

ДОСЛІДЖЕННЯ АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ БАГАТОПОЗИЦІЙНОГО ДІЛИЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

Ю.І. Сичов

Кандидат технічних наук, доцент, декан
машинобудівного факультету
Кафедра металоріжучого обладнання і транспортних
систем*
Контактний тел.: (057) 733-79-39, 748-57-08

Б.Г. Лях

Доцент
Кафедра опору матеріалів та теоретичної механіки*
Контактний тел.: (057) 733-78-46, 64-30-15

І.І. Литвиненко

Кандидат технічних наук, професор
Кафедра автоматичного контролю і екологічного
моніторингу
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут»
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна, 61002

В.В. Самчук

Майстер виробничого навчання
Навчально-виробничий центр*
Контактний тел.: 096-82-744-25
E-mail: samchucvv1986@km.ru

*Українська інженерно-педагогічної академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003

У статті автори визначають амплітуди коливань планшайби багатопозиційного ділильного пристрою при одночасній дії декількох інструментів на заготовку

Ключові слова: агрегатний верстат, багатопозиційний ділильний пристрій

В статье авторы определяют амплитуды колебаний планшайбы многопозиционного делительного устройства при одновременном действии нескольких инструментов на заготовку

Ключевые слова: агрегатный станок, многопозиционное делительное устройство

In the article authors determine amplitudes of vibrations of face-plate of many positions to divide device at the simultaneous operating of a few instruments on a purveyance

Key words: aggregate machine-tool, multiposition to divide device

Вступ

Зростаючі вимоги до точності розмірів, форми та високої якості обробки поверхонь деталей, оброблюваних на агрегатних верстатах, що є однією з найголовніших задач у металообробці, а також впровадження нових енергоємних фізичних ефектів для реалізації технологічних процесів, поява нових видів важкооброблюваних матеріалів, широка механізація та автоматизація технологічних процесів значно підвищили актуальність дослідження динамічних процесів рухомих частин верстатів з тієї причини, що обробка різанням залишається основним методом забезпечення найвищої точності і якості обробки деталей.

1. Постановка проблеми

У процесі роботи агрегатного верстата, виникаючі динамічні явища деформують пружну систему верстата, що приводить в остаточному підсумку до зсуву

уніфікованих вузлів відносно ріжучого інструменту. Це викликає відхилення від заданих робочих рухів, що призводить до незадовільної якості обробленої поверхні, підвищення знос інструментів і механічних систем верстата.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Про важливу роль динамічних явищ в агрегатному верстаті свідчить та увага, що приділяється дослідженню цих явищ вітчизняними і закордонними вченими. Опубліковано велика кількість робіт, присвячених окремим задачам динаміки уніфікованим вузлам. Більш за все вивчені деформації у верстатах при дії постійних зовнішніх сил («жорсткість верстатів») і їхній вплив на точність обробки, стійкість при різанні чи при переміщенні вузлів «вхолосту», перехідні процеси вузлів верстатів при пуску і гальмуванні. Роз'єднаність робіт, що мають, як у постановці, так і в методах рішення задач, наявність суперечних результатів і т.п.

створює великих труднощів у практичному їхньому використанні.

І на наш погляд, недостатньо вивчені питання підвищення точності обробки при використанні багато-позиційного ділильного пристрою.

3. Постановка задачі

При компоновці агрегатного верстата та в подальшій експлуатації, виникає необхідність рішення багатьох задач, пов'язаних з динамічними явищами. У першу чергу це відноситься до забезпечення умов стійкого руху заготовки, яка закріплена на уніфікованому ділильному столі в пристосуванні, тобто відсутності так званих вібрацій, «заклинювання», «підривання» чи стрибкоподібного його переміщення при призначенні режимів різання.

Автори ставлять перед собою задачу визначити частоти коливань планшайби багатопозиційного ділильного пристрою в умовах одночасної дії декількох інструментів на заготовку.

4. Основний матеріал

Рівняння динамічного вигину у випадку додавання безупинно зростаючої функції (у режимі додавання ріжучого зусилля з боку інструмента) має вигляд:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right) \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial \varphi^2} \right) = \frac{\rho h}{D_e} \frac{d^2 \omega}{dt^2} + \frac{q(t)}{D_e} \quad (1)$$

де $q(t)$ – функція зростання навантаження у режимі додавання ріжучого зусилля. Інші позначення поки залишаються без змін. Крайові умови не міняються в порівнянні з задачею про власні значення.

При $r=0$ і $r=R$ прогин $\omega=0$. Прогин симетричний для кутової координати, тобто при $\varphi=0$ і $\varphi=2\pi$ прогин однаковий.

Розкривши вираження в дужках рівняння (1), одержимо:

$$\frac{\partial^4 \omega}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \frac{\partial^3 \omega}{\partial r^3} + \frac{1}{r^2} \left(2 \frac{\partial^4 \omega}{\partial r^2 \partial \varphi^2} - \frac{\partial^2 \omega}{\partial r^2} \right) + \frac{1}{r^3} \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{1}{r^4} \left(\frac{\partial^4 \omega}{\partial \varphi^4} + 4 \frac{\partial^2 \omega}{\partial \varphi^2} \right) = \frac{\rho h}{D_e} \frac{d^2 \omega}{dt^2} + \frac{q(t)}{D_e} \quad (2)$$

Навантаження, що виникає від дії ріжучого інструмента не розподілене, а періодичне. Її надалі зручніше представити у вигляді дельта-функції і розкласти в тригонометричний ряд

$$q(t) = \frac{F}{\pi R^2} \cdot \sum_i \sum_j \sin i\varphi \cdot \sin \frac{\pi \cdot r}{R} \cdot f(t), \quad (3)$$

де $f(t)$ – функція зростання зовнішнього навантаження за часом; F – номінальне значення сили різання.

Для перевірки адекватності заміни зосередженого навантаження її образом дельта функції при розкла-

данні в тригонометричний ряд приведемо вид функції навантаження при десятиох членах розкладання (рис. 1).

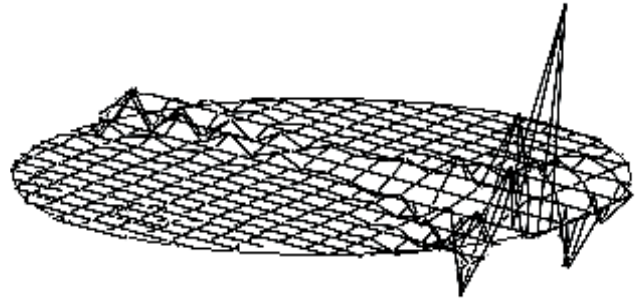


Рис. 1. Образ функції навантаження при розкладанні дельта функції в тригонометричний ряд

Як і попередньо припускаємо, що рішення по кути – періодичне. Тоді функцію динамічних прогинів можна переписати у вигляді

$$\omega = \sum_i U_i \sin i\varphi,$$

де U_i – функція, що залежить від радіуса і часу. У цьому випадку рівняння (2) набуде вигляд:

$$\sum_i \sin i\varphi \cdot \left[\frac{\partial^4 U_i}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \frac{\partial^3 U_i}{\partial r^3} - \frac{1}{r^2} (2i^2 + 1) \frac{\partial^2 U_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial U_i}{\partial r} + \frac{3}{r^4} U_i \right] = \sum_i \sin i\varphi \cdot \frac{\rho h}{D_e} \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} + \frac{F}{\pi D_e R^2} \sum_i \sin i\varphi \sum_j \sin \frac{j\pi \cdot r}{R} f(t). \quad (4)$$

З огляду на те, що тригонометричні функції типу $\sin i\varphi$ незалежні, то вираження (4) може бути замінено системою, кожне з рівнянь якої має загальний вигляд

$$\frac{\partial^4 U_i}{\partial r^4} + \frac{2}{r} \frac{\partial^3 U_i}{\partial r^3} - \frac{1}{r^2} (2i^2 + 1) \frac{\partial^2 U_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial U_i}{\partial r} + \frac{3}{r^4} U_i = \frac{\rho h}{D_e} \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} + \frac{F}{\pi D_e R^2} \times \sum_j \sin \frac{j\pi \cdot r}{R} f(t) \quad (5)$$

Для подальшого рішення задачі необхідно знати функцію зміни зовнішнього навантаження за часом. Пропонована методика заснована на заміні реальної функції її образом у тригонометричних функціях. Здамося часом T виходу сили різання на її номінальний режим. Чим менший цей час, тим продуктивніший процес. У цьому припущенні функцію росту навантаження представимо у вигляді

$$f(t) = \frac{\sin kt}{\sin kT},$$

де k – коефіцієнт, що показує інтенсивність зростання навантаження.

Відзначимо, що при малих величинах часу виходу на режим (що має місце в дійсності), вид функції мало залежить від коефіцієнта k і мало відрізняється від лінійної залежності.

Рішення кожного рівняння представимо у вигляді $U_i = V_i \sin kt$, де V_i – функція, що залежить тільки від радіуса.

У результаті кожне рівняння системи прийме загальний вигляд

$$\frac{d^4 V_i}{dr^4} + \frac{2}{r} \frac{d^3 V_i}{dr^3} - \frac{1}{r^2} (1+2i^2) \frac{d^2 V_i}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \frac{dV_i}{dr} - \frac{3}{r^4} V_i = \frac{\rho h}{D_e} V_i k^2 + \frac{F}{\pi D_e R^2 \sin kT} \sum_j \sin \frac{j\pi \cdot r}{R} \quad (6)$$

Шукану функцію за даних умов найпростіше шукати у вигляді суми тригонометричних функцій

$$V_i = \sum_j C_{ij} \sin \frac{j\pi \cdot r}{R}, \text{ де } C_{ij} - \text{константа.}$$

З урахуванням проведеної заміни рівняння отримає вигляд

$$C_{ij} \left\{ \sin \frac{j\pi r}{R} \left[\frac{j^4 \pi^4}{R^4} + \frac{j^2 \pi^2}{r^2 R^2} (1+2i) - \frac{3}{r^4} \right] + \cos \frac{j\pi \cdot r}{R} \left[\frac{j\pi}{r^3 R} - \frac{2j^3 \pi^3}{r R^3} \right] - \frac{\rho h k}{D_e} \sin \frac{j\pi r}{R} \right\} = \frac{F}{\pi D_e R^2 \sin kT} \sin \frac{j\pi r}{R}.$$

Застосуємо до отриманого вираження процедуру Бубнова-Гальборкіна. Для цього кожне вираження поміжимо на сполучену функцію і беремо інтеграл по всій області. Одержимо

$$\sum_j C_{ij} \int_0^R \sin \frac{j\pi r}{R} \left\{ \sin \frac{j\pi r}{R} \left[\frac{j^4 \pi^4}{R^4} + \frac{j^2 \pi^2}{r^2 R^2} (1+2i) - \frac{3}{r^4} \right] + \cos \frac{j\pi \cdot r}{R} \left[\frac{j\pi}{r^3 R} - \frac{2j^3 \pi^3}{r R^3} \right] - \frac{\rho h k}{D_e} \sin \frac{j\pi \cdot r}{R} \right\} \times dr = \sum_j \int_0^R \frac{F}{\pi D_e R^2 \sin kT} \sin^2 \frac{j\pi \cdot r}{R} dr. \quad (7)$$

Зробивши заміну перемінної $\psi = \frac{\pi r}{R}$, одержимо:

$$C_{ij} \sum_j \int_0^\pi \sin j\psi \left\{ \sin j\psi \left[j^4 + \frac{j^2}{\psi^2} (1+2i^2) - \frac{3}{\psi^4} \right] + \cos j\psi \left[\frac{j}{\psi^3} - \frac{2j^3}{\psi} \right] \right\} d\psi + \frac{C_{ij} R^4 \rho h}{\pi^4 D_e} k^2 \times \sum_j \int_0^\pi \sin j\psi \cdot \sin j\psi d\psi = \frac{F}{\pi D_e R^2 \sin kT} \sum_j \int_0^\pi \sin^2 j\psi d\psi. \quad (8)$$

Тоді константи C_{ij} , що відповідають величині динамічного прогину, можна знайти з вираження

$$C_{ij} = \frac{F}{\pi D_e R^2 \sin kT} \times \frac{\int_0^\pi \sin^2 j\psi d\psi}{\int_0^\pi \sin j\psi \left\{ \sin j\psi \left[j^4 + \frac{j^2}{\psi^2} (1+2i^2) - \frac{3}{\psi^4} + \frac{R^4 \rho h k^2}{\pi^4 D_e} \right] + \cos j\psi \cdot \left[\frac{j}{\psi^3} - \frac{2j^3}{\psi} \right] \right\} d\psi}.$$

Будемо визначати сумарну амплітуду коливань багатопозиційного ділильного пристрою від одночасної дії декількох інструментів (рис. 2).

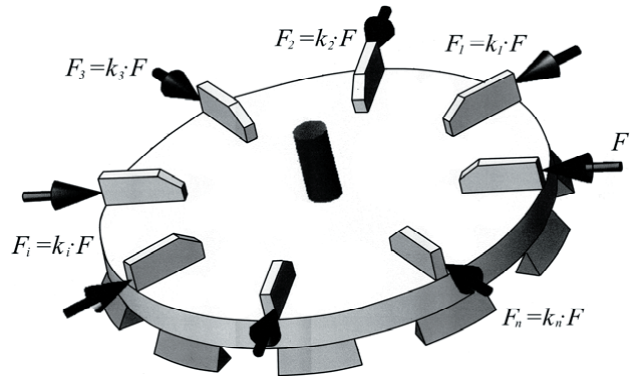


Рис. 2. Схема навантаження радіальними силами

Навантаження при виробничому методі досліджень багатопозиційного ділильного пристрою були отримані в процесі механічної обробки різних деталей. При цьому для створення різних осевих навантажень, вибиралися різні матеріали оброблюваних деталей, а обробка виконувалася свердлами різних діаметрів.

Відповідно навантаженням були визначені деформації верстата в заданих точках і побудовані графіки (рис. 3 – 5).

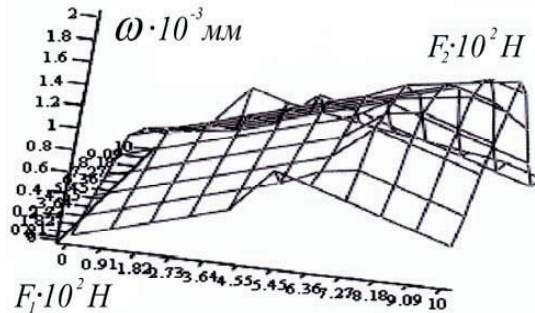


Рис. 3. Амплітуди коливань планшайби столу при одночасному прикладенні сил $F = 1000(H)$, F_1, F_2 . Кутова координата прикладення сил по відношенню до сили F : $F_1 - 45^\circ, F_2 - 90^\circ$

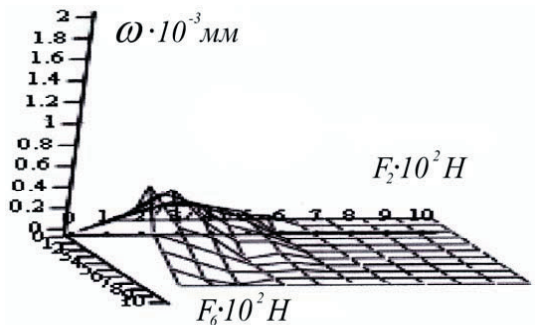


Рис. 4. Амплітуди коливань планшайби столу при одночасному прикладенні сил $F = 1000(H)$, F_2, F_6 . Кутова координата прикладення сил по відношенню до сили F : $F_2 - 90^\circ, F_6 - 270^\circ$

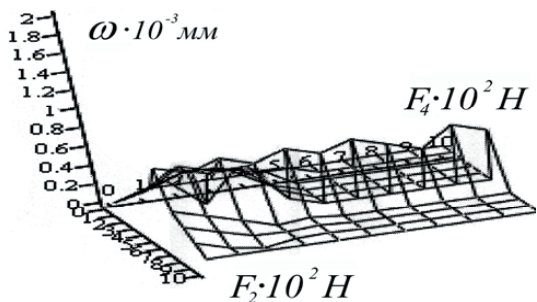


Рис. 5. Амплітуди коливань планшайби столу при одночасному прикладенні сил F , F_2 , F_4 . Кутова координата прикладення сил по відношенню до сили F : $F_2 - 90^\circ$, $F_4 - 180^\circ$

Висновок

Визначені форми коливань багатопозиційного дільного пристрою при прикладенні сил різання, на

підставі яких можуть бути розроблені рекомендації з призначення режимів різання, які складають основу у забезпеченні заданої точності обробки.

Література

1. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учебное пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382с.
2. Дурко Е.М., Фецак С.И. Динамика станков: Учебное пособие. – Уфа: УГАТУ, 1996. – 92с.
3. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
4. Aronson R. Основи конструювання сучасних металорізальних верстатів // Manufacturing Engineering, 2001, v. 126, №3. – С. 54-79.

УДК 629.463.65+629.463.66

ОЦІНЮВАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ РЕЗЕРВІВ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ОКАТИШЕВОЗІВ

В.В. Фомін

Заступник директора з виробництва
 ЗАО «Донецксталь»- металлургический завод»
 вул. Івана Ткаченка, 122, м. Донецьк, Україна, 83062
 E-mail: fomin1971@list.ru

В статті представлено особливості запропонованого підходу до визначення розрахункових резервів міцності конструкційних складових напіввагонів-хоперів для гарячих окатишів та агломерату
Ключові слова: розрахунковий резерв міцності, вантажний вагон

В статье представлены особенности предложенного подхода к определению расчетных резервов прочности конструктивных составляющих полувагонов-хопперов для горячих окатышей и агломерата
Ключевые слова: расчетный резерв прочности, грузовой вагон

In the article approach features offered is represented to determination calculations backlogs constructions elements railway gondola-hoper for hot okatyshey and agglomerate
Keywords: calculations backlogs, railways freight car

Постановка проблеми і аналіз результатів останніх досліджень

Транспортною стратегією України на період до 2020 року, яка була затверджена на засіданні Кабінету Міністрів України 20 жовтня 2010 року обумовлено створення сучасного високотехнологічного залізничного комплексу, який здатен забезпечувати зростаючі потреби економіки держави, якісно та своєчасно перевозити вантажі та пасажирів, максималь-

но використовувати транзитні можливості України. Зазначене аргументує необхідність впровадження на мережах залізниць України рухомого складу з сучасним рівнем техніко-економічних показників. При цьому більша частина рухомого складу Укрзалізниці припадає на парк вантажних вагонів, який об'єднує спеціалізований та універсальний їх типи [1]. Разом з цим більшість вагонів вантажного парку експлуатується на грані призначеного терміну служби, що обґрунтовує необхідність їх поповнення. Так серед