

### ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ РІЗАННЯМ ЗА ДОПОМОГОЮ МОДУЛЬНИХ СИСТЕМ АДАПТАЦІЇ

Розвиток сучасного машинобудування призводить до постійного ускладнення деталей, що виготовляються і, таким чином, відбувається підвищення вимог до верстатного обладнання. Удосконалення верстатного обладнання традиційними методами потребує значних витрат. Це призвело до необхідності створення нетрадиційних методів підвищення експлуатаційних якостей верстатного обладнання. Одним з таких методів є створення модульних систем адаптації технологічної системи верстата, які представляють собою верстатні вузли чи інструмент з вбудованою адаптивною системою управління [1, 2].

Прикладом такого рішення є конструкція токарного різця [3], наведена на рис. 1. В отворі корпусу 1 під кутом  $\alpha$  до вертикалі встановлений рухомий циліндричний стрижень 2. На цьому стрижні закріплена різальна пластина 3. Регулювання положення стрижня 2 здійснюється за допомогою регулювальної пружини 4, на яку він спирається, та розташуванням стрижня під кутом  $\alpha$  до вершини у напрямку оброблюваної заготовки. Гвинт 5 слугує для регулювання відповідно стиску пружини 4. Ще один гвинт (не показано на схемі) слугує для усунення можливості повертання стрижня 2. Стрижень 2 споряджений вертикальним пазом, в який входить цей гвинт.

У процесі обробки заготовки 6 відбувається навантаження різальної пластини 3 складовими силами різання –  $P_z$  у вертикальному напрямку,  $P_y$  – у горизонтальному. Під впливом складової  $P_y$  технологічна система верстата деформується на величину  $\Delta y$ . Величина цієї деформації визначається жорсткістю технологічної системи верстата та силою  $P_y$ , яку визначають такі параметри обробки, як твердість оброблюваної заготовки, величина припуску тощо. Зміна цих величин призводить до зміни  $\Delta y$ , а значить, до зниження точності обробки. У процесі різання сила  $P_z$  переміщує

вершину різця на величину  $OB$  ( $\Delta\ell$ ) (рис. 1). Нахил напрямних стрижня 2 викликає переміщення вершини різця у напрямку заготовки на величину  $AO$  ( $\delta_y$ ).

Повна компенсація пружної деформації технологічної системи верстата під дією сили  $P_y$  буде у випадку коли буде дотримуватись умова:

$$\Delta_y = \delta_y \quad (1)$$

Однак підвищення точності обробки буде і у тому випадку коли компенсація пружної деформації буде не повною, тобто

$$\Delta_y \geq \delta_y \quad (2)$$

З трикутника  $AOB$  (рис. 1) виходить, що

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\delta_y}{\Delta\ell} \quad (3)$$

Виходячи з умови (1) повної компенсації пружної деформації технологічної системи верстата під дією складової сили різання  $P_y$  можливо записати:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta_y}{\Delta\ell} \quad (4)$$

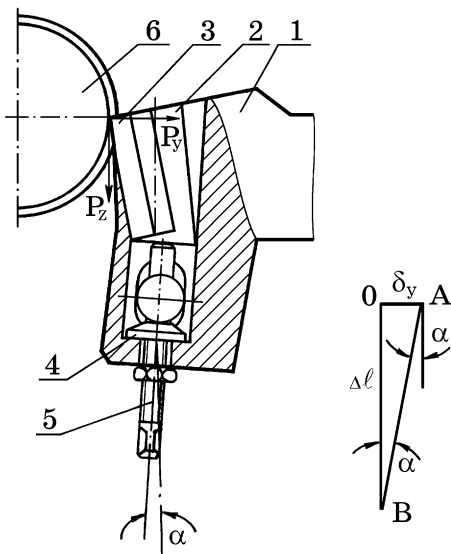


Рисунок 1 – Адаптивний різець

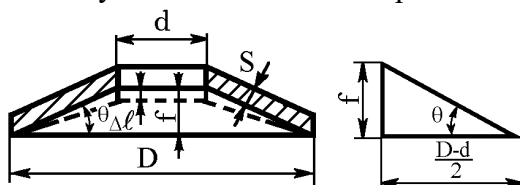


Рисунок 2 – Тарілчаста пружина

Дослідженнями рис. 6 [4] встановлено, що значення величини пружної деформації технологічної системи верстата  $\Delta_y$  під дією складової сили різання  $P_y$ , яка в умовах різання, як правило, знаходиться у межах

$P_y = (500 \dots 2000) \text{ Н}$ , при умові обробки заготовки у центрах на верстаті 1А62, буде:  $\Delta_y = (0,07 \dots 0,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Жорсткість технологічної системи верстата у напрямку дії складової сили різання  $P_z$ , при використанні цього різця буде визначатись головним чином жорсткістю пружного елемента різця – регулювальної тарілчастої пружини 4.

Пружні переміщення пружини 4 (рис. 2)  $\Delta\ell$  під дією складової сили різання  $P_z$ , яка в умовах різання, як правило, знаходиться у межах  $P_z = (1000 \dots 5000) \text{ Н}$  можливо визначити за допомогою виразу (5), що описує пружне переміщення тарілчастої пружини 4, під дією зовнішньої сили:

$$P = \frac{2}{3} \frac{\pi E S \lambda_1}{(D-d)^2} \ln \frac{D}{d} \left[ (f - \lambda_1) \left( f - \frac{\lambda_1}{2} \right) + S^2 \right] \quad (5)$$

де  $P$  – складова сили різання  $P_z$ ;  
 $D$  – зовнішній діаметр пружини,  $D = 0,014 \text{ м}$ ;  
 $d$  – внутрішній діаметр пружини,  $d = 0,007 \text{ м}$ ;  
 $E$  – модуль пружності для сталі,  $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ ;  
 $\lambda_1$  – усадка пружини під дією складової сили  $P_z$ , у даному випадку  $\lambda_1 = \Delta\ell$ ;  
 $f$  – початкова висота внутрішнього конуса:

$$f = \frac{(D-d)}{\operatorname{tg}(\vartheta)} = \frac{(0,014-0,007)}{\operatorname{tg}(2^\circ)} = 0,0001222$$

де  $\vartheta$  – кут підйому. Для тарілчастих пружин по [5] він знаходиться у межах  $2^\circ - 6^\circ$ , приймаємо  $\vartheta = 2^\circ$ ;  $S$  – товщина тарілчастої пружини.

Побудуємо ряд графіків залежностей пружної деформації технологічної системи верстата  $\Delta\ell$  від складової сили різання  $P_z$  для ряду різних значень  $S_i$ :

$$S_i = 0,0005 \dots 0,0010 \text{ з кроком } 0,0001$$

Отримані залежності  $P_i = f(\Delta\ell)$  представлені на рис. 3. Де  $P_1 \dots P_6$ , відповідно графіки залежності пружної деформації технологічної системи верстата  $\Delta\ell$  від складової сили різання  $P_z$  для ряду значень товщини тарілчастої пружини  $S_1 \dots S_6$ .

За допомогою ряду побудованих залежностей представлених на рис. 3 визначається значення пружного переміщення технологічної системи верстата під дією складової сили різання  $P_z - \Delta\ell$  для граничних значень  $P_z$ :  $P_{z\min} = 1000 \text{ Н}$ ,  $P_{z\max} = 5000 \text{ Н}$ . Результати  $\Delta\ell$  приведені в табл. 1, 2.

На основі виразу (3) визначається кут  $\alpha$ , параметр який характеризує діапазон можливого підвищення точності обробки. Наприклад при значенні  $S_3 = 0,7 \cdot 10^{-3}$  м та зміні складової сили різання  $P_Z$  в означених межах, а саме від  $P_{Zmin} = 1000$  Н до  $P_{Zmax} = 5000$  Н значення кута  $\alpha$  буде дорівнювати:

$$tg\alpha = \frac{\Delta Y}{\Delta l} = \frac{(0,07...0,2)}{(0,46...1,2)}$$

$$tg\alpha = 0,0583...0,435; \alpha = 3,34^\circ...23,5^\circ$$

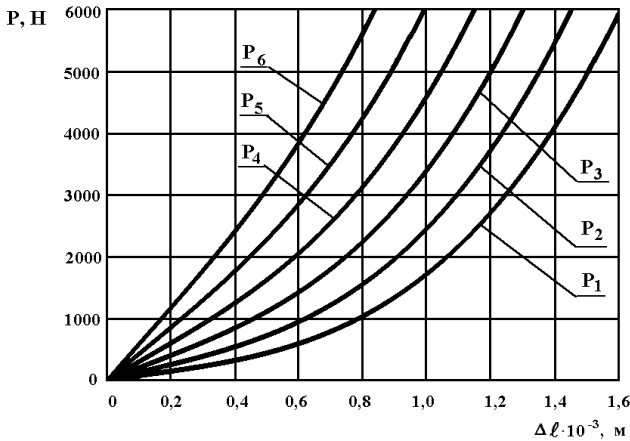


Рисунок 3 – Графіки залежності пружного переміщення технологічної системи верстата від складової сили різання  $P_Z$ .

Результати значень  $\Delta l$ , кута  $\alpha$  для всіх досліджуваних товщин тарілчастої пружини 4  $S_i$  приведені у таблицях 1, 2.

Таблиця 1 – Значення кута  $\alpha$ , для  $P_{Zmin} = 1000$  Н

S, мм	$\Delta l$ , мм	tg $\alpha$	$\alpha$
0,5	0,80	0,250	14°
0,6	0,62	0,323	17,9°
0,7	0,46	0,435	23,5°
0,8	0,32	0,625	32°
0,9	0,23	0,870	41°
1,0	0,17	1,146	49,6°

Таблиця 2 – Значення кута  $\alpha$ , для  $P_{Zmax} = 5000$  Н

S, мм	$\Delta l$ , мм	tg $\alpha$	$\alpha$
0,5	1,50	0,0467	2,67°
0,6	1,36	0,0514	2,95°
0,7	1,20	0,0583	3,34°
0,8	1,04	0,0673	3,85°
0,9	0,89	0,0787	4,5°
1,0	0,74	0,0946	5,4°

По отриманим результатам, значення яких приведені на графіках (рис. 3) та в таблицях 1, 2 можливо зробити висновок: зі збільшення значення  $S$  – товщини тарілчастої пружини – відбувається зменшення величини деформації  $\Delta l$  технологічної системи верстата, однак

одночасно відбувається збільшення необхідної величини кута  $\alpha$  для виконання умови (2) компенсації пружної деформації технологічної системи верстата у напрямку утворення розміру обробки. Тому значення  $S$ , при яких деформація тарілчастої пружини 4 під дією складової сили різання  $P_Z$  у прийнятому діапазоні значень ( $P_Z = 1000...5000$  Н), необхідно прийняти середнім із ряду досліджених значень тобто  $S = 0,7$  мм. Таким чином значення кута  $\alpha$  по табл. 1, 2 будуть знаходитись у діапазоні:

$$tg\alpha = 0,0583...0,435; \alpha = 3,34^\circ...23,5^\circ$$

Однак на практиці значення сили різання, а значить і складової сили різання  $P_Z$  відрізняються від граничних значень  $P_{Zmin} = 1000$  Н,  $P_{Zmax} = 5000$  Н, тому для даних конкретних значень сил різання для інших умов різання можливо застосування різця з пружиною, яка має і інші значення  $S$  із дослідженого діапазону.

Таким чином, на підставі аналізу розвитку сучасних систем адаптивного управління зроблено висновок про можливість побудови модульних систем автоматичного регулювання точністю. Виконано аналіз математичної моделі різальної системи різця, побудовані графіки залежності пружної деформації від навантаження, приведені таблиці, що забезпечують практичні розрахунки модульних систем.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Адаптивное управление станками / Б.М. Базров, Б.С. Балакшина., И.М. Баранчукова и др. – М.: Машиностроение, 1973.– 688 с.
2. Лисенко О. В. Модульні системи адаптації // Збірник наукових праць Кіровоградського інституту сільськогосподарського машинобудування. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. - Кіровоград: КІСМ, 1998. - Вип. 4. - С. 181-185.
3. Пат. на винахід 24661 А Україна, МПК В21К 5/12. Різець / В.М. Пестунов, О.В. Лисенко. - заявник і патентовласник Кіровоград. ін-т с.-г. машинобуд. - № 97062976; заявл. 23.06.1997 ; опубл. 30.10 98 ; Бюл. № 5. - 3 с.
4. Базров Б.М. Повышение точности геометрической формы детали в продольном сечении при токарной обработке// Самонастраивающиеся станки. – М.: 1967.– С. 188-218.
5. Понамарев С.Д., Андреева Л.Е.. Расчет упругих элементов машин и приборов.– М.: Машиностроение, 1980.– 326 с.