

1. Стоцько З.А., Сокіл Б.І., Топільницький В.Г. Моделювання роботи тримасової вібраційної машини об'ємної обробки // *Машинознавство*. – 1999. – № 11. – С. 25–28.
2. Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. Das Unlinearparametrischmodell der Dreimassenmaschinen für die Vibrationsvolumenbehandlung und ihre Streuladung // *Maszyzny dzwigowo-transportowe*. – Bytom, Poland. – 2000. – № 3. – S. 50–62.
3. Топільницький В.Г. Моделювання руху шару середовища робочого контейнера вібраційної машини об'ємної обробки виробів // *Вісн. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 1999. – № 394. – С. 104–110.
4. Сердюк Л.И. Управляемые вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями колебаний // *Вибрации в технике и технологиях*. – 1994. – № 1. – С. 31–35.
5. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной обработки. – Рига, 1991.
6. Сенік П.М. Обернення неповної Beta-функції // *Укр. мат. журн.* – 1969. – № 3. – С. 325–333.

УДК 621.914.7

І.Є. Грицай

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра “Технологія машинобудування”

МЕТОД ОЦІНКИ ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

© Грицай І.Є., 2002

Наведено результати розроблення та практичного використання методу аналізу пружних систем металорізальних верстатів, який дає змогу отримати та автоматизовано опрацювати спектр автоколивань у контурах заготовки й інструмента та визначити домінуючу пружну систему верстата.

The method of accelerated analysis of dynamics of the machine tool is designed. The input stimulation operate the impulse of the force, on an exit the oscillations are obtained. The spectral analysis of the output damped oscillations allows to determine the resonance frequencies of an elastic system.

Одним з найважливіших напрямків наукових досліджень у галузі металорізальних верстатів та інструментів є аналіз динаміки пружних систем. Особливо гостро ця проблема стоїть перед процесами зубооброблення, оскільки зубофрезерні верстати, на яких нарізають зубчасті колеса за методом обкочування, належать до обладнання з інтенсивними вібраціями, а процес зубофрезерування черв'ячними фрезами є одним із найбільш динамічних процесів різання. Ударний характер сили різання, коливання та вібрації, які виникають у процесі обробки, негативно впливають на стійкість черв'ячних фрез, довговічність обладнання, точність та якість зубчастих коліс. Беручи до уваги щорічні обсяги виробництва цих деталей машин та механізмів, які обчислюються десятками млн. одиниць, та значні витрати на виготовлення черв'ячних фрез й підтримання їх у працездатному стані, успішне вирішення проблеми зниження рівня коливань у пружних системах верстатів без втрати продуктивності й точності обробки є актуальною проблемою сучасного машинобудування.

Центральним завданням, яке необхідно розв'язати для оптимізації процесів зубооброблення за критерієм динамічної якості й забезпечення стійкої роботи зубофрезерних верстатів на інтенсивних режимах різання, є аналіз еквівалентної пружної системи за зв'язком із різанням. Традиційно такі дослідження, методика яких є загальновідома та достатньо розроблена, ґрунтуються на основних положеннях теорій пружності й коливань; їх проведення характеризується значною працемісткістю та передбачає підготовку певного комплексу спорядження залежно від типу і моделі верстата. Для спрощення розрахункових схем і скорочення обсягів обчислень у більшості випадків беруть до уваги коливання в одній із гілок (деталі або інструмента), нехтуючи коливаннями у другій гілці, а також обмежують кількість ступенів вільності у теоретичних схемах вантажних систем, що знижує точність розрахунків і їх відповідність характеристикам та параметрам реальних систем.

Сформулюємо завдання динамічного аналізу як адаптування умов обробки та різального інструмента до заданого верстата. Таке формулювання дає змогу відійти від традиційних методів досліджень та відмовитись від необхідності встановлення частки коливань, які вносять окремі елементи верстата та їх рухомі з'єднання, у вихідних характеристиках верстатів. Потреба у розв'язанні такого завдання постає, зокрема, при визначенні впливу інструментів з новими схемами різання та інструментальних матеріалів на стійкість процесу обробки, вивченні взаємозв'язку коливань і точності виготовлення деталей, аналізі нестаціонарних процесів врізання і виходу інструмента тощо, коли відома динамічна характеристика процесу різання.

Відповідно до поставленого завдання розроблено експрес-метод для визначення власних частот і динамічної характеристики верстата [1, 2]. При розробці враховувалося те, що на динаміку багатомасової пружної системи верстата великий вплив має обмежена кількість нормальних коливань, інтенсивність яких є значно вищою від інтенсивності інших гармонійних складових спектра, при цьому максимальну енергію мають коливання в області низьких та середніх частот (10–800 Гц).

Метод ґрунтується на збудженні контурів черв'ячної фрези і заготовки прямокутним імпульсом та комп'ютерному спектральному аналізу вихідних сигналів. Вхідна дія, яка створюється при ударі, є широкосмуговою, має рівномірний спектр у широкому діапазоні частот, а при проходженні імпульсу сили через пружну систему верстата відбувається розклад сигналу та збудження системи на власних частотах. Завдяки малій тривалості імпульсу порівняно із часом вільних коливань, можлива оцінка динамічних характеристик системи лише на основі вимірювання і аналізу реакції системи на виході [3]. Домінуючі гармонічні складові, які виникають у контурах інструмента і заготовки, виявляють на основі спектрального аналізу коливань окремо в обидвох пружних контурах.

При такому підході до оцінки динаміки системи передбачається, що власна жорсткість та вібростійкість інструментальної і робочої оправок зубофрезерного верстата є достатньо високими, внаслідок чого їх пружні переміщення розглядаються, лише як результат коливань відповідних контурів. Необхідна умова цього припущення – затягнення з'єднань та відсутність зазорів між спряженими поверхнями інструментальної і робочої оправок, підшипникових вузлів, передньої і задньої стійок зубофрезерного верстата.

Необхідною умовою, яка забезпечує адекватність експериментальної та дійсної характеристик верстата, є замкнутість його пружної системи під час досліджень. У зубофрезерному верстаті ця умова досягається попереднім зближенням між супоротною та задньою стійками верстата у такий спосіб, щоб статичне навантаження, створене при

такому зближенні, відповідало квазістатичній складовій сили різання; його величину можна розрахувати і задати за допомогою статичного динамометра.

Оскільки замикання пружної системи зубофрезерного верстата відбувається по лінії дії черв'ячна фреза – зубчасте колесо та по поверхнях контакту черв'ячної фрези і нарізованого колеса, то усі нормальні коливання можна звести до цього контакту. Тоді реакцію системи як результат інтегрального ефекту поля коливань багатомасової просторової системи верстата у вигляді затухаючих коливань y_1, y_2 можна зареєструвати в напрямку вихідної координати на осях черв'ячної фрези та зубчастого колеса, який (напрямок) збігається із радіальною віссю статичної системи координат зубофрезерного верстата. Таким чином, реакція підсистем на дію імпульсу фіксується у точках робочого простору верстата, які знаходяться у безпосередній близькості до ділянки, де створюється вхідна дія. Спектр вихідних сигналів включає гармонічні складові пружної системи переважно у низько- та середньочастотному діапазонах. Як було сказано вище, виходячи із мети досліджень, не має значення, скількома і якими саме масами викликаний резонанс, тому відпадає потреба ототожнення вихідних гармонійних складових із тими чи іншими елементами системи верстата і рухомими з'єднаннями та у встановленні форм цих коливань.

Аналіз розподілу енергії коливних процесів між частотами на основі спектральної густини дає змогу виявити обмежену кількість домінуючих коливань на виході багаторезонансної системи верстата, які мають максимальну потужність. Частоти, на яких функція спектральної густини має максимальні значення, є власними або близькими до власних частот пружної системи, вони характеризують домінуючу коливну систему верстата та визначають його динамічну характеристику. Сталі часу T_{2i} кожної з нормальних форм коливань розраховані за значеннями інерційної сталої часу T_{1i} та логарифмічним декрементом λ_i затухання коливання i -ї складової спектра, виділеної із сумарного коливання комп'ютерним аналізом:

$$T_{2i} = T_{1i} \cdot \lambda_i / \pi,$$

де $i = 1, 2, \dots, k$ – кількість резонансних частот у спектрі.

Подавши коливання кожної нормальної форми у нормалізованому вигляді на основі сталих часу перехідних процесів

$$(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1) \cdot y = \frac{P_x}{J},$$

передавальна функція i -ї коливної ланки матиме вигляд:

$$W_i = \frac{y}{P} = \frac{1}{J} \cdot \frac{1}{T_{1i}^2 p^2 + T_{2i} p + 1},$$

де $1/J$ – статична характеристика верстата, мм/Н; y – відносне радіальне зміщення інструмента і заготовки у напрямку нормалі до поверхні різання, мм; T_1, T_2 – відповідно інерційна та дисипативна сталі часу перехідного процесу, с; P_x – тангенційна сила різання у статичній системі координат, Н.

Передавальна функція пружної системи верстата, подана нормальними формами коливань як сума динамічних характеристик її ланок, має вигляд:

$$W = \frac{1}{J} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{1}{T_{1i}^2 p^2 + T_{2i} p + 1}.$$

Методика знаходження динамічної характеристики при подачі на вхід пружної системи імпульсного сигналу відома, зокрема, з [5]. Проте у цій роботі передавальні функції

ланок знаходять шляхом розрахунків, динамічну систему вважають двомасовою, а власні частоти приймають заздалегідь відомими, що не має практичного сенсу.

Описаний вище метод реалізовано для встановлення динамічних характеристик зубофрезерних верстатів мод. 5E32 та 5K328A. При проведенні досліджень за цим методом вихідні коливання реєструвалися за допомогою вібровимірювальної системи у складі приладу VIBROTEST-30, 16-ти розрядного аналого-цифрового перетворювача сигналів мод. ES-1868 і датчиків VS-808 із записом сигналів на комп'ютер (рисунок). Це дало змогу проводити автоматизовану обробку даних на основі положень статистичної динаміки і теорії випадкових функцій. Статистичний аналіз нестационарних процесів, якими є реалізації вихідних коливань, виконано з використанням моделі локально-стаціонарного випадкового процесу. Для автоматизованої обробки коливань на ділянках локальної стаціонарності, розрахунку сталих складових, комплексних амплітуд і фаз елементарних гармонік та статистичного аналізу результатів використано спеціалізоване програмне забезпечення [6]; частота дискретизації вихідного сигналу 11025 Гц, інтервал квантування амплітуди 10^{-4} мкм.

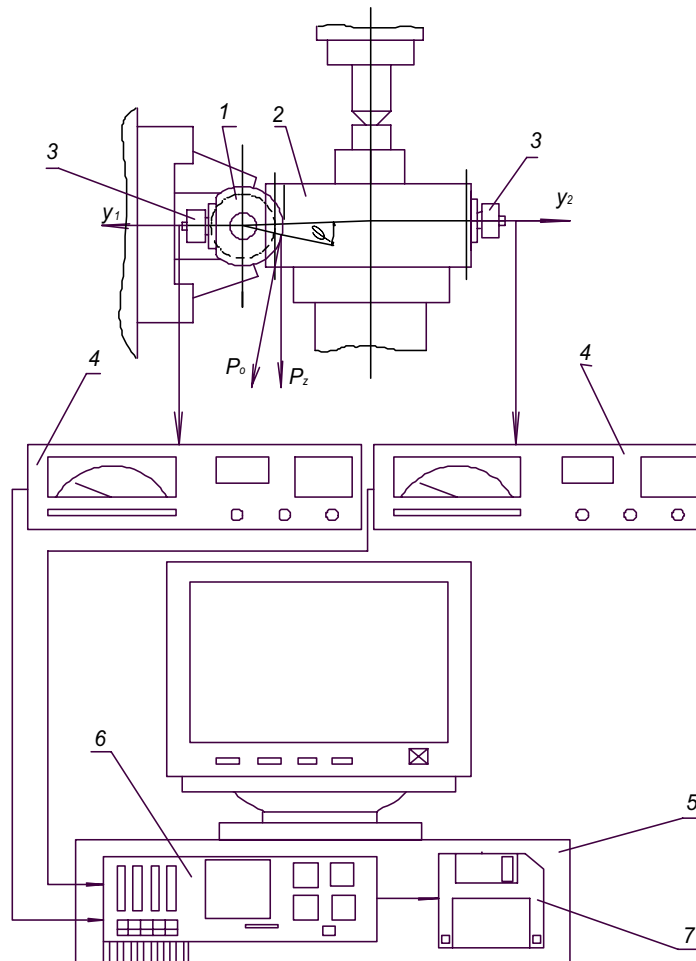


Рис. 1. Схема вимірювання коливань у робочій зоні зубофрезерного верстата:

1 – деталь, що імітує черв'ячну фрезу; 2 – деталь, що імітує заготовку зубчастого колеса; 3 – первинний перетворювач сигналів; 4 – прилад VIBROTEST30; 5 – PC; 6 – аналого-цифровий перетворювач сигналів; 7 – твердий диск комп'ютера

Отже, запропонований метод аналізу пружних систем верстатів можна використовувати для оцінки динамічних характеристик металорізального обладнання різних типів та моделей. Зазначений метод дає змогу здійснювати дослідження пружних систем верстатів за спрощеною схемою та значно скоротити витрати на проведення динамічних експериментів, спростити їх технічне забезпечення та зменшити працемісткість опрацювання вихідної інформації.

1. Грень Я.М., Грицай І.Є., Равська Н.С. Експрес-аналіз динаміки еквівалентної пружної системи зубофрезерного верстата // Вісн. Житомир. Інженерно-технологічного ін-ту. – 2001. – № 17. – С. 120–128. 2. Грицай І.Є., Грень Я.В. Динамічна характеристика зубофрезерного верстата за коливанням його осей // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвідомчий наук.-техн. зб. – 2001. – Вип. 36. – С. 52–61. 3. Методы автоматизированного исследования вибраций машин: Справочник / А.С. Добрынин, М.С. Фельдман, Г.И. Фирсов. – М., 1987. – 224 с. 4. Солодовников В.В., Плотников В.Н., Яковлев А.В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования. – М., 1985. – 536 с. 5. Каминская В.В. Расчет колебаний несущих систем станков, находящихся под действием импульсных возмущений // Станки и инструмент. – 1966. – № 12. – С. 1–8. 6. Погрібний В.О., Рожанківський І.В., Грень Я.В. Використання різницевого підходу для діагностики дефектів енергетичного обладнання // Вісн. Держ. ун-ту “Львівська політехніка”. – 1999. – № 371. – С. 127–132.

УДК 621.3

І.О. Малишко*, О.Г.Татьянченко**

Донецький Національний технічний університет,

*кафедра МСТАНК,

**кафедра “Опір матеріалів”

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ПОЗДОВЖНЬОГО ПЕРЕТИНУ ОТВОРУ ПРИ РОЗВЕРТАННІ

© Малишко І.О., Татьяначенко О.Г., 2002

Досліджено вплив температурних деформацій деталі і інструмента на характер спотворення профілю поздовжнього перерізу отвору. Визначено основні чинники, що впливають на формування профілю поздовжнього перерізу отвору.

The character of development of temperature deformations of a detail and tool is investigated at expansion of holes and their influence on distortion of a longitudinal structure of a hole. The major factors are determined which influence the form of longitudinal section of a hole.

Одним з найбільш характерних дефектів профілю поздовжнього перетину отвору при розвертанні є його бочкоподібна форма, що є наслідком дії теплових процесів при різанні. Однак внаслідок складного характеру розповсюдження тепла в деталі і інструменті теоретичне вирішення цієї важливої проблеми неможливе. Тому єдиним шляхом вирішення