

## ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ ІНСТРУМЕНТА ПІД ЧАС РОЗТОЧУВАННЯ ГЛИБОКИХ ОТВОРІВ

© Ступницький В.В., Новіцький Я.М., 2006

Розглянуто питання зменшення похибок під час розточування глибоких отворів як результат зменшення автоколивань інструмента. Наведено основні фактори процесу різання для моделювання автоколивань різального інструменту. Запропоновано математичну модель динамічного процесу розточування глибоких отворів адаптивним інструментом.

In the article the questions of errors reduction during boring of the deep opening as a result of reduction of tool's self-oscillation are considered. The resulted basic factors of process of cutting for the design of cutting tool's self-oscillation. The offered mathematical model of dynamic process of deep hole boring by the adaptive tool.

Одним з найважливіших факторів зменшення похибок під час різання є зменшення автоколивань інструмента. Особливого значення набуває цей фактор у випадку розточування глибоких отворів великого діаметра нежорстким інструментом. Автоколивний процес характеризується виникненням стійких коливань за умови відсутності збуджувальних сил, що є безпосереднім наслідком виникнення цих коливань.

Найзручнішою для моделювання автоколивних рухів є загальновідома у механіці модель Ван-дер-Поля [2]. За запропонованою теорією, на стрічці 1 (рис.1), що рухається з постійною швидкістю, знаходиться тіло 3, пов'язане з нерухомо закріпленою пружиною 2. Під дією сили тяжіння на тіло 3 діятиме сила тертя, прикладена до його нижньої площини з боку стрічки 1. Завдяки силі тертя стрічка 1 в процесі плоского руху тягнучиме й тіло 3. У початковий момент сумісного руху, коли натягу пружини немає або майже немає, практично діє тільки сила тертя спокою. Потім пружина розтягується, і на тіло вже починає діяти пружна сила розтягнутої пружини, результатом якого є проковзування стрічки відносно тіла 3. Із збільшенням швидкості ковзання зменшується і сила тертя. Тоді під дією сили пружини тіло 3 починає рухатись у зворотному напрямку, що обумовлює подальше зростання швидкості ковзання і падіння сили тертя. Причому навіть коли пружна сила дорівнюватиме нулю, за рахунок набутої тілом кінематичної енергії, пружина стискатиметься до певного значення. Подальший рух тіла здійснюватиметься під дією потенційної енергії пружини 2 в напрямку руху стрічки 1. Так виникатимуть стійкі коливання за умови відсутності безпосереднього впливу збуджувальної сили на тіло 3.

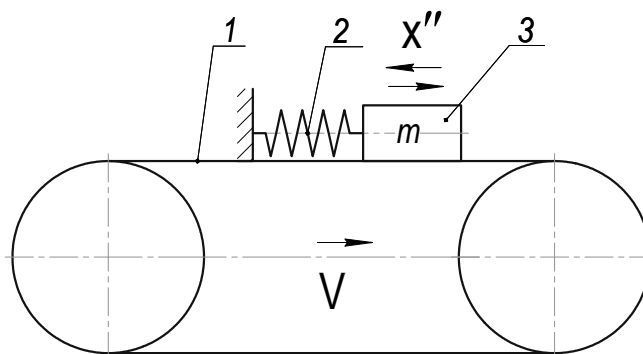


Рис. 1. Схема автоколивної системи

Такий класичний приклад реалізації автоколивного процесу може бути використаний для моделювання автоколивань різального інструменту з врахуванням таких факторів процесу різання:

- коливанням сил тертя через динамічне коливання швидкості різання внаслідок впливу випадкових (зміна твердості оброблюваної деталі, похибки матеріалу та геометрії заготовки) або прогнозованих (затуплення інструменту) факторів;
- пластичним деформуванням та стружкоутворенням (як результат утворення та зриву наросту);
- постійним запізненням сил різання [1];
- періодичним вмінанням фаски зношування на задній поверхні інструмента під час згинальних коливань на хвилясту поверхню оброблюваної деталі.

Детальнішим аналізом цих факторів з'ясовано, що перші два фактори можна розглядати як первинні, а останні – як вторинні збудники коливань. Отже, збудження, отримане в залежності сили різання від швидкості відіграє основну роль у тих випадках, коли результат дії інших збудників коливань є незначний. Крім того, можна з впевненістю можна говорити, що в умовах усталених коливань найпотужнішими є вторинні збудники коливань.

Тобто, найважливішою умовою забезпечення стійкої роботи інструменту під час різання є або підвищення жорсткості технологічної системи ВПД, або підвищення рівня демпфування, що можна забезпечити фактичним зменшенням коливань елементів системи ВПД внаслідок розриву їхніх жорстких зв'язків.

Ефективною реалізацією такого підходу є використання адаптивних інструментів з міжінструментальним кінематичним зв'язком [6].

Розрахункову схему процесу розточування адаптивним інструментом наведено на рис. 2. Вона складається із трьох зосереджених мас  $m_1, m_2, m_3$ , (дві з яких –  $m_1, m_2$  – плунжери з різцями, розташовані в третій – в корпусі з борштангою  $m_3$  і з'єднані з ним за допомогою пружного гідравлічного шарніра), трьох безмасових пружин  $c_1, c_2, c_3$ , які власне і враховують жорсткості відповідно різців та корпуса з борштангою, і демпферів  $k_1, k_2, k_3$ .

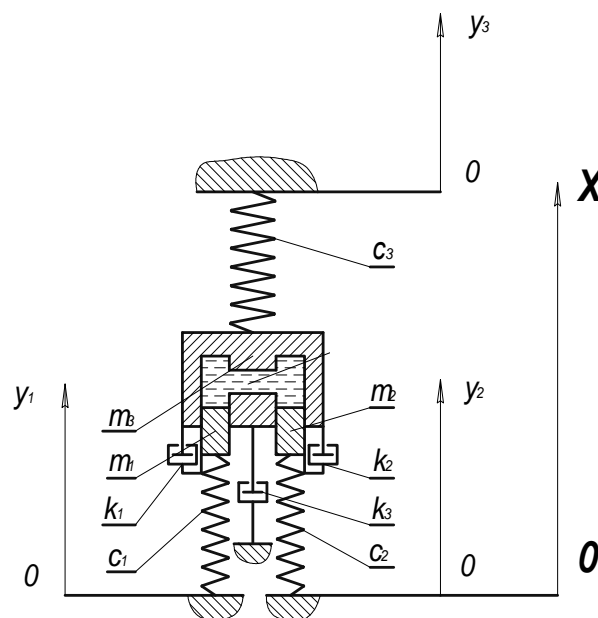


Рис. 2. Розрахункова схема процесу розточування адаптивним інструментом

Як відомо із загальної теорії коливань [4, 5], така заміна реальної маси та жорсткості елемента конструкції на його приведені аналоги дає змогу описувати динаміку системи звичайними диференціальними рівняннями другого порядку практично без втрати адекватності, що значно

спрощує не тільки розв'язання системи диференціальних рівнянь, але й подання та інтерпретацію результатів розрахунку.

Аналогічно розглядаємо і параметри дисипації енергії. Як у цій конструкції, так і в процесі її роботи енергія дисипації складається з роботи внутрішнього та зовнішнього тертя. Внутрішнє тертя відбувається всередині елементів конструкції і має в'язкий характер, тобто сила дисипації є функцією швидкості деформації. Зовнішнє тертя здійснюється як між самими елементами конструкції, так і між ними і деталлю, що обробляється, та стружкою і має змішаний характер, тобто присутні елементи як в'язкого, так і сухого тертя. Оскільки сухе тертя вносить суттєві нелінійності в процес і відповідні ускладнення в розв'язок системи рівнянь, то у деяких працях [4, 5] рекомендують, за змогою, лінеаризувувати сухе тертя, для чого розроблено низку методик. У цьому випадку для можливості заміни сухого тертя в'язким (без втрати адекватності процесу) необхідно окремо врахувати й визначити поріг нечутливості адаптивного інструмента до різниці сил на обох різцях. Тобто якщо різниця сил (осьових) на обох різцях буде меншою від сумарної сили сухого тертя в кінематичній ланці (знову ж таки на обох плунжерах) адаптивного інструмента, то сили сухого тертя утримуватимуть плунжери на своїх місцях, і адаптації інструмента до зміни умов різання не відбудеться. Тому прогнозування величини порога нечутливості (або ж його мінімізація) є однією з важливих проблем забезпечення функціональної здатності адаптивного інструмента.

Основними (домінуючими) коливаннями реального інструмента для розточування отвору в процесі його роботи є круті автоколивання, які визначають часову стійкість інструмента [4]. Оскільки якоїсь суттєвої різниці в сенсі автоколивань між конструкцією адаптивного і традиційними інструментами немає, то під час розробки адаптивної конструкції інструмента було враховано ті пропозиції та рекомендації, які забезпечують часову стійкість інструмента внаслідок його кутових автоколивань. Тому домінуючою формою коливань у цьому випадку є осьові коливання та, безперечно, осциляції лез як наслідок процесу адаптації інструмента до зміни умов різання. На необхідність розгляду осьових коливань вказує й те, що осьова жорсткість інструмента істотно відрізняється від існуючих сьогодні інструментів через низьку жорсткість гідравлічного шарніра. У цьому контексті конструкцію інструмента можна розглядати як нежорсткий елемент, що вносить певну невизначеність у прогнозування його функціональної здатності. Щодо впливу кутових коливань на процес адаптації, то треба зазначити те, що коливання величини нормальної реакції між деталями інструмента призведе до коливання амплітудного значення сумарної сили тертя в кінематичній ланці адаптивного інструмента, а отже – до зменшення величини порога нечутливості. Розглядати це явище як один із способів зменшення порога нечутливості немає підстав через відносно важку прогнозованість та забезпечення сталості автоколивального процесу, а також через дуже малі значення амплітуд коливань, що диктується стійкістю (економічністю) інструмента.

Враховуючи перелічені вище особливості процесу адаптивного розточування, вважатимемо за домінуючий напрям поздовжню вісь інструмента, тобто розглядаємо тільки осьові коливання та процеси, а впливом кутових коливань на процес адаптації знехтуємо. Тому на рис. 2. зображено лише одну вісь  $Ox$ , а також допоміжні осі  $Oy_1; Oy_2; Oy_3$  для задавання параметрів кінематичного збудження (впливу) на борштангу як із боку верстата (шпинделя) – вісь  $Oy_3$ , так і з боку деталі – осі  $Oy_1; Oy_2$ .

До параметрів, які входять до розрахункової схеми, насамперед належать приведені маси  $m_1, m_2, m_3$  та жорсткості  $c_1, c_2, c_2$  конструктивних елементів інструмента. Параметри гідравлічного шарніра, а також узагальнені коефіцієнти опору  $k_1, k_2, k_2$ , підбиратимемо за послідовністю формулювання та розв'язання задачі.

Відома методика визначення приведених мас є досить трудомісткою. З іншого боку, використовуючи ЕОМ та відповідне програмне забезпечення для розрахунку напружено-деформованого стану методом скінченних елементів приведену масу будь-якого складного елемента можна визначити за формулою вільних коливань:

$$m = \frac{c}{\omega_0^2}, \quad (1)$$

де  $m$  – приведена маса елемента конструкції;  $c$  – жорсткість цього ж елемента;  $\omega_0$  – кутова частота власних коливань елемента.

Жорсткість елемента визначають розрахунком за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) як відношення заданої сили до визначеної деформації, а кутову частоту власних коливань – за допомогою гармонічного аналізу середовища COSMOS/Works [8].

Як видно з рис. 2, коливальна система складається із трьох мас та гідравлічного шарніра. Оскільки маси рухаються тільки в напрямі поздовжньої осі, то кожна з мас матиме лише один ступінь вільності, тобто коливальна система матиме три ступені вільності й описуватиметься трьома диференціальними рівняннями. Гідравлічний шарнір складається з двох каналів-плунжерів, заповнених рідиною і є зв'язаним з механічною коливальною системою силами тиску, які, своєю чергою, залежать від стану механічної системи (зміна об'єму рідини). Тому і гідравлічний шарнір, і механічна коливальна система разом утворюють складну гідромеханічну систему, якій властиві як коливання, так і переміщення (осциляції) плунжерів унаслідок нерівномірного навантаження на різцях.

Швидкість зміни тиску у сполучених посудинах:

$$\frac{dp_1}{dt} = c_0(Q_1 - Q_0); \quad (2)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = c_0(Q_2 + Q_0), \quad (3)$$

де  $p_1, p_2$  – значення тиску в порожнинах відповідно першого та другого плунжерів;  $c_0$  – об'ємна жорсткість рідини;  $Q_1, Q_2$  – об'ємні витрати рідини на “входах” у порожнини відповідно першого та другого плунжерів;  $Q_0$  – об'ємні витрати рідини у з'єднувальному отворі.

$$Q_1 = S_1 \cdot V_1; \quad Q_2 = S_2 \cdot V_2, \quad (4)$$

де  $S_1=S_2=S$  – площа плунжера,  $V_1, V_2$  – швидкість відповідного плунжера відносно корпусу.

$$Q_0 = \frac{\Delta p}{\frac{128}{\pi} \cdot \eta \cdot \frac{L}{d_0^4}}, \quad (5)$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску на обох краях з'єднувального отвору ( $\Delta p = p_1 - p_2$ );  $\eta$  – динамічна в'язкість рідини;  $L$  – довжина з'єднувального отвору;  $d_0$  – умовний діаметр з'єднувального отвору.

Тоді

$$c_0 = \frac{E}{V}, \quad (6)$$

де  $E$  – модуль пружності рідини;  $V$  – загальний об'єм рідини.

Щодо загальних рівнянь руху механічної системи, то, спроектувавши на вісь ОХ усі сили (пружності, інерції та тиску), що діють на певну масу, згідно з другим законом Ньютона, одержимо:

$$\frac{d^2x_1}{dt^2} m_1 - c_1(x_1 - y_1) - S_1 p_1 - k_1 \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) = 0; \quad (7)$$

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} m_2 - c_2(x_2 - y_2) - S_2 p_2 - k_2 \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) = 0; \quad (8)$$

$$\frac{d^2x_3}{dt^2} m_3 - c_3(x_3 - y_3) + S_1 p_1 + S_2 p_2 + k_1 \left( \frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) + k_2 \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) = 0. \quad (9)$$

Для визначення функціональних властивостей адаптивного інструмента під час дії на нього верстата (кінематичне збудження по осі  $Oy_3$ ) та деталі (кінематичне збудження по осях  $Oy_1$  і  $Oy_2$ ) необхідно розв'язати систему з п'яти диференціальних рівнянь 2; 3; 7 - 9.

Для визначення власних частот необхідно скласти систему рівнянь, яка описує власні (вільні) коливання гідромеханічної системи. Для цього зі схеми, наведеної на рис. 2, необхідно виключити

параметри дисипації та кінематичного збудження ( $k_1 = k_2 = k_3 = 0$ ;  $y_1 = y_2 = y_3 = 0$ ), а також замість параметрів гідравлічного шарніра ввести лише жорсткість стовпчика рідини  $c_p$  (масою рідини нехтуємо). Також припускаємо, що  $m_1 = m_2 = m$  і  $c_1 = c_2 = c$ , тобто маси й жорсткості плунжерів із різцями однакові. Таким припущенням можна значно спростити задачу практично без втрати її адекватності. Розрахункову схему для визначення власних частот коливань наведено на рис. 3.

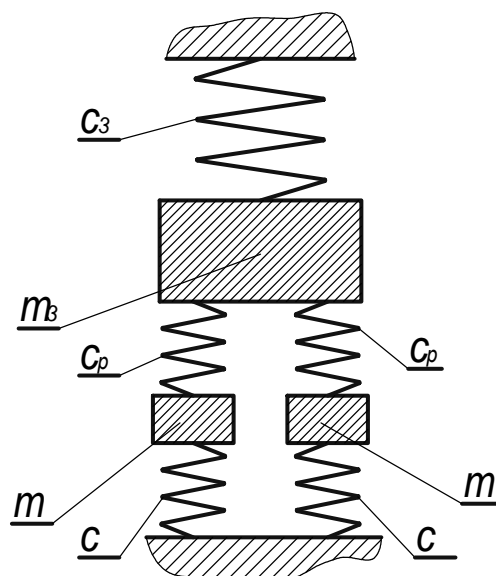


Рис. 3. Розрахункова схема автоколивальної системи для розточування отворів

Значення власних частот визначаємо за відомою методикою [3]. Для цього за схемою, наведеною на рис. 2, складаємо систему диференціальних рівнянь та, прирівнявши до нуля визначник матриці, одержаної з цієї системи, отримаємо частотне (вікове) рівняння. Розв'язуючи це рівняння відносно  $\omega^2$ , отримаємо:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{2c_p - c_3}{m_3} + \frac{c + c_p}{m} \right] \mp \frac{1}{2} \sqrt{\left[ \frac{2c_p - c_3}{m_3} + \frac{c + c_p}{m} \right]^2 - 4 \frac{2cc_p - cc_3 - c_p c_3}{mm_3}}. \quad (10)$$

У зв'язку з прийнятими припущеннями  $m_1 = m_2 = m$  і  $c_1 = c_2 = c$ , кубічне частотне рівняння змінилося на квадратне, що призводить до комплексного значення  $\omega_1$ . Тому для визначення частот треба значення  $\omega_1^2$  брати за модулем.

У рівнянні (10) не визначено жорсткість гідравлічного шарніра, яку можна визначити за формулою:

$$c_{ш} = \frac{\Sigma S^2 E}{V}, \quad (11)$$

де  $\Sigma S$  – сумарна площа плунжерів ( $\Sigma S = S_1 + S_2$ );  $V$  – об'єм рідини у гідравлічному шарнірі;  $E$  – модуль пружності рідини.

Під час вибору робочої рідини насамперед треба звернути увагу на такі параметри, як робоча температура ( $50 \leq t \leq 100$ ), динамічна в'язкість, модуль пружності та триботехнічні умови експлуатації. Динамічна в'язкість сповільнює швидкодню системи (5), а модуль пружності зменшує податливість (осадку плунжерів) під навантаженням, тому необхідно вибирати рідину з більшими значеннями  $E$  за малих  $\eta$ , за відповідного температурного діапазону її експлуатації.

Узагальнений коефіцієнт опору встановлюють за логарифмічним декрементом коливань за формулою:

$$k = \frac{2m}{T_1} \delta_0^*, \quad (12)$$

де  $T_i$  – період коливань певної форми;  $m$  – маса елемента, що коливається;  $\delta_0^*$  – узагальнений логарифмічний декремент коливань, який можна визначити як експериментально, так і розрахованими методами. Для нашого випадку  $\delta_0^* = 0.35$ . Підставляючи це до формули 12, визначаючи  $T_i$  як  $1/\omega_i$ , одержимо: – для борштанги з корпусом (перша форма коливань)  $k=2723$ ; – для плунжерів із різцями (друга форма коливань)  $k=636$ .

Під час інтегрування системи рівнянь 2, 3, 7, 8, 9, взаємодію адаптивного інструмента з верстатом та деталлю, що обробляється, можна задавати за допомогою як методу сил, так і методу переміщень. Із використанням методу сил необхідно в правих частинах рівнянь 7, 8, 9 задати параметри сил у явно вираженій формі. За методом переміщень необхідно в лівих частинах рівнянь 7, 8, 9 задати переміщення (закон руху) відповідних елементів (кінців пружин, рис. 1). Як видно з розрахункової схеми на рис. 1, переміщення кінців пружин  $y_1, y_2, y_3$ , помножені на їхні жорсткості, є ті самі сили в неявно заданій формі, тому принципової різниці у використанні того чи іншого методу немає.

З іншого боку, взаємодію “інструмент – деталь” системи ВПД зручніше використовувати відомі переміщення  $y_1, y_2$  ніж невідомі сили, які виникають при цьому. Під час моделювання взаємодії верстата з інструментом задача ускладнюється тим, що набуває змішаного характеру. Відомі як осьові сили, які виникають у процесі розточування, так і кінематичні параметри вібрації шпинделя верстата. Тому зручніше осьові сили замінити відповідною осьовою деформацією інструмента, яку, за відомих жорсткостей легко визначити. Додаткові труднощі, за використання методу сил створює й те, що силу неможливо прикласти безпосередньо до безмасової пружини. Для використання методу сил необхідно (рис. 1), до борштанги додати масу шпинделя та жорсткість консолі конкретного верстата, що лише ускладнює математичну модель і зовсім не підсилює її адекватності реальному фізичному процесові. Враховуючи це, взаємодію “верстат – інструмент” системи ВПД також моделюють методом переміщень.

Взаємодія “верстат – інструмент” системи ВПД – кінематичне збудження по координаті  $Oy_3$ . Задають закон руху  $y_3 = f(t)$ , де моделюється процес врізання – нарощування осьової сили, та розточування – постійні та змінні в часі значення осьової сили, яка прикладається від верстата до борштанги. Змінні в часі значення осьової сили – це паразитні вібрації, які передаються на борштангу від привода верстата, а також, за потреби, спеціальні осьові коливання, які генеруються за допомогою кулькового вібратора для покращання умов різання. Постійні – корисне (робоче) навантаження.

Взаємодія “інструмент – деталь” системи ВПД – як і в попередньому випадку, кінематичне збудження по координатах  $Oy_1; Oy_2$ .

Існуючий сьогодні математичний апарат для розв’язування систем звичайних диференціальних рівнянь другого порядку зі змінними коефіцієнтами дає змогу ефективно розв’язувати задачі такого типу за допомогою ЕОМ.

Систему диференціальних рівнянь 2, 3, 7, 8, 9 розв’язано в середовищі MATLAB. Вибираючи метод інтегрування рівнянь, враховують, що система складається з рівнянь із змінними коефіцієнтами і є жорсткою. Саме це є причиною низької продуктивності, а часом і неможливості використання широкоживаних універсальних методів типу Рунге – Кутта чи Адамса – Башворта – Мултона. Тому для інтегрування цієї системи використовують функцію багатокрокового обчислювача змінного порядку точності, який базується на формулах прямого диференціювання. Під час інтегрування системи рівнянь 2, 3, 7, 8, 9 порядок формул числового диференціювання понижено до 2 із метою розширення області стійкості [7].

На рис. 4 наведено графіки переміщень корпусу  $x_3$  та різців  $x_1$  і  $x_2$  в процесі розточування матеріалу з нерівномірною твердістю. В процесі врізання інструмента ( $0 \leq t \leq 0,05$ ) матеріал заготовки вважають однорідним. Після врізання – різнорідна твердість викликає максимальні осциляції інструмента ( $\Delta=0.4$  мм) з частотою 600 Гц та зсувом по фазі  $180^\circ$ . Графік коливань сил на плунжерах у процесі різання зображено на рис. 5.

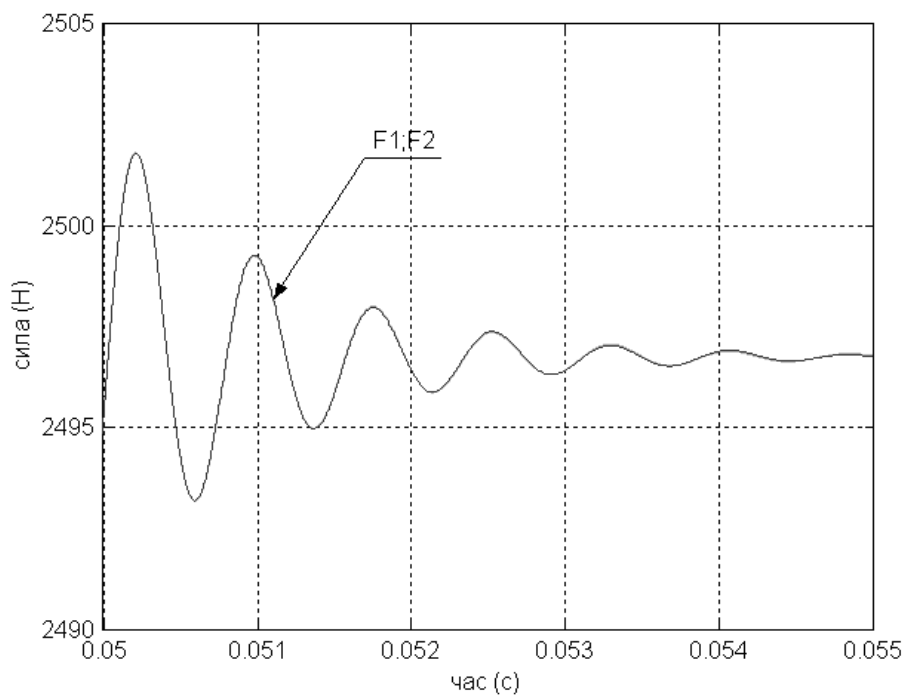


Рис. 4. Сили на плунжерах адаптивного інструмента в процесі розточування

Як видно із рисунка, різниця сил на обох плунжерах практично дорівнює нулю, що свідчить про високу швидкодію системи. Синхронні коливання сил на обох плунжерах пов'язані із закінченням процесу врізання інструмента (перехідний процес) і мають загасаючий характер.

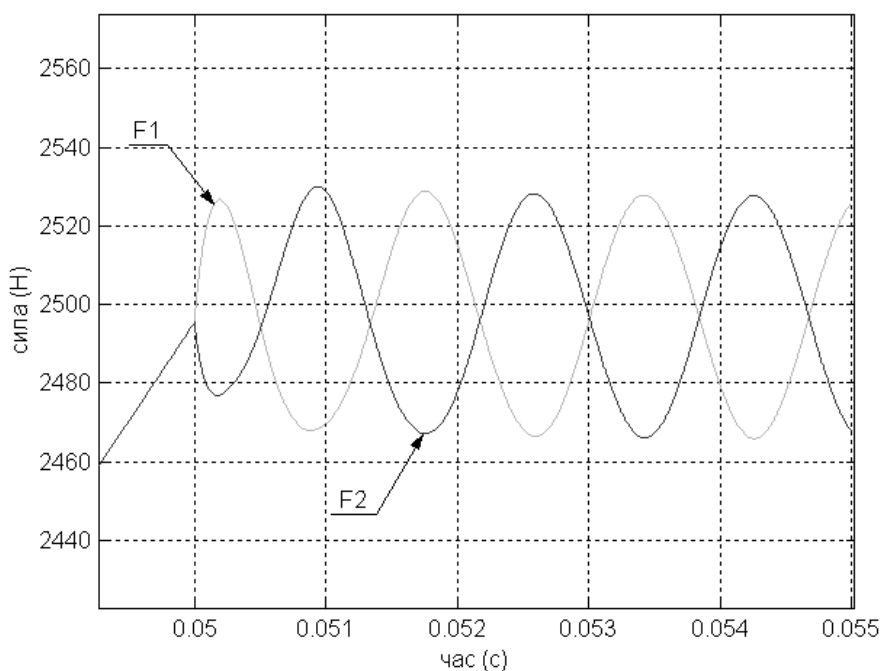


Рис.5. Сили на плунжерах адаптивного інструмента в процесі розточування

Як видно із рис. 5, між обома силами з'явився зсув по фазі, який не зникає після закінчення перехідного процесу, хоча різниця сил є ще досить незначною. Такий стан можна вважати критичним і настає він, як впливає із формули (5), в основному через зменшення діаметра отвору, який з'єднує обидва циліндри.

Отже, як свідчать результати математичних досліджень, конструкція адаптивного інструмента має достатню швидкодію для функціонування в реальних умовах і сприяє зменшенню похибок під час різання.

1. Авдонин Г.Т., Бурмистров Е.В., Жарков И.Г., Маркушин Е.М. Влияние фазовой характеристики силы резания (отставания от изменения толщины срезаемого слоя) на интенсивность автоколебаний. – В сб.: *Высокоэффективные методы механической обработки жаропрочных и титановых сплавов.* – Куйбышев; КППИ, 1981. – с.168. 2. Адаптивное управление станкам / Под ред. Б.С. Балакишина. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с. 3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. В.Н. Челомей (пред). – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. 1980. 4. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение, 1986. – 184 с. 5. Лазарев Г.С. Автоколебания при резании металлов. – М.: Высшая школа, 1991. – 243 с. 6. Луцив И.В., Нагорняк С.Г. Обработка отверстий большого диаметра инструментами с адаптивной кинематической связью / Респ. науч.-произв. сб.: *Технология и организация производства.* – Киев, 1987. – С. 27–29. 7. Потемкин В.Г. Система инженерных и научных расчетов MATLAB 5.x: – В 2-х т. – М.: ДИАЛОГ – МИФИ, 1999. 8. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник / В.И. Мяченков, В.П. Мальцев, В.П. Майборода и др.; Под общ. ред. В.И. Мяченкова. – М.: Машиностроение, 1989.

УДК 631.33.024.2

**В.М. Палаш, І.Б. Назар**

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра зварювального виробництва, діагностики  
та відновлення металоконструкцій

## **ВПЛИВ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ДИСКІВ ІЗ СТАЛІ 65Г В УМОВАХ АБРАЗИВНОГО ЗНОШЕННЯ**

© Палаш В.М., Назар І.Б., 2006

Досліджено вплив величини та характеру робочих напружень на стійкість дисків сошників сільськогосподарських сівалок до зношення в абразивному середовищі. Експериментально підтверджено, що диск із напруженнями стиску в робочій ділянці, які створюються прокатуванням металевими роликками, має зносостійкість удвічі вищу порівняно із диском, максимально звільненим від напруженого стану.

**Influence of size and nature of working tensions on firmness of disks of agricultural seeders to the wear in the abrasive environment is explored and set, that for the rise of wear proof made from steel 65Г disks of сошників of agricultural seeders, it is necessary to create in the working area tension of compression. It is set, that disk with tensions of compression in the working area, wear proof has to two one time higher in the comparison with disk, maximally exempt from the tense state.**

**Вступ.** Серед великої кількості вітчизняної сільськогосподарської техніки досить поширеними є землеоброблювальні машини, обладнані дисковими, зокрема плоскими робочими органами: наприклад, зернові та зерно-трав'яні сівалки. Внаслідок експлуатації в абразивному середовищі диски сошника зернової сівалки, виготовлені із сталі 65Г, зношуються, чим порушуються агротехнічні вимоги до посіву зерна. В зв'язку з цим актуальною є науково-технічна задача, що полягає у