

## Выводы

На основании решения системы дифференциальных уравнений, описывающих внутренний тепло- и массоперенос в соответствующем эталонном теле, в результате математического моделирования нестационарных полей температуры и влагосодержания, нами разработаны номограммы для определения зависимости безразмерного температурного комплекса в зависимости от критериев Фурье и Лыкова при постоянных значениях критерия Кирпичева, на основании которых становится возможным рассчитывать кинетику процесса, а также подбирать оптимальные режимы ИК- обработки, учитывая при энергетические характеристики генераторов инфракрасного излучения.

**Список использованной литературы:** 1. Вейник А.И. Теория приближенного подобия в явлениях теплопроводности. ИФЖ, 20, вып. 3, с. 350-355, 1960. 2. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория тепло- и массопереноса. ГЭИ, М., 1963, 536 с. 3. Плаксин Ю.М. Дисс. д.т.н., МГУПП, 1993, 703 с. 4. Ильясов С.Г., Красников В.В. Физические основы инфракрасного облучения пищевых продуктов. М.: Пищевая промышленность, 1978., 273с. 5. Гинзбург А.С. Основы теории и техники сушки пищевых продуктов. М: Пищевая промышленность, 1973., 378с. 6. Избасаров Д.С., Ильясов С.Г., Киракосян Ю.Р. Инфракрасное облучение и сушка растительного сырья. Алматы, 1994, 40 с. 7. Филатов В.В. Совершенствование процесса термообработки зерна при инфракрасном энергоподводе. Дисс. На соискателя. Уч. ст. к.т.н. М: МГУПП 2005., 312 с. 8. Плаксин Ю.М., Филатов В.В. Теоретические основы инфракрасного нагрева. Монография. М:Издательский комплекс МГУПП, 2007,189 с.

Сдано в редакцию 11.05.07

## ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ РІЗЕЦЬ-СУПОРТ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Шевченко О.В., Вакуленко С.В. (НТУУ „КПІ”, м. Київ, Україна)

*The questions of a heightening of a chatter stability of turning by means of change of a position of an elastic centre of tool carriage at which there is no stability loss at machining owing to effect of “negative” rigidity are observed in the paper. Results of theoretical researches which prove the efficiency of use of a toolholders with an oriented centre of rigidity for a heightening of chatter stability are presented.*

Серед основних напрямків підвищення вібростійкості токарних верстатів під час різання є забезпечення умови відтискання інструмента від оброблювальної поверхні при збільшенні сили різання раціональною орієнтацією головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт [1]. Якщо в конструкції базового верстата при певних умовах обробки виникає втрата вібростійкості внаслідок наявності ефекту «від’ємної» жорсткості [2], то одним із методів боротьби з цим ефектом є використання спеціальних різцетримачів з орієнтованими пружними елементами центром жорсткості [3], які дозволяють змінити статичну характеристику пружної системи різець-супорт на «додатну» відповідною орієнтацією її головних осей жорсткості відносно напрямку дії сили різання.

Для вибору положення центру жорсткості різцетримача, що враховує орієнтацію центру жорсткості супорта, необхідно провести теоретичні дослідження, які дозволять правильно зорієнтувати центр жорсткості пружної системи різець-супорт і, як наслідок, забезпечити умови вібростійкої обробки. Отже, актуальним постає питання теоретич-

ного визначення статичної характеристики пружної системи різець-супорт з врахуванням координатного зв'язку.

Пружну систему різець-супорт токарного верстата в площині YOZ можна представити як систему з двома степенями вільності, що складається з підсистем супорту та різцетримача з різцем (рис.1). Кожна з підсистем окремо має власні пружні характеристики, а саме, показники жорсткості  $C_{11}$ ,  $C_{12}$  і  $C_{21}$ ,  $C_{22}$  та, так звані, «центри жорсткості» (ЦЖ) [2]  $O_1$ , і  $O_2$ , які закладені конструкцією супорта і різцетримача відповідно. Пружне переміщення ріжучої кромки інструмента під дією сили різання  $P$  на систему різець-супорт визначається деформаціями по двом головним осям жорсткості  $\eta_{01}$  та  $\eta_{02}$  еліпса жорсткості  $E_0$  за умови, що лінія дії сили  $P$  проходить через ЦЖ системи. В іншому випадку, коли сила не проходить через ЦЖ, виникає додаткове пружне переміщення, що обумовлене поворотом системи відносно ЦЖ. Спрощено прийнято знаходити ці пружні переміщення як деформації приведеної пружної системи вздовж осі  $\eta_1$  максимальної жорсткості  $C_1$  та вздовж осі  $\eta_2$  мінімальної жорсткості  $C_2$ , що проходять через ЦЖ системи.

З урахуванням силових та геометричних параметрів, статичну характеристику системи різець-супорт можна представити у вигляді [2]:

$$K_{ПС} = K_{ПС1} + K_{ПС2} = -\sin(\lambda - \beta) \sin(\beta) / C_1 + \cos(\lambda - \beta) \cos(\beta) / C_2; \quad (1)$$

де  $\lambda$ - кут між напрямом дії сили  $P$  та нормаллю до оброблюваної поверхні (вісь  $OY$ );  $\beta$ - кут орієнтації головних осей жорсткості пружної системи, що лежить між напрямком осі мінімальної жорсткості  $\eta_2$  та віссю  $OY$ , при цьому  $\beta < 0$ , якщо поворот головних осей жорсткості відносно довільної координатної системи  $ZOY$  здійснюється за годинниковою стрілкою, та  $\beta > 0$ , якщо проти.

У випадку від'ємного значення коефіцієнта  $K_{ПС}$  відбувається занурення різця в матеріал оброблюваної деталі (ефект «від'ємної» жорсткості). Теоретичне дослідження впливу на величину статичної характеристики пружної системи різець-супорт токарного верстата значення кута розвороту головних осей жорсткості та співвідношень жорсткостей елементів системи представлено в статті [4].

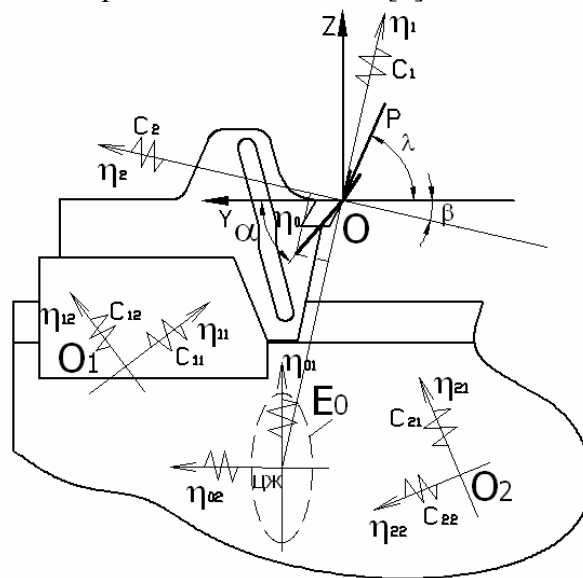


Рис.1. Схема пружної системи різець-супорт токарного верстата в площині ZOY

Недоліком відомого експериментального способу «пеленгації» [2], тобто визначення жорсткості по осям  $\eta_1$  і  $\eta_2$  та кута  $\beta$  є те, що він не враховує зміну параметрів пружної системи в реальному часі під час обробки. Теоретичне знаходження кута  $\beta$  розвороту головних осей жорсткості базується на припущенні, що коли вектор дії сили  $P$  співпадає з віссю максимальної жорсткості, відсутня деформація супорта від моменту сили різання. У випадку, коли вектор дії сили  $P$  співпадає з віссю мінімальної жорсткості, пружні переміщення зумовлені лише дією моменту від сили різання, без деформації вздовж осі  $\eta_1$  максимальної жорсткості. Відповідно до схеми, що наведена на рис.2, цю умову можна представити у вигляді:

$\varphi_1 = -\varphi_2$ , де  $\varphi_1$ - кут повороту супорта під дією крутячого моменту  $M_1=l_1P_{\eta_{12}}$ ,  $\varphi_2$ - кут повороту різцетримача під дією крутячого моменту  $M_2=l_2P_{\eta_{22}}$ ;  $l_1 = OO_1$ - відстань до центру жорсткості супорта,  $l_2 = OO_2$ - відстань до центру жорсткості різцетримача;  $P_{\eta_{12}}$  та  $P_{\eta_{22}}$  - проєкції сили  $P$  на вісі  $\eta_{12}$  та  $\eta_{22}$  відповідно. Визначення положення ЦЖ  $O_1$  та  $O_2$  здійснюється експериментальним методом [5].

Вираз для знаходження кута орієнтації головних осей жорсткості  $\beta$  пружної системи різець-супорт залежністю представимо у вигляді рівняння, що розв'язується за допомогою чисельних методів:

$$-\sin(\beta-\beta_1)l_2C_{22}=\sin(\beta-\beta_2)l_1C_{12}; \quad (2)$$

де  $\beta_1$  та  $\beta_2$  – кути орієнтації головних осей жорсткості підсистем супорта та різцетримача відповідно.

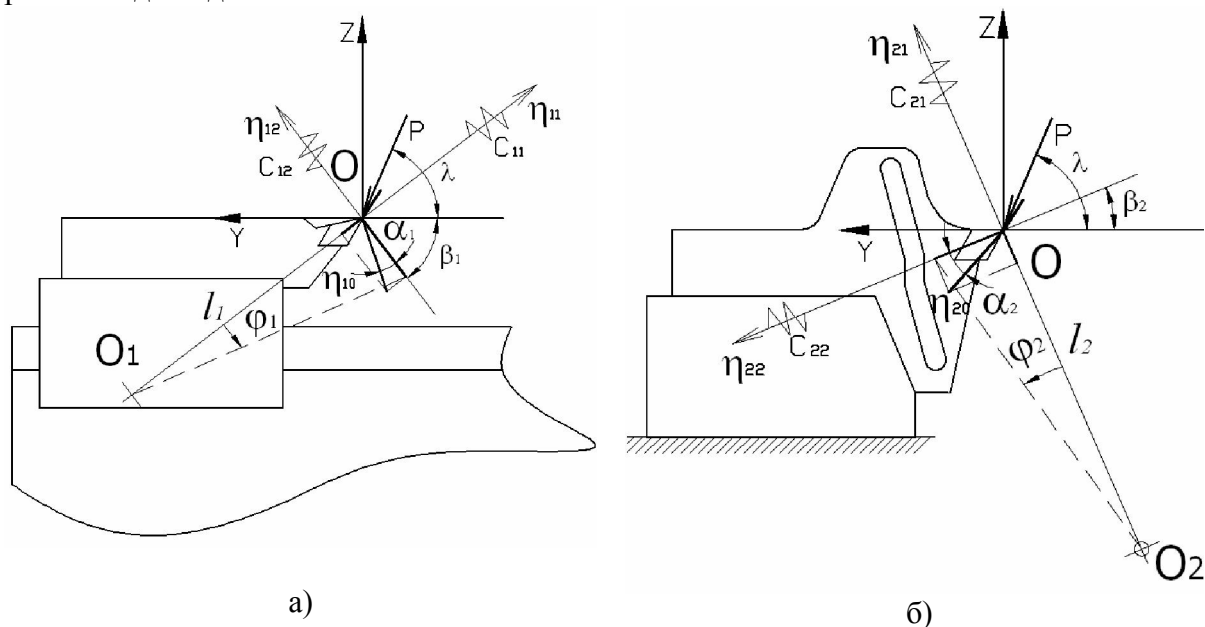


Рис. 2. Розрахункові схеми пружних підсистем: а) супорта, б) різцетримача

Значення величини кута  $\beta$  лежатиме в зоні дійсних чисел за умови:

$$\frac{l_2 \cdot C_{22}}{l_1 \cdot C_{12}} = 1 \quad (3)$$

Жорсткість пружної системи різець-супорт можна визначити за виразом:

$$C_1 = \left| \frac{P \sin(\lambda - \beta)}{\eta_0 \sin(\alpha + \beta)} \right|; \quad C_2 = \left| \frac{P \cos(\lambda - \beta)}{\eta_0 \cos(\alpha + \beta)} \right|; \quad (4)$$

де  $\eta_0$ -пружне переміщення різця під дією сили  $P$ ,  $\alpha$ - кут між напрямком переміщення  $\eta_0$  та віссю  $OY$  (див. рис. 1).

Повне пружне переміщення системи різець-супорт складається з переміщень підсистем супорта  $\eta_{10}$  та різцетримача  $\eta_{20}$  (рис. 2):

$$\eta_0 = \sqrt{\left[ \eta_{10} \cos(\alpha_1 - \beta_1) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \cos(\alpha_2 - \beta_2) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_2)) \right]^2 + \left[ \eta_{10} \sin(\alpha_1 - \beta_1) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \sin(\alpha_2 - \beta_2) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_2)) \right]^2}; \quad (5)$$

$$\alpha = \arctg \left( \frac{\left[ \eta_{10} \sin(\alpha_1 - \beta_1) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \sin(\alpha_2 - \beta_2) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_2)) \right]}{\left[ \eta_{10} \cos(\alpha_1 - \beta_1) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_1)) + \eta_{20} \cos(\alpha_2 - \beta_2) \text{sign}(\cos(\lambda - \beta_2)) \right]} \right); \quad (6)$$

$$\eta_{10} = P \sqrt{\left( -\frac{\sin(\lambda - \beta_1)}{C_{11}} \right)^2 + \left( \frac{\cos(\lambda - \beta_1)}{C_{12}} \right)^2}; \quad (7)$$

$$\eta_{20} = P \sqrt{\left( -\frac{\sin(\lambda - \beta_2)}{C_{21}} \right)^2 + \left( \frac{\cos(\lambda - \beta_2)}{C_{22}} \right)^2}; \quad (8)$$

$$\alpha_1 = \arctg \left( -\text{tg}(\lambda - \beta_1) \frac{C_{12}}{C_{11}} \right); \quad \alpha_2 = \arctg \left( -\text{tg}(\lambda - \beta_2) \frac{C_{22}}{C_{21}} \right). \quad (9)$$

В якості прикладу, що підтверджує правильність наведеного методу, розглянемо пружну підсистему супорта токарного верстата з наявним ефектом «від'ємної» жорсткості з характеристиками:  $C_{11}=100\text{Н/мкм}$ ,  $C_{12}=25\text{Н/мкм}$ ,  $\beta_1=-45$ , та статичною характеристикою  $K_{ПС}=-4,904 \cdot 10^{-4} \text{ мкм/Н}$ . Параметри пружної підсистеми різцетримача задані з врахуванням умови (3):  $C_{21}=100\text{Н/мкм}$ ,  $C_{22}=25\text{Н/мкм}$ ,  $l_1 = l_2$ . Кут  $\lambda=60^\circ$  задано як постійну величину, але теоретичний метод розрахунку дозволяє враховувати також зміну напрямку дії сили різання. Розрахункові значення статичної характеристики системи різець-супорт  $K_{ПС}$  при різній орієнтації головних осей жорсткості підсистеми різцетримача для даного прикладу наведені на рис.3.

Аналіз результатів розрахунків, що графічно представлені на рис. 3, дає можливість зробити вибір раціонального значення кута  $\beta_2$  розвороту головних осей жорсткості підсистеми різцетримача. Різцетримач такого типу створено на рівні винаходу на кафедрі конструювання верстатів та машин НТУУ «Київський політехнічний інститут». Експериментальні дослідження дослідного зразка різцетримача з орієнтованим центром жорсткості [6] підтвердили ефективність використання інструментального оснащення такого типу для підвищення вібростійкості процесу різання, завдяки раціональній орієнтації головних осей жорсткості пружної системи різець-супорт та забезпеченні умови відсутності ефекту «від'ємної» жорсткості пружної системи.



Рис. 3 Графік розрахункових значень статичної характеристики пружної системи різець-супорт  $K_{ПС}$  в залежності від зміни напрямку головних осей жорсткості підсистеми різцетримача  $\beta_2$

Таким чином, запропонована розрахункова схема та аналітичні залежності дозволяють вирішувати такі питання, як: - визначення пружних характеристик системи різець-супорт, що складається з підсистем супорта та різцетримача; - визначення таких пружних параметрів підсистеми різцетримача, при яких статична характеристика системи різець-супорт мала б очікуване значення; - дослідження впливу параметрів кожної з підсистем на значення статичної характеристики  $K_{ПС}$  системи різець-супорт.

**Список літератури:** 1. Орликов М.Л. Динамика станков. –К.: Вища шк., 1980. - 256с. 2. Кудинов В.А. Динамика станков. –М.: Машиностроение, 1967. -360с. 3. Суник Г.П., Ланда Г.Л. Повышение устойчивости врезного точения // Станки и инструмент.- 1985.- N 7.-С.24-25. 4. Шевченко О.В. Вплив напрямку головних осей жорсткості токарного верстата на статичну характеристику пружної системи різець-супорт // Вестник НТУУ “Киевский политехнический институт”. – Киев: Машиностроение, 2006. -Вып. 48. С.119-121. 5. Балакшин Б.С. Основы технологии машиностроения. –М.: Машиностроение, 1969. – 353с. 6. Шевченко О.В., Вакуленко С.В. Підвищення вібробстійкості токарної обробки різцетримачем з орієнтованим центром жорсткості // Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний збірник наукових праць. –Донецьк: ДонНТУ, 2007. – Вип. 33. С.337-342.

Сдано в редакцію 18.05.07