

**Хом'як Юрій Мєфодійович** – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри "Нафтогазове та хімічне машинобудування"; тел.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

**Хомяк Юрий Мєфодиевич** – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры "Нефтегазовое и химическое машиностроение"; тел.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

**Khomiak Yuriy Mefodiyovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of "Oil, gas and chemical engineering"; tel.: (048) 795-44-51; e-mail: jomiak38@gmail.com.

**Жєглова Вікторія Михайлівна** – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, доцент кафедри "Металорізальні верстати, стандартизація та сертифікація"; тел.: (093) 311-39-03; e-mail: victory\_nika@mail.ru.

**Жєглова Виктория Михайловна** – кандидат технических наук, доцент, Одесский национальный политехнический университет, доцент кафедры "Металлорежущие станки, стандартизация и сертификация"; тел.: (093) 311-39-03; e-mail: victory\_nika@mail.ru.

**Zheglova Victoriia Mixailovna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Odessa National Polytechnic University, Associate Professor at the Department of "Machine tools, standardization and certification"; tel.: (093) 311-39-03; e-mail: victory\_nika@mail.ru.

**Чанчин Андрій Миколойович** – Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (096) 637-00-06, e-mail: rafail2@rambler.ru.

**Чанчин Андрей Николаевич** – Одесский национальный политехнический университет, ассистент кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

**Chanchin Andriy Mykolajovych** – Odessa National Polytechnic University, assistant at the department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

УДК 621.833;62.652

**С. С. ГУТИРЯ, В. П. ЯГЛІНСЬКИЙ, А. М. ЧАНЧІН**

## ГОЛОВНІ ЧАСТОТИ РЕДУКТОРІВ ПОРТАЛЬНИХ ТЯГОВИХ МОСТІВ

На основі запропонованої моделі коливальної системи двопоточного бортового редуктора (ДБР) у складі трансмісії низькопольного тролейбуса розроблено аналітичні залежності визначення пружних деформацій та математичні моделі спектру головних частот системи. За результатами чисельного моделювання побудовано діаграми функцій головних частот від конструктивних параметрів ДБР, виконано порівняння з частотними характеристиками планетарного колісного редуктора (ПКР). Відмічено негативний прояв можливої "квазиульової" жорсткості пружної системи ДБР, що спричиняє зниження першої головної частоти системи та резонансні явища при русі тролейбусів на низьких швидкостях та підвищених навантаженнях трансмісії у режимах розгону-гальмування.

**Ключові слова:** двопоточний бортовий редуктор, модель коливальної системи, спектр головних частот, "плаваюча" шестерня, "квазиульова" жорсткість системи.

На основе предложенной модели колебательной системы двухпоточного бортового редуктора (ДБР) в составе тягового моста низькопольного троллейбуса разработаны аналитические зависимости определения упругих деформаций и математические модели спектра главных частот системы. По результатам численного моделирования построены диаграммы зависимости главных частот от конструктивных параметров ДБР, выполнено сравнение с частотными характеристиками планетарного колесного редуктора (ПКР). Отмечено негативное проявление "квазиульовой" жесткости упругой системы ДБР, обуславливающей понижение первой главной частоты системы и резонансным явлениям при движении троллейбуса при низких скоростях и повышенных моментах нагружения трансмиссии на режимах разгона-торможения.

**Ключевые слова:** двухпоточный бортовой редуктор, модель колебательной системы, спектр главных частот, "плавающая" шестерня, "квазиульовая" жесткость системы.

On the basis of the offered model of oscillatory system of the two-line onboard gearbox (TOG) as a part of the driving axles of the low-floor trolleybus analytical dependences of definition of elastic deformations and mathematical models of a range of the main frequencies of system are developed. By results of numerical modeling charts of dependence of the main frequencies on design data of TOG are constructed, comparison with frequency characteristics of the planetary wheel gearbox (PWG) is executed. It is established that for a serial design of TOG type AU-11135 the values of the main frequencies are higher than the corresponding values for PWG type Raba 318/78, and also considerably exceed experimentally established range of a frequency range of vibrations of some of the modern trolleybuses. Negative manifestation of "quasizero" rigidity of the TOR decrease of the first main frequency of oscillating system and to the resonant phenomena at low speeds of the trolleybus's movement and the raised moments of loading of transmission on the modes of dispersal and braking is noted. The received results on determination of natural frequencies of TOG provide a theoretical basis for further researches of parametrical and forced fluctuations of driving axles of portal type for the purpose of development of effective methods and means for decrease of their vibration activity as a part of transmission of modern vehicles.

**Keywords:** double-flow driving axle, the model of the oscillating system, the range of natural frequencies, "floating" gear wheel, "quasizero" rigidity of system.

**Вступ.** На сьогодні у результаті бурхливого розвитку міст-мегаполісів транспортні пробки і смог стали нагальними екологічними проблемами для більшості країн світу. Як приклад ефективного планування і роз-

© С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин, 2016

витку транспортних магістралей можна навести Пекін, де вже два роки використовують систему швидкого міського транспорту на основі низькопольних тролейбусів. Переваги таких систем також оцінили жителі Стокгольма, Стамбула, Сеула, Сан-Паулу та ін. [1–3].

У трансмісіях сучасних тролейбусів мають застосування дві найбільш поширені конструкції тягових мостів [4–6]:

– *першого типу*, де гепоїдна або конічна передача через диференціал поєднується з двома прямозубими ПКР за схемою  $2k-H$  з 3-а або 5-а сателітами;

– *другого типу* (портального), де конічна передача з коловим зубцем через диференціал поєднується з двома косозубими ДБР (рис. 1).

Прикладами застосування трансмісій з мостами першого типу є тролейбуси ЮМЗ-Т2 -Т1, ЗіУ-9, другого типу – тролейбуси Гролза-6206, Богдан Т701.15, Еталон БКМ-321, АКСМ-321, -32102, -32104.

Використання мостів портального типу дозволяє суттєво знизити рівень підлоги в пасажирському салоні. При цьому досягається не тільки комфортність, але й більша швидкість посадки- висадки, зростає середня швидкість пасажиропотоків, зменшуються час перебування у транспортних заторах, витрати палива і забруднення атмосфери, рівень вібрацій та шуму, забезпечується необхідна економічність та екологічність перевезень [1, 4].

**Аналіз відомих досліджень.** За статистичними даними найбільш віброактивними і найменш надійними

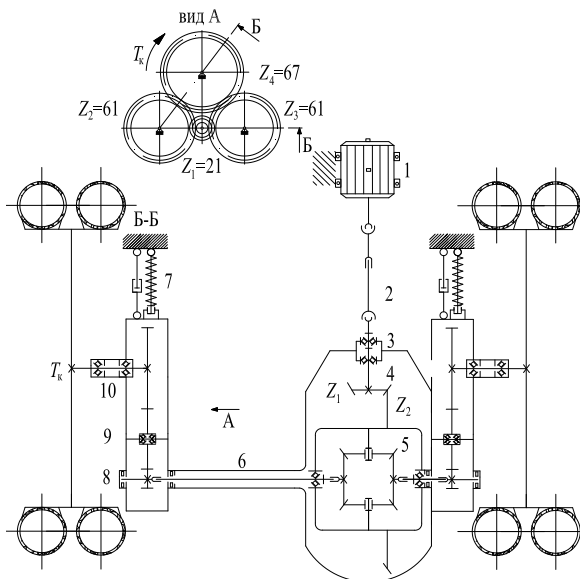


Рис. 1 – Схема трансмісії з тяговим мостом портального типу:  
1 – тяговий електродвигун (ТЕД); 2 – карданна передача;  
3 – підшипникові вузли головної передачі; 4 – головна конічна передача; 5 – диференціал; 6 – піввісь;  
7 – пневморесори; 8, 9, 10 – косозубі колеса ДБР

елементами трансмісії тролейбусів залишаються тихохідні зубчасті редуктори, що сприймають максимальний момент навантаження на стадіях розгону-гальмування [5–8]. Вплив окремих параметрів пружної системи ПКР на власні частоти та параметричні крутні та поперечні коливання зубчастих коліс розглянуто у низці досліджень [9–11]. Опрацьовано як циклічно симетричні, так і асиметричні динамічні моделі, що враховують змінну жорсткість зубчастих зачеплень, зведену жорсткість підшипників в опорах, геометричні та інерційні параметри пружної системи.

Отримані результати та рекомендації безпосередньо не застосовні для цілей вібродіагностики та зниження віброактивності означеної колійної системи, оскільки не відображують низку її особливостей, зокрема симетричну схему розподілу навантаження тихохідного колеса ДБР за двома потоками та схему встановлення "плаваючої" косозубої шестерні.

**Постановка завдання.** Метою дослідження є формування математичної моделі коливань системи ДБР з "плаваючою" конструкцією сонячної шестерні, що спирається на симетричні зачеплення з двома "паразитними" колесами. Завданнями дослідження є визначення спектру головних частот ДБР з урахуванням впливу усередненої жорсткості зубчастих зачеплень та опор коліс.

**Визначення спектру головних частот ДБР.** Залежно від конструкції зубчастих передач та мети дослідження відомі динамічні моделі таких коливальних систем враховують пружні та демпферні властивості складових елементів і загалом мають від 10 до 20, або навіть більше степенів вільності. У розглянутій динамічній моделі ДБР кожна з основних ланок має дві поступальні та одну обертальну рухливості. При цьому наявність зазорів у всіх кінематичних парах та рухомих з'єднаннях, а також демпферні властивості складових елементів не враховуються (рис. 2). Третю поступальну рухливість основних ланок уздовж осей обертання також не враховано, оскільки така задача потребує окремого розгляду.

Прийнято наступні позначення:  $c_1, c_2, c_3, c_4$  – коефіцієнти жорсткості зачеплень;  $c_{02}, c_{03}, c_{04}$  – коефіцієнти жорсткості опор коліс;  $\lambda_{12}, \lambda_{13}, \lambda_{24}, \lambda_{34}$  – деформації пружних елементів, розташованих між відповідними колесами;  $\lambda_{02}, \lambda_{03}, \lambda_{04}$  – деформації відповідних опор;  $u_1, u_2, u_3, u_4$  – колові пружні переміщення коліс (за позитивний прийнято напрям відліку переміщень проти ходу годинникової стрілки);  $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4$  – поперечні зміщення осей відповідних коліс;  $\alpha_w$  – кут зачеплення;  $r_1, r_2, r_3, r_4$  – радіуси основних кіл;  $\theta$  – кут між горизонтальною віссю колеса 2 і напрямом  $O_2O_4$ . У рівняннях пружних переміщень елементів системи прийнято: деформації розтягування зі знаком "+", стискування зі знаком "-". За розрахунковими схемами (рис. 2–5) встановлено наступні геометричні залежності:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{12} &= u_1 + u_2 + A_1 A_2 - A_1 A_3 - B_1 B_2 + B_1 B_3 = \\ &= u_1 + u_2 + (x_1 - x_2) \sin \alpha_w + (y_2 - y_1) \cos \alpha_w; \\ \lambda_{13} &= u_1 + u_3 + D_1 D_2 - D_1 D_3 - E_1 E_2 + E_1 E_3 = \\ &= u_1 + u_3 + (x_3 - x_1) \sin \alpha_w + (y_1 - y_3) \cos \alpha_w; \\ \lambda_{24} &= -u_4 - u_2 + M_1 M_2 - M_1 M_3 - N_1 N_2 + N_1 N_3 = \\ &= -u_4 - u_2 + (x_2 - x_4) \sin(\theta - \alpha_w) + (y_4 - y_2) \cos(\theta - \alpha_w); \\ \lambda_{34} &= -u_4 - u_3 + L_1 L_2 + L_1 L_3 - K_1 K_2 - K_1 K_3 = \\ &= -u_4 - u_3 + (x_3 - x_4) \sin(\theta + \alpha_w) + (y_3 - y_4) \cos(\theta + \alpha_w); \\ \lambda_{02}^2 &= x_2^2 + y_2^2; \lambda_{03}^2 = x_3^2 + y_3^2; \lambda_{04}^2 = x_4^2 + y_4^2. \end{aligned} \right\} (1)$$

У подальшому для узагальнених координат коливної системи ДБР встановлено позначення

$$\left. \begin{aligned} q_1 = u_1; q_2 = u_2; q_3 = u_3; q_4 = u_4; q_5 = x_1; q_6 = y_1; \\ q_7 = x_2; q_8 = y_2; q_9 = x_3; q_{10} = y_3; q_{11} = x_4; q_{12} = y_4. \end{aligned} \right\} (2)$$

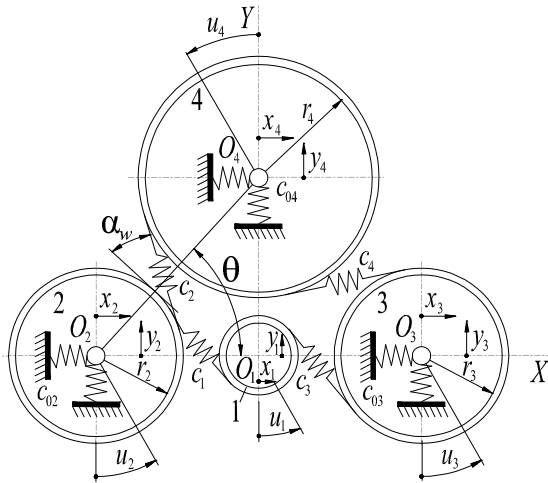


Рис. 2 – Розрахункова схема пружної системи ДБР: 1 – шестерня; 2, 3 – "паразитні" колеса; 4 – тихохідне коло

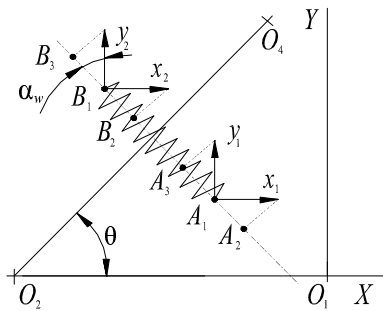


Рис. 3 – Геометрична схема деформацій у зачепленні коліс 1 і 2 внаслідок переміщень їх опор

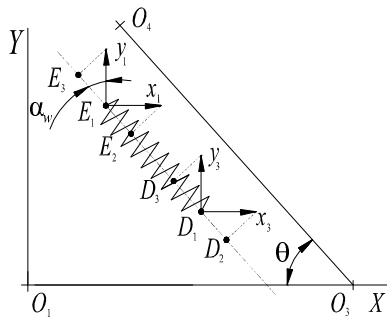


Рис. 4 – Геометрична схема пружних деформацій у зачепленні коліс 1 і 3 внаслідок переміщень їх опор

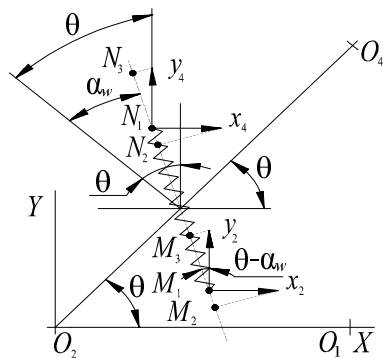


Рис. 5 – Геометрична схема пружних деформацій у зачепленні коліс 2 і 4 внаслідок переміщень їх опор

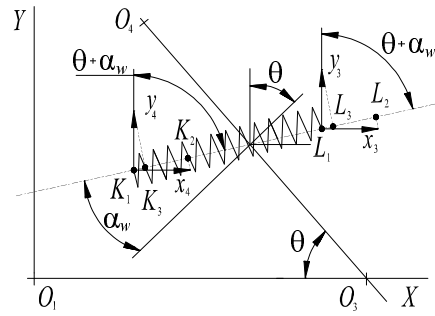


Рис. 6 – Геометрична схема пружних деформацій у зачепленні коліс 3 і 4 внаслідок переміщень їх опор

Підстановкою (1) і (2) у вираз для потенціальної енергії коливань, отримано квадратичну форму у вигляді

$$\Pi = \frac{c_{02}\lambda_{02}^2}{2} + \frac{c_{03}\lambda_{03}^2}{2} + \frac{c_{04}\lambda_{04}^2}{2} + \frac{c_1\lambda_{12}^2}{2} + \frac{c_2\lambda_{24}^2}{2} + \left. \frac{c_3\lambda_{13}^2}{2} + \frac{c_4\lambda_{34}^2}{2} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^{12} c_{i,j} q_i q_j, \right\}$$

де узагальнені коефіцієнти жорсткості системи  $c_{i,j}$  визначено за наступними формулами:

$$\left. \begin{aligned} c_{1,1} &= c_1 + c_3; c_{2,2} = c_1 + c_2; c_{3,3} = c_3 + c_4; \\ c_{4,4} &= c_2 + c_4; c_{5,5} = (c_1 + c_3)s_\alpha^2; c_{6,6} = (c_1 + c_3)c_\alpha^2; \\ c_{7,7} &= c_{02} + c_1s_\alpha^2 + c_2s_m^2; c_{8,8} = c_{02} + c_1c_\alpha^2 + c_2c_m^2; \\ c_{9,9} &= c_{03} + c_3s_\alpha^2 + c_4s_p^2; c_{10,10} = c_{03} + c_3c_\alpha^2 + c_4c_p^2; \\ c_{11,11} &= c_{04} + c_2s_m^2 + c_4s_p^2; c_{12,12} = c_{04} + c_2c_m^2 + c_4c_p^2; \\ c_{1,2} &= c_1; c_{1,3} = c_3; c_{1,4} = 0; c_{1,5} = -(c_3 - c_1)s_\alpha; \\ c_{1,6} &= (c_3 - c_1)c_\alpha; c_{1,7} = -c_1s_\alpha; c_{1,8} = c_1c_\alpha; \\ c_{1,9} &= c_3s_\alpha; c_{1,10} = -c_3c_\alpha; c_{1,11} = 0; c_{1,12} = 0; \\ c_{2,3} &= 0; c_{2,4} = c_2; c_{2,5} = c_1s_\alpha; c_{2,6} = -c_1c_\alpha; \\ c_{2,7} &= -c_1s_\alpha - c_2s_m; c_{2,8} = c_1c_\alpha + c_2c_m; \\ c_{2,9} &= 0; c_{2,10} = 0; c_{2,11} = c_2s_m; c_{2,12} = -c_2c_m; \\ c_{3,4} &= c_4; c_{3,5} = -c_3s_\alpha; c_{3,6} = c_3c_\alpha; c_{3,7} = 0; c_{3,8} = 0; \\ c_{3,9} &= c_3s_\alpha - c_4s_p; c_{3,10} = -c_3c_\alpha - c_4c_p; \\ c_{3,11} &= c_4s_p; c_{3,12} = c_4c_p; c_{4,5} = 0; c_{4,6} = 0; \\ c_{4,7} &= -c_2s_m; c_{4,8} = c_2c_m; c_{4,9} = -c_4s_p; c_{4,10} = -c_4c_p; \\ c_{4,11} &= c_2s_m + c_4s_p; c_{4,12} = -c_2c_m + c_4c_p; \\ c_{5,6} &= -(c_3 + c_1)s_\alpha c_\alpha; c_{5,7} = -c_1s_\alpha; c_{5,8} = c_1s_\alpha c_\alpha; \\ c_{5,9} &= -c_3s_\alpha; c_{5,10} = c_3s_\alpha c_\alpha; c_{5,11} = 0; c_{5,12} = 0; \\ c_{6,7} &= c_1s_\alpha c_\alpha; c_{6,8} = -c_1c_\alpha; c_{6,9} = c_3s_\alpha c_\alpha; c_{6,10} = -c_3c_\alpha; \\ c_{6,11} &= 0; c_{6,12} = 0; c_{7,8} = -c_1s_\alpha c_\alpha - c_2s_m c_m; c_{7,9} = 0; \\ c_{7,10} &= 0; c_{7,11} = -c_2s_m; c_{7,12} = c_2s_m c_m; c_{8,9} = 0; \\ c_{8,11} &= c_2s_m c_m; c_{8,12} = -c_2c_m; c_{9,10} = -c_3s_\alpha c_\alpha + c_4s_p c_p; \\ c_{9,11} &= -c_4s_p; c_{9,12} = -c_4c_p; c_{10,11} = -c_4s_p c_p; \\ c_{8,10} &= 0; c_{10,12} = -c_4c_p; c_{11,12} = c_4s_p c_p - c_2s_m c_m, \end{aligned} \right\} (3)$$

де

$$\left. \begin{aligned} c_\alpha &= \cos \alpha_w; s_\alpha = \sin \alpha_w; \\ c_m &= \cos(\theta - \alpha_w); s_m = \sin(\theta - \alpha_w); \\ c_p &= \cos(\theta + \alpha_w); s_p = \sin(\theta + \alpha_w); \cos \theta = \frac{r_1 + r_2}{r_2 + r_4} \end{aligned} \right\} (4)$$

Матриця  $C(c_{i,j})$  узагальнених коефіцієнтів жорсткості (3) є симетричною розміром  $12 \times 12$ . Елементи діагональної матриці  $A(a_{i,j})$  узагальнених коефіцієнтів інерції, що входять до виразу кінетичної енергії системи  $T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{12} \sum_{j=1}^{12} a_{i,j} \dot{q}_i \dot{q}_j$ , визначено так

$$\left. \begin{aligned} a_{1,1} &= m_{01}; a_{2,2} = m_{02}; a_{3,3} = m_{03}; a_{4,4} = m_{04}; \\ a_{5,5} &= m_1; a_{6,6} = m_1; a_{7,7} = m_2; a_{8,8} = m_2; \\ a_{9,9} &= m_3; a_{10,10} = m_3; a_{11,11} = m_4; a_{12,12} = m_4, \end{aligned} \right\} (5)$$

де  $m_{01} = J_1 / r_1^2; m_{02} = J_2 / r_2^2; m_{03} = J_3 / r_3^2; m_{04} = J_4 / r_4^2;$   
 $\dot{q}_i, \dot{q}_j$  – узагальнені швидкості відповідно до позначень (2);  
 $m_1, m_2, m_3, m_4$ , і  $J_1, J_2, J_3, J_4$  – відповідно маси і осьові моменти інерції коліс;  
 $m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{04}$  – зведені маси коліс.

Спектр головних частот системи ДБР визначено як корені частотного рівняння  $|C - \omega^2 A| = 0$  з урахуванням формул (3)–(5) та наступних параметрів моделі ДБР типу AU-11135 фірми Raba:  $m_1 = 1,28$  кг;  $m_2 = 8,8$  кг;  $m_3 = 8,8$  кг;  $m_4 = 13,8$  кг;  $r_1 = 55,3$  мм;  $r_2 = 160,7$  мм;  $r_3 = 160,7$  мм;  $r_4 = 176,5$  мм;  $\theta = 50,6728^\circ$ ;  $J_1 = 0,00197$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,0349$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,0349$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_4 = 0,0715$  кг·м<sup>2</sup>;  $c_{02} = 8,12 \cdot 10^8$  Н/м;  $c_{03} = c_{02}$ ;  $c_{04} = 14 \cdot 10^8$  Н/м;  $c_1 = c_2 = 8 \cdot 10^9$  Н/м;  $c_2 = c_1$ ;  $c_3 = c_1$ ;  $c_4 = c_1$ .

Встановлено, що головні частоти 1...3 з підвищенням жорсткостей опор зростають, а частоти 6-го порядку і вище практично не залежать від жорсткості зачеплень та опор коліс (рис. 7).

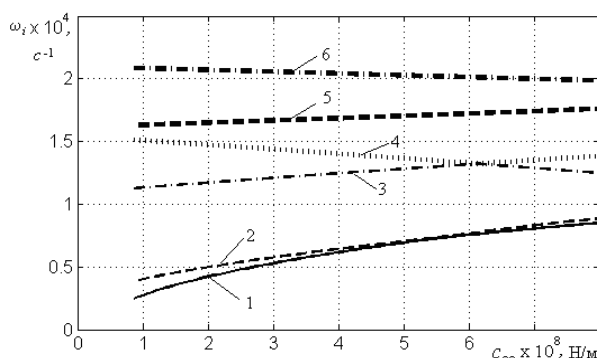


Рис. 7 – Графіки функцій головних частот ДБР від жорсткості опор коліс 2 і 3 (для опор колеса 4 прийнято залежність  $c_{04} = 1,72c_{02}$ ; позначення кривих відповідають нумерації  $i=1, 2, 3, \dots$  головних частот системи)

Особливістю редукторів порталного типу є "плаваюча" шестерня 1, що підтримується зубцями коліс 2 і 3 (див. рисунок 2). При цьому може спостерігатись набли-

ження коефіцієнту жорсткості пружної системи ДБР до нульового значення, що спричиняє зниження першої головної частоти редуктора, зокрема, при коефіцієнті жорсткості зубчастого зачеплення на рівні  $c_z = 2,9 \times 10^8$  Н/м (рис. 8).

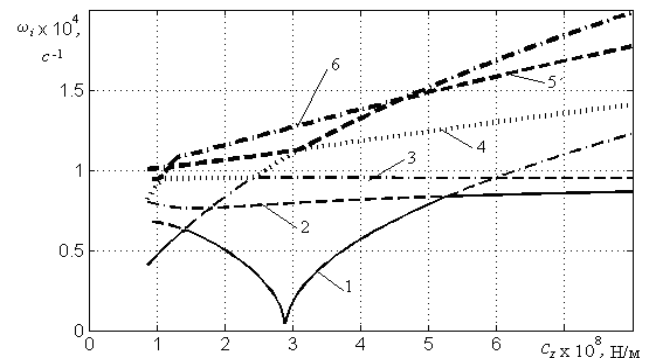


Рис. 8 – Графіки функцій головних частот ДБР від усередненої жорсткості зачеплень

За результатами моделювання визначено наступний розрахунковий спектр,  $c^{-1}$ :

$$\omega = \left\{ \begin{aligned} &8620; 8750; 15640; 19790; 23530; 23970; \\ &30270; 30979; 69300; 110900; 149130; 178900 \end{aligned} \right\}.$$

Для порівняння наведено також спектр головних частот для ПКР з 5-ма сателітами [9]

$$\omega = \left\{ \begin{aligned} &337; 537; 1907; 3371; 3379; 5870; 5870 \\ &8090; 10441; 10922; 10922; 28625 \end{aligned} \right\}.$$

Порівняння розрахункових спектрів  $\omega$  та  $\Omega$  вказує на значно вищий діапазон головних частот для розглянутої конструкції ДБР. Слід зазначити, що спектр  $\Omega$  є близьким до визначеної експериментальної полоси (1...200) Гц частотного спектру вібрацій і шуму трансмісії тролейбусів ЮМЗ-Т1, -Т2 і ЗіУ-9 у типових режимах експлуатації [7].

### Висновки:

1. За результатами моделювання встановлено, що для ДБР типу AU-11135 фірми Raba головні частоти суттєво перевищують відповідні значення для ПКР Raba 318/78. Для ДБР AU-11135, що мають переважне застосування у складі трансмісії низькопольних тролейбусів вітчизняного та зарубіжного виробництва (Богдан Т701.15, Еталон БКМ-321, Тролза-6206, АКСМ-321, -32102, -32104), перша і друга головні частоти дорівнюють відповідно  $8620 c^{-1}$  і  $8750 c^{-1}$ .

2. Відмічено негативний прояв можливої "квазінульової" жорсткості пружної системи ДБР, що спричиняє зниження першої головної частоти системи та резонансні явища при низьких швидкостях руху тролейбусів та підвищених навантаженнях трансмісії у режимі розгону-гальмування.

3. Отримані результати з визначення власних частот ДБР складають необхідну основу для подальших досліджень вимушених коливань тягових мостів порталного типу та обґрунтування ефективних засобів зниження віброактивності трансмісії низькопольних тролейбусів.

### Список літератури

1. Tica S. Development of trolleybus passenger transport subsystems in terms of sustainable development and quality of life in cities / S. Tica [and others] // International Journal for Traffic and Transport Engineering, 2011. – Vol. 1(4). – P. 196–205.

2. *Khassiev Y.* Push forward your trolleybus system – Development and Trends / *Y. Khassiev* // Proc. of Trolley Marketing Symposium. – Lviv, Ukraine, 2011.
3. *Hondius H.* Wo steht der Trolleybus in der wesentli-chen Welt? // *Stadtverkehr*, 2008. – Vol. 53, №10, – P. 6–11.
4. *Сафонов А. И.* Особенности режимов нагружения и направления развития тяговых трансмиссий троллейбусов / *А. И. Сафонов* // Автомобильная промышленность. Белорусский НТУ. 2015. – №4. – С. 8–15.
5. *Иванов С. Н.* Виброактивность трансмиссий низкочастотных троллейбусов / *С. Н. Иванов, В. А. Савельев, Н. П. Кочешков, В. Е. Сидоренков* // Журнал автомобильных инженеров, 2012. – №5 (76). – С. 23–25.
6. *Гутиря С. С.* Навантаженість, точність та віброактивність колісних редукторів / *С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчін* // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2015. – Вип. 24. – С. 57–69.
7. *Дудник И. Н.* Оценка вибрационного фактора в кабинках троллейбусов, определение способов и выбор средств снижения транспортной вибрации на рабочих местах водителей / *И. Н. Дудник* // Вестник гигиены и эпидемиологии. – Т. 5, №1. – 2001. – Донецк: ДонДМУ. – С. 29–33.
8. *Рукшетель О. С.* Исследование нагруженности трансмиссии троллейбуса / *О. С. Рукшетель [и др.]* // Вестник Белорусского нац. техн. ун-та: научно-техн. журнал. – 2006. – № 6. – С. 48–51.
9. *Гутиря С. С.* Частотный анализ колебаний планетарного колесного редуктора / *С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. Н. Чанчін* // Вестник Гомельского государств. техн. ун-та им. П. О. Сухого. Научно-практический журнал. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2015. – № 2 (61). – С. 3–11.
10. *Gutyrya S.* Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes / *S. Gutyrya, V. Yaglinsky, A. Chanchin* // *British Journal of Applied Science & Technology*. 13(2). – 2016. – P. 1–8.
11. *Гутиря С. С.* Форми і критерій зв'язності коливань планетарного колісного редуктора / *С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчін* // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: "Проблеми механічного приводу". – Х.: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 35 (1144). – С. 47–56.
- International Journal for Traffic and Transport Engineering*. Vol. 1(4). 2011. 196–205. Print.
2. *Khassiev, Y.* "Push forward your trolleybus system – Development and Trends". *Proc. of Trolley Marketing Symposium*. Lviv: 2011. Print.
3. *Hondius, H.* "Wo steht der Trolleybus in der wesentli-chen Welt?", *Stadtverkehr*". Vol. 53. 10 (2008): 6–11. Print.
4. *Safonov, A. Y.* "Osobennosty rezhimov nahruzhennyya y napravlenyya razvytyya tyahovikh transmyssyy trolleybusov". *Avtomobyl'naya promishlennost'*. *Belorusskyy NTU*. 4 (2015): 8–15. Print.
5. *Yvanov, S. N., Savel'ev, V. A., Kocheshkov, N. P., Sydorenkov, V. E.* "Vybroaktyvnost' transmyssyy nyzkopol'nikh trolleybusov". *Zhurnal avtomobyl'nikh ynzheneryv*. № 5 (76). 2012. 23–25. Print.
6. *Hutyrya, S. S., Yahlinskyy, V. P., Chanchin, A. M.* "Navantazhennist', tochnist' ta vibroaktyvnist' kolisnykh reduktoriv". *Problemy obchyslyval'noyi mekhaniky i mitsnosti konstruktivnyy: Zb. nauk. prats'*. *Nauka i osvita*. Dnipropetrovsk: 24 (2015): 57–69. Print.
7. *Dudnyk, Y. N.* *Otsenka vybratsyonnoho faktora v kabyname trolleybusov, opredelenye sposobov y vikor sredstv snyzhenyya transportnoy vybratsyy na rabochykh mestakh vodyteley*. *Vestnyk hyhyeni y epydemyyolohyy*. *DonDMU*. Donetsk: T. 5, 1 (2001): 29–33. Print.
8. *Rukshetel', O. S.* "Yssledovanye nahruzhennosty transmyssyy trolleybusa". *Vestnyk Belorusskoho nats. tekhn. un-ta: nauchno-tekhn. zhurnal*. 6 (2006): 48–51. Print.
9. *Hutyrya, S. S., Yahlinskyy, V. P., Chanchyn, A. N.* "Chastotniy analiz kolebanyy planetarnoho kolesnoho reduktora". *Vestnyk Homel'skoho hosudarstvennoho tekhnicheskoho unyversyteta im. P.O. Sukho*. *Nauchno-praktycheskyy zhurnal*. Homel': 2 (61). (2015): 3–11. Print.
10. *Gutyrya, S., Yaglinsky, V., Chanchin, A.* "Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes". *British Journal of Applied Science & Technology*. 13.2 (2016): 1–8. Print.
11. *Hutyrya, S. S., Yahlinskyy, V. P., Chanchin, A. M.* "Formy i kryteriy zv'yaznosti kolyvan' planetarnoho kolisnoho reduktora". *Visnyk NTU "KhPI"*. *Seriya: "Problemy mekhanichnoho pryvodu"*. 35. (1144). (2015): 47–56. Print.

## References (transliterated)

1. Tica, S. "Development of trolleybus passenger transport subsystems in terms of sustainable development and quality of life in cities". *In-*

Поступила (received) 15.05.2016

## Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Головні частоти редукторів порталних тягових мостів / С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчін** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 36–40. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

**Главные частоты редукторов порталных тяговых мостов / С. С. Гутиря, В. П. Ягліньський, А. Н. Чанчін** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 36–40. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2079-0791.

**Main frequencies of gearboxes of portal driving axles / S. S. Gutyrya, V. P. Yaglinsky, A. M. Chanchin** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 36–40. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2079-0791.

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Гутиря Сергій Семенович** – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, професор кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

**Гутиря Сергей Семенович** – доктор технических наук, профессор, Одесский национальный политехнический университет, профессор кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

**Gutyrya Sergiy Semenovich** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Professor at the Department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (066) 735-87-65; e-mail: sergut@bk.ru.

**Ягліньський Віктор Петрович** – доктор технічних наук, професор, Одеський національний політехнічний університет, завідувач кафедри "Підйомно-транспортне та робототехнічне обладнання"; тел.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

**Ягліньський Віктор Петрович** – доктор технических наук, профессор, Одесский национальной политехнической университет, заведующий кафедры "Подъемно-транспортное и робототехническое оборудование"; тел.: (096) 767-17-17; e-mail: viknatvov@gmail.com.

**Yaglinsky Victor Petrovich** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Odessa National Polytechnic University, Chief of the department of "The lifting-transport and robotic equipment"; tel.: (096) 767-17-17, e-mail: viknatvov@gmail.com.

**Чанчін Андрій Миколайович** – Одеський національний політехнічний університет, асистент кафедри "Машинознавство і деталі машин"; тел.: (096) 637-00-06, e-mail: rafail2@rambler.ru.

**Чанчін Андрей Николаевич** – Одесский национальный политехнический университет, ассистент кафедры "Машиноведение и детали машин"; тел.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.

**Chanchin Andriy Mykolajovych** – Odessa National Polytechnic University, assistant at the department of "Engineering science and machine elements"; tel.: (096) 637-00-06; e-mail: rafail2@rambler.ru.