

3. ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ЛІСОВИРОБНИЧОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 681.847.2

Проф. М.П. Козлинський¹, канд. техн. наук;
доц. М.Б. Сокіл², канд. техн. наук; викл. О.І. Хитряк¹

ВПЛИВ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК, ШВИДКОСТІ ПОЗДОВЖНЬОГО РУХУ НА КОЛИВАННЯ ТА НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМІВНИЙ СТАН ГНУЧКИХ ПРИВОДІВ

На базі хвильової теорії розроблено методику дослідження впливу швидкості поздовжнього руху та фізико-механічних параметрів на коливання і напружено-деформівний стан гнучких елементів систем приводів. Отримано співвідношення, які визначають основні характеристики коливань та динамічні напруження у гнучкому елементі.

Ключові слова: нелінійні коливання, амплітуда, деформація, напруження.

Актуальність. Різні питання динаміки гнучких елементів приводів з урахуванням сталої швидкості їх поздовжнього руху розглянуто у цілій низці публікацій [1-4]. У них ґрунтовно досліджено вплив швидкості поздовжнього руху, фізико-механічних характеристик, періодичних сил на динаміку та стійкість процесів [5, 6]. Проте таке важливе питання, як взаємозв'язок видовження і коливань гнучких елементів, їхній вплив на напружений стан, у зазначених роботах не розглянуто. Водночас, у [7] на базі експериментальних досліджень показано, що більшість матеріалів досліджуваних систем мають чітко виражений нелінійний характер зв'язку між напруженням та деформацією. З огляду на це, аналіз взаємовпливу коливань та видовження гнучких елементів, а також визначення динамічного напруження у них, є актуальною задачею.

Метою роботи є розроблення загального підходу, який дає змогу: а) дослідити вплив нелінійно пружних характеристик матеріалів гнучких елементів приводів та швидкості поздовжнього руху на їх коливання; б) визначити вплив коливань на динамічні напруження у досліджуваних системах.

Методика розв'язування. Рівняння руху та його розв'язок. Для розв'язання поставлених задач передусім опишемо динамічні процеси у гнучких елементах систем приводів. Моделюватимемо їх пружним одновимірним тілом, пружні властивості матеріалу котрого описують залежністю [7]

$$\sigma = E\varepsilon^{\nu+1}, \quad (1)$$

де: σ, ε – напруження та відносна деформація, E, ν – сталі, причому $\nu + 1 = (2m + 1) \cdot (2n + 1)^{-1}$ ($m, n = 0, 1, 2, \dots$).

Для описання положення гнучкого елемента виберемо систему координат, вісь ОХ котрої збігається з недеформованим його положенням, а

¹ Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного;

² НУ "Львівська політехніка"

$u(x, t)$ – поперечне відхилення перерізу гнучкого елемента із Ейлеровою координатою [8] x у будь-який момент часу t (рис. 1). Нехай T – сила натягу в довільному перерізі гнучкого тіла; ρ – маса одиниці довжини.

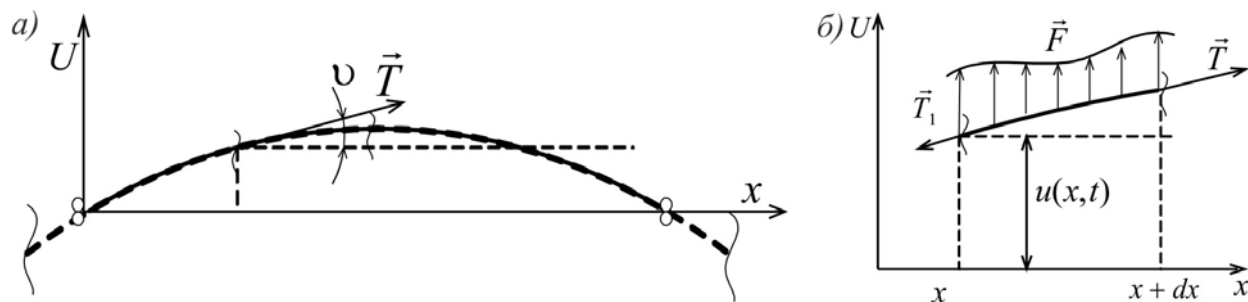


Рис. 1. Модель рухомого гнучкого елемента приводу

Із врахуванням коливань гнучкого тіла, елементарна його довжина dx змінює свою величину на $\Delta dx = dx - dx \cos v \approx dx v^2 / 2$.

Для малих поперечних коливань справедливе співвідношення $u_x = tg v = \sin v = v$. Відносна ж деформація $\varepsilon = \frac{\Delta dx}{dx}$ елементарної довжини гнучкого елемента вздовж всієї його довжини є незмінною, адже величина сили натягу в ньому є сталою. Повне ж видовження гнучкого елемента за поперечних його коливань знаходимо відповідно до формули

$$\Delta l = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx. \quad (2)$$

Тоді додатковий натяг у гнучкому елементі ΔT , що зумовлений видовженням, у випадку коли його матеріал задовольняє нелінійному закону (1), визначаємо залежністю

$$\Delta T = ES \left[\frac{1}{2l} \int_0^l \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx \right]^{\nu+1}. \quad (3)$$

Із врахуванням наведеного, умова "динамічної рівноваги" виділеного елемента набуде вигляду:

$$\rho \frac{d^2 u}{dt^2} dx = (T + \Delta T) \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+dx} - (T + \Delta T) \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_x + F dx. \quad (4)$$

Беручи до уваги, що $\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x+dx} - \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_x = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx$, із (4) отримуємо:

$$\frac{d^2 u}{dt^2} - \left\{ \frac{T}{\rho} + \frac{ES}{\rho} \left[\frac{1}{2l} \int_0^l \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx \right]^{\nu+1} \right\} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{\rho} F. \quad (5)$$

Для випадку, коли гнучкий елемент рухається із сталою складовою горизонтальної швидкості V , символи першої $\frac{d}{dt}$ і другої за часом $\frac{d^2}{dt^2}$ похідних у змінних Ейлера мають вигляд:

$$\frac{d}{dt} = V \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t}, \quad \frac{d^2}{dt^2} = V^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + 2V \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2}{\partial t^2}. \quad (6)$$

Це дає змогу диференціальне рівняння (5) записати у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \left\{ V^2 - \frac{ES}{\rho} \left[\frac{1}{2l} \int_0^l \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx \right]^{v+1} - \frac{T}{\rho} \right\} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2V \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} = f \left(u, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial u}{\partial t}, \theta \right), \quad (7)$$

де права частина, тобто функція $\frac{1}{\rho} F = f(u, u_x, u_{xx}, u_t, \theta)$, описує нелінійні та періодичні сили, які супроводжують динамічний процес (сили опору, дисипативні та ін.), максимальне значення котрих вважатимемо малим порівняно із найбільшим значенням відновної сили. Вважатимемо також, що додатковий натяг зумовлений видовженням гнучкого елемента є такого ж порядку, як вказані вище сили. За крайових умов

$$u(x, t)|_{x=0} = u(x, t)|_{x=l} = 0, \quad (8)$$

розв'язок незбуреного рівняння [1, 2] (без урахування нелінійних сил) має вигляд

$$u(x, t) = a(\cos(\kappa x + \omega t + \phi) - \cos(\chi x - \omega t - \phi)), \quad (9)$$

де: $\kappa = \frac{k\pi}{l} \left(1 + \frac{V}{\alpha} \right)$, $\chi = \frac{k\pi}{l} \left(1 - \frac{V}{\alpha} \right)$, $\omega = k\pi \frac{\alpha^2 - V^2}{\alpha l}$, $\alpha^2 = \frac{T}{\rho}$, а параметри a і ϕ є сталі, адже у цьому випадку система є консервативною. Щодо збуреного випадку, то нелінійні сили є причиною того, що параметри a і ϕ змінюються в часі. Закони їхніх змін, відповідно до методики робіт [2, 3], описуються диференціальними рівняннями:

а) для нерезонансного випадку

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = & \left(2\pi l \left[(\omega + \kappa V)^2 + (\omega - \chi V)^2 \right] \right)^{-1} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x, \phi, \theta) \times \\ & \times \{ [(\omega + \kappa V) \sin \kappa x + (\omega - \chi V) \sin \chi x] \cos \phi + \\ & + [(\omega + \kappa V) \cos \kappa x - (\omega - \chi V) \cos \chi x] \sin \phi \} d\phi d\theta dx, \\ \frac{d\phi}{dt} = & \omega + \left(2a\pi l \left[(\omega + \kappa V)^2 + (\omega - \chi V)^2 \right] \right)^{-1} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x, \phi, \theta) \times \\ & \times \{ [(\omega + \kappa V) \sin \kappa x + (\omega - \chi V) \sin \chi x] \sin \phi - \\ & - [(\omega + \kappa V) \cos \kappa x - (\omega - \chi V) \cos \chi x] \cos \phi \} d\phi d\theta dx; \end{aligned} \quad (10)$$

б) для випадку головного резонансу ($\omega \approx \mu$)

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = & \left(2\pi l \left[(\omega + \kappa V)^2 + (\omega - \chi V)^2 \right] \right)^{-1} \int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x, \gamma + \theta, \theta) \times \\ & \times \{ [(\omega + \kappa V) \sin \kappa x + (\omega - \chi V) \sin \chi x] \cos(\gamma + \theta) + \\ & + [(\omega + \kappa V) \cos \kappa x - (\omega - \chi V) \cos \chi x] \sin(\gamma + \theta) \} d\theta dx, \end{aligned}$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega - \mu + \left(2\pi l \left[(\omega + \kappa V)^2 + (\omega - \chi V)^2 \right] \right)^{-1} \int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x, \gamma + \theta, \theta) \times \quad (11)$$

$$\times \left\{ [(\omega + \kappa V) \sin \kappa x + (\omega - \chi V) \sin \chi x] \sin(\gamma + \theta) - \right.$$

$$\left. - [(\omega + \kappa V) \cos \kappa x - (\omega - \chi V) \cos \chi x] \cos(\gamma + \theta) \right\} d\theta dx$$

де $\phi = \omega t + \varphi$, $\theta = \mu t$, $\gamma = \phi - \theta$ – різниця фаз власних та вимушених коливань,

$$\bar{f}_1(a, x, \phi, \theta) = \frac{ES}{\rho} \left[\frac{1}{2l} u_{xx} \int_0^l a^2 (\chi \sin(\chi x - \phi) - \kappa \sin(\kappa x + \phi))^2 dx \right]^{\nu+1} +$$

$$+ f_1(a(\cos(\kappa x + \phi) - \cos(\chi x - \phi)), \dots, a\omega(\sin(\chi x - \phi) - \sin(\kappa x + \phi)), \theta).$$

Таким чином, у першому наближенні одночастотний динамічний процес описується залежністю (9), в якій параметри a та $\phi(\gamma)$ визначаються із системи диференціальних рівнянь (10) або (11).

Динамічна складова напруження у гнучкому елементі. Отриманий опис динамічного процесу у гнучкому елементі приводу дає змогу перейти до визначення динамічної складової напруження у ньому. Справді вважаючи, що відносна деформація, а також площа поперечного перерізу вздовж гнучкого елемента не змінюються, динамічна складова напруження набуде вигляду

$$\sigma^* = \frac{\Delta F}{S} = E \left[\frac{1}{2l} \int_0^l (a(t)^2 (\chi \sin(\chi x - \phi) - \kappa \sin(\kappa x + \phi))^2) dx \right]^{\nu+1}.$$

Нижче на рис. 2 представлено залежність η – відношення максимального значення динамічної складової напруження до статичного його значення $\sigma = F/S$ від амплітуди коливань a , швидкості V і степеня не лінійності.

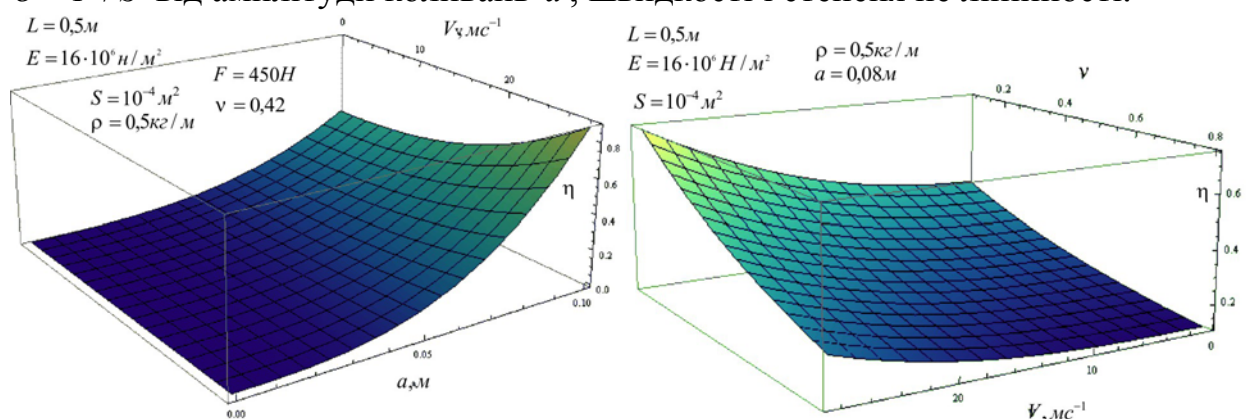


Рис. 2. Залежності від швидкості, амплітуди та степеня нелінійності відношення максимального значення динамічної складової напруження до статичної

Висновки. Представлені основні результати теоретичних досліджень та побудовані на їхній основі графічні залежності показують: а) із зростанням швидкості поздовжнього руху частота власних коливань гнучкого елемента зменшується і одночасно напруження у ньому збільшується; б) для більших амплітуд коливань динамічна складова напружень є більшою; в) із зростанням нелінійності пружних характеристик гнучкого приводу динамічне напруження збільшується.

Література

1. Мартинців М.П. Хвильові процеси в однорідних нелінійно пружних системах і методи їх дослідження / М.П. Мартинців, Б.І. Сокіл, М.Б. Сокіл // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість : міжвідомч. наук.-техн. зб. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ. – 2003. – Вип. 28. – С. 81-89.
2. Харченко Є.В. Вимушені коливання рухомих середовищ і асимптотичний метод у їх дослідженні / Є.В. Харченко, М.Б. Сокіл // Науковий вісник УкрДЛТУ : зб. наук. -техн. праць. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ. – 2006. – Вип. 16.1. – С. 134-139.
3. Назар І.І. Метод Ван-дер-Поля у дослідженні періодичних збурень рухомих одновимірних систем / І.І. Назар, Б.І. Сокіл // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів, 2006. – № 560. – С. 71-75.
4. Сокіл Б.І. Динамічні процеси у рухомих одновимірних системах і узагальнення методу Ван-дер-Поля для їх дослідження / Б.І. Сокіл, І.І. Назар // Машинознавство. – 2006. – № 8. – С. 10-14.
5. Гащук П.М. Вплив змушувальної сили на параметричні коливання гнучкого робочого елемента механічного приводу / П.М. Гащук, І.І. Назар // Динаміка і міцність машин. – Львів, 2008. – № 614. – С. 55-65.
6. Гащук П.М. Вплив нелінійного демпфування на резонансні явища гнучкого елемента механічного приводу / П.М. Гащук, І.І. Назар, Б.І. Сокіл // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : Український міжвідомч. наук.-техн. зб. – Львів, 2009. – № 43. – С. 61-65.
7. Сокіл Б.І. Нелінійно пружні характеристики гнучких елементів систем приводу та їх вплив на частоту власних коливань / Б.І. Сокіл, А.П. Сеник, Х.І. Ліщинські // Збірник наукових праць. – Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава : Вид-во Полтавського НТУ ім. Ю. Кондратюка, 2009. – Т. 2, № 3 (25). – С. 206-208.
8. Зельдович Я.Б. Элементы математической физики / Я.Б. Зельдович, А.Д. Мышкис. – М. : Изд-во "Наука", 1973. – 352 с.

Козлинский М.П., Сокил М.Б., Хытриак О.И. Влияние физико-механических характеристик, скорости продольного движения на колебания и напряженно-деформированное состояние гибких приводов

На базе волновой теории разработана методика исследования влияния скорости продольного движения и физико-механических параметров на колебания и напряженно-деформированное состояние гибких элементов систем приводов. Получены соотношения, которые определяют основные характеристики колебаний и динамические напряжения в гибком элементе.

Ключевые слова: нелинейные колебания, амплитуда, деформация, напряжение.

Kozlinskyj M.P., Sokil M.B., Khytriak O.I. The influence of physical and mechanical properties, the constant velocity of longitudinal rate on the oscillation and on the stress-strain state of flexible elements

On the basis of the wave theory it is developed the method of influence the velocity of longitudinal motion and the physical and mechanical parameters on the vibration and on the stress-strain state of elements of the flexible drive. Ratios, which determine the basic characteristics of vibration and dynamic stresses in flexible element are obtained.

Keywords: nonlinear oscillations, amplitude, deformation, stress.

УДК 674.047

*Інж. Є.П. Кунинець – Ено-меблі Ltd;
проф. П.В. Білей, д-р техн. наук – НЛТУ України, м. Львів*

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ МАСООБМІННИХ КРИТЕРІЇВ ПРОЦЕСУ СУШІННЯ БУКОВИХ ПИЛОМАТЕРІАЛІВ

Розглянуто методику визначення масообмінних критеріїв на основі експериментальних даних, що дало змогу виявити комплексний вплив режимних параметрів на процес сушіння букових пиломатеріалів у будь-який період.