

РОЗРАХУНОК ТА АНАЛІЗ ПЛОСКОЇ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ

© Повідайло В.О., Ланець О.С., 2001

This plane spring system with the plane springs is used in the vibration machines of volumetric processing with electromagnetic vibrofeeders. In this article the problem of exact calculation of the plane system with the plane springs is considered. The calculation of rigidity and analysis of plane spring systems with different quantity of spring bars are given.

Створення ефективних резонансних вібраційних машин об'ємної обробки з електромагнітними віброзбудниками спонукає до розробки нових конструкцій, реалізація яких неможлива без удосконалення і створення нових пружних систем. Від точності визначення жорсткості пружних елементів системи залежить ефективність роботи резонансної вібраційної машини.

Подається розрахунок, а саме визначення жорсткості плоских пружних систем, що використовуються у резонансних вібраційних машинах об'ємної обробки з електромагнітними віброзбудниками.

Механічна коливна система вібраційної машини з плоскою пружною системою наведена на рис. 1, де 1 – коливна маса, що збуджує коливання, 2 – тороїдний контейнер, що кінематично збуджується від маси 1, 3 – чотири плоскі пружні елементи пружної системи, що працюють на згин і кручення. Пружні стрижні жорстко кріпляться до коливних мас, утворюючи плоско-просторову [1] статично невизначену систему і розміщені з кроком 90° .

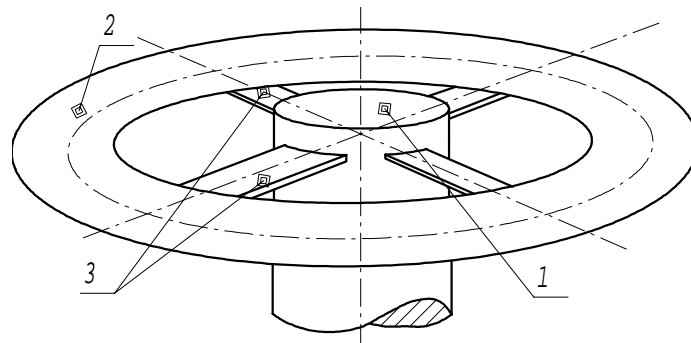


Рис. 1. Коливна механічна система з плоскою пружною системою

Знайдемо жорсткості пружної системи, що складається з двох плоских пружних елементів 3, вважаючи, що пружні елементи працюють окремо на згин і кручення. На рис. 2, а схематично зображено вигляд з боку плоскої пружної системи, пружні елементи якої працюють на згин.

Між пружними елементами розташована абсолютно жорстка коливна маса 1, деформацією якої нехтуємо. Припускаємо, що тороїдний контейнер 2 при деформаціях плоских пружних елементів 3 – нерухомий. Визначимо зусилля, що діють в точці С (рис. 2, а), коли коливна маса 1 циліндричної форми радіусом r повертається на кут θ . Для цього умовно

розриваємо пружну систему в точці С, а дію в'язей замінюємо прикладеними еквівалентними реакціями: зусиллям X_1 та моментом X_2 , нехтуючи зусиллям розтягу (рис. 2, б). Рівняння переміщень в канонічній формі будуть мати вигляд:

$$\begin{cases} X_1 \delta_{11} + X_2 \delta_{12} = \theta \cdot r; \\ X_1 \delta_{21} + X_2 \delta_{22} = -\theta. \end{cases} \quad (1)$$

У нашому випадку значення коефіцієнтів рівнянь δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} , δ_{22} дорівнюють:

$$\delta_{11} = \frac{l^3}{3EJ}; \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{l^2}{2EJ}; \delta_{22} = \frac{l}{EJ}, \quad (2)$$

де E – модуль поздовжньої пружності; J – момент інерції перерізу пружного елемента; l – довжина пружного елемента.

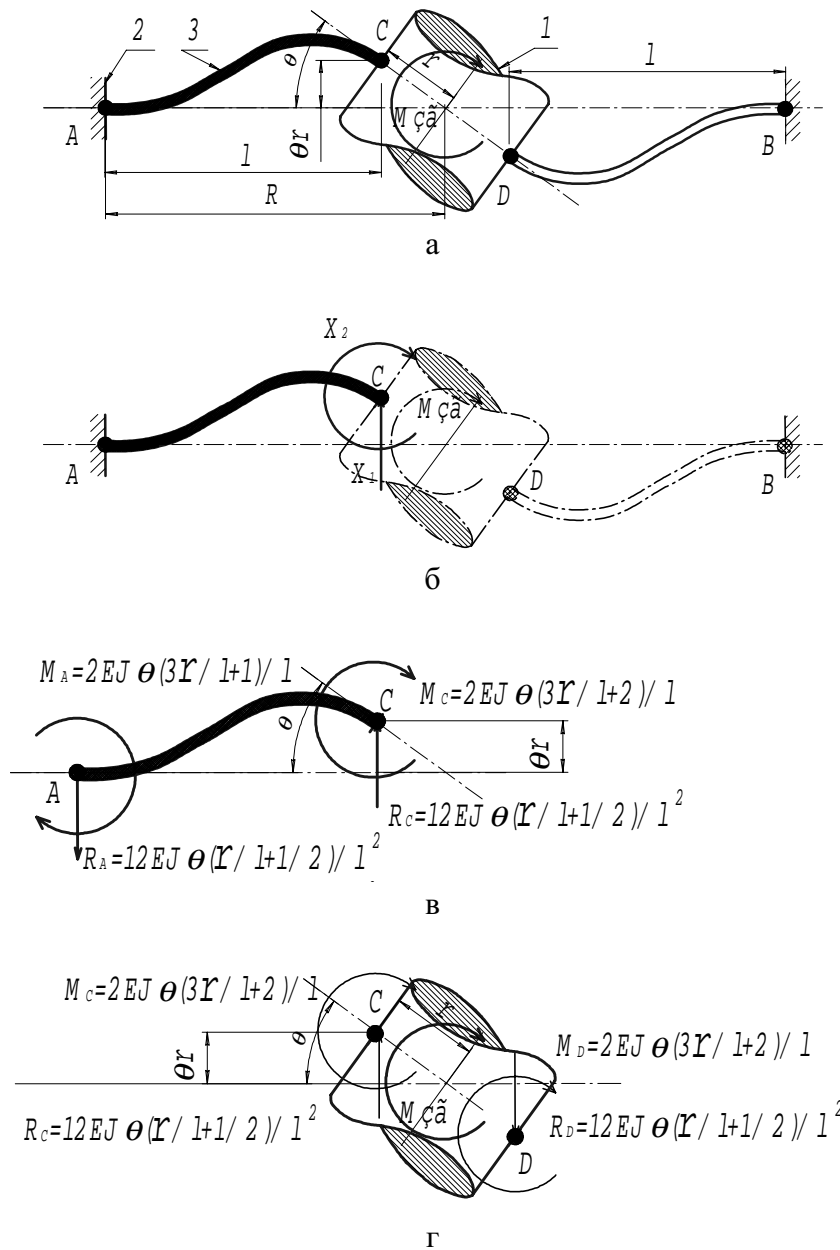


Рис. 2. Плоска пружна система, що працює на згин

Після підстановки коефіцієнтів (2) в систему рівнянь (1) і розв'язавши її, отримаємо (рис. 2, в):

$$\begin{aligned} X_1 = R_C &= \frac{12EJ\theta}{l^2} \left(\frac{r}{l} + \frac{1}{2} \right); \\ X_2 = M_C &= \frac{2EJ\theta}{l} \left(\frac{3r}{l} + 2 \right). \end{aligned} \quad (3)$$

Сумарне значення згинального моменту M_{3z} (рис. 2, з) дорівнює:

$$\begin{aligned} M_{3z} &= 2[X_1 \cdot r + X_2] = 2 \left[\frac{12EJ}{l^2} \left(\frac{\theta r}{l} + \frac{\theta}{2} \right) \cdot r + \frac{2EJ}{l} \left(\frac{3\theta r}{l} + 2\theta \right) \right] = \\ &= 8EJ\theta \left[3r^2/l^2 + 3r/l + 1 \right] / l. \end{aligned} \quad (4)$$

Оскільки $M_{3z} = \theta \cdot c_{3z}$, тоді жорсткість при чистому згині c_{3z} пружної системи, що складається з двох пружних елементів (рис. 2), дорівнює:

$$c_{3z} = 8EJ_c \left[3r^2/l^2 + 3r/l + 1 \right] / l, \quad (5)$$

де $J_c = J$ – момент інерції перерізу плоского пружного елемента; M_{3z} – згинальний момент, що діє на плоску пружну систему.

На рис. 3 зображено еквівалентну схему заміщення пружної системи у вигляді двох плоских пружних елементів, що працюють на кручення. Пружна система статично не

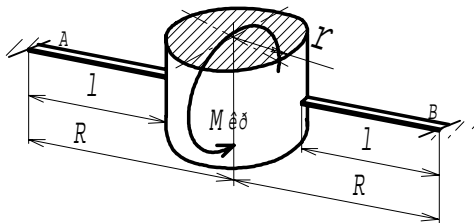


Рис. 3. Пружна система з двома плоскими пружними елементами, що працюють на кручення

визначена. Пружні елементи, не круглого перерізу, закріплені жорстко обома кінцями і навантажені крутним моментом $M_{кр}$ посередині. Визначимо жорсткість пружної системи. Оскільки $\theta = M_{кр} / c_{кр}$, тоді жорсткість $c_{кр}$ пружної системи при чистому крученні (рис. 3), що складається з двох пружних елементів, згідно з [2] дорівнює:

$$c_{кр} = 2G\beta hb^3 / l, \quad (6)$$

де h і b – сторони прямокутного перерізу пружного елемента; β – коефіцієнт, що залежить від співвідношення сторін h і b .

На рис. 4 зображена плоскопросторова пружна система з чотирма пружними стрижнями під дією моменту M . Крутні моменти $M_{кр1}$ і $M_{кр2}$ необхідно прикласти до першого та другого стрижнів, щоб скрутити їх на кути θ'' і θ' відповідно, а згинальні моменти M_{3z1} і M_{3z2} необхідно прикласти до першого та другого стрижнів, щоб прогнути їх на кути θ' і θ'' . Із подібності сферичних трикутників ABC і DEC (рис. 4), отримуємо співвідношення кутів $(\pi/2)/\theta = \psi/\theta''$.

$$\begin{aligned}
 M &= \theta \left[\left(1 - \frac{2\psi}{\pi} \right)^2 + \left(\frac{2\psi}{\pi} \right)^2 \right] \cdot [c_{кр} + c_{32}] = \\
 &= \theta \left[\left(1 - \frac{2\psi}{\pi} \right)^2 + \left(\frac{2\psi}{\pi} \right)^2 \right] \cdot \left[\frac{2G\beta hb^3}{l} + \frac{8EJ_c}{l} \left[\frac{3r^2}{l^2} + \frac{3r}{l} + 1 \right] \right] = \theta \cdot c, \quad (12)
 \end{aligned}$$

де $c = \left[\left(1 - \frac{2\psi}{\pi} \right)^2 + \left(\frac{2\psi}{\pi} \right)^2 \right] \cdot \left[\frac{2G\beta hb^3}{l} + \frac{8EJ_c}{l} \left[\frac{3r^2}{l^2} + \frac{3r}{l} + 1 \right] \right]$ – сумарна жорсткість плоскої пружної системи з чотирма пружними стрижнями (рис. 1).

Аналогічно виконаємо розрахунок пружної системи з шістьма пружними стрижнями (рис. 5). Користуючись позначеннями, що виконані на рис. 5, маємо:

$$\begin{aligned}
 \theta' &= \frac{2\psi\theta}{\pi}; & \theta'' &= \frac{2(\pi/3 + \psi)\theta}{\pi} = \frac{2}{3}\theta + \frac{2\psi\theta}{\pi}; & \text{при } \psi &\leq \frac{\pi}{6}; \\
 \theta'' &= \frac{2(\pi/2 - (\psi - \pi/6))\theta}{\pi} = \frac{4}{3}\theta - \frac{2\psi\theta}{\pi}; & & & \text{при } \psi &> \frac{\pi}{6}; \\
 \theta''' &= \frac{2(\pi/3 - \psi)\theta}{\pi} = \frac{2}{3}\theta - \frac{2\psi\theta}{\pi}; & \theta^{IV} &= \frac{2(\pi/2 - \psi)\theta}{\pi} = \theta - \frac{2\psi\theta}{\pi}; & & \\
 \theta^V &= \frac{2(\pi/6 - \psi)\theta}{\pi} = \frac{1}{3}\theta - \frac{2\psi\theta}{\pi}; & & & \text{при } \psi &\leq \frac{\pi}{6};
 \end{aligned} \quad (13)$$

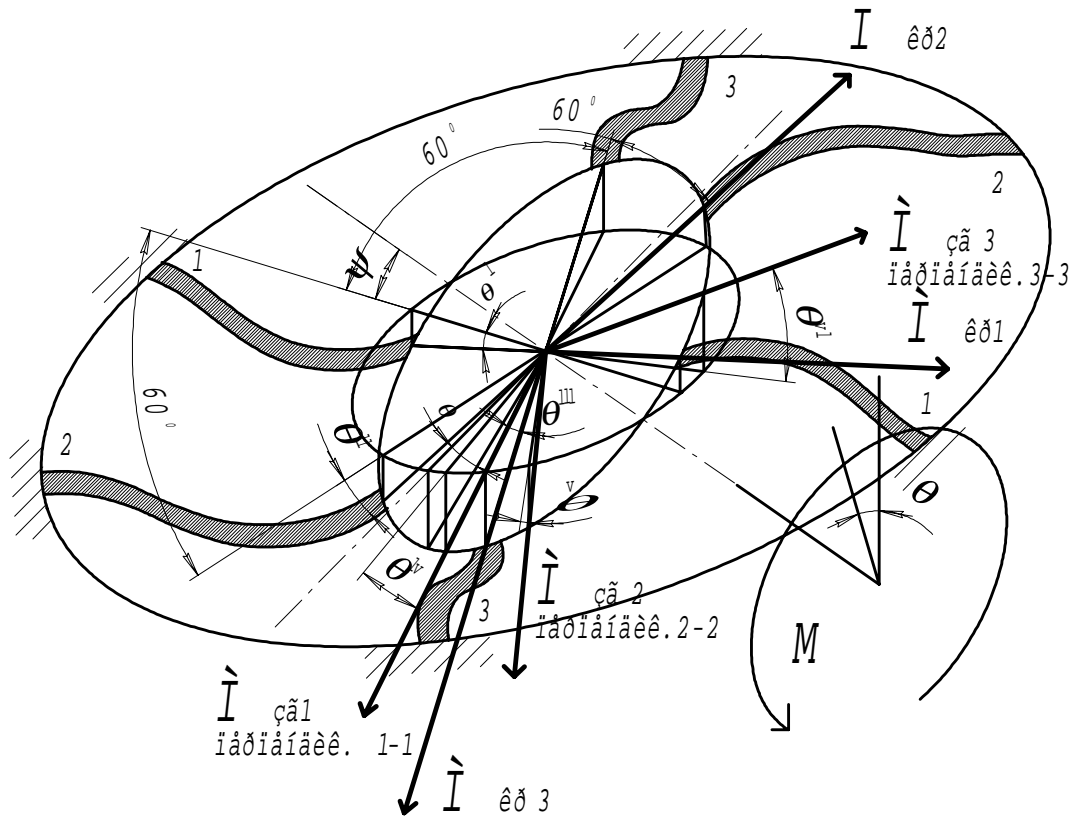


Рис. 5. Плоска пружна система з шістьма пружними стрижнями

$$\theta^V = \frac{2(-\pi/6 + \psi)\theta}{\pi} = -\frac{1}{3}\theta + \frac{2\psi\theta}{\pi}; \quad \text{при } \psi > \frac{\pi}{6};$$

$$\theta^{VI} = \frac{2(\pi/6 + \psi)\theta}{\pi} = \frac{1}{3}\theta + \frac{2\psi\theta}{\pi},$$

де $\psi \leq 60^\circ$ – кут в межах кроку розміщення пружних стрижнів. Кути θ^{IV} , θ^V , θ^{VI} вказують поворот стрижнів 1–1, 2–2, 3–3 відповідно в площинах перпендикулярних до їх осей (рис. 5).

Тоді при $\psi \leq \pi/6$ загальна жорсткість плоскої пружної системи з шістьма пружними стрижнями:

$$c = c_{32} \left[\frac{8}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} \right] + c_{кр} \left[\frac{11}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} - \frac{4\psi}{\pi} \right] =$$

$$= \frac{8EJ_c}{l} \left[\frac{3r^2}{l^2} + \frac{3r}{l} + 1 \right] \cdot \left[\frac{8}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} \right] + \frac{2G\beta hb^3}{l} \cdot \left[\frac{11}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} - \frac{4\psi}{\pi} \right]. \quad (14)$$

При $\psi > \pi/6$ загальна жорсткість плоскої пружної системи з шістьма пружними елементами:

$$c = c_{32} \left[\frac{20}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} - \frac{8\psi}{\pi} \right] + c_{кр} \left[\frac{11}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} - \frac{4\psi}{\pi} \right] =$$

$$= \frac{8EJ_c}{l} \left[\frac{3r^2}{l^2} + \frac{3r}{l} + 1 \right] \cdot \left[\frac{20}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} - \frac{8\psi}{\pi} \right] + \frac{2G\beta hb^3}{l} \cdot \left[\frac{11}{9} + \frac{12\psi^2}{\pi^2} - \frac{4\psi}{\pi} \right]. \quad (15)$$

За допомогою програмного забезпечення MathCAD проведемо аналіз жорсткості розглянутих плоских пружних систем (рис. 6). Жорсткість вказується у відносних одиницях. Для плоскої пружної системи з чотирма пружними елементами приймається, що $c_{кр} + c_{32} = c_{сумарне} = 1$ (12), а для плоскої пружної системи з шістьма пружними елементами приймається, що $c_{кр} = 0.4c$; $c_{32} = 0.6c$ і $c_{кр} + c_{32} = c_{сумарне} = 1$ (14) і (15).

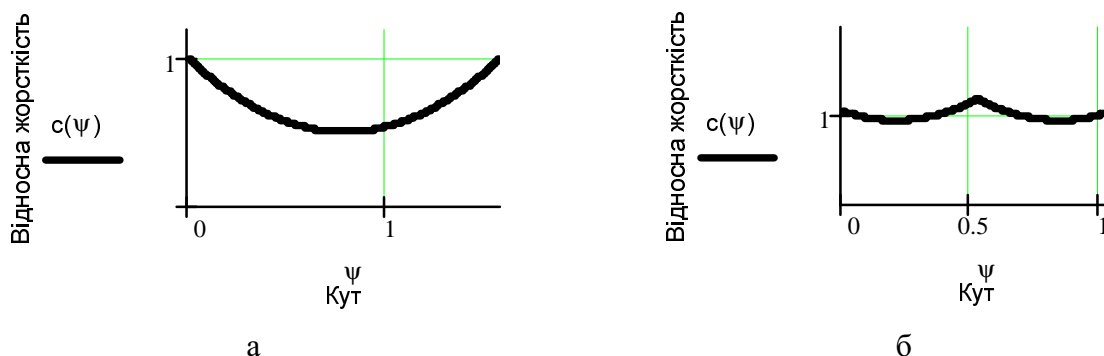


Рис. 6. Жорсткість плоскої пружної системи з чотирма (а) і з шістьма (б) пружними стрижнями у відносних одиницях при різних напрямках згину, які визначаються кутом ψ

З графіків видно, що жорсткість при згинанні залежно від кута ψ суттєво змінюється для плоскої пружної системи з чотирма пружними стрижнями, і менше змінюється для

плоскої пружної системи з шістьма пружними стрижнями. Зміна жорсткості є небажаною, оскільки це призводить до параметричного впливу жорсткості на вимушені коливання контейнера вібраційної машини об'ємної обробки.

Чим більше пружних стрижнів, що симетрично розміщуються в радіальному напрямку, матиме плоска пружна система, тим більше вона наблизиться до пластини, і тим менше змінюватиметься жорсткість залежно від кута ψ . Тому використання плоских пружних систем з більшою кількістю пружних стрижнів набагато доцільніше, оскільки забезпечує більшу рівномірність жорсткості.

1. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. *Опір матеріалів / За ред. Г.С. Писаренко.* – К., 1993. 2. *Машиностроение: Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении. Т.1. Кн. 2.* – М., 1947. 3. *Справочник машиностроителя / Под ред. Н.С. Ачеркана.* – М., 1963. – Т. 3. 4. *Беляев Н.М. Сопротивление материалов.* – М., 1959. 5. *Феодосьев В.И. Сопротивление материалов.* – М., 1970.

УДК 621.86

М.І. Пилипець, І.Б. Гевко, Р.Я. Лещук

ДОСЛІДЖЕННЯ НЕПЕРЕРВНОГО ПРОФІЛЮВАННЯ ГВИНТОВИХ СТРІЧОК

© Пилипець М.І., Гевко І.Б., Лещук Р.Я., 2001

The results of continuous screw belts profiling, which are widely used in mechanical engineering are presented. The effective constructional and technological parameters of the machine tools and devices profiling which are the flesis of the latest technological equipment constructions are determined.

Гвинтові транспортно-технологічні системи (ТТС) машин і механізмів є невід'ємною частиною автоматизованого технологічного процесу. Він складається з міжопераційних транспортних дільниць транспортування заготовок від одного робочого місця до іншого, створюючи розгалужений потік заготовок через технологічну систему.

Гвинтові стрічки є важливими елементами ТТС різного службового призначення від точної та якісної роботи яких залежить продуктивність і якість роботи машини в цілому. Від технологічності цих елементів залежить якісна робота транспортно-технологічних систем. Технологія виготовлення вала шнекового валка не становить труднощів, його обробляють за типовою технологією виготовлення деталей типу "вал". Спіралі виготовляють різними способами. Найбільш поширеним є виготовлення і профілювання спіралі із листового прокату штампуванням кілець, з подальшим розрізуванням і формуванням у виток, з яких зварюються спіралі. Спосіб трудомісткий з великими затратами матеріалу. Більш продуктивним є прокатування спіралей шнеків. Недоліком цього способу є зниження товщини зовнішнього околу спіралі, що приводить до швидкого спрацювання шнекового валка. Тому є необхідність виготовляти спіралі шнекових валків неперервним навиванням і профілюванням, з використанням спеціальних пристроїв.

Автоматизація і механізація профілювання гвинтових стрічок забезпечують підвищення продуктивності праці і зменшення собівартості виготовлення, що досягається пристроєм