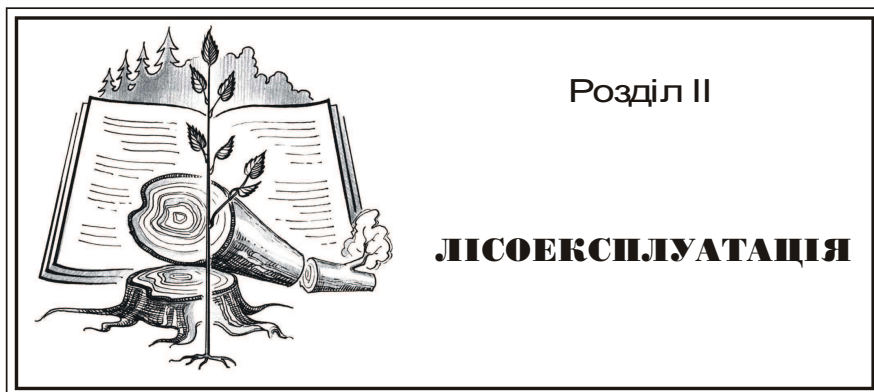




УДК 625.574:634.31

Інж. О.М. Удовиський, к.т.н. – УкрДЛТУ

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ ДИНАМІЧНОСТІ ПРИ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСАХ РОБОТИ ПРИВОДА КАНАТНОЇ УСТАНОВКИ

Описано експериментальну модель канатної установки та наведено результати дослідження коефіцієнту динамічності при перехідних процесах роботи привода канатної установки.

А. Udovyt'skyj – USUFWT

Experimental research of dynamic coefficient during transitional work processes of drive of cable plant

Described an experimental model of cable plant and the research results of dynamic coefficient attached to drive transitional work processes of cable plant are shown.

На даний час мобільні канатні установки оснащені приводами, що не забезпечують їх високопродуктивної роботи та зручності в експлуатації. Практично відсутні методики розрахунку приводів канатних установок.

Для підвищення ефективності роботи канатних лісотransпортних установок необхідно, перш за все, забезпечити високу продуктивність лебідкових агрегатів, яка досягається за рахунок збільшення тягового зусилля та швидкості переміщення вантажу і порожньої каретки. Це призводить до збільшення динамічних навантажень і загального рівня напруженості канатної оснастки та привода, що негативно впливає на канати та вузли лебідкових механізмів [1].

Канатна установка для трелювання деревини з двобарабанным приводом (а.с. №24173А, [2]) характеризується розширеними технологічними можливостями, спрощеним управлінням і зручністю в експлуатації за рахунок того, що барабани привода виконані з вмонтованими всередині планетарними редукторами. Такий привод дозволяє вантаж транспортувати "вверх" чи "вниз" по лісосіці, доставляти гак до зваленого дерева, спростити до мінімуму каретку і не фіксувати вантаж у каретці.

Двобарабанный привод вищезгаданої канатної установки представлено як чотиримасову систему, масами якої є двигун, передача та барабани лебідки, у вигляді схеми із зосередженими масами (рис. 1).

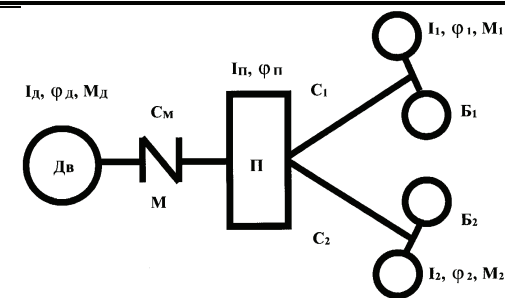


Рис. 1. Розрахункова схема двобарабанного привода канатної установки: Дв – двигун; М – муфта з'єднання; П – передача; Б1 – барабани

Періодичний вплив збурюючої сили в елементах привода викликає вимушені коливання. Під час експлуатації канатних установок під дією змінних зовнішніх навантажень може виникнути явище резонансу, яке призводить до руйнування окремих деталей або поломки всього привода. Тому для підвищення довговічності канатної установки за рахунок зменшення динамічних навантажень на вузли та деталі привода необхідно дослідити вимушені коливання окремих його елементів.

Для цієї багатомасової системи диференціальні рівняння руху мас, що здійснюють крутильні коливання, складені на основі рівнянь Лагранжа II-го роду, можна записати в такому вигляді:

$$\begin{cases} I_D \times \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} + C_M (\varphi_D - \varphi_n) = 0, \\ I_n \times \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} - C_M \times (\varphi_D - \varphi_n) + C_1 (\varphi_n - \varphi_1) + C_2 (\varphi_n - \varphi_2) = 0, \\ I_1 \times \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - C_1 (\varphi_n - \varphi_1) = M_1 \times \sin \omega t, \\ I_2 \times \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C_2 (\varphi_n - \varphi_2) = M_2 \times \sin \omega t, \end{cases} \quad (1)$$

де: I_D, I_n, I_1, I_2 – моменти інерції обертючих мас; $\varphi_D, \varphi_n, \varphi_1, \varphi_2$ – кутові координати руху елементів привода; C_M, C_1, C_2 – коефіцієнти жорсткості валів.

У процесі коливання елементів привода, особливо при перехідних режимах роботи (пуск двигуна та гальмування), зростають зусилля в окремих елементах установки. В процесі теоретичного дослідження перехідних процесів роботи привода канатної установки було виявлено, що на перших гармоніках коливань спостерігаються близькі до резонансних режими на частотах, наближених до максимальних частот обертання вала двигуна, про що свідчить явище неповного биття, яке виникає в системі і починається із наближенням значень моментів інерції барабанів одне до одного і припиняється в момент їх рівності. При інженерних розрахунках елементів привода ріст навантажень можна врахувати, ввівши в розрахункові залежності коефіцієнт динамічності.

Коефіцієнт динамічності визначається за формулою:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \times n^2 \times p^2}{\omega^4}}} \quad (2)$$

де: p – частота збуджуючої сили, тобто частота коливання зусилля в канаті; ω – частота власних коливань елементів привода; n – параметр, що характеризує затування.

При роботі привода значний вплив на коливання має дисипатія енергії, яка враховується коефіцієнтом n . Згідно з дослідженнями В.В. Матвєєва, параметр n можна визначити з виразу:

$$n = \sqrt{\omega_n^2 - \omega_0^2}, \quad (3)$$

де ω_n , ω_0 – відповідно початкова та дійсна частоти коливань окремого елементу. Значення ω_n , ω_0 визначалися для різних режимів роботи привода та різних його елементів, використовуючи отримані в процесі досліджень осцилограми.

Для дослідження коливань та характеру зміни динамічних зусиль в елементах привода при різних режимах роботи канатної установки в умовах, максимально наближених до виробничих, розроблено спеціальну експериментальну установку [3], схему якої наведено на рис. 2.

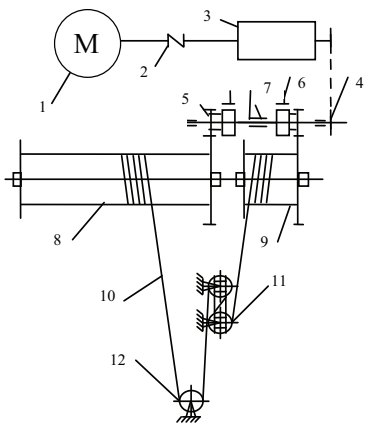


Рис. 2. Схема експериментальної установки: 1 – двигун; 2 – муфта з'єднання; 3 – коробка передач; 4 – ланцюгова передача; 5 – зубчаста передача; 6 – важіль включення барабанів привода; 7 – гальмо; 8 – барабан вантажопідіймального канату; 9 – барабан зворотного канату; 10 – замкнутий канат; 11 – динамометрична каретка; 12 – тисовий блок

Періоди коливань елементів привода і зміни навантажень на барабани визначалися шляхом безпосередніх замірів на осцилограмах, враховуючи швидкість руху стрічки осцилографа та відмітки часу, що є на осцилограмі. Величину коефіцієнта динамічності можна визначити, проаналізувавши зміну періоду та частоти коливання окремих елементів на основі отриманих осцилограм.

Теоретичні значення динамічного коефіцієнту $\beta_{теор}$ визначено із залежності:

$$\beta_{теор} = \frac{1}{1 - p^2/\omega^2}, \quad (4)$$

тобто при $n=0$. При цьому значення ω визначено на основі теоретичних досліджень.

Значення p визначено на основі аналізу досліджень зміни зусиль в тягових та вантажопідіймальних канатах, наведених в роботах проф. Н.М. Белої та доц. Е.М. Матвєєва [4, 5].

Побудована експериментальна модель привода для проведення досліджень нестационарних процесів у механічній системі привода канатної установки, що виникають в період його роботи, дозволила виявити, що для установки з реальними технічними характеристиками коефіцієнт динамічності $\beta_{дин}$ значною мірою залежить від режиму роботи привода канатної установки. На основі отриманих даних побудовано графічні залежності $\beta=f(\omega)$ (рис. 3). Із графіків видно, що коефіцієнт динамічності значною мірою залежить від режимів роботи привода. При

усталеному режимі роботи $\beta=1.5...1.6$; при неусталених режимах β залежить від швидкості обертання і змінюється в межах $1.2 < \beta_{дин} < 2.23$. При максимальних значеннях коефіцієнт динамічності досягає $2.0...2.23$. Це потрібно враховувати при інженерних розрахунках окремих елементів привода.

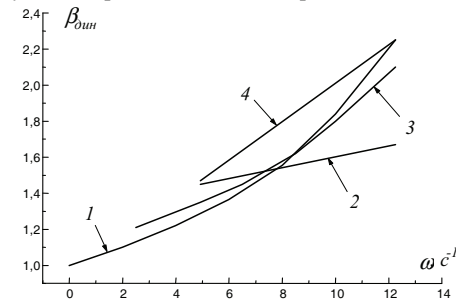


Рис. 3. Залежність коефіцієнта динамічності привода від швидкості обертання барабана: 1 – теоретична залежність; 2 – при встановленому режимі роботи; 3 – під час розгону двигуна; 4 – під час гальмування

Параметр n , що характеризує затування, дорівнює $1.5...2.5$, тобто для приводів такого типу практично відсутня можливість виникнення явища резонансу в процесі їх експлуатації.

Таким чином встановлено, що найбільші зусилля в елементах привода виникають на початку або в кінці роботи привода установки. Ці зусилля в $2.0...2.2$ рази перевищують зусилля при усталеному режимі роботи. При цьому коефіцієнт динамічності приводів залежить від режимів роботи в межах $1.5 < \beta_{дин} < 2.2$.

Література

1. Мартинців М.П. Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. Монографія. – К.: Ясмина, 1996. – 175 с.
2. Удовиський О.М. Патент В61 В7/00 а.с. No 24173А "Канатна установка". – 1998.
3. Удовиський О.М. Установка для експериментальних досліджень роботи приводів канатних лісотransпортних систем// Науковий вісник: Збірник наук-технічних праць. – Львів: Престиж Інформ. – 1999, вип. 9.3 – С. 45-48.
4. Белая Н.М. Теоретические и экспериментальные исследования стальных канатов подвесных лесотransпортных установок: Автореф. дис. д-ра техн. наук./ Моск. лесотехн. ин-тут. –М., 1967. – 42 с.
5. Матвеев Э.Н. Динамика подъема и стопорения груза на подвесных канатных лесотransпортных установках: Дис. канд. техн. наук: 05.06.02. – Львов: ЛЛТИ, 1983. – 191 с.

УДК 622.242: 534-16

Аспір. В.М. Левринець* – НУ "Львівська політехніка"

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ І ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

Наведено результати експериментальних досліджень гальмівних режимів роботи діючої бурової установки, обладнаної агрегатом ЗИФ-650М та шоглою МРУГУ-18/20, а та-

* наук. керівник – проф. С.В. Харченко, д.т.н.