

Богинич О.Е. Колебания кинематически возбуждаемых механических систем с учетом диссипации энергии. – К.:Наук. думка, 1981. – 217 с. 9. Тармен, Моут Мл. Нелинейные колебания цилиндра с протекающей жидкостью // Конструирование и технология машиностроения. Труды амер. общ-ва инж.-механиков. Серия В. – М.: 1969. №4. – С. 233 – 242. 10. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с. 11. Феодосьев В.И. О колебаниях и устойчивости трубы при протекании через нее жидкости // Инженерный сборник. 1951. Т.10. – С. 169 – 170. 12. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Будівельник, 1982. – 280 с.

УДК 621.01:621-868

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

Національний університет “Львівська політехніка”

**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ
ВЕРТИКАЛЬНОЇ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ
ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ
З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ
ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС**

© Гаврильченко О.В., Ланець О.С., Гурський В.М., Шпак Я.В., 2006

Наведено методику і розраховано параметри жорсткості вертикальної пружної системи, призначеної для забезпечення роботи в резонансному режимі вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом, реалізованої за принципом синфазного руху коливальних мас. Здійснено розрахунок на міцність пружної системи та проведено порівняльний аналіз результатів статичного та частотного розрахунків комп'ютерних моделей.

This article describes calculation stiffness parameters of vertical elastic system on providing of resonance work the vibratory machine of volumetric processing with electromagnetic vibrator. Computation on durability of the given resilient system and its comparative static and frequency analysis after computations of computer models is conducted.

Вступ. Дослідження динаміки рухів у резонансних вібраційних машинах об'ємної обробки з електромагнітним приводом, створених на основі теорії синфазних коливань [1], показують, що такі машини можуть працювати з мінімально можливим повітряним проміжком в електромагнітних вібробудниках, що значно підвищує їх ККД і позбавляє впливу амплітуди коливань робочого органу на величину повітряного проміжку.

Постановка проблеми. Особливості методики розрахунку тримасових вібраційних машин з синфазним рухом коливальних мас полягають у підборі інерційних параметрів однієї з коливальних мас за відомих інерційних параметрів двох інших та параметрів жорсткості пружної системи, що і визначають безпосередньо умови резонансної роботи машини. Формули для розрахунку необхідних інерційних параметрів коливальних мас відомі, однак визначення параметрів жорсткості потребують корекції залежно від типу пружної системи і конструктивних особливостей машини. Пружна система у вигляді одного стрижня, яка використовується в запропонованих машинах [1], має два ступеня вільності. У цьому і полягає складність і особливість розрахунку пружної системи на жорсткість, де відбувається взаємовплив двох незалежних рухів. Параметри жорсткості пружної

системи повинні забезпечувати резонансну роботу машини чітко у визначеній резонансній зоні із урахуванням взаємного впливу обох рухів.

Аналіз останніх досліджень. Пружна система у вигляді одного вертикального стрижня використовується у тримасовій вібраційній машині об'ємної обробки [1], параметри жорсткості для якої визначали без урахування взаємовпливу відповідних узагальнених координат, що унеможливило резонансну роботу машини. Подібні проблеми частково розглянуті в [2], однак отримані результати потребували доповнення та уточнення.

Постановка задачі. В даній роботі ставиться задача визначення параметрів жорсткості пружної системи у вигляді одного стрижня, що має два ступеня вільності з урахуванням взаємовпливу відповідних узагальнених координат в умовах кінематичного збурення коливань, та розрахунку на міцність пружного стрижня. Отримані аналітичні залежності для розрахунку на жорсткість та міцність пружного стрижня дозволять здійснювати розрахунки та підбір параметрів, згідно з якими буде забезпечене необхідне резонансне налагодження вібраційної машини та низька ймовірність виходу з ладу пружного стрижня.

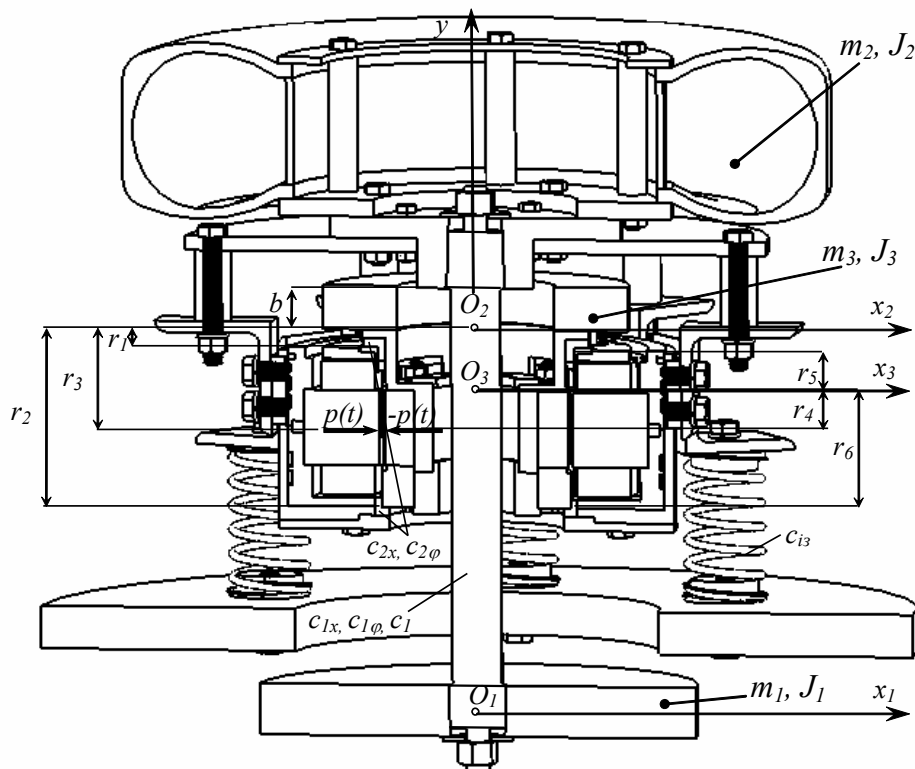


Рис. 1. Тримасова вібраційна машина об'ємної обробки з електромагнітним приводом

Визначення інерційних та пружних параметрів тримасової вібраційної машини з синфазним рухом коливальних мас. Конструкція вібраційної машини об'ємної обробки з електромагнітним приводом (рис. 1) реалізована за тримасовою схемою, де силове збурення відбувається між проміжною та реактивною масою, з інерційними параметрами відповідно: масами m_2 і m_3 та моментами інерції J_2 та J_3 відносно горизонтальних осей, що проходять через їх центри мас. Маховик з інерційними параметрами m_1 , J_1 кінематично збурюється від руху проміжної маси через вертикальну пружну систему у вигляді одного стрижня з параметрами жорсткості: c_{1x} – під час лінійного переміщення, $c_{1\phi}$ – під час повороту на певний кут та c_1 – внаслідок взаємовпливу лінійних переміщень і повороту на певний кут.

Проміжна і реактивна коливальні маси між собою віброізолювані через гумові пружні кільця із жорсткостями c_{2x} – за лінійною та $c_{2\varphi}$ – за кутовою координатами. Нехтуючи жорсткостями c_{2x} , $c_{2\varphi}$ гумових кілець, з урахуванням інерційних параметрах m_2 , J_2 та m_1 , J_1 значення m_3 реактивної коливальної маси знаходимо, використовуючи ефект «нульової жорсткості» за [3]:

$$m_3 = \frac{(1 - z^2)(m_2 + m_1)m_2}{z^2(m_2 + m_1) - m_2}, \quad (1)$$

де $z = \omega / \omega_0$ – резонансне налагодження тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини, причому $z = 0.96 \dots 0.98$, де ω , ω_0 – колові частоти відповідно вимушених та власних коливань. Крім значень інерційних параметрів m_3 , J_3 реактивної коливальної маси (значення J_3 конструктивно приймається), необхідно визначити параметри жорсткості c_{1x} , $c_{1\varphi}$, c_1 пружного стрижня. Використання ефекту «нульової жорсткості» дозволяє розраховувати ці параметри за відповідною двомасовою схемою. Третя маса має лише силовий зв'язок з механічною коливальною системою, що пов'язано з відсутністю пружного зв'язку, викликаного ефектом «нульової жорсткості».

Розрахунок параметрів жорсткості вертикальної пружної системи двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності. Розрахунок пружної системи із відомими масами та моментами інерції коливних тіл зводиться до підбору параметрів пружних елементів, що забезпечують необхідну амплітуду та колову частоту власних коливань ω_0 механічної системи. Точність визначення геометричних параметрів пружних елементів впливає на резонансне налагодження z коливальної системи, від якого залежить амплітуда коливань мас.

Для розрахунку стрижня, що працює на згин по колу, необхідно розглянути динамічну модель руху двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності (рис. 2) для плоского руху за узагальненими координатами x_1 , φ_1 , x_2 , φ_2 , де x_1 – абсолютне миттєве переміщення вздовж осі x центра мас O_1 маси m_1 внаслідок кінематичного збурення від горизонтального миттєвого переміщення $(x_2 - \varphi_2 \cdot b)$ точки закріплення стрижня на масі m_2 під дією сили $p(t) = P \sin \alpha t$; φ_1 – миттєвий абсолютний кут повороту маси m_1 навколо власного центра мас O_1 , викликаний кінематичним збуренням від повороту на кут φ_2 маси m_2 навколо власного центра мас O_2 під дією моменту $m(t) = M \sin \alpha t$.

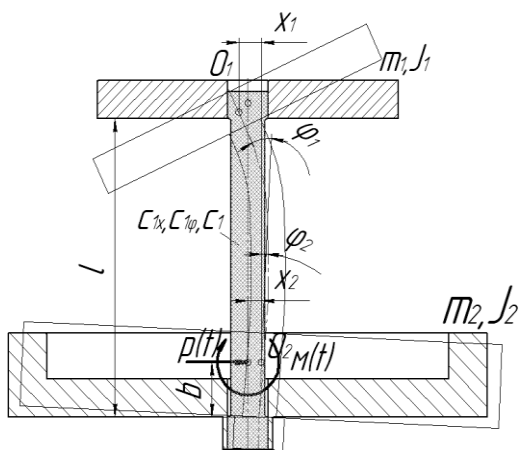


Рис. 2. Динамічна схема двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності

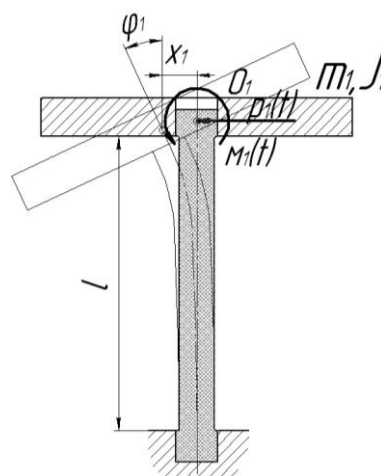


Рис. 3. Динамічна схема одномасової коливальної системи двома ступенями вільності

Згідно з методом сил система рівнянь відносних переміщень верхнього кінця пружного стрижня кінематично збуреного маховика в канонічній формі матиме вигляд:

$$\begin{cases} p_1 \cdot \delta_{11} + m_1 \cdot \delta_{12} = x_1 - x_2 + \varphi_2 \cdot b; \\ p_1 \cdot \delta_{21} + m_1 \cdot \delta_{22} = \varphi_1 - \varphi_2, \end{cases} \quad (2)$$

де $\delta_{11} = \frac{l^3}{3EJ_c}$; $\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{l^2}{2EJ_c}$; $\delta_{22} = \frac{l}{EJ_c}$ – переміщення від одиничних сил; l – робоча довжина пружного стрижня; E – модуль пружності першого роду; J_c – момент інерції поперечного перерізу стрижня; p_1 та m_1 – змінні в часі відповідно зусилля та момент, прикладені до верхнього кінця пружного стрижня. Значення зусилля p_1 та моменту m_1 за принципом д’Аламбера дорівнюють відповідно силі та моменту інерції абсолютного руху при вільних коливаннях системи (рис. 3):

$$\begin{cases} -m_1 \cdot \ddot{x}_1 = p_1; \\ -J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = m_1. \end{cases} \quad (3)$$

Враховуючи, що значення відповідних жорсткостей на згин становлять $c_{1x} = \frac{1}{\delta_{11}}$, $c_{1\varphi} = \frac{1}{\delta_{22}}$, $c_1 = \frac{1}{\delta_{12}} = \frac{1}{\delta_{21}}$ та систему рівнянь (3), після відповідних перетворень система рівнянь (2) набуде вигляду:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + J_1 \ddot{\varphi}_1 \cdot \frac{c_{1x}}{c_1} + c_{1x} \cdot x_1 = c_{1x} \cdot (x_2 - \varphi_2 \cdot b); \\ m_1 \ddot{x}_1 \cdot \frac{c_{1\varphi}}{c_1} + J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{1\varphi} \cdot \varphi_1 = c_{1\varphi} \cdot \varphi_2, \end{cases} \quad (4)$$

де кінематичне збурення стрижня представлене у вигляді вимушених коливань під дією відновлювальної сили переносного руху (права частина рівнянь) [4].

Система диференціальних рівнянь руху механічної коливальної системи (4) з урахуванням другої коливальної маси з інерційними параметрами m_2 , J_2 , яка здійснює рух за двома узагальненими координатами, перепишемо у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + J_1 \ddot{\varphi}_1 \cdot \frac{c_{1x}}{c_1} + c_{1x} \cdot (x_1 - x_2 + \varphi_2 \cdot b) = 0; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + m_1 \ddot{x}_1 \cdot \frac{c_{1\varphi}}{c_1} + c_{1\varphi} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_{1x} \cdot (x_1 - x_2 + \varphi_2 \cdot b) = p(t); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{1x} \cdot b \cdot (x_1 - x_2 + \varphi_2 \cdot b) - c_{1\varphi} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = m(t). \end{cases} \quad (5)$$

Запишемо цю систему у матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} -m_1 \cdot \omega^2 + c_{1x} & -J_1 \cdot \omega^2 \cdot \frac{c_{1x}}{c_1} & -c_{1x} & c_{1x} \cdot b \\ -m_1 \cdot \omega^2 \cdot \frac{c_{1\varphi}}{c_1} & -J_1 \cdot \omega^2 + c_{1\varphi} & 0 & -c_{1\varphi} \\ -c_{1x} & 0 & -m_2 \cdot \omega^2 + c_{1x} & -c_{1x} \cdot b \\ c_{1x} \cdot b & -c_{1\varphi} & -c_{1x} \cdot b & -J_2 \cdot \omega^2 + c_{1x} \cdot b^2 + c_{1\varphi} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ P \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ \Phi_1 \\ X_2 \\ \Phi_2 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Прирівнявши визначник системи рівнянь (6) до нуля, можна знайти значення власних частот коливань ω_{0i} коливальної системи з чотирма ступенями вільності.

$$\begin{bmatrix} -m_1 \cdot \omega^2 + c_{1x} & -J_1 \cdot \omega^2 \cdot \frac{c_{1x}}{c_1} & -c_{1x} & c_{1x} \cdot b \\ -m_1 \cdot \omega^2 \cdot \frac{c_{1\varphi}}{c_1} & -J_1 \cdot \omega^2 + c_{1\varphi} & 0 & -c_{1\varphi} \\ -c_{1x} & 0 & -m_2 \cdot \omega^2 + c_{1x} & -c_{1x} \cdot b \\ c_{1x} \cdot b & -c_{1\varphi} & -c_{1x} \cdot b & -J_2 \cdot \omega^2 + c_{1x} \cdot b^2 + c_{1\varphi} \end{bmatrix} = 0. \quad (7)$$

Для того, щоб система знаходилась в резонансі, потрібно щоб значення однієї із власних колових частот ω_{0i} збіглося із значенням колової частоти вимушених коливань ω . Значення згинальної жорсткості c_{1x} визначається з рівняння (7), задовольнивши умову резонансу за двома узагальненими координатами при резонансному налагодженні $z = \frac{\omega}{\omega_0}$. З урахуванням взаємозв'язку значень згинальних жорсткостей пружного стрижня від дії моменту сили та взаємовпливу обох рухів, для конструктивно прийнятого значення довжини стрижня l :

$$c_{1\varphi} = \frac{l^2}{3} c_{1x}; \quad (8)$$

$$c_1 = \frac{2l}{3} c_{1x}, \quad (9)$$

значення згинальної жорсткості стрижня c_{1x} за лінійним переміщенням з урахуванням взаємовпливу кутового та лінійного рухів кінематично збуреної маси двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності буде визначатися як:

$$c_{1x} = \frac{\left[(4J_2 + J_1)m_1 l^2 + 3J_1(m_1 b^2 + 4J_2) \right] m_2 + 3J_1 m_1 J_2 + \dots \rightarrow \sqrt{\left[\left(9 \left(b^2 + \frac{1}{3} l^2 \right)^2 m_1^2 + 72 \left(bl - \frac{1}{3} l^2 + b^2 \right) J_2 m_1 + 144 J_2^2 \right) m_2^2 + J_1^2 - \right.}{8l \cdot \left[\left(-\frac{1}{2} b l^2 m_1 + (J_1 + b^2 m_1 + J_2) l - \frac{3}{2} J_1 b \right) m_2 + \left(J_2 + \frac{1}{4} J_1 \right) l m_1 \right]} \cdot \left(\frac{\omega}{z} \right)^2. \quad (10)$$

Вираз для визначення жорсткості стрижня c_{1x} під час згину через геометричні параметри пружного елемента можна записати у вигляді:

$$c_{1x} = \frac{3 \cdot E \cdot J_c}{l^3}. \quad (11)$$

Із (11) значення діаметра пружного стрижня, що забезпечує задане резонансне налагодження z , становить:

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot c_{1x} \cdot l^3}{3 \pi E}}, \quad (12)$$

де значення c_{1x} береться з (10).

Взявши для прикладу двомасову коливальну систему з інерційними параметрами $m_1 = 20 \text{ кг}$, $J_1 = 0,144 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_2 = 67,9 \text{ кг}$, $J_2 = 1,17 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та $l = 0,280 \text{ м}$, $b = 0,031 \text{ м}$, визначимо значення параметрів жорсткості стрижня c_{1x} , $c_{1\varphi}$, c_1 на забезпечення власної частоти коливань $\omega_0 = \frac{\omega}{z}$. Для колової частоти вимушених коливань $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ та $z = 0,98$ значення діаметра d пружного стрижня визначеного за формулою (12) становить $d = 0,034 \text{ м}$. Для таких параметрів двомасової коливальної системи її перша власна колова частота коливань буде становити: $\omega_{01} = 320,408 \text{ с}^{-1}$ або $\nu_{01} = 51 \text{ Гц}$. Значення амплітуд коливань за лінійними та кутовими координатами коли $P = 1000 \text{ Н}$ і $M = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рис.4, рис.5) становлять $x_1 = -0,0025 \text{ м}$, $x_2 = 0,0007 \text{ м}$, $\varphi_1 = -0,0117 \text{ рад}$, $\varphi_2 = 0,0054 \text{ рад}$.

Для оцінки і порівняння отриманих результатів розраховано власну частоту коливань, використовуючи метод скінченних елементів частотним аналізом у програмному забезпеченні Cosmos 6.0, що працює в оболонці SolidWorks 2003. Для наведених наступних параметрів МКС: модуль пружності пружних елементів та елементів конструкції $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; густина сталі $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$; для схеми на рис.6 з наступними параметрами розбиття на кінцеві елементи: $Global\ Size = 17,229 \text{ мм}$; $Tolerance = 0,8614 \text{ мм}$; $14433\ elements$; $3835\ corner\ nodes$; $74364\ D.O.F.$, отримано результати розрахунку на рис.7, де перша власна частота коливань за двома узагальненими координатами становить $\nu_{01} = 52,77 \text{ Гц}$.

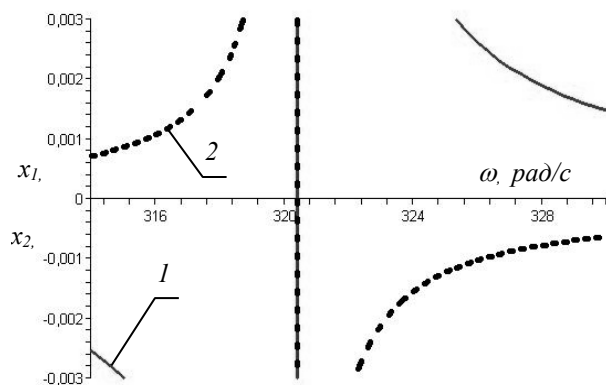


Рис. 4. АЧХ двомасової коливальної системи за лінійними координатами x_1 (1) та x_2 (2)

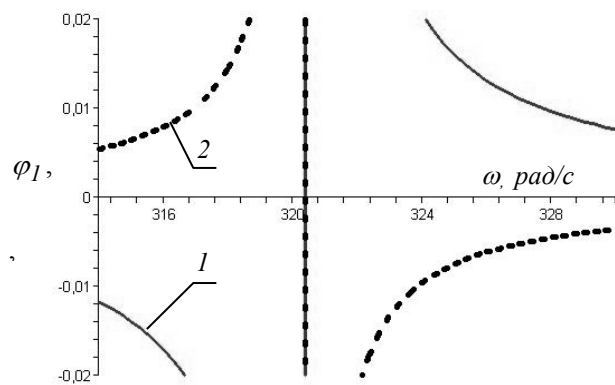


Рис. 5. АЧХ двомасової коливальної системи за кутовими координатами φ_1 (1) та φ_2 (2)

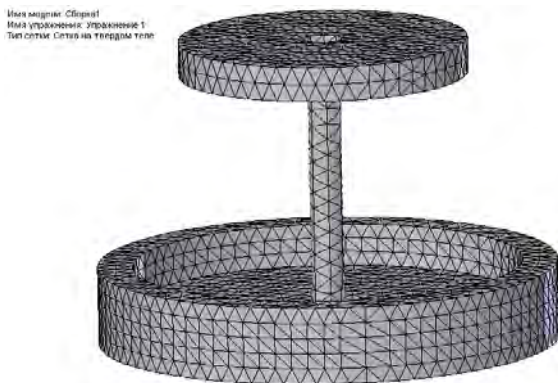


Рис. 6. Двомасова коливальна система, що розбита на кінцеві елементи

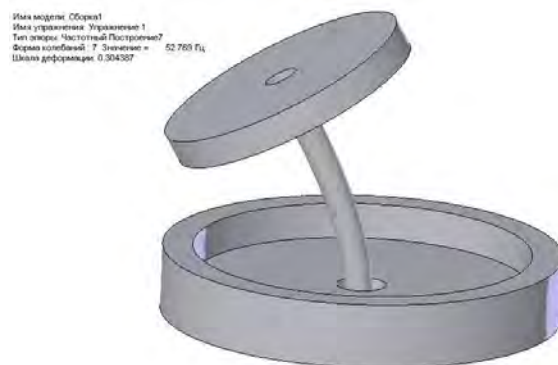


Рис. 7. Частотний аналіз двомасової коливальної системи

Різниця в частотах між результатами розрахунків з використанням методу скінченних елементів (рис. 7) та теоретичним значенням першої власної частоти коливань двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності становить $\Delta\nu_x = 1.77 \text{ Гц}$, а у відсотках $\delta\nu_x = 3.47 \%$. Причиною розбіжностей у результатах може бути те, що розв'язання за допомогою формули не враховує складні процеси деформації, на відміну від розрахунків за допомогою методу скінченних елементів.

Розрахунок на міцність пружного стрижня двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності. Розглянемо розрахункову схему навантаження роботи вертикального пружного стрижня, що зазнає поперечного згину в площині дії сили (рис. 8). Нижній кінець стрижня зацмелений в точці B , а до верхнього кінця в точці A прикладаються зусилля в горизонтальному напрямку P_A та згинальний момент M_A .

Звівши випадок кінематичного збурення стрижня до силового (4), запишемо значення зусилля та моменту, що діють у точці A :

$$\begin{aligned} P_A &= c_{1x} \cdot (x_2 - \varphi_2 \cdot b); \\ M_A &= c_{1\phi} \cdot \varphi_2. \end{aligned} \quad (13)$$

Небезпечними ділянками в стрижні будуть крайні (ліва та права) точки перерізу в місці закріплення (точка B), умову міцності для яких запишемо так:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{32 \cdot [c_{1x} \cdot l \cdot (x_2 - \varphi_2 \cdot b) + c_{1\phi} \cdot \varphi_2]}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma_{-1}]. \quad (14)$$

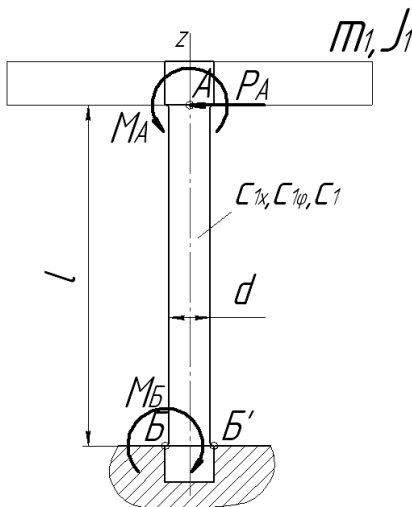


Рис. 8. Схема навантаження стрижня

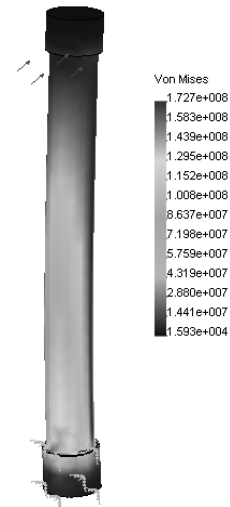


Рис. 9. Статичний аналіз стрижня

Використавши співвідношення (9), отримаємо:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 \cdot c_{1x} \cdot l \cdot \left[x_2 - \varphi_2 \cdot \left(b - \frac{l}{3} \right) \right]}{\pi \cdot d^3}. \quad (15)$$

Для параметрів даної двомасової коливальної системи та стрижня, виготовленого зі сталі 65Г $\sigma_{\max} = 141,59 \text{ МПа} < [\sigma_{-1}] = 250 \text{ МПа}$, що задовольняє умову міцності (14).

Розрахунок напружень з використанням методу скінченних елементів статичним аналізом у програмному забезпеченні Cosmos 6.0, що працює в оболонці SolidWorks 2003.

Для таких параметрів МКС: модуль пружності пружних елементів та елементів конструкції $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; густина сталі $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$; для схеми на рис.4 з наступними параметрами розбиття на кінцеві елементи: $Global\ Size = 13,389 \text{ мм}$; $Tolerance = 0,67 \text{ мм}$; $1323\ elements$; $2362\ corner\ nodes$; $6762\ D.O.F.$, отримано результати розрахунку на рис.9, де максимальне значення напружень становить $\sigma_{max} = 172,7 \text{ МПа} < [\sigma_{-1}] = 250 \text{ МПа}$.

Висновок. Викладено методику розрахунку пружної системи вібраційної машини об'ємної обробки з синфазним рухом коливальних мас, особливістю якої є врахування взаємовпливу двох узагальнених координат. Наведено методику розрахунку на міцність пружного стрижня, що кінематично збурюється, та проведено порівняння результатів аналітичних розрахунків із результатами частотного та статичного аналізів, комп'ютерним моделюванням у програмному забезпеченні Cosmos 6.0 для SolidWorks 2006, що підтвердило достовірність виведених аналітичних виразів в межах допустимої похибки.

1. Гаврильченко О. В., Ланець О. С., Гурський В. М. Дослідження синфазного руху коливальних мас в резонансній торовій вібраційній машині об'ємної обробки // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.59-67. 2. Гаврильченко О.В., Ланець О.С. Розрахунок на жорсткість та міцність пружної системи у вигляді вертикально розташованого пружного стержня // Вибрації в техніці та технологіях. – 2001. – №2 (18). – С. 30-34. 3. Ланець О.С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вибрації в техніці та технологіях. – 2005. – № 2(40). – С. 46-59. 4. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.: іл.

УДК 62-755

А.Н. ГОРБЕНКО

Керченский морской технологический институт, г. Керчь

О ВЛИЯНИИ НЕЛИНЕЙНОСТИ ОПОР РОТОРА НА ДИНАМИКУ АВТОБАЛАНСИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

© Горбенко А.Н., 2006

Розглядається динаміка автобалансувального пристрою пасивного типу з урахуванням нелінійної жорсткості опор ротора, зумовленої особливостями кулькових підшипників. Складено рівняння руху і виконаний їхній числовий аналіз. Встановлено, що ефективно і стійке автобалансування за цих умов можливе, зокрема у режимі багаточастотних субгармонійних коливань початкового ротора.

The dynamics of autobalancing device of passive type taking into account the nonlinear inflexibility of supports of rotor, conditioned by the features of the ball-shaped bearings, is examined in work. Equations of motion are worked out and their numerical analysis is executed. It is set, that the effective and steady autobalancing at these terms is possible, setting modes of multifrequency subharmonic vibrations of initial rotor.

Постановка проблеми. Автобалансирующие устройства (АБУ) пассивного типа применяются в роторных машинах для снижения уровня их вибрации. Опоры, на которых установлен ротор, в общем случае обладают более или менее выраженными нелинейными свойствами, в частности нелинейной жесткостью. Источниками нелинейности чаще всего служат особенности подшипников ротора. В результате этого в механической системе могут возбуждаться интенсивные многочастот-