

УДК 621.9.002.5:669

Р. П. Погребняк, канд. техн. наук

ЧАСТОТНИЙ АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗРІВНОВАЖЕНОГО СУПОРТА ВАЖКОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ ОБРОБКИ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС

Розроблена розрахункова схема двомасової пружної системи зрівноваженого супорта колесообробного верстата з двома коливальними ступенями волі. Визначені власні та парціальні частоти коливань, коефіцієнти зв'язку і зв'язаності, форми коливань та узагальнений параметр. Побудовані залежності зміни коефіцієнтів динамічності від частоти збурювання та виявлені умови динамічних підсилень. Результати розрахунків перевірені експериментальними дослідженнями.

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

Вступ. Основу технологічного потоку механічної обробки залізничних коліс становлять спеціальні колесотокарні верстати карусельного типу. В основному застосовують одне-або двостоечні карусельні верстати із двома-чотирма супортами, які оснащені електрокопіювальними пристроями або пристроями з числовим програмним керуванням (ЧПК). Такі важкі карусельні верстати для обробки залізничних коліс установлені у відділеннях обробки прокату колесопрокатних цехів поза спеціальними приміщеннями. В умовах масового виробництва продуктивність копіювальних верстатів значно вище, ніж верстатів з ЧПК [7]. Верстати моделей 1B502, 1B502C (рис. 1), 1B502 мають чотири супорти, два з яких (бічні) переміщуються по вертикальних напрямних.

Європейські компанії виробляють карусельні верстати подібної конструкції, останні зразки колесотокарних верстатів проектуються як основні елементи автоматизованих ліній і відрізняються вузькою спеціалізацією й зменшенням кількості супортів на одному верстаті. Має місце тенденція комплектації таких ліній більшою кількістю верстатів (сучасні лінії «Hegenscheidt-MFD» включають шість верстатів) і використовуються переважно для чистової обробки коліс, у тому числі й по всіх поверхнях колеса. Приводи подач сучасних колесообробних верстатів комплектуються передачами гвинт-гайка кочення й кроковим приводом обертання гвинтів. Напрявні супорти і повзунів виконують гідростатичними, які забезпечують найбільшу точність і жорсткість. Також виробляють колесообробні верстати та лінії фірми TOS HULIN (Чехія), «Sculfort» (Франція, модель TFS), «Mario Carnaghi» (Італія), «Rafamet» (Польща), «BOST» (Іспанія), верстати моделі TCP 170 виробляють у Румунії.

Важкі бічні супорти переміщуються вертикально по напрямних ковзаня стійок; повзуни переміщуються горизонтально в напрямних супортів. Вертикальне й горизонтальне переміщення здійснюється за допомогою гвинтових нар. Сила ваги бічних супортів урівноважена противагами, які розташовані усередині стійок і з'єднані з бічними супортами тросом.

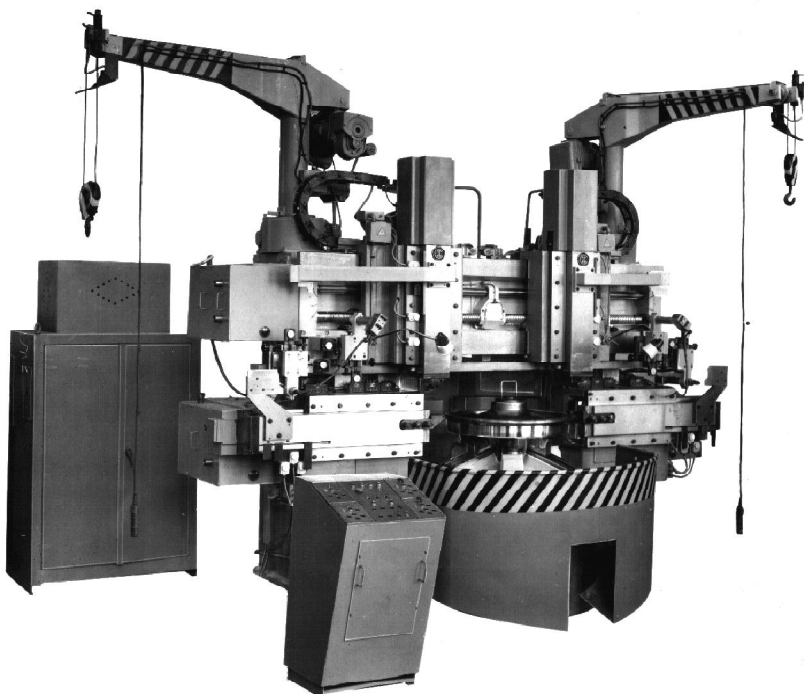


Рис. 1 – Загальний вигляд колесообробного верстата моделі 1B502C

При переміщенні супортів металорізальних верстатів у вертикальному напрямку їхня сила ваги повністю передається на тяговий пристрій. Тому для компенсації сили ваги великих супортів важких карусельних і фрезерних верстатів часто застосовують вантажне або гідравлічне зрівноважування. Зрівноважування супортів, що переміщуються вертикально, або інших рухливих частин верстата дозволяє знизити потужність приводу й компенсувати пружні переміщення, викликані силою ваги.

Зрівноважування може бути не повним або відсутнім (робота з вимкненою противагою, якщо зрівноважування гідравлічне) [11, 8]. При неповному вантажному зрівноважуванні маса противаги менше маси вузла, що врівноважує, тому швидкий відвід супорта у вихідне положення починається в умовах закритих зазорів у тягових пристроях. При вантажному зрівноважуванні часто використовують гнучкий зв'язок (ланцюг, трос) між противагою й супортом, піддатливість якого значно вище, ніж піддатливість ходового гвинта й вузла передачі гвинт – гайка. Тому в такій

пружній системі після ударного закриття зазору виникають вільні коливання значної амплітуди, що часто є причиною руйнування гнучкого зв'язку.

Постановка задачі. Скласти актуальну розрахункову схему та оцінити динамічні властивості пружної системи бічних супортів колесообробних верстатів. Побудувати залежності зміни коефіцієнтів динамічності від частоти збурювання, форми коливань та виявити умови динамічних підсилень. Перевірити результати розрахунків експериментальними дослідженнями.

Основний матеріал дослідження. Динамічна розрахункова модель зрівноважених супортів колесообробних верстатів (рис. 2). Супорт ($m_1 + m_3$) і повзун m_3 переміщуються під дією погодженого кінематичного збурювання $\xi_y(\tau)$ і $\xi_x(\tau)$. Супорт зрівноважений через канат c_2 противагою m_2 , c_1 і c_3 відповідно наведені жорсткості ланцюгів подач супорта й повзуна. Кінематичне збурювання передається на супорт і повзун через передачі гвинт-гайка ковзання з наведеними зазорами Δ_x і Δ_y . Рух мас m_1 і $(m_1 + m_3)$ відбувається під впливом відповідних складових сил різання P_y і P_x . Сили тертя на основній і бічній напрямних супорта й повзуна відповідно F_y і F_x , M_T – момент тертя в підшипниках блоку.

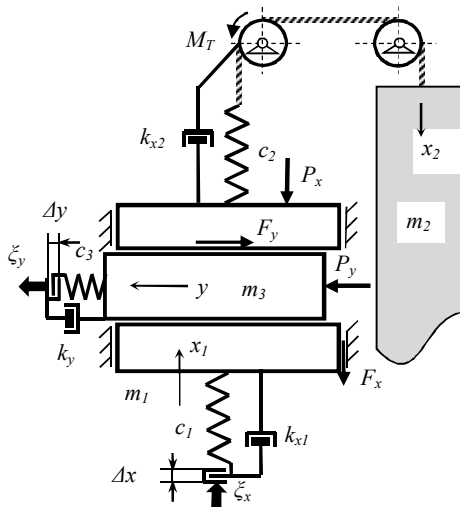


Рис. 2 – Динамічна модель бічних супортів колесообробних верстатів

Зазори в передачах та кінематичних парах. Прямолінійне переміщення більшості важких супортів здійснюється передачею гвинт – гайка з парю ковзання. Навіть при вертикальному переміщенні вона забез-

печеу самогальмування й надійну фіксацію рухливого вузла. Підбором матеріалів гвинтової пари й змащення вдається забезпечити необхідну кінематичну точність і необхідну тягову здатність. Значення осьового зазору передачі гвинт – гайка з парю ковзання за ДСТУ21098-02:

$$\text{мінімальне} - \Delta_{\min} = b \cdot \text{tg}\beta ,$$

$$\text{максимальне} - \Delta_{\min} = k \cdot \text{tg}\beta + \left[(b' - k)^2 \text{tg}^2\beta + b^2 \text{tg} \right]^{0.5} ,$$

де k – верхнє граничне відхилення середнього діаметра гайки, b і b' – відповідно верхнє й нижнє граничне відхилення середнього діаметра гвинта; β – кут нахилу бічної сторони профілю.

Зазор у ходовому різьбленні Трап.60x8 складе $\Delta_{1\min} = 0,018\text{мм}$, $\Delta_{1\max} = 0,277\text{мм}$. Регулюванням зазору поворотом половинок гайки досягається зазор $\Delta_1 = 0,05 \dots 0,15\text{мм}$. Зазор у опорному підшипнику Δ_2 перебуває в межах $0,02 \dots 0,08\text{мм}$ [4]. Таким чином, загальний зазор Δ складе $0,07 \div 0,23\text{мм}$. Існує зазор і в напрямних верстата. Загальний зазор у передачах гвинт – гайка кочення та гідростатичних напрямних значно менший, але він теж є.

Частотний аналіз і рівняння руху. Критеріїв динамічності машини декілька [8], вони взаємозалежні, але всі припускають пряме або непряме визначення власних частот системи. Для заданих пружно-масових параметрів супорта верстата 1Б502 ($m_1 = 1716\text{ кг}$, $m_2 = 2050\text{ кг}$, $m_3 = 500\text{ кг}$, $c_1 = 136 \cdot 10^6\text{ Н/м}$, $c_2 = 4,27 \cdot 10^6\text{ Н/м}$; $c_3 = 570 \cdot 10^6\text{ Н/м}$) власні циклові частоти одномасової коливальної системи повзуна m_3 становлять $\beta = \sqrt{c_3/m_3}$ $\beta = 1067,7\text{ с}^{-1}$, двомасової системи супорта –

$$\beta_{1,2}^2 = 0,5 \left(\frac{c_1 + c_2}{m_1 + m_3} + \frac{c_2}{m_2} \right) \mp \sqrt{0,25 \left(\frac{c_1 + c_2}{m_1 + m_3} + \frac{c_2}{m_2} \right)^2 - \frac{c_1 c_2}{(m_1 + m_3) m_2}};$$

($\beta_1 = 44,92\text{ с}^{-1}$ і $\beta_2 = 251,73\text{ с}^{-1}$). Парціальні частоти близькі до власних $n_1 = \sqrt{c_2/m_2}$; $n_2 = \sqrt{(c_1 + c_2)/(m_1 + m_3)}$ ($n_1 = 45,64\text{ с}^{-1}$ і $n_2 = 251,6\text{ с}^{-1}$); коефіцієнт пружного зв'язку $\gamma = \sqrt{c_1/(c_1 + c_2)}$ малий ($\gamma = 0,174$), зв'язаність $\sigma = 2\gamma n_1 n_2 / |n_1^2 - n_2^2|$ слабка ($\sigma \ll 1$ [12], $\sigma = 0,065$), тому внутрішні динамічні посилення неможливі.

Конфігурації двомасової системи в процесі вільних коливань (форми коливань) визначимо за співвідношеннями [10]. Таких форм дві (рис. 3), відповідно до кількості власних частот:

$$\frac{A_{21}}{A_{11}} = \frac{c_1 + c_2 - (m_1 + m_3)\beta_1^2}{c_2}; \frac{A_{21}}{A_{11}} = 31,8; \frac{A_{22}}{A_{12}} = \frac{c_2}{c_2 - m_2\beta_2^2}; \frac{A_{22}}{A_{12}} = -0,034.$$

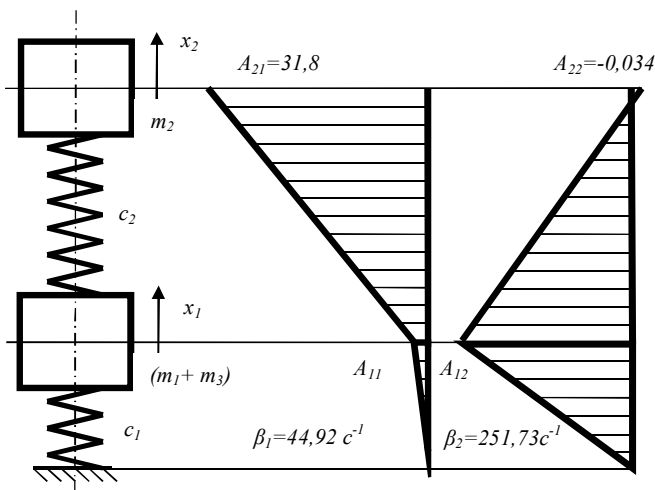


Рис. 3 – Власні форми коливань
двохмасової пружної системи бічних супортів

Переконаємося, що знайдені форми ортогональні одна до іншої:

$$(m_1 + m_3) A_{11} A_{12} + m_2 A_{21} A_{22} = 0 \Rightarrow (1716 + 500) \cdot 1 \cdot 1 + 2050 \cdot 31,8 \cdot (-0,034) \approx 0.$$

За критерієм узагальненого параметра [2] маємо

$$0,05 \leq \frac{c_1 c_2}{(m_1 + m_3) m_2 \left(\frac{c_1}{m_1 + m_3} + \frac{c_2}{m_1 + m_3} + \frac{c_2}{m_2} \right)^2} \leq 0,15,$$

тому пружна двомасова затиснена рядна система бічного супорта перебуває за межами раціонального діапазону. Значення узагальненого параметра становить 0,03, що значно нижче нижньої границі рекомендованої величини. За даними [1] такі системи є занадто жорсткими й досить чутливими до прикладання зовнішніх ударних навантажень; у таких системах не можна допускати зазорів, ударного прикладання й зняття навантажень.

Зафіксовані при проведенні експериментальних досліджень вільні коливання на першій власній частоті β_1 (рис. 4), які збуджені при відводі супорта, демонструють правильність складання розрахункової схеми.

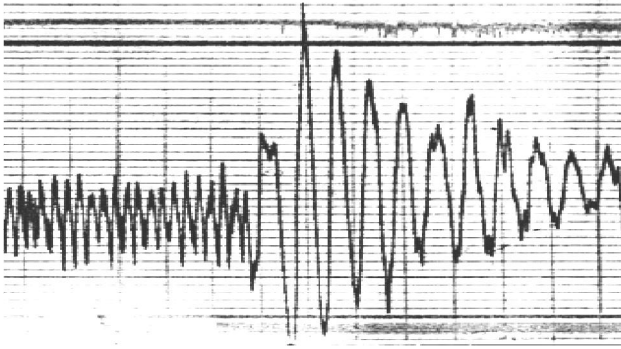


Рис. 4 – Фрагмент осцилограми віброшвидкості руху протизаги m_2 в режимі установочного переміщення супорта ($m_1 + m_3$): низька частота вільних затухаючих коливань $\beta_1 = 44,9 \text{ c}^{-1}$, висока фонова частота вимушених коливань $\omega_p = 125 \text{ c}^{-1}$

Розрахункова схема урівноваженого супорта являє собою нелінійну двомасову систему з двома коливальними ступенями свободи. Рух маси супорта ($m_1 + m_3$) і протизаги m_2 описується системою нелінійних рівнянь:

$$\begin{cases} x_1''(m_1 + m_3) + c_1 \gamma_x x_1 + k_{x1} x_1' + c_2(x_1 - x_2) + k_{x2}(x_1' - x_2') = -Px(t) - Fx(t) \\ x_2''m_2 + c_2(x_2 - x_1) + k_{x2}(x_2' - x_1') = -M_T / r \end{cases}$$

Рівняння руху повзуна має вигляд

$$y''m_3 + c_3 \gamma_y y + k_y y' = -Py(t) - Fy(t).$$

У цих рівняннях k_{x1} , k_y – коефіцієнти непружних опорів у приводі й напрямних, k_{x2} – те саме у канаті вузла зрівноважування; γ_x и γ_y – коефіцієнти нелінійної характеристики (зазор) зв'язків; M_T / r – наведена сила тертя в системі відхиляючих блоків, $M_T = g \cdot (m_1 + m_2) f \cdot r^2 / R$, для кута охоплення 180° [5], R – радіус блоку, r – радіус підшипника, f – коефіцієнт тертя в підшипнику блоку.

Амплітуди вимушених коливань мас можна визначити за формулами [3]:

$$A_1 = A_0 \sqrt{\frac{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4\mu^2 \gamma^2}{\left[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - B\delta^2 \gamma^2 \right]^2 + 4\mu^2 \gamma^2 (1 - \gamma^2 - B\gamma^2)^2}},$$

$$A_2 = A_0 \sqrt{\frac{\delta^4 + 4\mu^2 \gamma^2}{\left[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - B\delta^2 \gamma^2 \right]^2 + 4\mu^2 \gamma^2 (1 - \gamma^2 - B\gamma^2)^2}}$$

В цих формулах:

$$A_0 = \frac{P_{x0} + F_{x0}}{c_1}; \quad \gamma = \omega \sqrt{\frac{m_1 + m_3}{c_1}}; \quad \delta = \sqrt{\frac{(m_1 + m_3)c_2}{c_1 m_2}};$$

$$B = \frac{m_2}{m_1 + m_3}; \quad \mu = \frac{k}{2m_2} \sqrt{\frac{m_1 + m_3}{c_1}}.$$

За цими залежностями побудовані графіки (рис. 5) зміни коефіцієнтів динамічності $k_{d1} = A_{1+3}/A_0$, $k_{d2} = A_2/A_0$ від частоти збудження.

Складові сили різання $P_y(t)$ і $P_x(t)$ мають змінний бігармонійний характер, викликаний змінністю припуску на обробку. Діапазон частот збурювання лежить у межах [9]:

$$\text{для першої гармоніки } \omega = 2,51 \div 3,77 \text{ с}^{-1},$$

$$\text{для другої гармоніки } 3\omega = 7,53 \div 11,31 \text{ с}^{-1}$$

і залежить від кутової швидкості обертання колеса. Ці частоти збурювання перебувають у дорезонансній зоні з коефіцієнтом динамічності ледь більше одиниці і тому зовнішні динамічні посилення незначні.

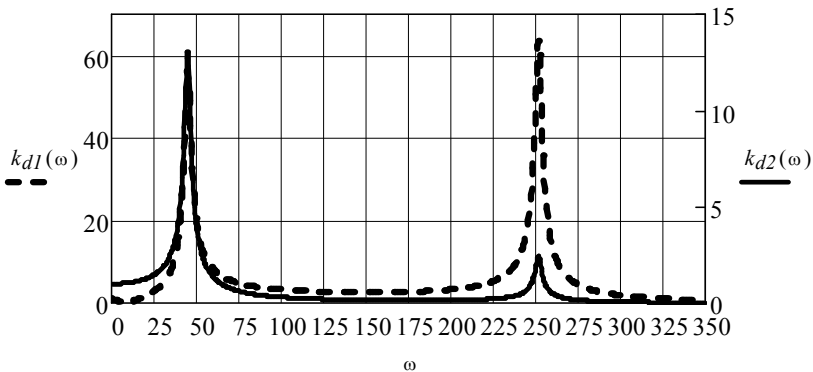


Рис. 5 – Коефіцієнти динамічності мас супорта k_{d1} і повзуна k_{d2} та зони частот збудження

Фонова частота збурювання відповідає частоті обертання двигуна головного руху ($\omega_0 = 125 \text{ с}^{-1}$) і присутня на усіх режимах експлуатації верстату (рис. 4). Ця частота знаходиться у міжрезонансній зоні, що також не викликає значних посилень. Динамічне підсилення руху маси ($m_1 + m_3$) не більше ніж 2,7, а маси m_2 – не більше ніж 0,2.

Висновки. Розроблена розрахункова схема пружної системи бічних супортів колесобробних верстатів.

Пружна система врівноваженого супорта верстата для механічної обробки залізничних коліс є занадто жорсткою й чутливою до прикладан-

ня зовнішніх ударних навантажень. Не можна допускати експлуатацію верстата зі значними величинами зазорів у передачах на напрямних.

Частоти збудження знаходяться поза межами власних частот системи, тому резонансні посилення коливань не відбувається.

Експериментально зареєстровані коливальні процеси на всіх частотах збурювання та вільні коливання на першій власній частоті системи.

БІБЛІОГРАФІЧНІ ПОСИЛАННЯ

1. **Адамия Р. Ш.** Оптимизация динамических нагрузок прокатных станов / Р. Ш. Адамия – М.: Металлургия, 1978. – 232 с.
2. **Адамия Р. Ш.** Основы рационального проектирования металлургических машин / Р. Ш. Адамия, В. М. Лобода. – М.: Металлургия, 1984. – 128 с.
3. **Бидерман В. Л.** Прикладная теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1972. – 416с.
4. **Вейц В. Л.** Расчет механических систем приводов с зазорами / В. Л. Вейц, А. Е. Кочура, Г. В. Царев. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
5. **Головнин Г. Я.** Динамика канатов и цепей / Г. Я. Головнин. – Харьков: Металлургиздат, 1962. – 124с.
6. **Коренной В. В.** Анализ критериев динамичности главных линий клетей прокатных станов / В. В. Коренной, В. В. Вернев // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. науч. тр. – Вып. 12. – Д.: ИЧМ. – 2006. – С. 282–290.
7. **Кулик В. К.** Прогрессивные процессы обработки фасонных поверхностей / В. К. Кулик, Ю. В. Петраков, В. В. Иотов. – К.: Техніка, 1987. – 176с.
8. **Орликов М. Л.** Динамика станков / М. Л. Орликов. – К.: Вища школа, 1989. – 272с.
9. **Погребняк Р. П.** Форма прокатаної заготовки залізничного колеса / Р. П. Погребняк // Теория и практика металлургии. – Д. – 2011. – №1, 2. – С. 113–117.
10. Прочность, устойчивость, колебания: в 3 т. / под ред. Биргера И. А. и Пановко Я. Г. – М.: Машиностроение, 1968. – Т.3. – 1968. – 568 с.
11. **Пуш В. Э.** Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 390с.
12. **Стрелков С. П.** Введение в теорию колебаний / С. П. Стрелков– М.: Наука, 1964. – 440с.

УДК 621.9.002.5:669

Р. П. Погребняк, канд. техн. наук

ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ УРАВНОВЕШЕННОГО СУППОРТА ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС

Разработана расчетная схема двухмассовой упругой системы уравновешенного суппорта колесообрабатывающего станка с двумя колебательными степенями свободы. Определены собственные и парциальные частоты колебаний, коэффициенты связи и связанности, формы колебаний и обобщенный параметр. Построены зависимости изменения коэффициентов динамичности от частоты возмущения и выявлены условия динамических усилений. Результаты расчетов проверены экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: суппорт станка, колебательная система, собственные частоты, связь и связанность, формы колебаний, частоты возмущения.

FREQUENCY ANALYSIS OF ELASTIC SYSTEM OF BALANCED CARRIAGE OF MACHINES FOR RAILWAY WHEELS TURNING

It is developed design scheme of two mass elastic system of a balanced wheel carriage 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.

Keywords: carriage of machine, 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. It is mainly used machines with two or four carriages and with one or two frames. These machines are with electric copying devices or devices with numerical control. The force of gravity of side carriages are balanced by counterweights, which are located inside of frames. The counterweights are connected with side carriages by wire rope. In such an elastic system after closing the gap the large free oscillations are appeared. These oscillations cause destruction of flexible connections.

Diagram of a balanced carriage is a nonlinear function of two mass system with two oscillation degrees of freedom. Motion of weight of carriage and counterweight is described by the system of nonlinear differential equations of second order.

Criteria of dynamism of machines are several. These criteria are independent but all of them directly or not are determined by the own frequencies of the system. For given elastic and mass parameters of carriage of machine with model 1B502 the own cyclic frequencies of the two mass system of carriage - $\beta_1 = 44,92 \text{ s}^{-1}$, $\beta_2 = 251,73 \text{ s}^{-1}$. Partial frequencies $n_1 = 45,64 \text{ s}^{-1}$, $n_2 = 251,6 \text{ s}^{-1}$ are similar to their own frequencies; coefficient of elastic connection $\gamma = 0,174$ is small, connectivity $\sigma = 0,065$ ($\sigma \ll 1$) is small then the internal dynamic strengthening is possible.

In terms of the generalized parameter the two mass row side system of carriage is beyond rational range. Generalized parameter value is 0,03 is below the lower limit recommended value. Such systems are too rigid and very sensitive to the application of external forces; in such systems gaps, speed loading and unloading are not allowed.

It is observed during experimental research free oscillations with the first own frequency β_1 that excited by the motion of carriage. These oscillations confirm the design scheme.

It is determined by formulas amplitudes of forced oscillations of masses and it is graphed coefficients of dynamics based on dynamic variations depending on excitation frequency.

The force of cutting is function with harmonious nature caused by change of tolerance for processing. Frequency range is within the limits: first harmonic $\omega = 2,51 \dots 3,77 \text{ s}^{-1}$, the second - $3\omega = 7,53 \dots 11,31 \text{ s}^{-1}$, 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 one and so external dynamic gain is little.

It is designed scheme of the elastic system of side carriages of wheel manufacturing machines.

The elastic system of balanced carriage for machining of railway wheels is too rigid and sensitive to the application of external shock load. It is not allowed for operation machines with large values of gaps in mechanical transmission and guides.

Excitation frequencies are beyond the own frequencies of the system, so the resonant amplification of oscillations occurs.

It is experimentally registered oscillatory processes at all disturbance frequencies and free oscillations with the first own frequency of the system.

REFERENCES

1. **Adamyia R. Sh.** Optimization of dynamic loads rolling mills/ R. Sh. Adamyia – Moskow: Metallurgy, 1978. – 232 p. (in Russian).
2. **Adamyia R. Sh.** Fundamentals of rational design of metallurgical machines/ R. Sh. Adamyia, V. M. Loboda. – Moskow: Metallurgy, 1984. – 128 p. (in Russian).
3. **Byderman V. L.** Applied theory of mechanical vibrations / V. L. Byderman – Moskow: Vysshaya shkola, 1972. – 416 p. (in Russian).
4. **Veyts V. L.** Calculation of mechanical drive systems with gaps / V. L. Veyts, A. E. Kochura, H. V. Tsarev. – Moskow: Mashynostroenye, 1979. – 183 p. (in Russian).
5. **Holovnyin H. Ya.** Dynamic ropes and chains / H. Ya. Holovnyin – Kharkiv: Metallurhyzdat, 1962. – 124 p. (in Russian).
6. **Korennoy V. V.** Analysis of the dynamics of the main criteria for line rolling mill stands / V. V. Korennoy, V. V. Verenev // Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy. Collection of scientific papers. Vol. 12. YCHM. – 2006. – P.282–290. (in Russian).
7. **Kulyk V. K.** Progressive processes of processing shaped surfaces / V. K. Kulyk, Yu. V. Petrakov, V. V. Yotov. – Kiev: Tekhnika, 1987. – 176 p. (in Russian).
8. **Orlykov M. L.** Dynamic of machine / M. L. Orlykov – Kiev: Vyshcha shkola, 1989. – 272 p. (in Russian).
9. **Pogrebnyak R. P.** The shape of rolled piece of railway wheels / R. P. Pogrebnyak // Theory and practice of metallurgy. – Dnipropetrovs'k. – 2011. – №1, 2. – P.113–117. (in Ukrainian).
10. Strength, stability, vibrations: v 3 t./ pod red. Byrhera Y. A. y Panovko Ya. H.– Moskow: Mashynostroenye, 1968 – T.3.–1968.–568 p. (in Russian).
11. **Push V. E.** Construction of machine tools / V. E. Push – Moskow: Mashynostroenye, 1977. – 390 p. (in Russian).
12. **Strelkov S. P.** Introduction to the theory of oscillations / S. P. Strelkov – Moskow: Nauka, 1964. – 440 p. (in Russian).

Друкуються за рекомендацією програмного комітету Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки», присвяченої 110-річчю з дня народження Кожевнікова Сергія Миколайовича, 11 – 13 квітня 2017 р., м. Дніпро.

*Національна металургійна академія України
Дніпро, Україна*

Надійшла до редакції 20.03.2017