за експериментальними та теоретичними даними.

Коефіцієнт кореляції для масиву (тут $N = 11430$ точок на часовому діапазоні $t = 8$ секунд) значень функцій визначають за формулою [5]:

$$K_{korel} = \frac{\sum_{j=0}^N (Eks_j - \overline{Eks})(Teor_j - \overline{Teor})}{\sqrt{\sum_{j=0}^N (Eks_j - \overline{Eks})^2 \sum_{j=0}^l (Teor_j - \overline{Teor})^2}}, \quad (8)$$

де Eks_j – експериментальні значення швидкості в j -й точці; \overline{Eks} – середнє арифметичне експериментальних значень швидкості для N точок; $Teor_j$ – теоретичні (розрахункові) значення швидкості в j -й точці; $\overline{Teor_j}$ – середнє арифметичне теоретичних (розрахункових) значень швидкості для N точок.

Використовуючи функцію $corr(Y;Z)$ [5] програмного забезпечення MachCAD 2000 Professional, визначено коефіцієнт кореляції $K_{korel} = 0.93$, що свідчить про досить точний збіг результатів динамічних розрахунків та експериментальних досліджень, а також про правильність складення динамічної моделі.

Частотні спектри за експериментальними та теоретичними даними (рис. 8) будували, використовуючи функцію $cfft(Z(i))$ [5]. Аналізуючи спектральні характеристики, з'ясуємо, що як для розрахункової, так і для експериментальної, залежностей спостерігаємо основну гармоніку на частоті збурення 50 Гц. Друга за величиною гармоніка, що є паразитною, спостерігається уже на (кратній двом) частоті 100 Гц. Решта гармонік, що є також паразитними, не є значними. Зазначимо, що побудовані спектральні характеристики подібні за амплітудними та частотними даними, що свідчить про високу достовірність теоретичних характеристик.

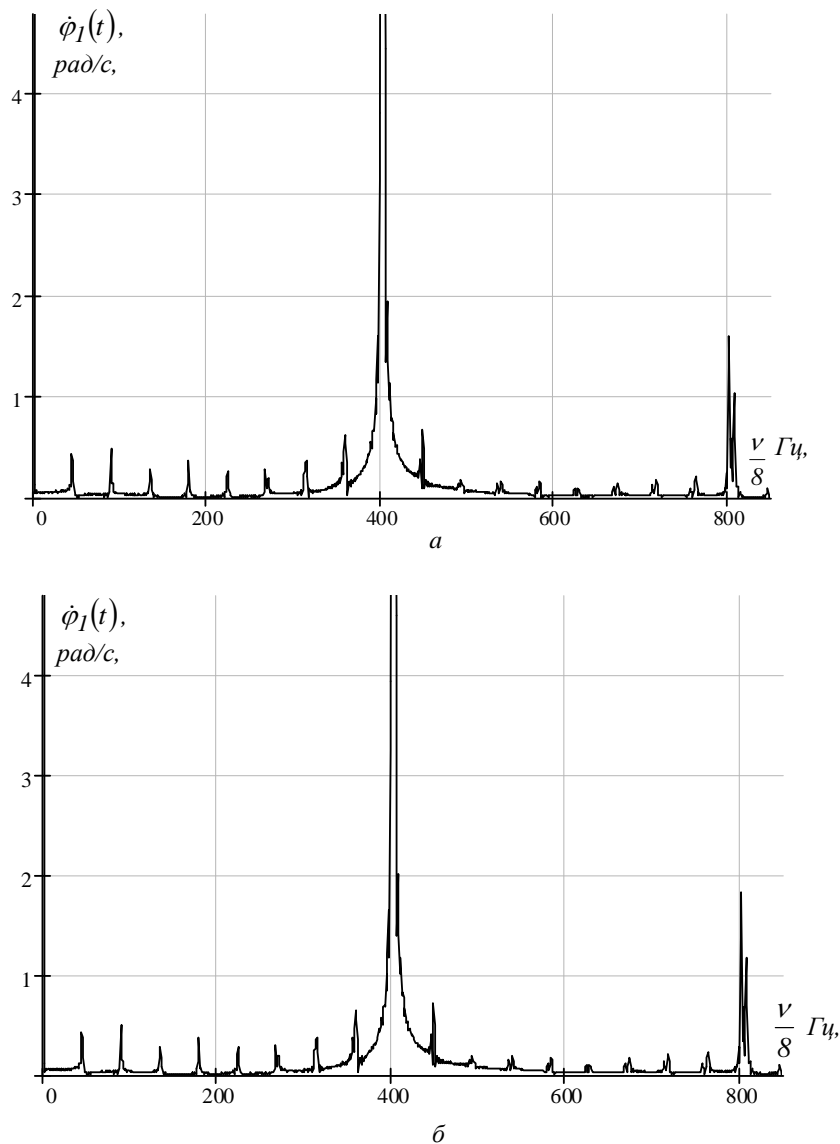


Рис.8. Спектральні характеристики зміни кутової швидкості активної коливної маси, отримані аналізом розрахункової залежності $\dot{\phi}_I(t)$ (а) та експериментальної віброграми (б)

Експериментальне дослідження декременту загасання коливань у МКС машини та визначення коефіцієнта в'язкого опору. Метою цього експерименту є отримання експериментальних даних ступеня дисипації енергії в системі, а саме еквівалентного коефіцієнта в'язкого опору для його подальшого використання у динамічних розрахунках МКС та розрахунках на жорсткість пружної системи.

Визначення еквівалентного коефіцієнта в'язкого опору μ_{np} базувалось на знаходженні логарифмічного декременту затухання коливань $\lambda = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = n \frac{T}{2}$, тут $T = \frac{1}{50} = 0.02$ с – період

власних коливань МКС машини, $n = \frac{\mu_{np}}{2 J_{np}}$ [6]. Отже, коефіцієнт μ_{np} визначають за формулою:

$$\mu_{np} = 2 \cdot J_{np} \cdot \frac{2}{T} \cdot \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}. \quad (9)$$

Для проведення експерименту електромагнітний привод ВПМ вимикали в певний момент часу, проводячи в цей час запис віброграм зміни швидкості руху коливних мас на робочих режимах і до повного припинення руху. Аналізом знятих віброграм можна визначити співвідношення амплітуд $\frac{A_i}{A_{i+1}}$ на сусідніх періодах з моменту відключення привода. На рис. 9 наведено віброграму зміни кутової швидкості коливань притира, де показано процес загасання коливань та схему визначення співвідношення амплітуд для наступних режимів притирання: паста на основі синтетичних алмазів АСМ 20/14, тиск притирання $p = 0.2$ МПа, амплітуда коливань притира $A = 3.35$ мм, або $\phi_{\text{від}} = 0.0225$ рад.

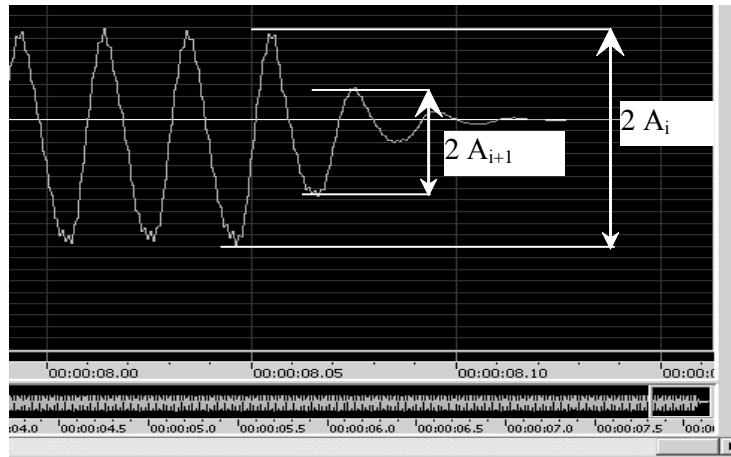


Рис. 9. Схема експериментального визначення декременту загасання

Отже, коефіцієнт в'язкого опору μ_{np} для заданих режимів оброблення обчислений за формулою (9) і становить: $\mu_{np} = 2 \cdot J_{np} \cdot \frac{2}{T} \cdot \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} = 2 \cdot 7.217 \cdot \frac{2}{0.02} \ln(2.01) = 1004.1 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}}$.

Результати вимірювання логарифмічного декременту загасання для різних технологічних параметрів та режимів притирання

№ з/п	p , МПа	d , мкм	A_b , мм	$\frac{A_i}{A_{i+1}}$	$\ln \frac{A_i}{A_{i+1}}$	$\mu_{np}, \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}}$
1	0,2	20	4	2,00	0,69	1000,49
2	0,2	1	4	1,15	0,14	201,73
3	0,2	20	0,25	2,00	0,69	1000,49
4	0,2	1	0,25	1,16	0,15	214,23
5	0,02	20	4	1,50	0,41	585,25
6	0,02	1	4	1,08	0,08	111,09
7	0,02	20	0,25	1,49	0,40	575,59
8	0,02	1	0,25	1,08	0,08	111,09

Логарифмічний декремент загасання визначали для певних режимів оброблення під час притирання торців втулок ($\phi 57$ мм, товщиною 15 мм, сталь 45, 58 HRC) золотників дросельного типу слідкувального пристрою 6590К 71.00.000 (наданих для досліджень Львівським заводом фрезерних верстатів). Результати вимірювань і обчислення логарифмічного декременту загасання коливань λ та результати розрахунку μ_{np} за формулою (9) для відповідних параметрів і режимів

притирання: відношення сумарної площі деталей, що обробляються, до робочої поверхні притира $\varphi = 0.15$, частота вимушених коливань $\omega = 314 \text{ рад/с}$, момент інерції притира $J_{np} = 7,217 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, наведено у таблиці.

Як видно з результатів експериментальних досліджень, на коефіцієнт в'язкого опору переважно впливають чинить діаметр зерна абразивної пасти та тиск притискання деталей під час оброблення.

Висновок. Математичним моделюванням динамічної схеми ВПМ проаналізовано поведінку МКС під дією різноманітних навантажень та режимів роботи машини. Запропонований підхід до розв'язання системи диференціальних рівнянь другого порядку, з використанням апроксимованих функцій Хевісайда та Дірака, для опису періодичності появи сил опору (сухого та в'язкого тертя) та взаємодії приєднувальної маси з притиром під час роботи ВПМ дав змогу отримати коректні математичні результати. Проведені експериментальні дослідження з визначення характеру коливальних процесів і законів руху притира та реактивної коливної маси ВПМ підтвердили результати математичного моделювання. Визначений коефіцієнт кореляції $K_{korel} = 0.93$ говорить про досить високий збіг результатів динамічних розрахунків та експериментальних досліджень і засвідчує правильність складення динамічної моделі.

Внаслідок експериментальних досліджень декременту загасання коливань і аналізу віброграм руху притира встановлено, що на еквівалентний коефіцієнт в'язкого опору переважно впливають діаметр зерна абразивної пасти та тиск притискання деталей під час оброблення.

Отже, динамічним аналізом МКС вібромашини встановлено, що періодичне зчеплення та від'єднання приєднувальної маси та сили сухого і в'язкого тертя викликають незначне відхилення у русі притира порівняно з гармонійним рухом, а на рух реактивної маси майже не впливають, тому резонансну вібраційну притиральну машину з кутовими коливаннями притира можна використовувати як прецизійний вібропритиральний верстат.

1. Деклар. пат. 4202 А Україна, МПК В06В1/04. Вібраційна притиральна машина / О.В. Гаврильченко, О.С. Ланець, Я.В. Шпак (Україна). – № 2004031691; Заявл.09.03.2004; Опубл. 17.01.2005, Бюл. №1. – 4 с.. 2. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. 3. Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Шпак Я.В. Моделювання динаміки процесу взаємодії водила та притира вібраційної притирочної машини // Вісник Національного ун-ту "Львівська політехніка" "Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація". – Львів, 2004. – №506. – С.177–182. 4. Шпак Я.В., Ланець О.С., Гаврильченко О.В. Визначення жорсткості пружної системи та моменту збурення вібраційної притиральної машини // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Вісник Національного ун-ту "Львівська політехніка". – Львів, 2004. – №509. –С.114–122. 5. Дьяконов В. MachCAD 8/2000: специальный справочник – СПб: Изд-во «Питер», 2000. 6. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа. 1990. –С. 607 с.