

За максимального завантаження робочого органу його горизонтальні переміщення становлять $0,9\text{мм}$ і відносно горизонтальних переміщень реактивної маси зсунуті на кут 90^0 (рис. 8). Кутові коливання робочої та реактивної коливальних мас (рис. 9) під час завантаження ВМ є синфазними. Робоча амплітуда вертикальних переміщень робочого органу – $0,38\text{мм}$.

Висновки. За результатами математичного моделювання просторової моделі ВМ визначено наявність синфазного руху в коливальних масах. Однак необхідно зазначити, що збільшення величини маси завантаження робочого органу порушує принципи синфазного руху між робочою та реактивною коливальними масами за горизонтальними переміщеннями і не порушує їхнього синфазного руху за кутовими переміщеннями. Максимальний зсув фаз між горизонтальними переміщеннями робочої та реактивної коливальними масами дорівнює 90^0 за максимального завантаження робочого органу.

Дослідження впливу маси завантаження робочого органу на роботу ВМ та динаміку синфазного руху коливальних мас вимагає детальнішого розгляду під час подальших досліджень.

1. Повідайло В. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с. 2. Ланець О.С. *Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях.* – 2005. – №2. 3. Гаврильченко О. В., Ланець О.С., Гурський В.М. *Математичне моделювання торової вібраційної машини об’ємної обробки з елементами синфазного руху коливальних мас // Вібрації в техніці та технологіях,* 2005. 4. Ланець О.С. *Експериментальне підтвердження положень теорії синфазних коливань у тримасових механічних системах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях.* – 2006. – №1. 5. *Новые вибрационные станки: конструирование и расчет / Б.Я. Отирский, П.Д. Денисов.* – Львов : Світ, 1991. – 160 с.

УДК 621.01:621-868, 621.9.048.6.06(088.8)

О.В. ГАВРИЛЬЧЕНКО, О.С. ЛАНЕЦЬ, Я.В. ШПАК

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

МЕТОДИКА УТОЧНЕНОГО РОЗРАХУНКУ ПРУЖНИХ СИСТЕМ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Шпак Я.В., 2005

*Наведено методику уточненого розрахунку пружних систем резонансних вібраційних машин.
Подано загальну аналітичну формулу визначення резонансного налагодження механічної
коливної системи з врахуванням в'язкого опору
середовища.*

In this article the method of specified computation of the elastic systems of resonance vibration machines is given. The general analytical formula of determination of the resonance adjusting of the mechanical hesitate system taking into account the viscid resistance of environment are pointed.

Вступ. Пружні системи резонансних вібраційних машин з електромагнітними вібробудниками значно впливають на якісну картину динамічних процесів у механічній коливній системі. В загальному розрахунок резонансної механічної коливної системи вібрмашини при відомих масах та

моментах інерції коливних тіл зводиться до підбору пружних систем, а саме параметрів пружних елементів, що забезпечують необхідну колову частоту власних коливань ω_0 та амплітуду коливань мас механічної коливної системи. Тобто, точність визначення геометричних параметрів пружних елементів впливає на резонансне налагодження $z = \omega/\omega_0$ (тут ω – колова частота вимушених коливань) механічної коливної системи вібраційної машини, від якого залежить амплітуда коливань робочих органів.

Вимоги, що ставляться до пружних систем: пружні системи повинні мати оптимальні резонансні налагоджування коливань $z = 0.93 \dots 0.96$, тобто власна частота коливань механічної коливної системи ω_0 , яка визначається жорсткістю пружних елементів та інерційністю коливних мас системи, при заданих частотах вимушених коливань ω повинна становити $\omega_0 = \omega/(0.93 \dots 0.96)$; пружні системи повинні мати високу довговічність, забезпечуючи необхідні амплітуди коливань, за яких в пружних елементах не створюватимуться напруження, які б перевищували допустимі під час циклічних навантажень.

Постановка проблеми. Існуючі класичні методики розрахунку пружних елементів [1, 2] під час визначення їхніх геометричних параметрів не враховують коефіцієнта в'язкого опору середовища, що спричиняє похибку визначення резонансного налагодження z . Так, загальну жорсткість на кручення пружної системи за класичною методикою визначають за формулою:

$$c_{кр} = J_{пр} \cdot \omega_0^2, \quad (1)$$

де $J_{пр} = (J_1 \cdot J_2)/(J_1 + J_2)$ – приведений момент інерції механічної коливної системи. Підставляючи у вищенаведену формулу загальні формули жорсткостей пружних елементів, знаходимо їхні геометричні параметри.

Аналіз останніх досліджень. Літературним оглядом не виявлено використання коефіцієнта в'язкого опору середовища для розрахунку жорсткості пружних елементів.

Постановка задачі. Отже, основною задачею, яку ставлять перед собою автори статті, є наведення методики розрахунку на жорсткість пружної системи резонансних вібраційних машинах з електромагнітними віброзбудниками з врахуванням коефіцієнта в'язкого опору середовища.

Методика уточненого розрахунку пружних систем резонансних вібраційних машин. Для прикладу розглянемо двомасову конструкцію механічної коливної системи (рис.1), що складається з двох коливних тіл 1 та 2 з моментами інерції відносно центральних осей симетрії відповідно J_1 та J_2 . На коливну систему діє змушувальний момент $M(t) = M \sin \omega t$ (тут M – амплітудне значення змушувального моменту; t – час) завдяки чому коливні маси здійснюють антифазні кутові коливання в дорезонансному режимі з резонансним налагодженням z . Коливні маси 1 та 2 з'єднано між собою пружною системою 3 з жорсткістю $c_{кр}$ під час кручення. На систему діють дисипативні сили, для чого вводиться коефіцієнт в'язкого опору μ .

Використовуючи формулу (1), період власних коливань механічної коливної системи (рис. 1), не враховуючи в'язкого опору, визначатиметься за відомою в літературі формулою:

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{c_{кр}}{J_{пр}}}}. \quad (2)$$

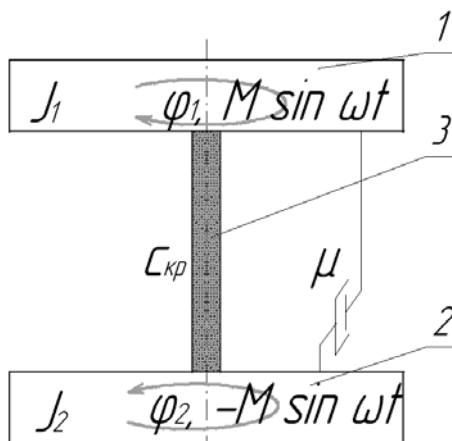


Рис. 1. Принципова схема двомасової механічної коливної системи вібраційної машини, де 1 – активна коливна маса, 2 – реактивна коливна маса, 3 – пружна система, що працює на кручення

З врахуванням коефіцієнта в'язкого опору μ період власних коливань механічної коливної системи визначатиметься за формулою [3]:

$$T^* = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{c_{кр}}{J_{пр}} - \left(\frac{\mu}{2J_{пр}}\right)^2}}. \quad (3)$$

З врахуванням формули (3) вираз (1) перепишеться у вигляді:

$$c_{кр}^* = J_{пр} \left(\frac{c_{кр}}{J_{пр}} - \left(\frac{\mu}{2J_{пр}} \right)^2 \right), \quad (4)$$

де $c_{кр}^*$ – загальна жорсткість на кручення пружної системи з врахуванням коефіцієнта в'язкого опору середовища μ .

Приймаючи, що $\omega_0^2 = \frac{c_{кр}}{J_{пр}}$ та $h = \frac{\mu}{2J_{пр}}$, вираз (4) можна переписати у вигляді:

$$c_{кр}^* = J_{пр} (\omega_0^2 - h^2) = J_{пр} \left(\left(\frac{\omega}{z} \right)^2 - h^2 \right). \quad (5)$$

Порівняно з формулою (1) жорсткість пружної системи з врахуванням в'язкого опору середовища зменшилась на величину $J_{пр}h^2$. Введемо такий коефіцієнт резонансного налагодження механічної коливної системи z^* , який скомпенсував би зменшення жорсткості пружної системи, викликане наявністю дисипації в механічній коливній системі. Перепишемо вираз (1) у вигляді:

$$c = J_{пр} \left(\left(\frac{\omega}{z^*} \right)^2 - h^2 \right) \quad (6)$$

і прирівнявши праві частини виразів (1) та (6), визначаємо резонансне налагодження механічної коливної системи z^* з врахуванням в'язкого опору середовища μ :

$$J_{np} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = J_{np} \left(\left(\frac{\omega}{z^*} \right)^2 - h^2 \right), \quad (7)$$

звідки

$$z^* = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{z} \right)^2 + \left(\frac{h}{\omega} \right)^2}}. \quad (8)$$

Згідно з новою методикою вираз (1) набуде вигляду:

$$c = J_{np} \cdot \omega_0^2 = J_{np} \left(\frac{\omega}{z^*} \right)^2 = J_{np} \left(\omega \sqrt{\left(\frac{1}{z} \right)^2 + \left(\frac{\frac{\mu}{2J_{np}}}{\omega} \right)^2} \right)^2. \quad (9)$$

Подальші розрахунки аналогічні класичним методикам [1,2].

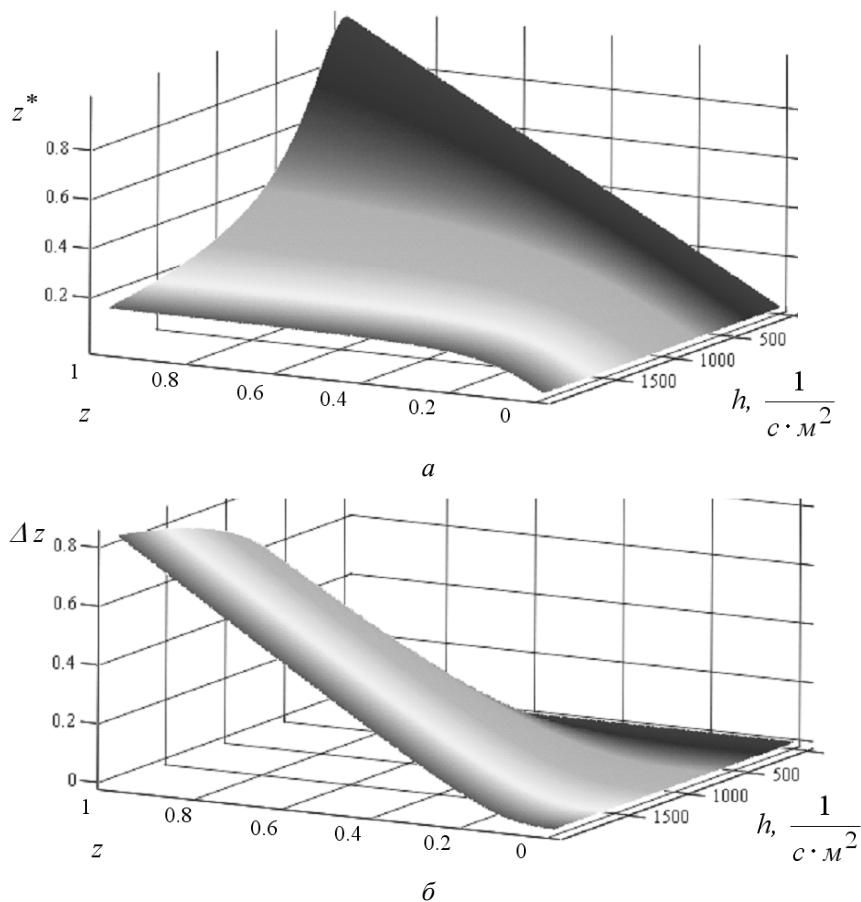


Рис.2. Функції залежностей $z^* = f(z, h)$ (а)

та $\Delta z = z - z^* = f(z, h)$ (б)

Функції залежностей $z^* = f(z, h)$ та $\Delta z = z - z^* = f(z, h)$ наведено на рис. 2.

З графіків видно, що за малих значень величини h резонансне налагодження механічної коливної системи z^* з врахуванням в'язкого опору середовища практично не відрізняється від резонансного налагодження z без врахування в'язкості середовища. Зі зростанням в'язкості в механічній коливній системі різниця між z^* та z значно збільшується. За великих значень h неврахування в'язкості середовища може призвести до того, що механічна коливна система опиниться в зарезонансній зоні, що викличе непрацездатність усієї вібраційної машини.

Тобто, за новою методикою розрахунку пружних систем резонансних вібраційних машин з електромагнітними віброзбудниками, для визначення параметрів пружних елементів пропонується замість величини резонансного налагодження z механічної коливної системи використовувати формулу (8). Це дасть змогу правильно скорегувати резонансне налагодження механічної коливної системи.

Висновок. Отже, запропонована авторами аналітична формула визначення резонансного налагодження механічної коливної системи z^* допоможе точніше розраховувати пружні системи вібраційних машин з електромагнітними віброзбудниками з врахуванням в'язкого опору середовища.

1. Повидайло В.А. *Расчет и конструирование вибрационных питателей*. – М.: Машигиз, 1962.
2. Повидайло В.А. *Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств* // *Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вибрації в техніці та технологіях"*. – 1994. – №1. – С. 18–27.
3. Бутенин Н.В., Луцц Я.Л., Меркин Д.Р. *Курс теоретической механики*. – М.: Наука, 1985.

УДК 621.302:621.314.1

Б.М. ДІВЕЄВ

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ВІБРОЗАХИСТУ НА ОСНОВІ НАПІВАВТОМАТИЧНОГО ГАСНИКА КОЛИВАНЬ

© Дівеєв Б.М., 2005

Розглянуто методи розрахунку та оптимізації динамічних процесів у вібронавантажених конструкціях з динамічними гасниками. Наведено покращені конструкції таких гасників.

The article deals with the methods of calculation and optimization of dynamic processes in vibroexcited constructions with the dynamic absorbers. The improved constructions of such absorbers are discussed.

Вступ. Напівавтоматичний (адаптивний) динамічний гасник коливань належить до машинобудування, до класу адаптивно-пасивних динамічних гасників коливань (ДГК) і може бути використаний: в енергетиці, в газокompресорних агрегатах, у потужних насосах для транспортування нафти, в системах охолодження газу в потужних турбогенераторах та збудниках турбогенераторів на електростанціях, на бурильних стаціонарних та мобільних установках; в комунальному господарстві – в котельнях, бройлерних, на транспорті; в дисководах ЕОМ та інших віброактивних механізмах та машинах.