

Література

1. Ляшенко Б.А., Клименко С.А. Тенденции развития упрочняющей поверхностной обработкой и положение в Украине // Сучасне машинобудування. – 1999. - № 1. С. 94 – 104. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наукова думка, 1995. – 253 с. 3. Гурей І.В. Характеристики зміцненого шару після фрикційного оброблення // Машинознавство. – 2004. – № 5. – С. 35-39.



УДК 621.43.044

Степан Немий, доцент; Ярослав Данило; Богдан Сологуб, доцент
Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, м. Львів, 790013

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧАХ ПРИВОДА
ДОПОМІЖНИХ АГРЕГАТІВ АВТОБУСІВ**

Stepan Nyemyu; Yaroslav Danylo; Bohdan Solohub

FINDINGS OF DYNAMIK LOAD INTO BELT DRIVE PERIPHERALS UNITS OF BUSES

The results of analysis of dynamic load shaft units and belt drive generating of moving engine resilient suspension has given.

Надійність допоміжних агрегатів автобусів (генератори, вентилятори системи охолодження, компресори і генератори кондиціонерів тощо) у значній мірі визначається довговічністю підшипників валів та пасових передач їх привода. Особливістю пасових передач приводів допоміжних агрегатів автобусів є те що енергетичне джерело привода – двигун і приводимий агрегат установлені незалежно один від одного на каркасі автобуса. У цьому випадку вал агрегату, зв'язаний приводними пасами із шківом колінчатого валу двигуна, зазнає додаткових динамічних навантажень, спричинених коливаннями двигуна на пружній підвісці. Крім цього відбуваються періодичні збільшення натягу пасів, що призводить до зменшення їх ресурсу.

Метою даної роботи є дослідження особливостей навантаження підшипників автобусних допоміжних агрегатів та пасів їх привода.

При рушанні з місця і розгоні на двигун діють зовнішні сили і моменти зі сторони трансмісії. При переїзді через дорожні нерівності двигун зазнає кінематичного збурення від каркасу автобуса. Крім цього, значно впливають на навантаження валів агрегатів і приводних пасів переміщення двигуна в поперечній площині, у протилежну від агрегату сторону, під дією відцентрових сил, що виникають при повороті автобуса.

При кінематичному збуренні двигуна моментом $T(t)$, що змінюється за довільним законом, рівняння коливань в поперечній площині, по осях вертикальній Z і поперечній Y [2]:

$$\begin{aligned}m_d \ddot{z} + k_z z + m_d \ddot{z}_k(t) &= 0; \\m_d \ddot{y} + k_y y + m_d \ddot{y}_k(t) &= 0,\end{aligned}$$

де m_d – маса двигуна; z, y – переміщення двигуна по осях Z, Y ; \ddot{z}, \ddot{y} – прискорення двигуна по осях Z, Y ; k_z, k_y – жорсткість підвіски двигуна у вертикальному і поперечному напрямках; $\ddot{z}_k(t), \ddot{y}_k(t)$ – прискорення каркасу автобуса по осях Z, Y , що змінюються за довільним законом протягом часу t .

У загальному випадку, переміщення двигуна по осі Z [2]:

$$z(t) = 2z_{cr} \sin \omega_z \pi \tau \sin \omega_z(t - 0,5\tau),$$

де $z_{ст}$ – статична деформація підвіски двигуна по осі Z ; ω_z – частота власних коливань двигуна по осі Z ; τ – час зміни збурюючого моменту від 0 до T_{max} .

Переміщення двигуна по осі Y визначається аналогічно, підстановкою у наведене рівняння відповідних значень $y_{ст}$ та ω_y . Результируюче переміщення у поперечній площині буде визначатися вектором:

$$R(t) = \sqrt{x^2(t) + y^2(t)}.$$

Вказані переміщення двигуна у сторону збільшення міжцентрової відстані між шківками A будуть спричинювати додаткові навантаження (через розтяги) пасів та валів приводимих агрегатів. Амплітуда збільшення навантаження вала ΔQ , понад величину Q_n , яка визначається початковим натягом паса, визначається за формулою

$$\Delta Q = 2\Delta S m \sin \alpha / 2 = 2\Delta L c m \sin \alpha / 2,$$

де ΔS – збільшення натягу паса при переміщеннях двигуна; m – кількість пасів; α – кут обхвату шківки пасом; ΔL – збільшення довжини паса через його додатковий розтяг; c – жорсткість паса.

У результаті експериментальних досліджень, на прикладі генераторів автобусів, отримано осцилограми зміни навантажень вала генератора у різних режимах руху автобуса: при рушанні та розгоні, гальмуванні, повороті, переїзді через дорожні нерівності. Зразки осцилограм, отриманих при повороті автобусів радіусом 20 м із швидкістю 20 км/год, наведено на рис. 1 і 2.

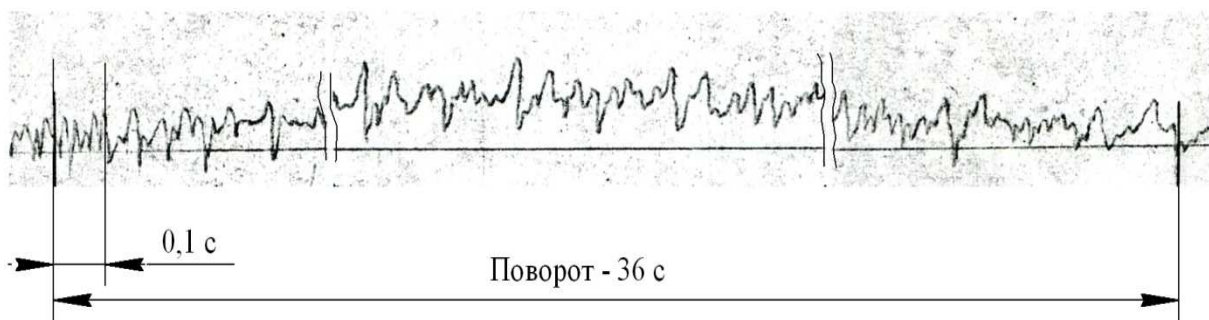


Рисунок 1. Навантаження вала генератора, спричинене переміщеннями двигуна автобуса ЛАЗ-695Н (бензиновий): кількість пасів – 1; $Q_n = 320$ Н; $\mu = 19$ Н/мм

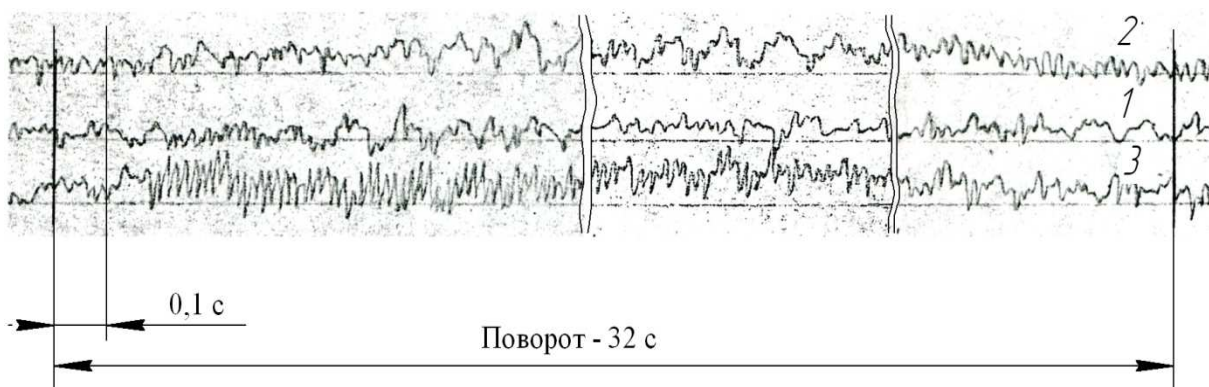


Рисунок 2. Навантаження вала генератора, спричинене переміщеннями двигуна автобуса ЛАЗ-4202 (дизельний) із пружним (1) і жорстким (2, 3) кріпленням генератора та різним значенням початкового натягу пасів: кількість пасів – 2; $\mu = 38$ Н/мм;
1 – $Q_n = 480$ Н; 2 – $Q_n = 650$ Н; 3 – $Q_n = 300$ Н

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що максимальне переміщення осі колінчатого вала двигунів автобусів по осі Z сягає 4 мм, по осі Y – 8,5 мм. У названих випадках спостерігалось збільшення навантаження вала (20 – 40%), спричиненого переміщеннями двигуна.

Література

1. Лукинський В.С. Прогнозирование надежности автомобилей / Лукинський В.С., Зайцев Е.И. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.
2. Тольский В. Е. Колебания силового агрегата автомобиля /В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др. – М.: «Машиностроение», 1976. – 266 с.



УДК 621.867

Юрій Горбатенко; Сергій Бондарев, доцент

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕСКАЛАТОРА

Yuri Horbatenko; Serhii Bondarev

STUDY ON DYNAMIC INTERACTION BETWEEN ELEMENTS OF THE ELECTROMECHANICAL THE ESCALATOR SYSTEM

This article is the author's description of the approach, used for durability calculation during the multi-cycle stress at a designing stage of new generation escalator's (with intermediate drive units embedded into interstep space) elements and units. The dynamic features and the interaction of electro-mechanical machine system's elements are investigated, the backgrounds and the kind of construction's elements stress changes are defined, stress blocks for elements and units are formed, the estimation of its ruggedness in the conditions of multi-cycle stress is also performed.

Динамічні дослідження електромеханічної системи (ЕМС) і оцінки міцності (витривалості) деталей і вузлів уперше в практиці вітчизняного ескалаторобудування були виконані для ескалатора нового покоління з проміжним приводом, вбудованим в міжсхідцевий простір ЕТХ-45 на етапі проектування і постановки на виробництво його. Ланцюговий тяговий орган ескалатора між точками збігання (защемлення) і набігання (координата x_1) на приводні зірочки (велика нижня гілка) представляється системою із зосередженими параметрами. Тяговий орган розбивається на 8 відрізків, кожен з яких характеризується масою m_i , кг, жорсткістю, k , Н/м, коефіцієнтом демпфірування μ , Н·с/м, мал. 1. Координати мас x_i , м.

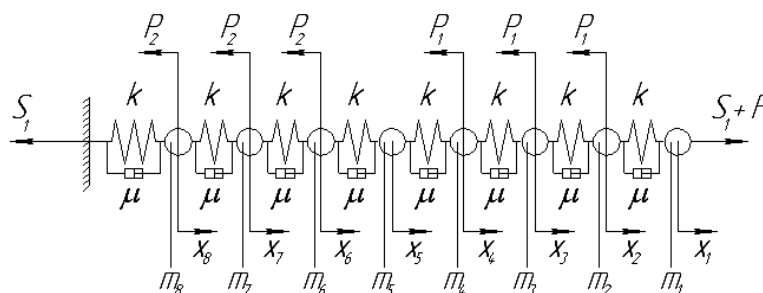


Рисунок 1. Розрахункова динамічна система ланцюгового тягового органу ескалатора