

УДК 621.9.002.5:669

Р. П. Погребняк, канд. техн. наук

ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДУ ВАЖКОГО КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ ОБРОБКИ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС

Складена та спрощена до тримасової розрахункової схеми з двома коливальними ступенями вільності пружна рядна система привода обертального руху карусельного колесообробного верстата. Визначені власні та парціальні частоти коливань, коефіцієнти зв'язку і зв'язаності, форми коливань та узагальнений параметр. Форми коливань такі, що мають значну амплітуду на планшайбі і посилюють нерівномірність її руху, що може впливати негативно на якість обробки та різальний інструмент. Наведені експериментальні дані. Частоти збудження знаходяться поза межами власних частот системи, тому резонансні і внутрішні посилення коливань не відбувається.

Ключові слова: коливальна система, власні частоти, зв'язок і зв'язаність, форми коливань, частоти збурювання

Вступ. Спеціальні важкі колесотокарні верстати задіяні у технологічному потоці масової механічної обробки різанням залізничних коліс в колесопрокатних цехах металургійного виробництва [3, 4]. За умов нестійкої і значної величини припуску на обробку навантаження привода верстату є значні і суттєво нестаціонарні [7], які викликають відмови та руйнування елементів трансмісії. Такі навантаження можуть бути викликані у тому числі і нераціональними власними пружно-масовими динамічними характеристиками привода. Частотний аналіз зрівноважених бічних супортів верстата мод. 1Б502 виконаний в [5].

Головний привод обертального руху планшайби спеціальних верстатів для обробки залізничних коліс (мод.1Б502,1Б502,1Б502С) (рис. 1), виконаний за типовою схемою чотирьохступеневого послідовного ряду зубчатих коліс зі змінною парою та складається з електродвигуна постійного струму 1, пасової передачі 2, коробки швидкостей 3, відкритої кінчної передачі 4 і вінцевої косозубої пари зовнішнього зачеплення 5, що призводить до руху планшайбу із закріпленим на ній залізничним колесом 6. За принципово такою ж схемою виробляють карусельні верстати провідні європейські фірми «Hegenscheidt-MFD» (Німеччина), TOS HULIN (Чехія), «Sculfort» (Франція), «Mario Carnaghi» (Італія), «Rafamet» (Польща), «BOST» (Іспанія) та ін.

Регулювання швидкості обертання планшайби здійснюють за допомогою електродвигуна і заміною змінних коліс коробки швидкостей. У деяких моделях верстатів вхідний вал коробки швидкостей зв'язаний з електродвигуном через пружну муфту МПВП замість пасової передачі.

Постановка задачі. Скласти актуальну розрахункову схему та оцінити динамічні властивості пружної системи головного приводу обертання планшайби колесобробних верстатів. Побудувати форми коливань та виявити умови динамічних підсилень.

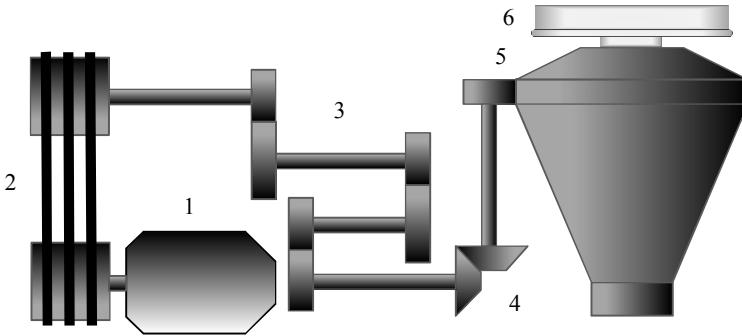


Рис.1 – Схема головного приводу колесообробного верстата

Викладення основного матеріалу дослідження. Після розрахунку моментів інерції обертальних мас, крутильних жорсткостей елементів приводу, приведеної до крутильної жорсткості пасової та зубчатих передач, контактної жорсткості шпонкових та шліцьових з'єднань й згинальної жорсткості валів та опор, складена 13-масова розрахункова схема приводу (рис. 2).

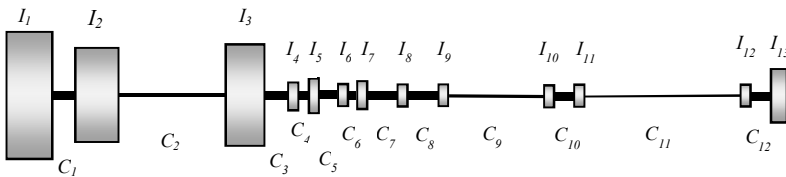


Рис. 2 – Наведена до валу двигуна розрахункова динамічна схема приводу колесообробних верстатів

Наведення пружних та масових елементів здійснювалося до валу привідного двигуна без урахування демпфування та жорсткості електромагнітного зв'язку у двигуні. Далі наведені рівняння руху системи в стані вільних коливань без урахування демпфування. На основі цих залежностей можуть бути складені характеристичні рівняння та визначені усі 12 власних частот системи. У цьому спектрі власних частот складає практичний інтерес поведінка приводу на перших двох. На більш високих частотах, де амплітуди коливань незначні, динамічне навантаження приводу не суттєве. Тому за методикою[9] схема була спрощена до трьохмасової з двома ступенями свободи(рис.3), на якій позначено: $I_I = 34,24 \text{ кгм}^2$ - момент інерції ротора двигуна та ведучого шків пасової передачі, $I_{II} = 18,12 \text{ кгм}^2$ – момент інерції редуктора та веденого шків

пасової передачі, $I_{III} = 0,32 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції планшайби із заготовкою;
 $C_{12} = 58 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – жорсткість пасової передачі, $C_{23} = 20 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – жорсткість редуктора.

$$\begin{cases} I_1 \varphi_1'' + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ I_2 \varphi_2'' + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ I_3 \varphi_3'' + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4) + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) = 0 \\ I_4 \varphi_4'' + C_3 (\varphi_4 - \varphi_3) + C_4 (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \\ I_5 \varphi_5'' + C_5 (\varphi_5 - \varphi_6) + C_4 (\varphi_5 - \varphi_4) = 0 \\ I_6 \varphi_6'' + C_5 (\varphi_6 - \varphi_5) + C_6 (\varphi_6 - \varphi_7) = 0 \\ I_7 \varphi_7'' + C_6 (\varphi_7 - \varphi_6) + C_7 (\varphi_7 - \varphi_8) = 0 \\ I_8 \varphi_8'' + C_7 (\varphi_8 - \varphi_7) + C_8 (\varphi_8 - \varphi_9) = 0 \\ I_9 \varphi_9'' + C_8 (\varphi_9 - \varphi_8) + C_9 (\varphi_9 - \varphi_{10}) = 0 \\ I_{10} \varphi_{10}'' + C_9 (\varphi_{10} - \varphi_9) + C_{10} (\varphi_{10} - \varphi_{11}) = 0 \\ I_{11} \varphi_{11}'' + C_{10} (\varphi_{11} - \varphi_{10}) + C_{11} (\varphi_{11} - \varphi_{12}) = 0 \\ I_{12} \varphi_{12}'' + C_{11} (\varphi_{12} - \varphi_{11}) + C_{12} (\varphi_{12} - \varphi_{13}) = 0 \\ I_{13} \varphi_{13}'' + C_{12} (\varphi_{13} - \varphi_{12}) = 0. \end{cases}$$

Рівняння руху і частотний аналіз. Для спрощеної схеми головного приводу колесообробних верстатів рівняння руху вільних коливань у відносних кутових деформаціях $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$, $\varphi_{12}'' = \varphi_1'' - \varphi_2''$ має вигляд

$$\begin{cases} \varphi_{12}'' + \beta^2 \varphi_{12} = 0, \\ \varphi_{23}'' + \beta^2 \varphi_{23} = 0 \end{cases},$$

де власні циклові частоти трьохмасової коливальної системи визначимо за залежністю

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{1}{2I_{II}} \left(\frac{(I_I + I_{II})C_{12}}{I_I} + \frac{(I_{II} + I_{III})C_{23}}{I_{III}} \right) \mp \sqrt{\left(\frac{(I_I + I_{II})C_{12}}{I_I} - \frac{(I_{II} + I_{III})C_{23}}{I_{III}} \right)^2 + 4C_{12}C_{23}}.$$

Після підстановки отримаємо $\beta_1 = 69,53 \text{ п/с}$ і $\beta_2 = 252,32 \text{ п/с}$, періоди вільних коливань $T_1 = 2\pi / \beta_1 = 6,28 / 69,53 = 0,09 \text{ с}$, $T_2 = 2\pi / \beta_2 = 6,28 / 252,32 = 0,025 \text{ с}$. Парціальні частоти двохмасових систем

$$n_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(I_I + I_{II})}{I_I I_{II}}}, \quad n_2 = \sqrt{\frac{C_{23}(I_{II} + I_{III})}{I_{II} I_{III}}},$$

$n_1 = 69,96 \text{ p/c}$ і $n_2 = 252,20 \text{ p/c}$ мало відрізняються від власних, а коефіцієнт інерційного зв'язку

$$\gamma = \sqrt{\frac{I_I I_{III}}{(I_I + I_{II}) \cdot (I_{II} + I_{III})}}$$

$\gamma = 0,107$ не великий.

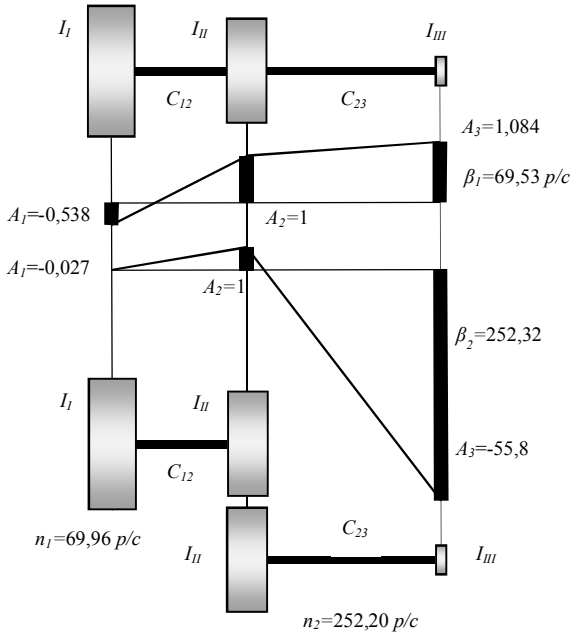


Рис. 3 – Спрощена розрахункова схема, власні форми коливань і парціальні системи трьохмасової пружної системи приводу

Коефіцієнт зв'язаності між парціальними системами за Мандельштамом

$$\sigma = 2\gamma \frac{n_1 n_2}{|n_1^2 - n_2^2|},$$

$\sigma = 0,064$ малий ($\sigma \ll 1$ [10]), тому внутрішні посилення мінімальні, а коливання в них можна розглядати як незалежні.

Форми коливань, як конфігурації системи в процесі вільних коливань, для трьохмасової схеми визначимо за співвідношеннями [8]. Відповідно до числа власних частот таких форм дві (рис. 3.):

- для першої частоти $A_2 = 1, A_1 = \frac{C_{12}}{C_{12} - \beta_1^2 I_I}, A_3 = \frac{C_{23}}{C_{23} - \beta_1^2 I_{III}},$

- для другої частоти $A_2 = 1, A_1 = \frac{C_{12}}{C_{12} - \beta_2^2 I_I}, A_3 = \frac{C_{23}}{C_{23} - \beta_2^2 I_{III}}.$

Як видно, резонансне підсилення на кожній із власних частот викликає найбільші відхилення маси I_{III} (планшайба), які посилюють нерівномірність її руху, що негативно впливає на якість обробки та різальний інструмент.

Експериментально зафіксовані (рис. 4) коливання кутової швидкості обертання планшайби в сталому русі із значною нерівномірністю

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{cp}} = \frac{32,1 - 23,7}{30} = 0,28. \text{ Таке падіння швидкості не обумовлене}$$

зміною сил різання. Для металоріжучих верстатів рекомендується величина коефіцієнта нерівномірності руху $[\delta] = 0,05 \dots 0,02$ [2]. Така суттєва фактична нерівномірність обертання вказує на необхідність збільшення моменту інерції планшайби, або на зниження навантаження на привод; подібний вплив може оказати й присутність зазорів в приводі. Зафіксований на осцилограмі період коливання кутової швидкості $T = 0,049 \text{ с}$. відповідає числу обертів двигуна.

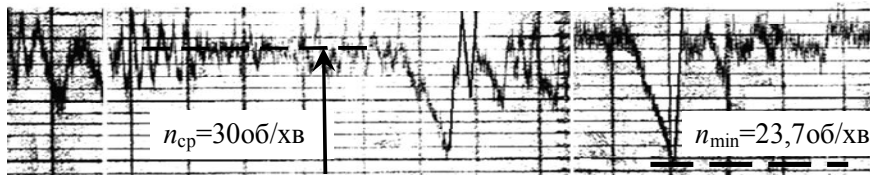


Рис. 4 – Фрагмент осцилограми зміни кутової швидкості обертання планшайби колесообробного верстату

Пружна трьохмасова рядна крутильна система привода за критерієм узагальненого параметра [1] перебуває в межах раціонального діапазону оптимальності за коефіцієнтом динамічності

$$0,05 \leq \frac{C_{12} C_{23} (I_I + I_{II} + I_{III})}{I_I I_{II} I_{III} \left(\frac{(I_I + I_{II}) C_{12}}{I_I I_{II}} + \frac{(I_{II} + I_{III}) C_{23}}{I_{II} I_{III}} \right)^2} \leq 0,15.$$

Значення узагальненого параметра становить 0,066, що вкладається у рекомендований діапазон.

Форма ободу колеса-заготовки у радіальному напрямку після прокатки на стані має значне відхилення від круглості [6], тому момент сил різання $M(t)$ має нестационарний бігармонійний характер, викликаний змінністю припуску на обробку. Діапазон частот збудження залежить від кутової швидкості обертання колеса і лежить у межах: першої гармоніки $\omega = 2,51 \dots 3,77 \text{с}^{-1}$, другий – $3\omega = 7,53 \dots 11,31 \text{с}^{-1}$. Ці частоти збудження перебувають у дорезонансній зоні і зовнішні динамічні посилення, тому незначні.

Фонова частота збудження відповідає частоті обертання двигуна головного руху ($\omega_{\phi} = 125 \text{с}^{-1}$) і присутня на усіх режимах експлуатації верстату. Ця частота знаходиться у міжрезонансній зоні, що теж не викликає значних посилень.

Висновки. Тринадцятимасова рядна схема головного приводу карусельних верстатів для обробки залізничних коліс може бути еквівалентно замінена трьохмасовою пружною розрахунковою схемою з двома ступенями свободи. Визначені власні частоти і форми коливань такої системи та значення узагальненого параметра. Незначні значення зв'язка та зв'язаності між парціальними системами дозволяють вважати коливання в них роздільними. Форми коливань такі, що мають значну амплітуду на планшайбі і посилюють нерівномірність її руху, що може впливати негативно на якість обробки та різальний інструмент.

Частоти збудження знаходяться у дорезонансній і міжрезонансній зонах частотних характеристик, тому резонансні посилення коливань не відбуваються.

БІБЛІОГРАФІЧНІ ПОСИЛАННЯ

1. **Адамия Р. Ш.** Основы рационального проектирования металлургических машин / Р. Ш. Адамия, В. М. Лобода. – М.: Металлургия, 1984. – 128с.
2. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов/ И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 776 с.
3. **Бибик Г. А.** Производство железнодорожных колес / Г. А. Бибик, А. М. Иоффе, А. В. Праздников, М. И. Староселецкий. – М.: Металлургия, 1982. – 232 с.
4. **Іващенко В. П.** Технологічні процеси механічної обробки залізничних коліс / В. П. Іващенко, Р. П. Погребняк // Теория и практика металлургии. – Д.– 2011.– 2011. – № 3–4 (82–83). – С. 6–11.
5. **Погребняк Р. П.** Частотний аналіз пружної системи зрівноваженого супорта важкого верстата для обробки залізничних коліс / Р. П. Погребняк // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наук. праць – Д.: Ліра, 2017.– Вип. 26 – С. 132–141.
6. **Погребняк Р. П.** Форма прокатаної заготовки залізничного колеса / Р. П. Погребняк // Теория и практика металлургии. – Д. – 2011.– №1–2. – С. 113–117.
7. **Погребняк Р. П.** Экспериментальное исследование станков для отделки железнодорожных колес резанием / Р. П. Погребняк, Г. Ф. Смирнов // Підійомно–транспортна техніка (*Hebezeuge und Fördermittel*). – Д. – 2008.– № 2. – С.36–47.
8. Прочность, устойчивость, колебания: в 3 т. / Под ред. Биргера И. А. и Пановко Я. Г. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 3. – 1968. – 568 с.

9. *Ривин Е. И.* Динамика привода станков / Е. И. Ривин – М.: Машиностроение, 1966. – 204 с.

10. *Стрелков С. П.* Введение в теорию колебаний / С. П. Стрелков – М.: Наука, 1964. – 440 с.

УДК 621.9.002.5:669

Р. П. Погребняк, канд. техн. наук

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА УПРУГОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА ТЯЖЕЛОГО КАРУСЕЛЬНОГО СТАНКА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС

Составлена и упрощена до трехмассовой расчетной схемы с двумя колебательными степенями свободы упругая рядная система привода вращательного движения карусельного колесообрабатывающего станка. Определены собственные и парциальные частоты колебаний, коэффициенты связи и связности, формы колебаний и обобщенный параметр. Конфигурация форм такая, что значительная амплитуда колебаний реализуется на планшайбе станка и усиливает неравномерность ее вращения, что может влиять негативно на качество обработки и режущий инструмент. Результаты расчетов проверены экспериментальными исследованиями. Частоты возбуждения находятся за пределами собственных частот системы, поэтому резонансные усиления колебаний не происходит.

Ключевые слова: колебательная система, собственные частоты, связь и связность, формы колебаний, частоты возмущения

UDC 621.9.002.5:669

R. P. Pogrebnyak, PhD (Tech.)

FREQUENCY ANALYSIS OF ELASTIC SYSTEM OF MAIN DRIVE OF MACHINE FOR RAILWAY WHEELS TURNING

It is developed design scheme of two mass elastic system of a main drive of processing machine with two vibrational degrees of freedom. It is determined their own and partial oscillation frequencies, coefficients of connection and connectivity, shapes of oscillations and general parameter. It is received functions of change of coefficients depending on the frequency disturbance dynamics and it is determined conditions of dynamic reinforcement. The calculation results are checked by the experimental research. Excitation frequencies are beyond the own frequencies of the system, so there are no resonant vibrations.

Keywords: oscillating system, own frequencies, connection and connectivity, shapes of oscillation, frequencies of disturbance.

The basis of the process machining of railway wheels are special rotary type machines.

Multi-mass chain system of the main drive of special machine tools for the processing of railway wheels can be equivalently replaced by a three-mass elastic scheme for calculation with two degrees of freedom.

For given elastic and mass parameters of main drive machine with model 1B502 the own cyclic frequencies of the two mass system of carriage – $\beta_1 = 69,53 \text{ s}^{-1}$, $\beta_2 = 252,32 \text{ s}^{-1}$. Partial frequencies $n_1 = 69,96 \text{ s}^{-1}$, $n_2 = 252,20 \text{ s}^{-1}$ are similar to their own frequencies; coefficient of elastic connection $\gamma = 0,107$ is small, connectivity $\sigma = 0,064$ ($\sigma \ll 1$) is small then the internal dynamic strengthening is possible.

Generalized parameter value 0,066 is below the lower limit recommended value.

The force of cutting is function with harmonious nature caused by change of tolerance for processing. Frequency range is depending on the angular velocity of the wheel. These frequencies of perturbations are before the resonance area with coefficient of dynamism which is barely more than unit and so external dynamic gain is little.

Modes of oscillation are such that they have significant amplitude on the machine faceplate and increase the unevenness of its motion, which can influence negatively on the quality of processing and on the cutting tools.

REFERENCES

1. **Adamy R. Sh.** Fundamentals of rational design of metallurgical machines/ R. Sh. Adamy, V. M. Loboda. – Moscow: Metallurgiya, 1984. – 128 p. (in Russian).
2. **Artobolevsky I. I.** Theory of mechanisms / I. I. Artobolevsky. – Moscow: Nauka, 1975.–776 p. (in Russian).
3. **Bibik G. A.** Manufacture of railway wheels / G. A. Bibik, A. M. Ioffe, Prazdnikov A. V., Staroseletsky M. I. – Moscow: Metallurgiya, 1982. – 232 p. (in Russian).
4. **Ivashchenko V. P.** Technological processes of mechanical processing of railway wheels / V. P. Ivaschenko, R. P. Pogrebnyak // Theory and practice of metallurgy. Dnipropetrovs'k, 2011. – No. 3–4 (82–83). – P. 6 –11. (in Ukrainian).
5. **Pogrebnyak R. P.** Frequency analysis of elastic system of balanced carriage of machines for railway wheels turning / R. P. Pogrebnyak // Problems of Computational Mechanics and Strength of Structures: Col. of sci. art. Dnipo: Lira, 2017. – Vol. 26. – P. 132–141. (in Ukrainian).
6. **Pogrebnyak R. P.** The shape of rolled piece of railway wheels / R. P. Pogrebnyak // Theory and practice of metallurgy. Dnipropetrovs'k, 2011. – No1–2. – P.113–117. (in Ukrainian).
7. **Pogrebnyak R. P.** Experimental study of machines for finishing railway wheels by cutting / R. P. Pogrebnyak, G. F. Smirnov // Hebezeuge und Fördermittel.– Dnipropetrovs'k, 2008. – No 2. – P.36–47. (in Russian).
8. Strength, stability, vibrations: 3 t. / Editors Byger Y. A. and Panovko Ya. H.– Moscow: Mashynostroeny, 1968 – T.3.–1968.– 568 p. (in Russian).
9. **Rivin E. I.** Dynamics of the machine tool drive / E. I. Rivin. – Moscow: Mashinostroyeniye, 1966. – 204 p. (in Russian).
10. **Strelkov S. P.** Introduction to the theory of oscillations / S. P. Strelkov. – Moscow: Nauka, 1964. – 440 p. (in Russian).