

УДК 621.9.06

Ю.М. Кузнецов, М.І. Подольський, Д.О. Дмитрієв, С.А. Русанов
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СУПОРТНОЇ СИСТЕМИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА НА
ОСНОВІ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ ТИПУ «ГЕКСАГЛАЙД»

У статті проаналізовано відмінності верстатного обладнання на основі механізмів паралельної структури (МПС) від верстатів традиційних компоновок. Згідно особливостей, виявлено параметри та характеристики поведінки цих верстатів, що потребують проведення дослідження. Запропоновано математичну модель динамічної поведінки супортної системи токарного верстата з МПС типу «гексаглайд» та рішення цієї моделі у загальному вигляді.

Ключові слова: токарний верстат, механізми паралельної структури, супортна система, динаміка, математична модель.

Форм. 9. Рис. 4. Літ. 10.

Ю.Н. Кузнецов, М.И. Подольский, Д.А. Дмитриев, С.А. Русанов
ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СУПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ТОКАРНОГО СТАНКА НА
ОСНОВЕ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЕЛЬНЫХ СТРУКТУР ТИПА «ГЕКСАГЛАЙД»

В статье проанализированы различия станочного оборудования на основе механизмов параллельной структуры (МПС) от станков традиционных компоновок. Согласно особенностей, выявлены параметры и характеристики поведения этих станков, требующих проведения исследования. Предложена математическая модель динамического поведения супортной системы токарного станка с МПС типа «гексаглайд» и решения этой модели в общем виде.

Ключевые слова: токарный станок, механизмы параллельной структуры, супортная система, динамика, математическая модель.

Y. Kuznetsov, M. Podolsky, D. Dmitriev, S. Rusanov
DYNAMIC ANALYSIS OF SUPORTNOYI LATHE BASED PARALLEL MECHANISMS OF
TYPE «HEKSAGLAYD»

The article analyzes the differences machinery products based mechanisms parallel structure (MPS) of conventional machines configurations. According to the features identified parameters and behaviors of those machines that require study. A mathematical model of the dynamic behavior of the system suportnoyi lathe with MPS type "heksahlayd" and the solution of the model in general.

Keywords: lathe, Mechanisms parallel structures suportna system dynamics, mathematical model.

Постановка проблеми. Одним із сучасних напрямків розвитку світового верстатобудування є проектування та виготовлення верстатів на основі механізмів паралельної структури (МПС). Одною з основних їх переваг є те, що маючи менші ніж верстати традиційних компоновок маси рухомих частин, вони можуть скорочувати допоміжний та основний час при обробці деталей за рахунок більших швидкостей та прискорень робочого органу. Однак досі остаточно не запропоновано алгоритму прогнозування динамічної поведінки цих верстатів[7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Характеристики жорсткості значно впливають на точність, вантажну спроможність та динамічні показники обладнання з МПС [1,4,5]. Недостатня жорсткість ланок або опор викликає великі пружні переміщення робочого органу під дією зовнішніх сил та моментів, призводить до зменшення власних частот, погіршення динамічних показників, збільшення часу перехідних процесів в кінематичних структурах, зростання динамічних переміщень та вібрацій у перехідних режимах [6].

Невирішені частини проблеми. Компоновка верстата, яка відрізняється структурою, пропорціями і розмірами безпосередньо формує його пружні показники [1]. Це особливо має вплив у верстатах на основі МПС, оскільки кількість складових елементів, що мають менші показники жорсткості в них більша ніж у обладнання традиційної компоновки. Таким чином постає необхідність в проведенні динамічного аналізу поведінки супортної системи верстатів з МПС.

Мета дослідження – теоретичне визначення характеристик пружності, демпфування та жорсткості супортної системи, розробка математичної моделі та методики її вирішення для прогнозування динамічних характеристик та поведінки супортної системи типу «Гексаглайд».

Основна частина. Для проведення досліджень було виготовлено експериментальний стенд токарного верстата гібридної компоновки з МПС (рис.1)

При виготовленні стенду використовувались складові елементи з жорсткістю, що значно перевищувала жорсткість самої системи, а саме: у якості основи було використано станину та

несучі елементи токарного верстата з ЧПК ТПК-125 ВР. Для виключення впливу на результати експериментів зазорів та деформацій у напрямних, у якості напрямних використані жорсткі металеві профілі таврового перетну із жорсткою механічною фіксацією кареток приводів стрижнів (штанг) на них.

Для проведення вищезазначеного аналізу токарного верстата з МПС типу «Гексаглайд», пропонується математична модель згідно динамічної схеми (рис. 2).

Перед математичним моделюванням динамічної системи зробимо наступні припущення:

1. Супорт токарного верстату характеризується зосередженою масою m .
2. Маси всіх 6-и штанг набагато менші за масу супорта, тому ними можна знехтувати.
5. Штанги характеризуються жорсткостями C_i та коефіцієнтами демпфування h_i , де $i = 1, 2 \dots 6$, які можна розкласти на ортогональні складові.
7. На різальний інструмент діє сила різання $P=P(t)$ як функція часу, складові якої по трьох ортогональних координатним осям, відповідно.



Рис. 1. Дослідний макет супортної системи токарного верстата типу «Гексаглайд»

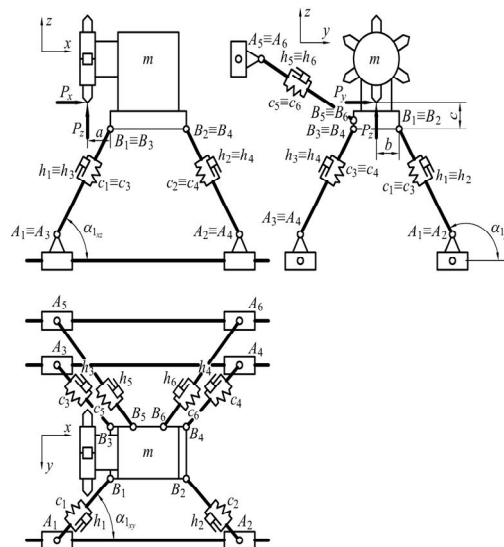


Рис. 2. Динамічна схема супортної системи

Тоді диференційні рівняння, що описують лінійні та крутильні коливання вздовж координатних осей, матимуть вигляд:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{x} + h_x \cdot \dot{x} + c_x \cdot x = P_x(t) \\ m \cdot \ddot{y} + h_y \cdot \dot{y} + c_y \cdot y = P_y(t) \\ m \cdot \ddot{z} + h_z \cdot \dot{z} + c_z \cdot z = P_z(t) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_x \cdot J_x + \xi_x \cdot \dot{\varphi}_x + \beta_x \cdot \varphi_x = M_x(t) \\ \ddot{\varphi}_y \cdot J_y + \xi_y \cdot \dot{\varphi}_y + \beta_y \cdot \varphi_y = M_y(t) \\ \ddot{\varphi}_z \cdot J_z + \xi_z \cdot \dot{\varphi}_z + \beta_z \cdot \varphi_z = M_z(t) \end{cases}$$

Запропоновані рівняння відноситимуться до неоднорідних лінійних рівнянь другого порядку. У випадку, якщо кути $\alpha_{ixy}, \alpha_{ixz} \dots$ жорстко зафіксовані або змінюються у малому проміжку (при незначній швидкості подачі відносно швидкості обертання шпинделю) систему (1) можна проінтегрувати. Згідно [4] рішення в загальному вигляді однорідного диференційного рівняння другого порядку типу $\ddot{y} + \bar{h}\dot{y} + \bar{c}y = f(t)$, за умови, що $\bar{h}^2 < 4\bar{c}$, матиме вигляд

$$y_0(t) = C_1 Y_1(t) + C_2 Y_2(t) \quad (2) \quad \text{де: } Y_1(t) = e^{-\frac{\bar{h}t}{2}} \sin(\omega t), Y_2(t) = e^{-\frac{\bar{h}t}{2}} \cos(\omega t), \omega = \frac{\sqrt{4\bar{c} - \bar{h}^2}}{2}$$

Згідно із методом варіації постійних величин [8], замість C_1 та C_2 можна розглянути допоміжні функції $C_1(t)$ та $C_2(t)$, що можуть бути визначені з наступної системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} \dot{C}_1(t)Y_1(t) + \dot{C}_2(t)Y_2(t) &= 0, \\ \dot{C}_1(t)\dot{Y}_1(t) + \dot{C}_2(t)\dot{Y}_2(t) &= f(t). \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{де: } \dot{C}_1(t) = -\frac{f(t)}{Y_1(t)\left(-\frac{\dot{Y}_1(t)}{Y_1(t)} + \frac{\dot{Y}_2(t)}{Y_2(t)}\right)} = \frac{1}{\omega} f(t)e^{\frac{\bar{h}t}{2}} \cos(\omega t), \dot{C}_2(t) = \frac{f(t)}{Y_2(t)\left(-\frac{\dot{Y}_1(t)}{Y_1(t)} + \frac{\dot{Y}_2(t)}{Y_2(t)}\right)} = -\frac{1}{\omega} f(t)e^{\frac{\bar{h}t}{2}} \sin(\omega t).$$

Проінтегрувавши та підставивши у загальне рівняння, отримуємо:

$$y(t) = Z_1 e^{\frac{\bar{h}t}{2}} \sin(\omega t) + Z_2 e^{\frac{\bar{h}t}{2}} \cos(\omega t) + \frac{e^{\frac{\bar{h}t}{2}}}{\omega} \left(\sin(\omega t) \int f(t) e^{\frac{\bar{h}t}{2}} \cos(\omega t) dt - \cos(\omega t) \int f(t) e^{\frac{\bar{h}t}{2}} \sin(\omega t) dt \right) \quad (4)$$

де: Z_1 и Z_2 – константи інтегрування, що визначаються, виходячи з початкових умов.

У нашому випадку:

$$x = x_1(t), y = x_2(t), z = x_3(t), c_x = c_1, \dots, h_z = h_3$$

при цьому, визначимо:

$$\bar{c}_i = \frac{c_i}{m}, \bar{h}_i = \frac{h_i}{m}, \omega_i = \frac{\sqrt{4\bar{c}_i - \bar{h}_i^2}}{2}, i = 1, 2, 3$$

Отримаємо рішення диференціальних рівнянь коливань робочого органу у вигляді:

$$x_i(t) = Z_1 e^{\frac{\bar{h}_i t}{2}} \sin(\omega_i t) + Z_2 e^{\frac{\bar{h}_i t}{2}} \cos(\omega_i t) + \frac{e^{\frac{\bar{h}_i t}{2}}}{\omega_i} \left(\sin(\omega_i t) \int P_i(t) e^{\frac{\bar{h}_i t}{2}} \cos(\omega_i t) dt - \cos(\omega_i t) \int P_i(t) e^{\frac{\bar{h}_i t}{2}} \sin(\omega_i t) dt \right), \quad (5)$$

$i = 1, 2, 3.$

Також для крутильних коливань системи запишемо аналогічні рівняння:

$$\varphi_i(t) = Z_{\varphi 1} e^{\frac{\bar{\xi}_i t}{2}} \sin(\tilde{\omega}_i t) + Z_{\varphi 2} e^{\frac{\bar{\xi}_i t}{2}} \cos(\tilde{\omega}_i t) + \frac{e^{\frac{\bar{\xi}_i t}{2}}}{\tilde{\omega}_i} \left(\sin(\tilde{\omega}_i t) \int M_i(t) e^{\frac{\bar{\xi}_i t}{2}} \cos(\tilde{\omega}_i t) dt - \cos(\tilde{\omega}_i t) \int M_i(t) e^{\frac{\bar{\xi}_i t}{2}} \sin(\tilde{\omega}_i t) dt \right), \quad (6)$$

$i = 1, 2, 3,$

$$\bar{\beta}_i = \frac{\beta_i}{J_i}, \bar{\xi}_i = \frac{\xi_i}{J_i}, \tilde{\omega}_i = \frac{\sqrt{4\bar{\beta}_i - \bar{\xi}_i^2}}{2}, i = 1, 2, 3.$$

В такому вигляді можна отримати аналітичне уявлення для значної кількості можливих $P_i(t)$.

Початкові умови для рівнянь руху виконавчого органу матимуть вигляд:

де: x_{i0} – початкова позиція робочого органу,

v_{i0} – початкова швидкість руху робочого органу;

φ_{i0}, w_{i0} – аналогічно початковий кут та кутова швидкість крутильних коливань.

$$x_i(0) = x_{i0},$$

$$\dot{x}_i(0) = v_{i0},$$

$$\varphi_i(0) = \varphi_{i0},$$

$$\dot{\varphi}_i(0) = w_{i0},$$

Якщо розглянути різноманітні типи поведінки системи при можливих видах функції $P_i(t)$, в залежності від умов різання, то найбільш простим буде випадок, коли $P_i(t) = \text{const}$ (рівномірна, стала обробка без коливань сили різання, не беручи до уваги миттєву швидкість різання) [9]

В такому випадку рішення системи рівнянь матиме вигляд:

$$x_i(t) = e^{-\frac{\bar{h}_i t}{2}} \left[\left(x_{i0} - \frac{P_i}{\bar{c}_i} \right) \cos(\omega_i t) - \frac{2v_{i0} + \bar{h}_i x_{i0} - \frac{\bar{h}_i P_i}{\bar{c}_i}}{2\omega_i} \sin(\omega_i t) \right] + \frac{P_i}{\bar{c}_i}, i = 1, 2, 3. \quad (7)$$

Це відповідає затухаючим коливанням ріжучого інструменту із поступовим виходом на постійне зміщення (відносно руху подачі), що дорівнюватиме пружній деформації системи P_i / \bar{c}_i (рис.3,а,б)

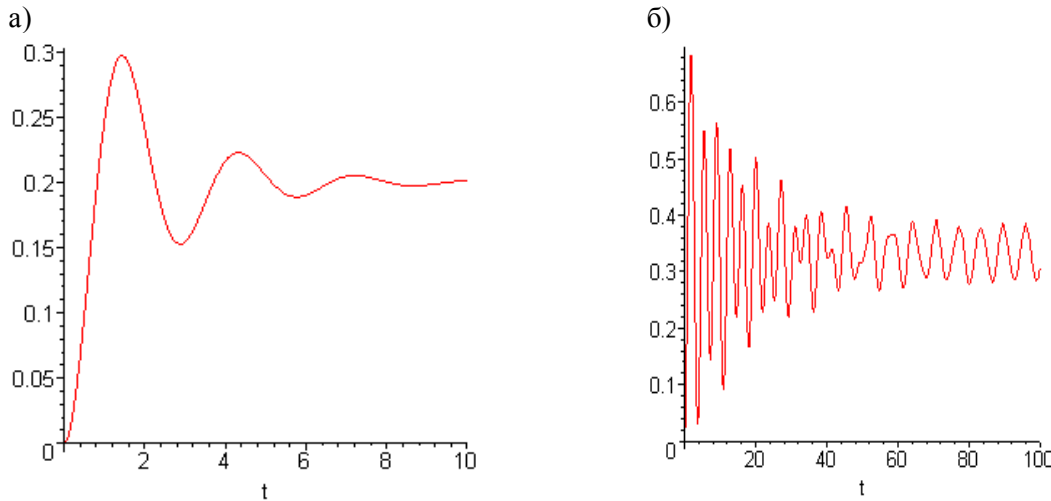


Рис. 3. Затухаючі власні коливання ріжучого інструменту із виходом на постійне зміщення (відносно руху подачі) та гармонічні коливання зусилля різання із частотою W .

Аналогічно виглядатиме ситуація із крутильними коливаннями

Другим характерним різновидом функції сили різання від часу $P_i(t)$ буде ситуація з наявними постійними коливаннями, що виникатимуть внаслідок циклічної зміни зусилля різання. Таку залежність можна наочно розглянути на прикладі [2]: (рис.4)

Проводячи стандартні заміни отримуємо:

$$\begin{aligned} Z_1 &= A_i \sin(\omega_i t), Z_2 = A_i \cos(\omega_i t), \theta_i = \text{tg} \left(\frac{Z_2}{Z_1} \right); \\ M_i &= A_i^* \sin(Wt), N_i = A_i^* \cos(Wt), \theta_i^* = \text{tg} \left(\frac{M_i}{N_i} \right); \end{aligned} \quad (8)$$

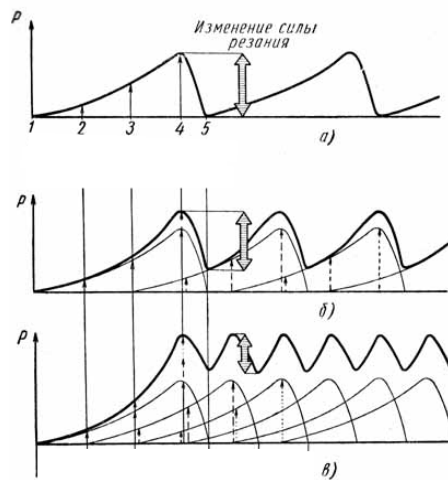


Рис. 4. Графік частоти навантажень.

Таким чином можна привести рішення до форми:

$$x_i(t) = A_i e^{-\frac{\bar{h}_i t}{2}} \sin(\omega_i t + \theta_i) + \frac{P_{li}}{\sqrt{(\bar{c}_i - W^2)^2 + \bar{h}_i^2 W^2}} \sin(Wt + \theta_i^*) + \frac{P_{0i}}{\bar{c}_i}, i = 1, 2, 3, \quad (9)$$

Висновки. Згідно запропонованої конструктивної схеми супортної системи токарного верстата на основі МПС, розроблена математична модель для аналізу та прогнозування її динамічної поведінки. У моделі закладена залежність жорсткості системи від впливу зовнішнього навантаження, жорсткості та демпфуючих властивостей складових елементів, а також їх взаємного розташування у робочому просторі верстата. Виконано рішення моделі у загальному вигляді зі

урахуванням різноманітних варіантів навантаження зусиллям різання та амплітуд коливань системи.

1. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: Навч. пос. / Під заг. ред. Ю.М. Кузнєцова в 3-х. Ч. 1 – Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання. – Кіровоград, 2003. – 422 с.
2. Бидерман В.М. Прикладная теория механических колебаний / В.М. Бидерман. — М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
3. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1981. – 718 с.
4. Динамика машин и управление машинами. Справочник. / Под ред. Г.В. Крейнина. – М.Машиностроение, 1988. – 239 с.
5. Кириченко А.М. Показники жорсткості верстатного обладнання з паралельною кінематикою // Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 22. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 272-282.
6. Кузнєцов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Ю. Проектирование многоцелевых токарных станков с механизмами параллельной структуры// Вестник национального технического университета Украины "КПИ". Машиностроение. – К.:НТУУ" КПИ". – 2008. – т. 52. – С.156-170.
7. Кузнєцов Ю.М., Дмитриєв Д.О., Диневич Г.Ю. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури/ Під загальною редакцією Ю.М. Кузнєцова. – Київ-Херсон – 2009. – 456с
8. Курант Р. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Том 2. – М.: Наука, 1970. – 671 с.
9. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов, т. 2. – М. Наука, 1985. – 560 с.
10. Струтинський В.Б., Кириченко А.М. Оцінка деформативності ланок змінної довжини обладнання з паралельною кінематикою // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком "Інженерна механіка"). – Луцьк: Луцький державний технічний університет. – Випуск 25, ч.1. – 2009. – С. 357-362.

Стаття надійшла до редакції 27.04.2013.