

**Залога В. О.,
Шаповал Ю. В.,
Дрофа К. А.**

СКІНЧЕНО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОГО СТАНУ МЕТАЛООБРОБНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ

Проведені у роботі дослідження були виконані з метою визначення динамічних характеристик металооброблювальної системи на етапі проектування. В роботі охарактеризовано стенд на основі побудованої 3D моделі модернізованого верстату мод. 1700. За допомогою моделі проведено модальний аналіз стенду, що дозволило виявляти резонансні частоти коливань у будь-якому діапазоні значень параметрів режиму різання.

Ключові слова: метод скінчених елементів, резонанс, частотний аналіз, точіння, коливання.

1. Вступ

При обробці матеріалів різанням відомі як позитивні, так і негативні дії коливань, — як тих, що виникають в технологічній системі безпосередньо в процесі різання (автоколивань), так і вимушених, що можуть супроводжувати процес, наприклад: переривчастого різання, при дисбалансі обертових частин верстата та заготовки, при наявності дефектів у передачах верстата тощо. Крім того, для виконання різних технологічних операцій в зону контакту інструменту із заготовкою (в зону різання) можуть спеціально вводиться вимушені коливання [1, 2], які, з одного боку, при певних амплітудах й частотах коливання можуть призводити до суттєвого покращення процесу руйнування й відділення від заготовки шару, що зрізується, та зменшення інтенсивності зношування інструменту і підвищення його стійкості за рахунок: полегшення пластичної деформації; зменшення коефіцієнта тертя на передній і задніх поверхнях леза інструменту; покращення процесу дроблення та відведення стружки; помітного зниження середніх значень сил різання і виділення тепла; зменшення адгезійних явищ тощо [2]. З іншого боку, циклічне навантаження інструменту, що обов'язково супроводжує процес різання при наявності вібрацій, як правило, при збільшених амплітудах коливань викликає суттєве збільшення значень миттєвих сил різання, а, відповідно, втомне руйнування тих ділянок різальних кромки інструменту, що знаходяться в контакт з шаром, що зрізується, стружкою та поверхнями на оброблюваній деталі (заготовці). Тому при перевищенні деякого граничного значення амплітуди коливань починає швидко підвищується інтенсивність зношування інструменту і, відповідно, знижуватися його стійкість [1–3]. Слід зазначити, що при чистовій обробці будь-яких матеріалів будь-які коливання у технологічній системі мають негативний вплив на якість поверхні. Особливо це стосується тих коливань, які призводять до виникнення резонансних явищ, що можуть мати місце внаслідок збігу частот вимушених коливань, наприклад, пов'язаних з обертанням заготовки, з власними частотами тих чи інших елементів обробної системи, наприклад, шпинделя, інструменту, станини тощо. Це, як правило,

може призводити до суттєвого збільшення амплітуд коливань цих елементів системи і, як наслідок, до значного погіршення умов роботи інструментів (як правило, має місце інтенсифікація процесу їх зношування) та суттєвого погіршення якості обробленої поверхні (шорсткості, точності та інших показників) [1, 4]. Тому виявлення умов, що призводять до виникнення у процесі оброблення резонансних явищ, з метою попередження формування браку шляхом виявлення безвібраційних діапазонів параметрів режиму різання, є для чистової (фінішної) токарної обробки, яка, як правило, реалізується при значно більших швидкостях різання (частотах обертання шпинделя) ніж при чорновій обробці [1] задачею актуальною. Особливо це відноситься до процесів токарної обробки деталей з відносно малими діаметрами оброблюваних поверхонь (у середньому до 10–20 мм), коли оптимальні швидкості різання (наприклад, для конструкційних сталей — 200–300 м/хв [1]) можуть бути практично реалізовані при частотах обертів шпинделя у середньому 3000–10000 об/хв, при яких вірогідність виникнення вібрацій, а, відповідно, і резонансних явищ суттєво зростає.

У теперішній час процес виявлення безвібраційних діапазонів параметрів режиму різання найчастіше реалізується експериментальними методами, що потребує, як правило, значних часових, матеріальних та фінансових витрат. Крім того, експериментальні (емпіричні) моделі динамічного стану елементів обробної технологічної системи є адекватними тільки для тих умов оброблення, в яких вони були отримані, і не дозволяють прогнозувати більшість вихідних показників якості процесу оброблення (різання) для умов, що виходять за межі діапазонів значень досліджених параметрів і, відповідно, знаходити найкращі (оптимальні, раціональні), у т. ч. і безвібраційні (для фінішних видів) умов (режимів) оброблення.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Для досконалого дослідження процесів, які відбуваються при точінні із частотою понад 5000 об/хв було

обрано верстат 1700ВФ30, який було модернізовано та покладено в основу стенду. Даний стенд включає в себе основу (опорний стіл), модернізований токарний верстат з ЧПК з похилою станиною моделі 1700ВФ30 (рис. 1, а) та датчики для вимірювання відповідних переміщень і параметрів коливань його елементів у процесі вібрацій (рис. 1, б, в), що можуть супроводжувати процес різання.

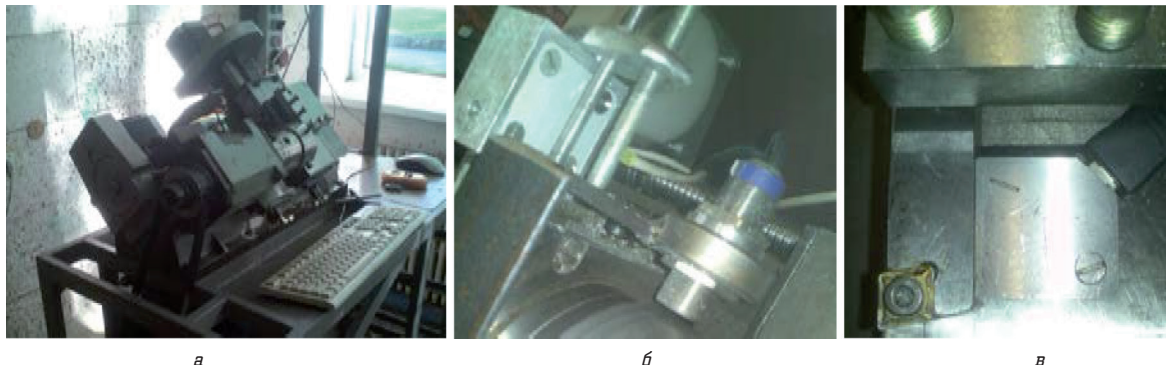


Рис. 1. Верстат 1700ВФ30 та засоби вимірювання: а — верстат 1700ВФ30; б — датчик вимірювання переміщень шпинделя мод. ХS1 М18АВ120 та коливань передньої бабки із станиною — акселерометр мод. АDХL 321; в — датчик коливань інструменту — акселерометр мод. АDХL 326

Даний модернізований верстат служить для обробки деталей відносно малих діаметрів (до 50 мм) і довжин (180 мм) з високими та надвисокими швидкостями різання. Основні зміни при модернізації верстату торкнулись приводів головного руху та подач. Потужність приводу шпинделя збільшено з 0,7 кВт до 1,5 кВт, та частоту обертання з 5000 об/хв до 10000 об/хв. Потужність приводів подач також збільшено більше ніж в 2 рази, та замінено гвинти на кульково-гвинтові пари.

Об'єкт дослідження: токарний верстат 1700ВФ30, скінчено-елементна модель.

Предмет дослідження: динамічний стан верстата в процесі точіння деталей малого діаметру з високою частотою обертання шпинделя, якість обробленої поверхні.

3. Мета та задачі дослідження

Метою роботи є визначення динамічних характеристик металооброблювальної системи на етапі проектування, тобто без натурного експерименту для реалізації токарної обробки деталей з частотами обертання шпинделя вище 5000 об/хв.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

1. Розробити спосіб реалізації токарної обробки деталей з частотою обертання вище 5000 об/хв.
2. Розробити скінчено-елементну модель динамічного стану елементів запропонованої обробної системи.
3. Провести модальний аналіз моделі, та виявити резонансні частоти коливань методом скінчених елементів у робочому діапазоні значень параметрів режиму різання.
4. Порівняти результат аналізу моделі з фактичними значеннями резонансів стенду.

4. Аналіз літературних даних

При обробці деталей діаметром до 20 мм досягти рекомендованої виробником інструменту оптимальної швидкості на верстатах, які серійно виробляються, дуже

важко. Це пов'язано: із достатньо частим застосуванням в серійному виробництві відносно довгої заготовки (прутка), наявністю дисбалансу заготовки, некруглості заготовки та іншими причинами, що викликають вібрації (рис. 2). Наприклад, при точінні деталі діаметром 20 мм для того, щоб досягти швидкості 300 м/хв необхідно забезпечити частоту її обертання майже 5000 об/хв. Це можуть майже всі сучасні токарні верстати.

Однак забезпечити швидкість різання 500 м/хв можуть тільки окремі спеціалізовані моделі, наприклад, верстати компанії STAR. Але навіть вони не в змозі реалізувати високі швидкості різання при точінні деталей діаметром менше 10 мм.

Аналіз каталогів виробників верстатів показав, що в даний час вже намітилися шляхи вирішення зазначених проблем, а саме: зменшення довжини деталі (прутка), що обертається, застосування автоматичних балансувальних пристроїв для шпинделів, активне управління власними частотами і формами коливань верстата. Також існують способи автоматичного балансування обертових тіл, які описані, наприклад, в патентах US2331756, US3953074, US4043221, US4075909, US4755006, US5460017, US5605078. Вони добре зарекомендували себе в системах, де тіло, яке швидко обертається, довго не потребує зміни значення частоти обертання. Разом з тим, пряме застосування цих шляхів на верстатах, де частота обертання в процесі обробки може постійно змінюватися, є майже неможливим.

Вітчизняні і зарубіжні вчені вже достатньо глибоко вивчили питання якості обробки точінням при збільшених частотах обертання деталей, однак в силу обмеженості технічних можливостей значної більшості верстатів, що використовуються у реальному виробництві, досягнута частота обертання шпинделя як при проведенні досліджень, так і в рекомендованих для використання практичних умовах, є ще дуже невисокою. Так, авторами роботи [5] при розробці нейромережевої моделі для прогнозування шорсткості поверхні при точінні кольорових матеріалів експериментальні дослідження проводилися частотами обертання шпинделя в діапазоні від 2500 до 3500 об/хв. У роботі [6] оптимізація режимів різання по шорсткості поверхні після точіння тврдосплавним інструментом м'яких сталей виконувалася в діапазоні частот обертання шпинделя від 100 до 4000 об/хв. Експериментальний аналіз вібрацій підшипникового вузла шпинделя при обробці алюмінію марки 6063 в роботі [7] виконано для частот

обертання шпинделя тільки 1000–2000 об/хв. Автори роботи [8] аналітично і експериментально досліджували вібростійкість процесу точіння при частотах обертання шпинделя 1000, 1400 і 2000 об/хв. Відомі й інші дослідження процесу точіння, але частота обертання шпинделя в них не перевищує 4000 об/хв.

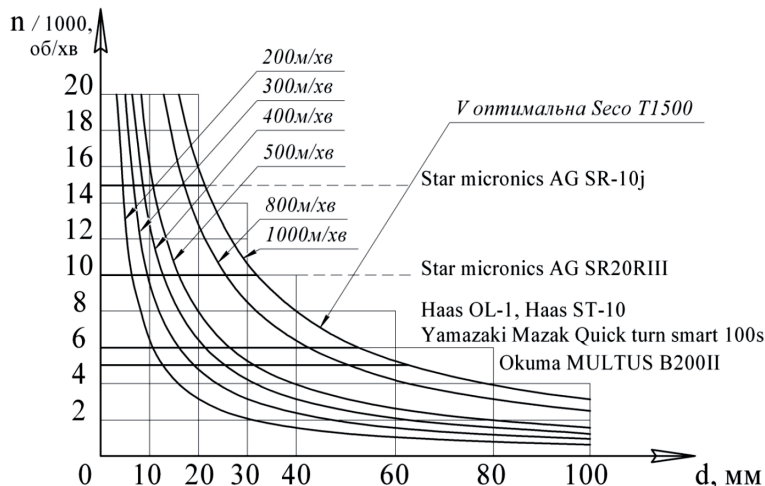


Рис. 2. Вплив діаметра заготовки на частоту обертання шпинделя, що забезпечують різні швидкості різання

Разом з тим, є вже достатньо відомим те, що точіння з високими швидкостями різання сприяє збільшенню продуктивності обробки та якості обробленої поверхні, але тільки в випадку відповідного рівня коливань в процесі різання [1]. Близькість частот обертання шпинделя до власних частот тих чи інших елементів технологічної системи викликає побоювання щодо збільшення вібрацій в ній, а, отже, і погіршення якості обробленої поверхні при точінні з високими частотами обертання шпинделя. Аналіз показав, що на теперішній час має місце явно недостатня кількість досліджень резонансних явищ при точінні з високими частотами обертання шпинделя із закріпленою в ньому заготовкою, що досить часто не дає змоги приймати раціональні технічні рішення щодо вибору геометричних параметрів різальної частини інструментів (різців), режимів різання та інших умов оброблення. Можливо це викликано і значно більшою увагою як дослідників, так і виробничників до процесів фрезерування, де даний ефект виражений яскравіше.

5. Матеріали та методи дослідження

5.1. Методика експериментального визначення резонансних частот. Визначення положення шпинделя в просторі здійснюється за допомогою датчика моделі XS1 M18AB120 (рис. 1, б).

Технічна характеристика датчика моделі XS1 M18AB120 подана у табл. 1.

Таблиця 1

Технічна характеристика датчика моделі XS1 M18AB120

| Параметри | Значення |
|------------------------------------|----------|
| Типорозмір, мм | 52,5 |
| Номинальна дальність виявлення, мм | 5 |
| Напруга живлення, В | 12–24 |
| Похибка лінеаризації, мА | ±2 |

Вимірювання коливань інструменту здійснюється акселерометром моделі ADXL 326 (рис. 1, в). Для вимірювання коливань передньої бабки із станиною, встановлений акселерометр моделі ADXL 321 (рис. 1, б). Технічні характеристики акселерометрів моделі ADXL 321 та ADXL 326 подані у табл. 2.

Таблиця 2

Технічна характеристика акселерометрів моделі ADXL 321 та ADXL 326

| Параметри | Значення |
|-------------------------|----------|
| Кількість осей ADXL 321 | 2 |
| Кількість осей ADXL 326 | 3 |
| Діапазон вимірювання, г | ±18 |
| Нелінійність, % | ±0,2 |
| Похибка вимірювання, % | ±1 |
| Чутливість, мВ/г | 57 |
| Напруга, В | 3 |

Методика проведення вимірювань наступна. На верстаті встановлено 2 датчика типу акселерометр, які вимірюють віброприскорення відносно «горизонтальної площини» (полу). Це непряме вимірювання переміщень об'єктів, оскільки потрібно переходити від віброприскорень до вібропереміщень методом подвійного інтегрування. Тому вібрація станини вимірюється відносно умовної «горизонтальної площини» (полу), і показує наскільки сильно коливається вся система, тобто верстат та опорний стіл разом. Ці коливання прийняті у якості базових для всіх інших вимірювань. Датчик, який встановлено на інструменті також показує його коливання відносно цієї ж «горизонтальної площини» (полу). Разом з тим, для спланованих у роботі досліджень суттєве значення мають не ці параметри коливань інструменту, а ті, що характеризують його положення відносно бази «станина» і які обчислюються як різниця між показниками двох датчиків, розташованих, відповідно, на інструменті (рис. 1, б) та станині (рис. 1, в).

Датчик коливання шпинделя — це абсолютний датчик, який вимірює безпосередньо його переміщення. Оскільки він фізично закріплений на передній бабці, розташованій на станині, то базою для вимірювання параметрів коливань шпиндельного вузла також є передня бабка, тобто станина.

Таким чином, оскільки в якості вимірювальної бази для коливань і інструменту і шпинделя прийнято станину, то є можливість їх порівнювати.

5.2. Побудова 3D моделі верстату 1700ВФ30 та розробка скінчено-елементної моделі і розрахунку верстату в програмному комплексі ANSYS. До основних вузлів верстату 1700ВФ30 відносяться: станина; передня бабка з розміщеними на ній електродвигуном, шпиндельним вузлом та редуктором; задня бабка; супорт; каретка з двигуном та редуктором (рис. 3, а).

Проектування і побудова 3D моделей названих вузлів виконується за допомогою програми КОМПАС. Після завершення побудови 3D моделей всіх вузлів, згідно з заданими розмірами, виконується складання токарного верстату.

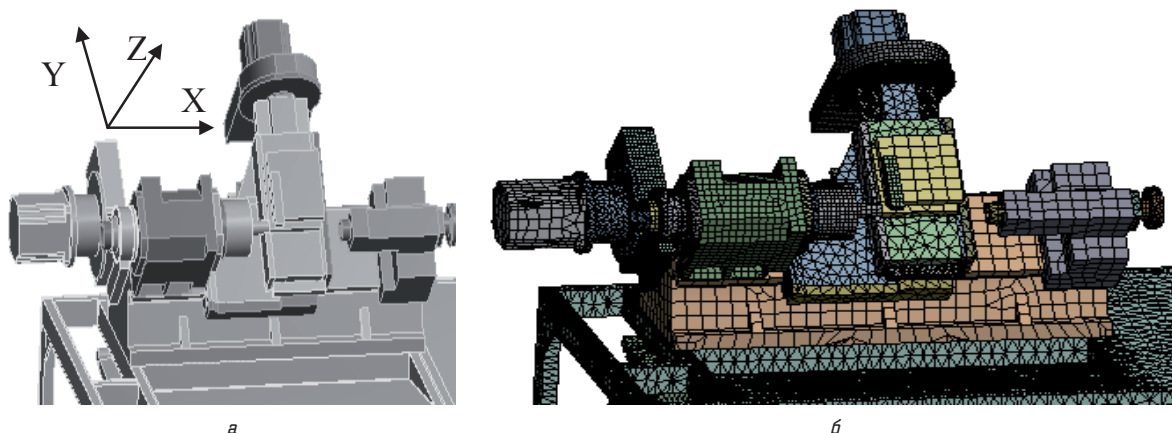


Рис. 3. 3D модель обробної системи (а) та скінчено-елементна сітка (б) верстату моделі 1700ВФ30 та опорного столу

5.2.1. Методика розробки скінчено-елементної моделі динамічного стану спроектованої 3D моделі. Дослідження частоти власних коливань проводиться методом скінчених елементів за допомогою програми ANSYS. Збережена у потрібному для цієї програми форматі 3D модель досліджується шляхом розрахунку частот власних коливань. Для цього будується структурна сітка верстату (рис. 3, б). Для подальшого дослідження виконується відповідний аналіз, який починається з розробки геометрії прийнятої 3D моделі. Геометрію 3D моделі з метою зменшення часу на отримання необхідних для аналізу результатів треба максимально спрощувати. Вона не повинна складатися з нетехнологічних елементів (наприклад, таких, як: фаски, різі, округлення, виступи, западини тощо), а також з дрібних деталей (наприклад, гвинтів, гайок, кульок підшипників тощо), які значно ускладнюють процес обробки даних і суттєво збільшують час необхідних розрахунків практично без суттєвого підвищення їх точності.

Після спрощення моделі запропоновано приступати до модального аналізу. На першому кроці генерується структурна сітка моделі. Треба мати на увазі те, що саме якість розрахункової структурної сітки впливає на точність одержуваних результатів, збіжність процесу і на час, необхідний для вирішення завдання. У запропонованому прикладі будову сітки виконували на основі гексаєдрів. Цей метод дає змогу скоротити час на розрахунок та побудувати геометрично раціональну структурну сітку (рис. 3, б). Ця сітка містить 524254 вузлів і 235582 елементів.

Після побудови структурної сітки з метою підвищення точності розрахунків задаються матеріали кожного елемента. Основні деталі стану, що розглядається, виготовлені в основному з чавунів, сталей, алюмінію та фторопласту (табл. 3).

Таблиця 3

Матеріали деталей експериментального стану

| Назва деталі | Матеріал | Вага, кг |
|--------------------|------------|----------|
| Станина | Чавун | 44,7 |
| Каретка | | 5,6 |
| Передня бабка | | 10,4 |
| Задня бабка | | 8,6 |
| Основа | Сталь | 70,4 |
| Корпуси двигунів | | 24,3 |
| Корпуси редукторів | Алюміній | 3,6 |
| Напрямні планки | Фторопласт | — |

5.2.2. Налаштування контактних пар у відповідному вузлі. Після імпортування запропонованої геометрії в модуль ANSYS Mechanical, програма автоматично визначає відповідні контактні пари, але треба мати на увазі, що «за замовчуванням» вона задає їх тип як «склеєні» (Bonded), тобто без можливості відносних переміщень. Тому для тих елементів обробної системи, що розглядаються, необхідно у разі потреби змінити тип контактної взаємодії на стандартний з відповідним тертям (Frictional), тобто треба задати відповідні коефіцієнти тертя між деталями, які рухаються відносно одна одної. Для зменшення тертя при русі каретки відносно станини і супорта відносно каретки між ними встановлені фторопластові планки. Коефіцієнти тертя пар «фторопласт-сталь» і «фторопласт-чавун» запропоновано приймати рівними 0,1 [9]. Потім необхідно задати контакт, тобто закріпити елементи між собою. Основа верстату стоїть на пружних гумових віброопорах з металічною основою розміром 40×20×10 мм. Коефіцієнт жорсткості гуми $E = 1 \text{ Н/мм}^2$ [5]. За допомогою команди «ElasticSupport» на основі віброопор задавалася жорсткість $125 \cdot 10^{-6} \text{ Н/мм}^3$ [9].

Жорсткість шпindelного підшипника в передній бабці можна прийняти в залежності від напрямку: в радіальному – 6200 Н/мм, в осьовому – 7900 Н/мм [10]. Як показали розрахунки жорсткості підшипників в інших вузлах практично не впливають на розрахунок власних форм, амплітуд і частот вказаних елементів верстату. Тому вони у процесі виконання необхідних розрахунків можуть бути прийнятими на порядок більшими, тобто рівними 10^5 Н/мм .

Таким чином розрахунок частот відповідного елемента верстату методом СЕ рекомендується виконувати за алгоритмом, який наведено на рис. 4, що відповідає загально прийнятій методиці [11].

Реєстрація, візуалізація, обробка та зберігання аналогових сигналів відбувається за допомогою програми PowerGraph. Запис отриманої інформації (сигналів) можна робити за допомогою пристроїв збору даних. Збережені сигнали з програми PowerGraph далі імпортуються в формат «ТХТ» для збору даних в програмі MatLab. В програмі за аналоговими сигналами для кожного вузла верстату (шпindelю, інструменту та передньої бабки із станиною) записуються коливання та будуються за допомогою Excel графіки залежності коливань від частоти обертання шпindelю.

| |
|---|
| Розробка 3D моделі верстату |
| Спрощення геометричної моделі для подальшого розрахунку |
| Побудова скінчено-елементної сітки |
| Задання граничних умов (за необхідності навантаження конструкції) |
| Задання параметрів розрахунку |
| Розрахунок |
| Аналіз результатів |

Рис. 4. Алгоритм розрахунку власних частот верстату методом СЕ

Запис отриманої інформації (сигналів) можна робити за допомогою пристроїв збору даних. Збережені сигнали з програми PowerGraph далі імпортуються в формат «ТХТ» для збору даних в програмі MatLab. В програмі, за аналоговими сигналами будуються графіки коливання шпинделя, інструменту та передньої бабки із станиною. Для кожного вузла верстату записуються коливання та будуються графіки залежності коливань від частоти обертання за допомогою Excel. Треба мати на увазі, що за допомогою розташованих на стенді датчиків переміщень, для яких базою практично є станина, можна експериментально оцінювати як рівень коливань з певними (своїми) амплітудами і фазами, тобто їх амплітудно-частотні (фазові) параметри, інструменту відносно станини, так і шпинделя відносно станини, які також мають свої значення амплітуд і фаз, які можуть абсолютно не співпадати з попередніми. В той же час, з точки зору забезпечення необхідних технологічних вихідних параметрів процесу обробки (працездатність (знос) інструменту, мікрогеометрія (точність) обробленої поверхні, її мікрогеометрія (шорсткість)), в значно більшому ступені цікавлять рівні коливань безпосередньо між інструментом і заготовкою, так як саме вони визначають величини значень вказаних технологічних параметрів, тобто коли вони можуть оцінюватися при прийнятті одного з цих елементів (різця або деталі) за базу, що технічно нині здійснити можна тільки непрямым способом, наприклад, за допомогою звуку [12, 13].

Разом з тим, розроблена скінчено-елементна модель динамічного стану елементів обробної системи за представленим на рис. 3 алгоритмом, який відповідає прийнятій методиці розрахунку амплітудно-частотних (фазових) параметрів даної технологічної системи методом СЕ [11], дозволяє не тільки прогнозувати частоти коливань (вібрацій) відповідного елемента верстату, а й опосередковано за допомогою внутрішньої програмної відносної шкали, яка має відповідний коефіцієнт пропорційності, визначати середній рівень амплітуд, у т. ч. й з урахуванням резонансних явищ, у всій системі в цілому, тобто, коли всі елементи си-

стеми одночасно знаходяться у відповідному динамічному стані. Ця опосередкована величина амплітуди автоколивань у системі, яку запропоновано позначити A_c , може служити оціночним параметром інтенсивності вібрацій в усій системі в цілому при тому чи іншому значенні частоти вимушених коливань — частоти обертання шпинделя, тобто відповідати на питання: «Рівень коливань збільшився чи зменшився». Експериментально встановлено [3] прямий зв'язок цього параметру (амплітуди коливань) з технологічними вихідними параметрами процесу обробки, у т. ч. і й з шорсткістю обробленої поверхні, яка суттєво залежить від амплітуди автоколивань, особливо у зоні інтенсивних резонансних явищ.

6. Результати досліджень та їх обговорення

За запропонованою методикою була розроблена модель динамічного стану спроектованої та виготовленої металообробної системи (стенду) на базі токарного верстату 1700ВФ30 (рис. 3). В результаті досліджень, проведених з використанням цього стенду за допомогою даної скінчено-елементної моделі були отримані залежності амплітуд коливань елементів верстату (шпинделя та інструменту) від частоти обертання шпинделя (рис. 5). При обертанні шпинделя зі швидкостями (з частотами обертання), близькими до значень, коли мають місце резонансні явища, спостерігаються коливання інструменту. Відомо [1], що коливання у радіальному (вздовж осі Y) напрямку найбільш суттєво впливають на шорсткість обробленої поверхні.

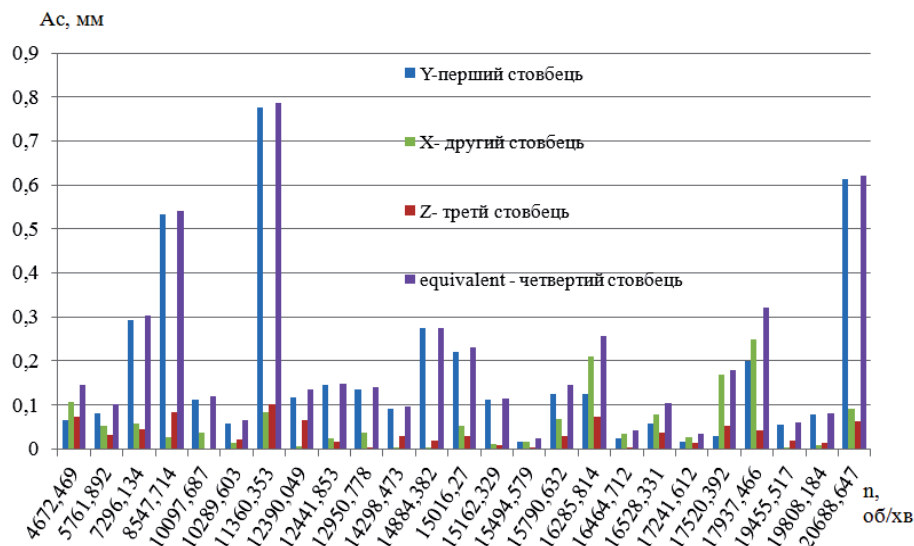


Рис. 5. Графік залежності впливу частоти обертання на величину амплітуди взаємного коливання шпинделя та інструменту (в відносних величинах A_c) вздовж різних напрямків (X, Y, Z)

Отримані розрахунковим методом з використанням розробленої моделі результати (рис. 5) свідчать про те, що вона дозволяє визначати максимальні амплітуди коливання інструменту відносно шпинделя вздовж осі Y , що пояснюється наявністю при відповідних частотах обертання шпинделя резонансних явищ у вказаних елементах верстату. Експериментально підтверджено, що

в цих місцях амплітуди коливань елементів верстату є дійсно максимально вираженими (табл. 4).

Таблиця 4

Значення експериментальних і розрахованих резонансних частот

| Частота з експерименту, об/хв | Частота з розрахунку, об/хв | Похибка, % |
|--|-----------------------------|------------|
| 4550 (максимум різниці амплітуд шпинделя та інструменту) | 4672 | 2,61 |
| 5310, 5700 (максимум різниці амплітуд шпинделя та інструменту) | 5761 | 7,8; 0,21 |
| 7250 (резонанс інструменту) | 7296 | 0,63 |
| 8170 (резонанс інструменту, максимум різниці амплітуд шпинделя та інструменту) | 8547 | 4,4 |

Розроблена розрахункова модель динамічного стану елементів обробної системи дозволяє визначати (прогнозувати) для заданих умов як діапазони швидкостей різання (частот обертів шпинделя), при яких амплітуди вібрацій будуть досить великими (11–12, 14,8–15,1, 17–19 тис. об/хв.), так і діапазони практично безвібраційних режимів різання (16400–17500 об/хв.) (рис. 5). Таким чином, розроблена методика отримання скінчено-елементної моделі динамічного стану елементів обробної технологічної системи дозволяє на основі отриманих за її допомогою розрахунків необхідних амплітудно-частотних характеристик приймати раціональні рішення як про модернізацію того чи іншого елемента (наприклад, станини), так і про модернізацію системи в цілому, наприклад, підвищення (зменшення) частоти обертів шпинделя.

В багатьох роботах (наприклад [14, 15]) автори особливо увагу приділяють моделюванню основних вузлів верстатів, які на їх думку максимально впливають на параметри, що досліджуються. Наприклад, моделювання шпиндельного вузла токарного чи фрезерного верстату, які в більшості випадків є збудником коливань в системі. Проте, як показали результати даних досліджень, інші елементи та вузли верстату також суттєво впливають на динамічний стан всієї системи. Алгоритм дослідження динамічного стану методом скінчених елементів може бути використаний при проектуванні металообробляючого обладнання для виявлення резонансів без натурного експерименту. Також цей метод може бути корисний для дослідження існуючого обладнання, за умов наявності або підготовки тривимірної моделі. Точність досліджень, насамперед, залежить від точності та правильності завдання граничних умов в середовищі ANSYS.

7. Висновки

1. Запропоновано стенд на основі побудованої 3D моделі модернізованого верстату 1700ВФ30 (з частотою обертання шпинделя 10000 об/хв) та запропоновані методика й алгоритм розробки скінчено-елементної моделі динамічного стану побудованої 3D моделі обробної системи.

2. Розроблена скінчено-елементна модель динамічного стану елементів обробної системи на базі модернізованого верстату 1700ВФ30, що дозволяє виявляти резонансні частоти коливань методом скінчених елементів у будь-якому діапазоні значень параметрів режиму різання.

3. Методом скінчених елементів за допомогою програми ANSYS виконано комплекс досліджень залежності амплітудно-частотних характеристик побудованої 3D моделі обробної системи в залежності від частоти обертання шпинделя та встановлені частоти, при яких мають місце резонансні явища.

4. Експериментально доведена адекватність розробленої скінчено-елементної моделі динамічного стану елементів обробної системи на базі модернізованого верстату 1700ВФ30. Отримані за її допомогою результати відрізняються від експериментальних не більше ніж на 5 %.

Література

- Мазур, М. П. Основи теорії різання матеріалів [Текст]: підручник / М. П. Мазур, Ю. М. Внуков, В. Л. Доброскок, В. О. Залога, Ю. К. Новоселов, Ф. Я. Якубов; під заг. ред. М. П. Мазура. — 2-е вид. перероб. і доп. — Львів: Новий Світ-2000, 2011. — 422 с.
- Кудинов, В. А. Динамика станков [Текст] / В. А. Кудинов. — М.: Машиностроение, 1967. — 367 с.
- Жарков, И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом [Текст] / И. Г. Жарков. — Л.: Машиностроение, 1986. — 184 с.
- Залога, В. А. Влияние частоты вращения шпинделя на качество обработанной поверхности при точении [Текст]: тези доповідей XV всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції, 04–07 листопада 2015 р., м. Житомир / В. А. Залога, Ю. В. Шаповал // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї — наука — виробництво. — Житомир: ЖДТУ, 2015. — С. 30–31.
- Natarajan, C. Investigation of cutting parameters of surface roughness for a non-ferrous material using artificial neural network in CNC turning [Text] / C. Natarajan, S. Muthu, P. Karuppuswamy // Journal of Mechanical Engineering Research. — 2011. — Vol. 3, № 1. — P. 1–14.
- Shunmugesh, K. Optimization of Turning Parameters with Carbide Tool for Surface Roughness Analysis [Text] / K. Shunmugesh, K. Panneerselvam, M. Pramod, Amal George // International Journal of Engineering Research & Technology. — 2014. — Vol. 3, № 6. — P. 103–107.
- Syath Abuthakeer, S. Dynamic and thermal analysis of high speed motorized spindle [Text] / Abuthakeer S. Syath, P. V. Mohanram, Kumar G. Mohan // International Journal of Applied Engineering Research. — 2011. — Vol. 1, № 4. — P. 864–882.
- Ozlu, E. Analytical Prediction of Stability Limit in Turning Operations [Text] / E. Ozlu, E. Budak // Proceedings of the 9th Workshop on the Modelling of Machining Operations. — 2010. — P. 99–106.
- Киконин, И. К. Таблицы физических величин [Текст]: справочник / под ред. И. К. Киконина. — М.: Атомиздат, 1976. — 1008 с.
- Нарышкин, В. Н. Подшипники качения [Текст]: справочник-каталог / под ред. В. Н. Нарышкина, Р. В. Коросташевского. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
- The Fundamentals of Modal Testing [Electronic resource]: Application Note 243-3. — Agilent Technologies, 2000. — Available at: \www/URL: <http://www.modalshop.com/techlibrary/Fundamentals%20of%20Modal%20Testing.pdf>

12. Залога, В. О. Діагностування технічного стану металообробного верстату [Текст]: зб. наук. пр. / В. О. Залога, В. В. Нагорний // Високі технології в машинобудуванні. — 2014. — Вип. 1(24). — С. 71–79.
13. Нагорний, В. В. Контроль динамического поведения металлообрабатывающих технологических систем и метод определения их ресурса [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.02.09 / В. В. Нагорний. — Суми, 2015. — 224 с.
14. Liu, D. Finite Element Analysis of High-Speed Motorized Spindle Based on ANSYS [Text] / D. Liu, H. Zhang, Z. Tao, Y. Su // The Open Mechanical Engineering Journal. — 2011. — Vol. 5, № 1. — P. 1–10. doi:10.2174/1874155x01105010001
15. Zhang, S. Dynamic modeling of spindle vibration and surface generation in ultra-precision machining [Текст]: PhD / S. Zhang. — The Hong Kong Polytechnic University, 2012. — 254 p.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Проведенные в работе исследования были выполнены с целью определения динамических характеристик металлообрабатывающей системы на этапе проектирования. В работе охарактеризованы стенд на основе построенной 3D модели модернизированного станка мод. 1700. С помощью модели проведено модальный анализ станда, что позволило выявлять резонансные частоты колебаний в каком-либо диапазоне значений параметра режима резания.

Ключевые слова: метод конечных элементов, резонанс, частотный анализ, точение, колебания.

***Залога Вільям Олександрович**, доктор технічних наук, професор, кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів, Сумський державний університет, Україна.*

***Шаповал Юрій Володимирович**, викладач, кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів, Сумський державний університет, Україна, e-mail: diyyura@gmail.com.*

***Дрофа Костянтин Андрійович**, кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів, Сумський державний університет, Україна.*

***Залога Вильям Александрович**, доктор технических наук, профессор, кафедра технологии машиностроения, станков и инструментов, Сумский государственный университет, Украина.*

***Шаповал Юрий Владимирович**, преподаватель, кафедра технологии машиностроения, станков и инструментов, Сумский государственный университет, Украина.*

***Дрофа Константин Андреевич**, кафедра технологии машиностроения, станков и инструментов, Сумский государственный университет, Украина.*

Zaloga Viliam, Sumy State University, Ukraine.

Shapoval Yuri, Sumy State University, Ukraine,

e-mail: diyyura@gmail.com.

Drofa Konstantin, Sumy State University, Ukraine