

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОХИБОК КОМПЛЕКСНОГО САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБЛЮВАНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ

© Луців І. В., Волошин В. Н., Буховець В. М., 2017

The paper deals with the analytic model suitable to evaluate the errors impact on the output surface accuracy in the machining process using the integral self-adjusting machine tool equipment. This model is based on the variation simulation method of machines precision calculation. The impact evaluation of accessories errors of force action from the cutting process as well as clamping is developed. This evaluation substantially considers the output accuracy of the machined cylindrical surfaces of the console fixed parts.

**Keywords** - accuracy; self-adjusting equipment; analytic model; vector balance; machine tool geometry forming system

У статті запропоновано аналітичну модель оцінки впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність оброблюваних поверхонь, яка базується на варіаційному методі розрахунку точності машин. Проведено оцінку впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення, які виникають в результаті силової дії зі сторони процесу різання та затиску, на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей.

**Ключові слова** – точність, самоналагоджувальне оснащення, аналітична модель, векторний баланс, формоутворююча система верстата

### Постановка проблеми

Технологічна система лезової обробки здійснює взаємозв'язок між заданими характеристиками чинних в процесі різання об'єктів і факторів, власне процесом складної механіко-фізичної взаємодії заготовки і лез інструментів (різанням) і результуючими параметрами обробки. Результуючі параметри визначають ефекти та показники обробки. Серед останніх доцільно вирізняти первинні (точність деталі, якість поверхні, продуктивність обробки, надійність системи), від яких в значній мірі залежні інтегральні показники (енергоємність, економічність та інші) [1].

Для ефективного керування процесом лезової обробки з метою забезпечення її ефективності, тобто необхідних значень вказаних інтегральних показників, доцільно застосовувати комплексне оснащення адаптивного типу [2], яке складається із підсистеми адаптивного затиску заготовки і підсистеми самоналагодження процесу обробки заготовки. При цьому керованими параметрами для підсистеми адаптивного затиску заготовки є зусилля затиску; діапазон затиску; жорсткість та демпфування процесу; кількість зон затиску та ін. Керованими ж параметрами для підсистеми самоналагодження багатолезової обробки адаптивного типу є жорсткість технологічної обробної системи; швидкість подачі; швидкість осциляції лез; навантаження і властивості демпфування; структура міжлезових зв'язків та ін. В результаті можна суттєво збільшити продуктивність обробки при відповідному забезпеченні її необхідної точності.

Точність отримання деталі певної форми та розмірів забезпечується формоутворюючою системою верстату. Важливими ланками формоутворюючої системи верстата, які суттєво впливають на вихідну точність верстату, є шпindelь разом із затискним пристроєм і затиснутою в ньому заготовкою та супортна група із елементами багатолезового оснащення. Виходячи із вище викладеного актуальним є розробка аналітичної моделі оцінки впливу похибок складових

комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність оброблюваних поверхонь на верстаті.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій та мета роботи

Задачі розрахунку точності технологічної оброблювальної системи, як однієї із актуальних при вирішенні проблеми керування точністю, оцінки точності верстата на стадії проектування, встановленні окремих параметрів, що визнають точність обробки та ін., присвячено багато наукових робіт, в яких використані різні наукові підходи. Серед них можна виділити метод розрахунку сумарної похибки обробки, який базується на побудові еквівалентної схеми технологічної оброблювальної системи з подальшим приведенням координат точок різальної кромки інструменту до системи координат, побудованої на технологічних базах заготовки [3]. Принципово іншим методом, який дозволяє побудувати баланс точності верстата з врахуванням багаточисельних джерел похибок, є варіаційний [4]. Використання в ньому фундаментальної властивості похибок – їх дуже малої величини у порівнянні із номінальним розміром – дозволяє отримати аналітичні вирази, які пов'язують в явному вигляді вхідні і вихідні характеристики точності верстата. Цей метод вимагає визначення матриць узагальнених похибок формуютьуючих рухів вузлів верстату.

Теоретичні основи визначення узагальнених похибок формуютьуючих ланок, як результат різних складових (деформаційних зміщень, коливань ланок та їх пружних опор, температурних деформацій ланок), приведені в роботах [5, 6]. У роботі [7] приведена методика визначення похибки затискного патрона, яка виникає внаслідок деформації консольно закріпленої заготовки та контактної деформації стиків, на вихідну точність оброблюваної циліндричної поверхні.

Складові комплексного самоналагоджувального оснащення є підланками таких важливих формуютьуючих ланок, як шпindelний вузол та супортна група, що безпосередньо приймають участь у формоутворенні поверхонь. Тому їх похибки повинні враховуватися в загальному балансі точності технологічної оброблювальної системи.

Мета роботи – розробка аналітичної моделі оцінки впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення, які виникають в результаті дії сил різання та нерівномірності сил затиску в результаті поперечного заклинювання заготовки в затискних елементах при затиску, на вихідну точність оброблюваних поверхонь на верстаті.

### Векторний баланс вихідної точності циліндричної поверхні деталі, обумовленої похибками складових комплексного самоналагоджувального оснащення

В якості основи для побудови моделі покладено варіаційний метод розрахунку точності [3], який дозволяє скласти баланс вихідної точності верстату. Векторний баланс точності токарного верстата

$$\Delta \bar{r}_0 = \sum_{i=0}^3 A_{0,i} \varepsilon_i A_{i,3} \bar{r}_3 = \varepsilon_0 A_1^6 A_2^3 A_3^1 \bar{r}_3 + A_1^6 \varepsilon_1 A_2^3 A_3^1 \bar{r}_3 + A_1^6 A_2^3 \varepsilon_2 A_3^1 \bar{r}_3 + A_1^6 A_2^3 A_3^1 \varepsilon_3 \bar{r}_3, \quad (1)$$

де  $\varepsilon_i (i=0,1,2,3)$  – матриця повної похибки положення  $i$ -ї ланки формуютьуючої системи;  $A_1^6, A_2^3, A_3^1$  – матриці, що описують, відповідно, обертання шпінделя, переміщення поздовжнього і поперечного супортів;  $\bar{r}_3 = |0 \ 0 \ 0 \ 1|^T$  – радіус вектор вершини різця.

Елементами матриці повної похибки положення  $i$ -ї ланки формуютьуючої системи [4 - 6]:  $\delta_{xi}, \delta_{yi}, \delta_{zi}$  – малі лінійні переміщення (лінійні похибки положення) системи  $S_i$  вздовж осей  $X_i, Y_i, Z_i$  відповідно;  $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$  – малі повороти (кутові похибки положення) тієї ж системи відносно осей  $X_i, Y_i, Z_i$  відповідно.

Для оцінки впливу похибок затискного пристрою із заготовкою та різцевих блоків багатолезового самоналагоджувального оснащення на похибки оброблюваної деталі, приймаємо похибки всіх решти ланок і підланок формуютьуючої системи і їх відносні переміщення

абсолютно точними. Основні типи похибок, які виникають в затискних пристроях та багатолезовому інструментальному оснащенні, приведені на рис. 1. Основними причинами появи малих зміщень і малих поворотів в затискному пристрої при обробці заготовки багатолезовим оснащенням є: зміщення в місцях спряжень заготовки і затискних елементів та у стиках деталей затискного пристрою внаслідок контактної податливості в результаті дії сил затиску; похибка встановлення заготовки у затискному пристрої, викликана її поперечним і поздовжнім заклинюванням в затискних елементах при затисканні. Малі лінійні зміщення різцевих блоків у радіальному напрямку викликані контактними деформаціями в стиках різцевих блоків багатолезового оснащення під дією радіальних складових сил різання.



Рис. 1. Похибки складових комплексного самоналагоджувального оснащення

Тоді отримуємо залежність для визначення похибки положення точок оброблюваної поверхні, яка за формулою (1) описується вектором:

$$\Delta \bar{r}_0 = \varepsilon_0 A_1^6 A_2^3 A_3^1 \bar{r}_3 + A_1^6 A_2^3 A_3^1 \varepsilon_3 \bar{r}_3, \quad (2)$$

Підставивши в (2) відповідні матриці та перемноживши їх по правилах матричного аналізу отримуємо вектор похибок:

$$\Delta \bar{r}_0 = \begin{pmatrix} -(\gamma_0 R + \delta_{y3}) \sin \varphi + \delta_{x3} \cos \varphi + \beta_0 \cdot z + \delta_{x0} \\ \delta_{x3} \sin \varphi + (\gamma_0 R + \delta_{y3}) \cos \varphi - \alpha_0 \cdot z + \delta_{y0} \\ -\beta_0 \cdot R \cdot \cos \varphi + \alpha_0 \cdot R \cdot \sin \varphi + \delta_{z0} + \delta_{z3} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

де  $R$  - віддаль від осі обертання заготовки до вершини різців різцевих блоків багатолезового оснащення.

Оцінку вихідної точності циліндричної поверхні деталі, обумовлену похибками складових комплексного самоналагоджувального оснащення, проведено по відхиленню радіуса циліндра в даній точці від номінального [3]. В якості граничних оцінок можуть служити дві величини коливання діаметра: в заданому перерізі і в будь-якому перерізі.

Векторний баланс точності для циліндричної поверхні деталі в нормальному напрямку [3] визначиться за залежністю:

$$\Delta r_n = \Delta \bar{r}_0 \cdot \bar{n}, \quad (4)$$

де  $\bar{n} = (\cos \varphi \quad \sin \varphi \quad 0 \quad 0)^T$  - вектор одиничної нормалі.

Підставивши значення  $\overline{\Delta r_0}$  у (4) отримаємо:

$$\Delta r_n = (\beta_0 z + \delta_{x0} + \delta_{x3} \cos \varphi) \cos \varphi - (\alpha_0 z + \delta_{y0} + \delta_{x3} \cos \varphi) \sin \varphi, \quad (5)$$

Із рівняння (5) випливає, що на точність циліндричної поверхні в заданому перерізі або в будь-якому перерізі впливають тільки зміщення вздовж осей  $X$  і  $Y$  та кути повороту навколо цих осей. Для визначення цих зміщень та кутів повороту використано аналітичний апарат, заснований на використанні принципу малої похибки у порівнянні з абсолютними розмірами вузлів [5, 6].

### Методика визначення елементів матриць похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення

Деталь, защемлену в кулачках, можна рахувати як жорстке циліндричне тіло, яке опирається на дискретні пружні односторонні опори, що моделюють приведену радіальну жорсткість стиків затискних елементів (рис. 2). При визначенні матриці повної похибки положення системи заготовки в затискному пристрої приймаємо наступні припущення: зміщення і кути повороту елементів системи малі; власна жорсткість елементів затискного пристрою набагато більша від контактної жорсткості стиків; лінійна залежність зміщень від навантаження в діапазоні діючих зусиль.

Умова рівноваги системи (рис.2) [6]:

$$C \cdot \overline{\Delta} = \overline{F}, \quad (6)$$

де  $C$  – симетрична порядку  $6 \times 6$  матриця жорсткості;  $\overline{\Delta} = (\delta_{x0}, \delta_{y0}, \delta_{z0}, \alpha_0, \beta_0, \gamma_0)^T$  – вектор узагальненої похибки системи координат деталі в результаті контактних деформацій стиків;  $\overline{F} = (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z)^T$  – вектор узагальненого навантаження.

Елементи матриці жорсткості  $C$  обчислюються за формулою:

$$c_{ij} = \sum_{k=1}^N c_k R_{ik} R_{jk}, \quad (7)$$

де  $c_k$  – жорсткість  $k$ -ї опори,  $k=1,2,\dots,N$ ;  $R_k = (a_{xk}, a_{yk}, a_{zk}, m_{xk}, m_{yk}, m_{zk})^T$  – вектор узагальнених координат і напрямків зміщень точки  $k$ -ї опори;

$a_{xk}, a_{yk}, a_{zk}$  – компоненти одиничного вектора напрямку осі  $k$ -ї опори  $\overline{a}_k$ ;  $m_{xk}, m_{yk}, m_{zk}$  – компоненти одиничного вектора  $\overline{m}_k$ .

Елементи вектора узагальненого навантаження  $\overline{F}$  будуть мати значення:  $F_z = 0$ ;  $F_x = -T_1 \cos \varphi - T_2 \cos(\varphi + 120^\circ) - T_3 \cos(\varphi + 240^\circ)$ ;  $F_y = -T_1 \sin \varphi - T_2 \sin(\varphi + 120^\circ) - T_3 \sin(\varphi + 240^\circ)$ ;  $M_x = 0$ ;  $M_y = 0$ ;  $M_z = 0$ , де  $T_1, T_2, T_3$  – зусилля затиску затискними елементами.

Вихідні дані для розрахунку вектора похибок  $\overline{\Delta}$  приведені в табл. 1.

Тоді за залежністю (7) елементи матриці жорсткості  $C$ :

$$c_{11} = \sum_{k=1}^3 c_k a_{xk}^2 = c_1 \cos^2 \varphi + c_2 \cos^2(\varphi + 120^\circ) + c_3 \cos^2(\varphi + 240^\circ);$$

$$c_{22} = \sum_{k=1}^3 c_k a_{yk}^2 = c_1 \sin^2 \varphi + c_2 \sin^2(\varphi + 120^\circ) + c_3 \sin^2(\varphi + 240^\circ);$$

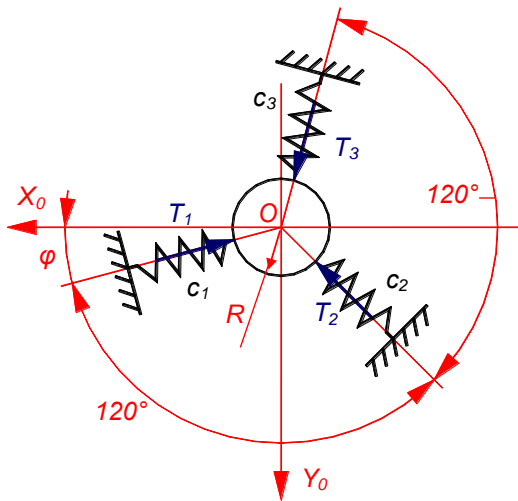


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення зміщень затискного пристрою в результаті дії нерівномірних сил затиску

$$c_{12} = c_{21} = \sum_{k=1}^3 c_k a_{xk} a_{yk} = c_1 \cos \varphi \sin \varphi + c_2 \cos(\varphi + 120^\circ) \sin(\varphi + 120^\circ) + c_3 \cos(\varphi + 240^\circ) \sin(\varphi + 240^\circ)$$

Решта елементів матриці жорсткості  $C$  рівні нулю.

Таблиця 1.

### Вихідні дані для розрахунку вектора похибок $\bar{\Delta}$

Номер опори	Точка прикладання			Вектор напрямку			Жорсткість	Момент осьової опори		
	$x_k$	$y_k$	$z_k$	$a_{xk}$	$a_{yk}$	$a_{zk}$		$m_{xk}$	$m_{yk}$	$m_{zk}$
1	$R \cos \varphi$	$R \sin \varphi$	0	$\cos \varphi$	$\sin \varphi$	0	$c_1$	0	0	0
2	$R \cos(\varphi + 120^\circ)$	$R \sin(\varphi + 120^\circ)$	0	$\cos(\varphi + 120^\circ)$	$\sin(\varphi + 120^\circ)$	0	$c_2$	0	0	0
3	$R \cos(\varphi + 240^\circ)$	$R \sin(\varphi + 240^\circ)$	0	$\cos(\varphi + 240^\circ)$	$\sin \varphi$	0	$c_3$	0	0	0

Система рівнянь для визначення малих лінійних і кутових зміщень внаслідок поперечного заклинювання заготовки в затискному пристрої:

$$\begin{cases} c_{11}\delta_{x0} + c_{12}\delta_{y0} = -T_1 \cos \varphi - T_2 \cos(\varphi + 120^\circ) - T_3 \cos(\varphi + 240^\circ) \\ c_{21}\delta_{x0} + c_{22}\delta_{y0} = -T_1 \sin \varphi - T_2 \sin(\varphi + 120^\circ) - T_3 \sin(\varphi + 240^\circ) \end{cases} \quad (8)$$

Із даної системи рівнянь визначаються малі лінійні зміщення деталі  $\delta_{x0}$ ,  $\delta_{y0}$ . При поперечному заклинюванні кутові зміщення  $\alpha_0 = 0$ ,  $\beta_0 = 0$ .

Вирівнювання і компенсація зусиль різання при багатолезовій обробці на основі використання адаптивного міжінструментального зв'язку засобами керування дозволяє суттєво вплинути на деформації технологічної системи. Так, при дволезовій паралельній токарній обробці за методом поділу подачі різці знаходяться в одному січенні зрізу, зусилля різання вирівняні і деформації власне заготовки усунуті. Тому мале лінійне зміщення для паралельної дволезової обробки, викликане деформаціями різцевих блоків під дією радіальних складових сил різання визначиться за залежністю [1]:  $\delta_{x3} = P_x / 2j_{\bar{n}i}$ , де  $j_{\bar{n}i}$  – приведена жорсткість переднього (заднього) супорта різцевого блоку в радіальному напрямку (по осі X). З врахуванням залежності для радіальної складової сили різання при взаємодії різця з деталлю, мале лінійне зміщення для паралельної дволезової обробки визначиться за залежністю:

$$\delta_{x3} = C_{p_y} \cdot t^{x_{Py}} \cdot s^{y_{Py}} \cdot V^{n_y} \cdot K_y / 2j_{\bar{n}i} \quad (9)$$

### Результати моделювання впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність циліндричної поверхні

Оцінка точності циліндричної поверхні проводилася по відхиленню радіуса циліндра вздовж твірної при різних кутових положеннях затискних елементів за допомогою ЕОМ. При цьому радіальна складова сила різання варіювалася в діапазоні від 100 до 400 Н, приведена жорсткість переднього (заднього) супорта різцевого блоку в радіальному напрямку складала 30 Н/мкм, а приведені радіальні жорсткості затискних елементів були прийняті рівними 100 Н/мкм. Розглядалися два варіанти: радіальні зусилля затиску затискними елементами були рівними  $T_1 = T_2 = T_3 = 10$  кН; радіальні зусилля затиску затискними елементами були різними, тобто  $T_1 = 10$  кН,  $T_2 = 9$  кН,  $T_3 = 9,5$  кН (поперечне заклинювання заготовки).

В результаті моделювання встановлено, що при збільшенні радіальної складової сили різання максимальне відхилення радіуса збільшується (рис. 3), що пояснюється збільшенням

малих лінійних зміщень, викликаних деформаціями різцевих блоків. Так при збільшенні  $P_x$  від 100 Н до 400Н при рівних силах затиску максимальне значення  $\Delta r_n$  збільшилося із 1,9 до 7,6 мкм, а при нерівних силах затиску – від 6,4 до 9,7 мкм. При цьому спостерігається зменшення розкиду  $\Delta r_n$  із збільшенням  $P_x$  для рівномірного затиску і затиску із різними силами затиску (поперечне заклинювання). Як видно із рис. 3 нерівномірність сил затиску кулачками затискного пристрою призводить як до збільшення так і до зменшення номінального радіуса обробки на величину  $\Delta r_n$  в певних кутових положеннях. При цьому величина кута додатних і від’ємних значень  $\Delta r_n$  складає  $\pi/2$  при відсутності сили різання. При дії сили різання  $P_x$  зменшення чи збільшення радіуса обробки на  $\Delta r_n$  буде залежати від різниці сил затиску кожним кулачком, що визначатиметься положенням системи затиску відносно вихідного положення.

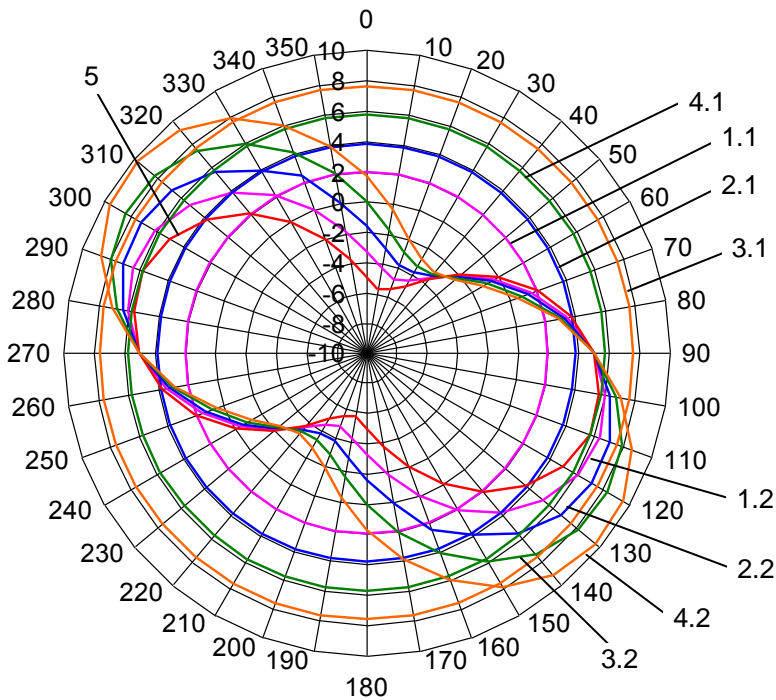


Рис. 3. Відхилення радіуса циліндра вздовж твірної при різних кутових положеннях затискних елементів: 1.1, 2.1, 3.1, 4.1 – при радіальній складовій сили різання відповідно 100Н, 200Н, 300Н, 400Н та рівних силах затиску кулачками  $T_1 = T_2 = T_3 = 10$  кН; 1.2, 2.2, 3.2, 4.2 – при радіальній складовій сили різання відповідно 100Н, 200Н, 300Н, 400Н та силах затиску кулачками  $T_1 = 10$ кН;  $T_2 = 9$ кН;  $T_3 = 9,5$ кН; 5 – викликне тільки затискним пристроєм при силах затиску кулачками  $T_1 = 10$ кН;  $T_2 = 9$ кН;  $T_3 = 9,5$ кН

### Висновки

1. На основі варіаційного методу розрахунку точності машин розроблена аналітична модель, яка дозволила провести оцінку впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення, що виникають в результаті силової дії зі сторони процесу різання та сил затиску, на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей.

2. Отримані залежності для визначення малих лінійних зміщень і кутів повороту, викликаних поперечним заклинюванням заготовки в затискному патроні та малих лінійних зміщень, викликаних деформаціями різцевих блоків під дією радіальних складових сил різання.

3. Отримані відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по куту повороту, що враховують малі лінійні зміщення і кути повороту, викликані поперечним заклинюванням заготовки в затискному патроні та малі лінійні зміщення, викликані деформаціями різцевих блоків під дією радіальних складових сил різання.

4. За результатами моделювання встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях затискного пристрою що свідчить про доцільність застосування багатолезового самоналагоджувального оснащення.

1. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ [Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н.]. – К.: – Тернопіль: Тернограф, 2011. – 692 с. 2. Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у

Львові: тези доповідей . – Львів: КІНПАТPI ЛТД, 2015. – 216 с. 3. Базров Б.М. Расчет точности машин на ЭВМ/ Б.М. Багров. – М.: Машиностроение, 1984. – 256 с. 4. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков/ Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с. 5. Портман В.Т. Классификация и синтез расчетных моделей механики станков/ В.Т. Портман// Станки и инструмент – 1988 – №3. – С. 12 – 15. 6. Ивахненко А.Г. Предпроектные исследования металлорежущих систем: монография/ А.Г. Ивахненко, В.В. Куц – Курск: Юго-Западный государственный университет, 2013. – 188 с. 7. Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: монография/ [Кузнецов Ю.Н., Драчев О.И., Луцив И.В. и др.]; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 480 с.