

УДК 621.91.01:543.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ОРІЄНТАЦІЇ ГОЛОВНИХ ОСЕЙ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ІНСТРУМЕНТУ НА ФОРМОУТВОРЕННЯ ПІД ЧАС ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ

Шевченко О.В., канд. техн. наук
НТУУ „Київський політехнічний інститут”
м. Київ, вул. Перемоги, 37, корп. 1.
E-mail: kvm@users.ntu-kpi.kiev.ua

В статті показано, що суттєвове впливання на рівень относительных колебаний інструмента и детали при токарній обробці оказывають угол разворота главных осей жесткости упругой системы інструмента и подбор соотношений жесткостей элементов системы. Даны рекомендації по обеспечению условий виброустойчивого точения.

Ключевые слова: механіческая обробка, динаміка резания, оси жесткости

In a paper it is shown, that essential effect on a level of relative oscillations of the cutter and a workpiece at turning is rendered with an angle of rotation of principal axes of a stiffness of an elastic-system of the tool and selection of relationships of stiffness of elements of system. Recommendations on providing of conditions of vibrational-proof turning are given.

Key words: axes of a stiffness, workpiece, vibrational-proof turning

Вступ. Основною причиною виникнення автоколивань при токарній обробці є зміна площі зрізу та сили різання внаслідок відносного коливального руху інструменту і оброблюваної деталі з урахуванням наявності координатного зв'язку між процесом різання та рухом за різними координатами пружної системи верстата. Основні способи підвищення вібростійкості верстатів при різанні, сформульовані в роботах [1, 2], це : - оптимальна орієнтація головних осей жорсткості і підбор співвідношень жорсткостей і мас елементів системи; - забезпечення умов, при яких збільшення сили різання викликає відтиск інструменту від оброблюваної деталі; - збільшення демпфірування систем.

Аналіз попередніх досліджень. Відомо, що основним фактором, що впливає на періодичну зміну сили різання, є зміна площі зрізу при відносних переміщеннях інструмента та деталі. Найбільші зміни площі зрізу виникають при переміщенні інструменту в напрямку, нормальному до поверхні різання. Крім того, при автоколиваннях рух парціальних систем протікає траєкторіями, що за формою являють собою викривлений еліпс, який змінюється у часі. Такі відносні рухи систем інструменту і деталі викликають значні зміни площі зрізу. Враховуючи це, зміну площі зрізу можна взяти за основу для аналізу впливу динамічних характеристик пружної системи верстата на процес формоутворення при точінні.

Структурно динамічну модель верстата представимо у вигляді ланцюгової динамічної схеми, що складається з ряду зосереджених мас, з'єднаних умовно невагомими ланками з пружними і дисипативними властивостями. Доцільно динамічну

модель будувати при використанні головних координат, що дозволяє повністю розділити змінні, які визначають рух інструменту і деталі в довільній площині yOz .

Для математичного опису пружної системи верстата у відносному русі інструменту і деталі в його технологічній системі виділено підсистему різець-супорт та підсистему шпindel-патрон-деталь. Моделі кожної із цих підсистем розглянуто з орієнтованими осями жорсткості і об'єднано в одну комплексну математичну модель.

Розрахункову схему пружної підсистеми різець-супорт (рис. 1) представлено у вигляді двох зосереджених зведених мас різцетримача m_4 та супорта m_5 , що зв'язані між собою і базою верстата ланками з пружними і дисипативними властивостями, орієнтованими під кутом β_4 до системи координат $y'O'z'$. На масу m_4 діє сила різання $P(t)$, прикладена до вершини різця. Припускається, що маси рухаються тільки в напрямках головних осей координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$. У якості координат, що визначають рух системи від положення статичної рівноваги, взято для маси m_4 координати h_{41} та h_{42} , а для маси m_5 координати h_{51} та h_{52} . В підсистемі для пружних і дисипативних ланок враховуються сумарні зведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості h_{41} , h_{42} і c_{41} , c_{42} та h_{51} , h_{52} і c_{51} , c_{52} відповідно різцетримача (m_4) та супорта (m_5) в напрямках головних осей координат $O'\eta'_1$ і $O'\eta'_2$.

Підсистема різець-супорт має чотири степеня вільності, оскільки положення кожної маси m_4 та

m_5 в координатній системі $y'O'z'$ характеризується двома незалежними координатами.

Розрахункову схему пружної підсистеми шпindel-патрон-деталь представлено у вигляді зосередженої зведеної маси m_3 , що зв'язана між собою і базою верстата ланками з пружними і дисипативними властивостями, орієнтованими під кутом β_3 до системи координат $y''O''z''$. В підсистемі для пружних і дисипативних ланок враховуються сумарні зведені коефіцієнти демпфірування і жорсткості h_{31}, h_{32} і c_{31}, c_{32} в головній системі координат $h_1''O''h_2''$.

Припускається, що маса рухається тільки в напрямках головних осей координат $O''\eta''_1$ і $O''\eta''_2$. На масу m_3 діє сила різання $P'(t)$, прикладена до осі деталі, що є парною до сили різання $P(t)$. Сила різання $P(t)$ діє в координатній системі $y'O'z'$ під кутом α та знаходиться під кутом γ' до вісі координат $O\eta'_1$. Відповідно парна сила $P'(t)$ знаходиться під кутом γ'' до вісі координат $O''\eta''_1$.

У відповідності до рис. 1, математична модель підсистеми шпindel-патрон-деталь може бути представлена як одномасова система з двома степенями вільності, що побудована у головних координатах $h_1''O''h_2''$.

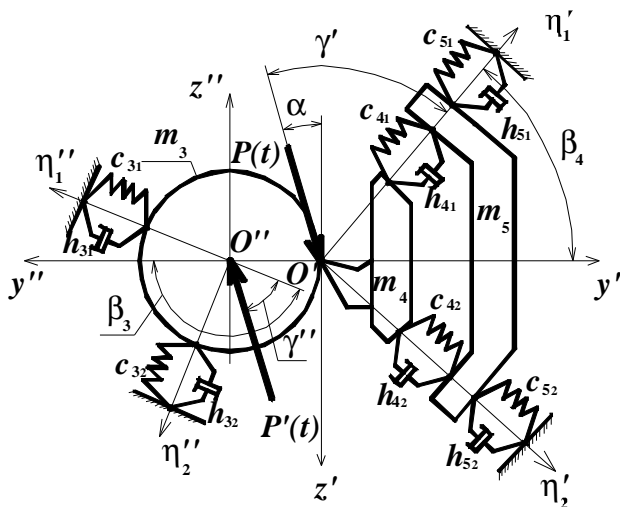


Рисунок 1 – Розрахункова схема пружної системи токарного верстата в площині yOz , де координатна система $y'O'z'$ належить підсистемі різець-супорт, а $y''O''z''$ – підсистемі шпindel-патрон-деталь

Динамічну модель приводу головного руху представлено у вигляді двомасової системи, маси якої, а саме, механічної системи двигуна та шпindelного вузла, вважаються механізмами з жорсткими ланками та одним ступенем вільності і з'єднані пружною безінерційною ланкою, яка моделює пасову передачу. Маси механічних систем двигуна та шпindelного вузла розглядаються відповідно із зведеними моментами інерції J_1 та J_2 в системі координат, що рівномірно обертається із середньою швидкістю вала електродвигуна.

Оцінювання впливу динамічних характеристик системи супорт-привод подач на процес формоутворення циліндричної поверхні проведено на прикладі поздовжнього точіння коротких тіл обертання різцем. На рис. 2 наведено спрощену схему динамічної системи процесу поздовжнього точіння різцем 1 короткої деталі 2. Модель складається із зосереджених зведених мас супорта m_5 та різцетримача m_4 з різцем, які з'єднані між собою ланками з пружними і дисипативними властивостями з сумарними зведеними коефіцієнтами жорсткості c_{x45}, c_{y45} та демпфірування h_{x45}, h_{y45} відповідно в напрямках осей Ox та Oy . Супорт 3 отримує переміщення від приводу поздовжніх подач через гвинтову пару із кроком $t_{ГВ}$. Механічна система обертОВОї частини приводу складається із двигуна зі зведеним моментом інерції J_6 , який зубчатою пасовою передачею U_p з коефіцієнтами крутильної жорсткості та демпфірування c_{56} та h_{56} зв'язаний з ходовим гвинтом $t_{ГВ}$, що перетворює обертальний рух приводу в зворотно-поступальний рух супорта.

У якості координат, що визначають поступальний рух системи від положення статичної рівноваги, взято для маси m_4 координату x_4 , а для маси m_5 координату x_5 . У якості узагальнених координат для обертальної частини приводу вибрано кут повороту ходового гвинта $\phi_5(t)$ та кут повороту ротора двигуна $\phi_6(t)$, приведені до ходового гвинта множенням на величину передаточного відношення пасової передачі U_p .

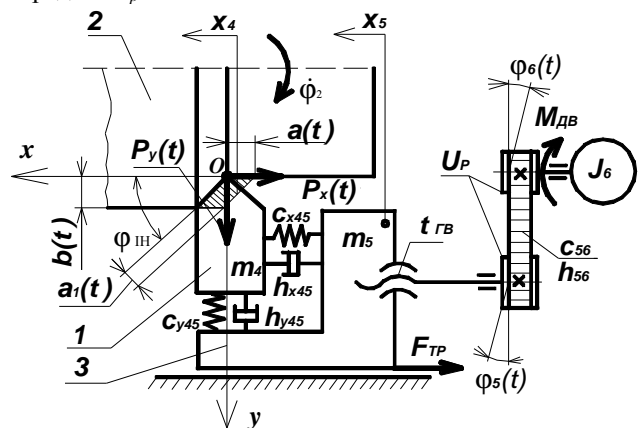


Рисунок 2 – Схема динамічної моделі процесу поздовжнього точіння короткої деталі

На систему приводу діють обертаючий момент електродвигуна $M_{ДВ}(t)$, осьова $P_x(t)$ та радіальна $P_y(t)$ складові сили різання $P(t)$, а також сумарна сила тертя F_{TP} . Припускається, що маси m_4 та m_5 рухаються тільки в напрямку осі Ox , що відповідає схемі обробки підрізним різцем, коли кут різця у плані $\phi_{in} = 90^\circ$. В якості ланцюга приведення в моделі прийнято кут повороту ходового гвинта $j_5(t)$ приводу.

Сила різання $P(t)$, в розглянутих вище моделях підсистем, представлена у вигляді:

$$P(t) = K_{num} a(t) \times b(t), \quad (1)$$

де $a(t)$ і $b(t)$ – поточні значення товщини і глибини різізу, що змінюються в часі в залежності від інтенсивності відносних коливань інструменту і деталі при різанні, K_{num} - питома сила різання.

Для визначення впливу параметрів окремих вузлів верстата на точність форми оброблюваної поверхні необхідно одержати залежність, що зв'язує траєкторії руху вершини інструменту щодо оброблюваної деталі в полярній системі координат, яка обертається разом з деталлю, тобто одержати функцію формоутворення. У системі полярних координат $z_0 O'' y_0$, що обертається з кутовою швидкістю деталі $\dot{\beta}_2(t)$, значення поточного радіуса обробки визначається за формулою (рис. 3):

$$\Delta r_i = \sqrt{y_0^2(j_2, t) + z_0^2(j_2, t)}, \quad (2)$$

де $y_0(j_2, t)$ та $z_0(j_2, t)$ - сумарні відносні відхилення вершини інструменту і осі деталі в напрямку координатних осей $O'' y_0$ та $O'' z_0$.

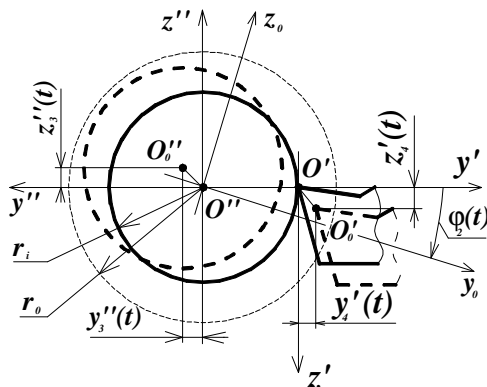


Рисунок 3 – Схема формоутворення під час токарної обробки, де $O''O_0''$ - поточне положення осі деталі; $O'O_0'$ - поточне положення вершини інструменту; r_0 – радіус заготовки; r_i – заданий радіус оброблюваної поверхні деталі

Таким чином, наведені принципи моделювання коливальних рухів вузлів токарного верстата дозволяють створити комплексну математичну модель замкненої системи, що складається із взаємодіючих між собою через процес різання підсистем різець-супорт, шпиндель-патрон-деталь, систем приводу головного руху та супорт-привод подач.

Більш детальний опис комплексної математичної моделі замкненої динамічної системи токарного верстата наведений в роботі [3].

Мета роботи: оцінити вплив вхідних параметрів системи на зміну плинного радіусу обробки (на процес формоутворення) при точінні.

Використання комплексної моделі дозволяє оцінити вплив вхідних параметрів системи на зміну поточного радіуса обробки, тобто на процес формоутворення при точінні.

Основні результати досліджень. Для перевірки реакції математичної моделі динамічної системи верстата на зміну орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт в головній системі координат $h_1'O'h_2'$ проведено моделювання процесу точіння для значень кута $\beta_4 = 0^\circ, \beta_4 = 15^\circ, \beta_4 = 45^\circ$ та $\beta_4 = 60^\circ$. Розрахунки виконано при співвідношенні жорсткостей різцетримача $c_{41}/c_{42} = 20/50$ Н/мкм, коефіцієнтів жорсткості супорта $c_{51}=75$ Н/мкм та $c_{52}=50$ Н/мкм та напрямку дії сили різання $a = 30^\circ$. Всі параметри пружної системи верстата не змінювались при зміні кута β_4 .

На рис. 4 наведено розрахункові траєкторії руху вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ при різних кутах β_4 розвороту головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт.

Порівняння траєкторій руху вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ для вказаних значень кута β_4 показує, що зміна орієнтації головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт при незмінних всіх інших параметрах суттєво впливає на амплітуду і напрямок коливань вершини різця.

Збільшені амплітуди усталених коливань вершини різця має при кутах $\beta_4 = 0^\circ$ (рис. 4,а) та $\beta_4 = 60^\circ$ (рис. 4,г). Крім того при $\beta_4 = 60^\circ$ траєкторія коливань різця переміщується в зону від'ємних значень координати y' , що ілюструє вплив „від'ємної” жорсткості пружної підсистеми різець-супорт на амплітуду коливань.

При кутах $\beta_4 = 15^\circ$ (рис. 4,б) та $\beta_4 = 45^\circ$ (рис. 4,в) амплітуди усталених коливань вершини різця значно менші, що обумовлює більш стійкий характер процесу обробки на верстаті. Однак при $\beta_4 = 45^\circ$ траєкторія коливань різця частково переміщується в зону від'ємних значень координати y' , що при збільшенні режимів різання і як наслідок сили різання може призвести до втрати вібростійкості системи. Таким чином для заданих пружних характеристик підсистеми різець-супорт найбільш вібростійким процес різання нежорстким інструментальним оснащенням проявляється при $\beta_4 = 15^\circ$, або з врахуванням $a = 30^\circ$, при $\beta_4 = a/2$.

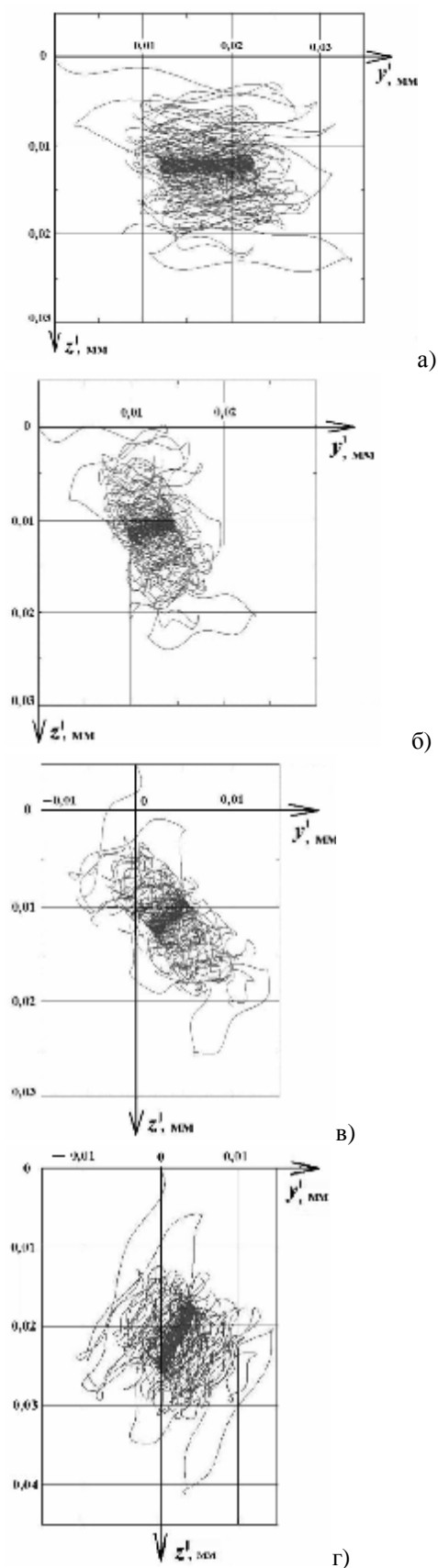


Рисунок 4 – Розрахункові значення траєкторії руху вершини різця в координатній системі $y'Oz'$ при кутах розвороту головних осей жорсткості пружної підсистеми різець-супорт $\beta_4 = 0^\circ$ (а), $\beta_4 = 15^\circ$ (б), $\beta_4 = 45^\circ$ (в) та $\beta_4 = 60^\circ$ (г)

Висновки. Аналіз результатів моделювання процесу формоутворення при токарній обробці дає можливість зробити наступні висновки:

- суттєвий вплив на рівень відносних коливань інструменту і деталі має кут розвороту головних осей жорсткості підсистеми різець супорт та співвідношення жорсткостей елементів підсистеми вздовж головних осей координат;
- графічно та аналітично можна визначити параметри пружної системи, при яких існує „від’ємна” жорсткість, що викликає занурення інструменту в оброблювану деталь при збільшенні сили різання і є однією з причин автоколивань;
- напрямок дії сили різання P (кут α) головним чином визначається геометрією різця, тож виконання заточування різця, при якому кут α буде знаходитись в діапазоні $15^\circ < \alpha < 30^\circ$, призводить до зменшення зони „від’ємної” жорсткості;
- враховуючи те, що для забезпечення вібростійкості пружної підсистеми різець-супорт її жорсткість повинна бути можливо більшою в напрямку сили різання, щоб не сприяти втраті стійкості системи внаслідок координатного зв’язку [2], можна рекомендувати кут розвороту β головних осей жорсткості наближати за величиною до половини кута α , який визначає напрямок дії сили різання P .

Виходячи з поданих результатів моделювання, маємо змогу покращити динамічну якість технологічної системи шляхом зміни орієнтації осей жорсткості. Зокрема, якщо в конструкції базового верстата при певних умовах обробки виникають недопустимі автоколивання внаслідок „від’ємної” жорсткості, є можливість досягти зміни жорсткості пружної підсистеми різець-супорт на „додатну” за рахунок зміни положення центру жорсткості підсистеми, наприклад за допомогою спеціального інструментального оснащення з орієнтованою жорсткістю.

БІБЛІОГРАФІЧНІ ДАНІ

1. Кудинов В.А. Динамика станков. - М.: Машиностроение, 1967. -360с.
2. Орликов М.Л. Динамика станков: Учеб. пособие для вузов.-2-е изд. перераб. и доп. - Киев: Выща школа, 1989. - 272 с.
3. Шевченко О.В. Використання різцетримачів з пружними елементами для підвищення ефективності обробки на токарно-револьверних верстатах // Технологія і техніка друкарства / Збірник наукових праць – Київ: НТУУ „Київський політехнічний інститут”, 2004. Вып. 4(6). с.68 – 77.

Стаття надійшла 01.02.2007р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Саленком О.Ф.