

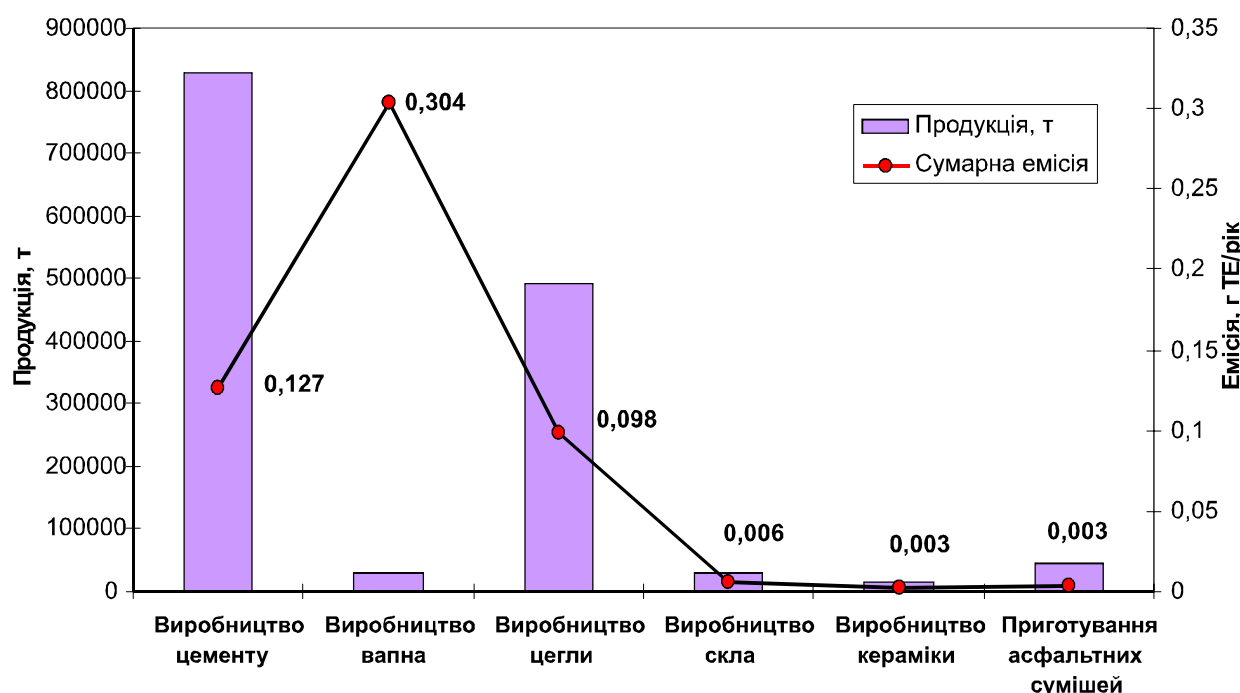


Рис. 1. Залежність кількості продукції з мінеральної сировини та емісії діоксинів і фуранів від типу виробництва у Львівській області

Література

1. **Environmental** Benefits of Using Alternative Fuels in Cement Production. – Brussels: Cembureau – The European Cement Association. – 1999. – 25 p.
2. **Grochowalski A.** Nowoczesne metody termiczne jako jedyny, skuteczny sposob utylizacji odpadow niebezpiecznych w tym weterynaryjnych i szpitalnych/ Mat. VI Konf. Nauk. "Dioksyny w przemyśle i srodowisku" (Krakow – Tomaszowice 26-27.09.2002). – Krakow: Wydawnictwo Naukowe Politechniki Krakowskiej. – 2002. – S. 1-13.
3. **"Best Available Techniques"** For The Cement Industry. – Brussels: Cembureau – The European Cement Association. – 1999. – P. 204-212.
4. **Inwentaryzacja** emisji do powietrza SO₂, NO₂, NH₃, CO, pyłu zawieszonego, metali ciężkich, niemetanowych lotnych związków organicznych i trwałych zanieczyszczeń organicznych w Polsce za rok 2000. – Warszawa: Instytut Ochrony środowiska. – 2002.
5. **UNEP.** 2001. Standardized toolkit for identification of dioxin and furan releases. UNEP Chemicals, Geneva – 210 p.
6. **Willem van Loo.** Dioxin/Furan formation and release in the Cement Industry/ Proc. IV PCB Workshop "Recent Advances in the Environmental Toxicology and Health Effects of PCBs" (Zakopane, Poland 6-10.09.2006). – Katowice: Uniwersytet Slaski. – 2006.
7. **Промисловість Львівщини.** Статистичний зб. – Л.: В-во ДК Статистики України. – 2003. – 182 с.

УДК 630.36

Аспір. І.В. Бичинюк¹ – НЛТУ України, м. Львів

ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ ШТУЧНИХ ПРОМІЖНИХ ОПОР КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

Отримано залежності для визначення внутрішніх силових факторів у стояках штучних проміжних опор з врахуванням динамічних навантажень. Обґрунтовано основні параметри опори, а саме форма і розміри поперечного перерізу стійки, її висота залежно від параметрів установки, які забезпечують мінімальну величину динамічних навантажень.

¹ Наук. керівник: проф. М.П. Мартинців, д-р. техн. наук – НЛТУ України.

Dynamic firmness of artificial intermediate supports of cable timbertransporting systems

There are got dependences for determination of internal power factors in the chimneys of artificial intermediate supports taking into account the dynamic loadings. Substantiated basic parameters of support, namely form and sizes of transversal section of bar, its height depending on plant parameters which provide the minimum value of the dynamic loadings.

Багаторічні дослідження вчених і практика лісоводів та лісозаготівельників показали, що найбільш ефективним видом первинного транспортування деревини при освоєнні гірських лісів є підвісні канатні лісотранспортні установки. Канатні установки за своїм призначенням є тимчасовими переносними транспортними системами. Економічна доцільність їх використання тим більша, чим легша і простіша їх конструкція і чим менш трудомістким є їх монтаж. Тому для них, особливо важливо, забезпечити міцність та надійність роботи окремих елементів при мінімальних запасах міцності. Для багатопрольотних канатних установок при запасах міцності канатів $n = 2,0 \div 3,0$ швидкості рухів вантажних кареток приймаються до $v = 10$ м/с, внаслідок чого виникають значні динамічні навантаження. Одним з основних елементів таких установок є проміжні опори [1, 2]. Штучні металеві проміжні опори, порівняно з ростучими деревами, які є традиційними для таких систем, мають значну жорсткість [3, 4]. Тому під час їх розрахунку особливо важливо враховувати динамічні навантаження. Розрахункова схема та методика розрахунку на міцність штучних проміжних опор наведена в роботі [5].

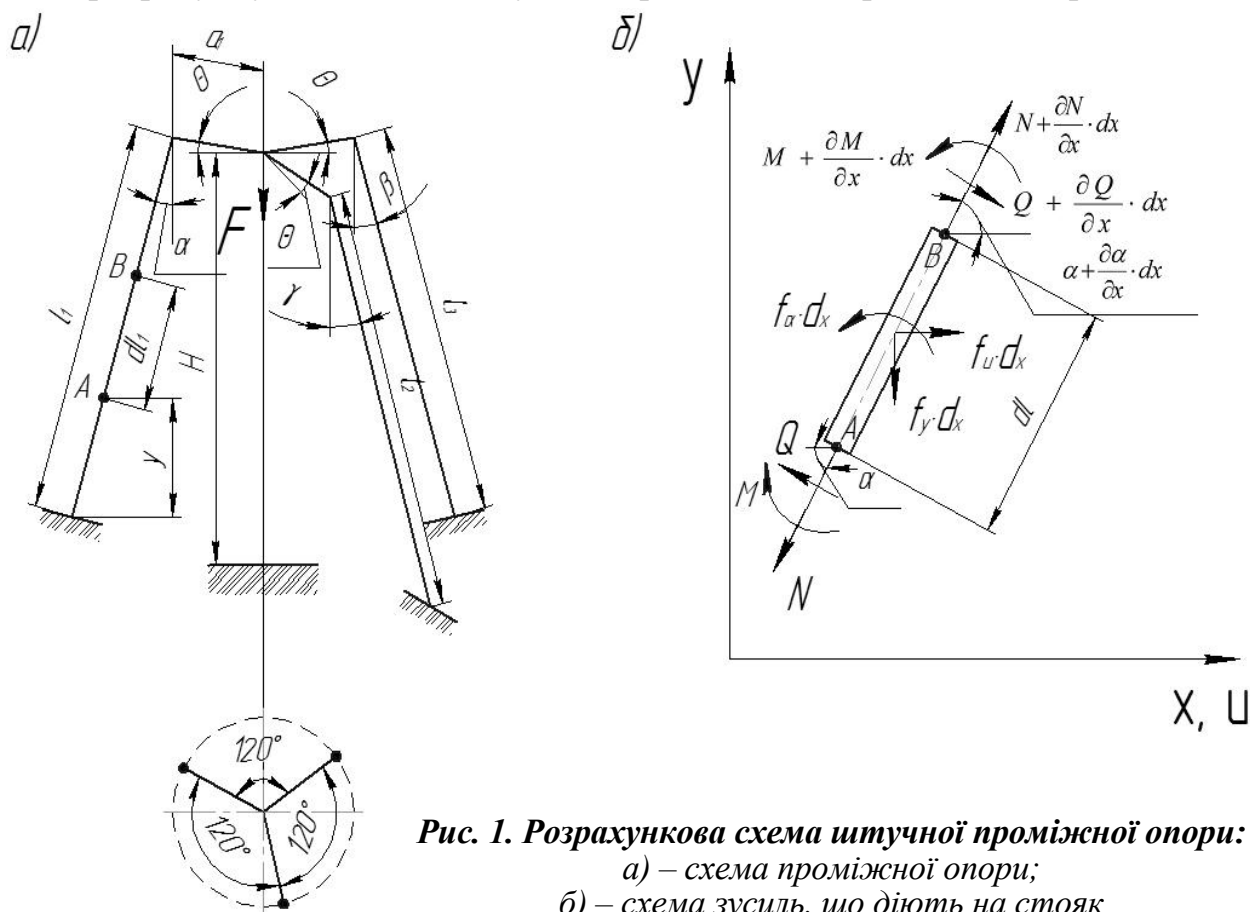


Рис. 1. Розрахункова схема штучної проміжної опори:
а) – схема проміжної опори;
б) – схема зусиль, що діють на стояк

Рівняння руху ділянок стояка опори (рис. 1) з врахуванням розсіювання енергії можна записати в такому вигляді, [6]:

$$v_i^2 \cdot \frac{\partial^2 l_i}{\partial x_i^2} + \gamma_i \cdot v_i^2 \cdot \frac{\partial^3 l_i}{\partial x_i^2 \cdot \partial t} - \frac{\partial^2 l_i}{\partial t^2} - g = 0, \quad (1)$$

де: $v_i = \sqrt{\frac{E}{\rho_i}}$ – швидкість розповсюдження пружної хвилі (E та ρ_i – відповідно модуль пружності та середня щільність матеріалу); γ_i – коефіцієнт, який характеризує внутрішнє тертя в матеріалі згідно з гіпотезою Фойхта; g – прискорення вільного падіння.

Для гранично малого елемента стояка (рис. 1, б) згідно з принципом Даламбера запишемо рівняння рівноваги в такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} & -N \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha + \left(N + \frac{\partial N}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot \cos \left(\alpha + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \cdot dx \right) - \\ & - \left(Q + \frac{\partial Q}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot \sin \left(\alpha + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \cdot dx \right) - q \cdot dx \cdot \frac{d^2 u}{dt^2} - q_u \cdot dx; \\ & -N \cdot \sin \alpha - Q \cdot \cos \alpha + \left(Q + \frac{\partial Q}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot \cos \left(\alpha + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \cdot dx \right) + \\ & + \left(N + \frac{\partial N}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot \sin \left(\alpha + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \cdot dx \right) - q_m \cdot dx \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -q_y \cdot dx; \\ & \frac{\partial M}{\partial x} \cdot dx - Q \frac{\partial y}{\partial x} \cdot dx \cdot \sin \alpha - Q \left(1 + \frac{\partial u}{\partial x} \right) \cdot dx \cdot \cos \alpha + \\ & + N \frac{\partial y}{\partial x} \cdot dx \cdot \cos \alpha - N \left(1 + \frac{\partial u}{\partial x} \right) \cdot dx \cdot \sin \alpha + A \cdot i^2 \cdot \gamma \cdot dx \cdot \frac{\partial^2 \alpha}{\partial t^2} = -q_\alpha \cdot dx, \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де: x, y – просторові координати руху; u – переміщення вибраного поперечного перерізу; α – кут повороту поперечного перерізу; γ, q_m – відповідно щільність матеріалу та погонна маса стояка; A, i – відповідно площа та радіус інерції поперечного перерізу; N, Q, M – відповідно поздовжня та поперечна сили і згинальний момент; q_u, q_y, q_α – розподілені навантаження.

Кутове переміщення можна визначити з такої залежності:

$$\alpha = \arctg \frac{\partial y}{\partial x} \left(1 + \frac{\partial u}{\partial x} \right)^{-1}. \quad (3)$$

Для визначення значень внутрішніх силових факторів, що виникають у поперечних перерізах стояків необхідно розглянути їх деформації. При цьому приймаємо допущення, згідно з яким стояки працюють в межах пружності, тобто залежність між внутрішніми зусиллями і деформаціями відповідають закону Гука.

З врахуванням розсіювання енергії залежності між внутрішніми зусиллями та деформаціями можна представити в такому вигляді, [6]:

$$\left. \begin{aligned} N &= E \cdot A (\varepsilon_n + \gamma \cdot \varepsilon_n); \\ M &= E \cdot A \cdot i^2 \left[k(1 + \varepsilon_n + \gamma \cdot \varepsilon_n) + k \cdot \gamma(1 + \varepsilon_n) \right]; \\ Q &= E \cdot A \cdot i^2 \cdot k^2 \cdot (1 + \varepsilon_n + \gamma \cdot \varepsilon_n), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де: ε_n – відносна поздовжня деформація стояка; γ – коефіцієнт, який враховує розсіювання енергії, [6]; E – модуль пружності матеріалу стояка; k – кривизна осі стояка, визначається з такої залежності:

$$k = \frac{1}{\rho} = \pm \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \left(1 + \left(\frac{\partial y}{\partial \xi} \right)^2 \right)^{-3/2}, \quad (5)$$

де: ρ – радіус кривизни стояка; ξ – аргумент функції y , значення якого визначається за такою формулою:

$$\xi = x + u. \quad (6)$$

Спільний розв'язок рівнянь (2), (3), (4) і вилучення малих величин другого порядку дає змогу отримати залежності для визначення значень внутрішніх силових факторів у такому вигляді:

$$N = E \cdot A \cdot \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 \right] + E \cdot A \cdot \gamma \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial t} + \frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x \cdot \partial t} \right); \quad (7)$$

$$\begin{aligned} Q &= -E \cdot A \cdot i^2 \cdot \left(1 - \frac{\partial u}{\partial x} \right)^{-1} \cdot \left[\frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + \gamma \frac{\partial^4 y}{\partial x^3 \cdot \partial t} - \frac{\partial^2}{\partial x} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \gamma \frac{\partial^3}{\partial x^2 \cdot \partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \left(1 - \frac{\partial u}{\partial x} \right)^{-1} \cdot \left(A \cdot i^2 \cdot \rho \frac{\partial^3 y}{\partial x \cdot \partial t^2} + q_\alpha \right); \end{aligned} \quad (8)$$

$$M = -E \cdot A \cdot i^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \gamma \frac{\partial^3 y}{\partial x^2 \cdot \partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) - \gamma \frac{\partial^2}{\partial x \cdot \partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right). \quad (9)$$

Знаючи внутрішні силові фактори, після розв'язування залежності (1) отримаємо рівняння поздовжньо-поперечних коливань стояка опори в такому вигляді:

$$\begin{aligned} a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + a^2 \gamma \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \cdot \partial t} + a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \frac{\partial y}{\partial x} + a^2 i^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^3 y}{\partial x^3} a^2 \frac{\partial y}{\partial x} \right) - \\ - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - b^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(q_\alpha \frac{\partial y}{\partial x} \right) + b^2 \cdot q_u = 0; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} -a^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial y}{\partial x} \right) + a^2 i^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \right) - i^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \cdot \partial t^2} + \\ + \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - b^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(q_\alpha \frac{\partial u}{\partial x} \right) - b^2 \frac{\partial q_\alpha}{\partial x} - b^2 \cdot q_y = 0, \end{aligned} \quad (11)$$

де: a^2 та b^2 – постійні коефіцієнти, $a^2 = \frac{E}{\rho}$; $b^2 = \frac{1}{A \cdot \rho}$.

Аналіз коливальних процесів стояків опор можна виконати шляхом числового інтегрування залежностей (10), (11). Для проведення відповідних розрахунків використано програмне забезпечення MathCAD 2000 Professional. При наявності збурювальної сили F побудуємо графіки зміни зусиль в опорі (рис. 2) для таких даних (див. рис. 1): $l_1 = l_2 = l_3$; $H = 10$ м; $F = 40$ кН; $a_1 = 1,5$ м; матеріал стояків сталь 45; трубчастий переріз $d_1 = 150$ мм; $d_2 = 100$ мм; кут нахилу стояків (рис. 1) $\gamma = 10^\circ$; $\theta = 10^\circ$.

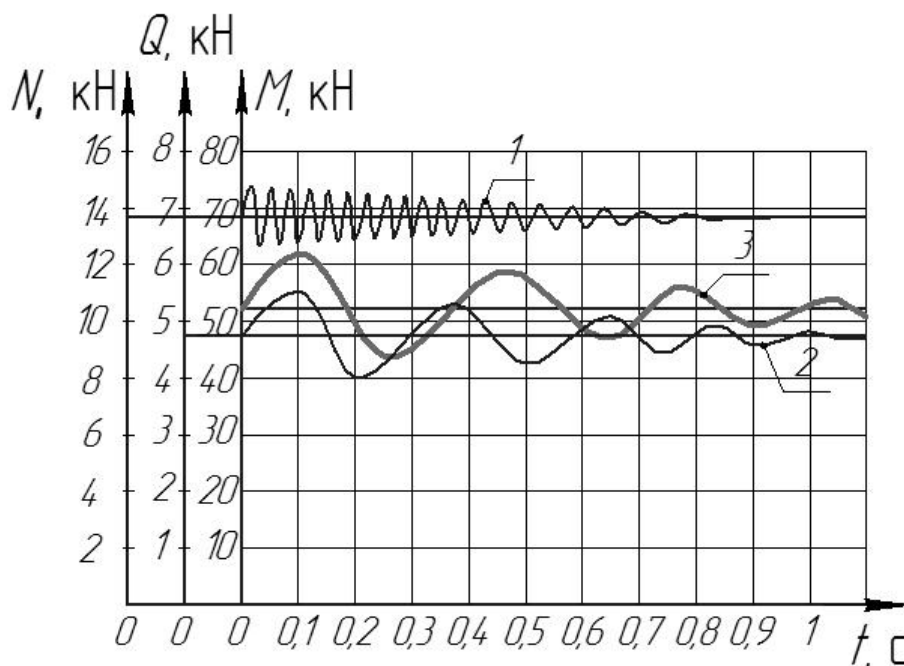


Рис. 2. Графіки зміни внутрішніх зусиль у стояку опори при дії збурювальної сили F :
 1 – $N = f(t)$;
 2 – $Q = f(t)$;
 3 – $M = f(t)$

Із графіків видно характер зміни внутрішніх значень силових факторів у поперечних перерізах стояка опори. Знаючи зміну N , Q і M , можна оцінити напружений стан стояка для конкретних випадків його експлуатації та розрахувати такі опори з умови міцності та довговічності. Дослідження зміни значень внутрішніх силових факторів залежно від параметрів опори (l_1 , d_1 , d_2) дасть змогу вибрати їх оптимальні параметри і уникнути виникнення значних знакозмінних напружень, а також запобігти виникненню резонансу при відомому характеру колювання навантаження F_1 .

Наведені результати можуть бути використані під час проектування та експлуатації штучних проміжних опор. Для збереження динамічної стійкості стояка необхідно забезпечити таку умову:

$$\frac{z_a}{z_c} \leq [n], \quad (12)$$

де: $[n]$ – допустимий динамічний коефіцієнт (залежить від умов роботи і приймається $[n] = 2,0 \div 3,0$); z_a , z_c – відповідно амплітуда та статичне значення внутрішніх силових факторів (N , Q , M).

Із графіків видно, що для прийнятої проміжної опори динамічний коефіцієнт становить $[n] = 1,2 \div 2,0$, тобто динамічна стійкість опори повністю забезпечується.

Література

1. Адамовський М.Г., Мартинців М.П., Бадера Й.С. Підвісні канатні лісотransпортні системи. – Львів: ІЗМН, 1997. – 156 с.
2. Шкіря Т.М. Технологія і машини лісосічних робіт – Львів: Тріада плюс, 2003. – 346 с.
3. Занегин Л.А., Воскобойников И.В., Еремеев Н.С. Машины и механизмы для канатной трелёвки. Часть I. – М.: МГУЛеса, 2004. – 445 с.
4. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. – К Ясмина, 1996. – 175 с.
5. Мартинців М.П., Бичинюк І.В. Аналіз схем та розрахунок опор підвісних канатних лісотransпортних установок// Наук. вісник НЛТУ України: Зб. наук.-техн. праць – Львів: НЛТУУ. – 2005, вип.15.5 – С. 145-150.
6. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер І. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

