



КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ ПІДСИСТЕМ ЗАТИСКУ ТА САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ БАГАТОЛЕЗОВОЇ ОБРОБКИ АДАПТИВНОГО ТИПУ

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

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Запропонована система самоналагоджувального комплексного оснащення для багатолезової обробки, яке складається із підсистеми адаптивного затиску заготовки та підсистеми адаптивної багаторізевої токарної обробки. Приведено вплив геометричних параметрів втулкових елементів затиску та силового навантаження зі сторони приводу затиску на діапазон затиску заготовок та їх напружено-деформований стан. В результаті моделювання отримані закономірності формування діапазону затиску заготовок затискними пристроями з різними типами втулкових затискних елементів. Проведено комп'ютерний аналіз динамічної стійкості самоналагоджувальної системи багатолезової обробки з пристроями для затиску заготовок. Отримані діаграми вібростійкості системи багатолезової обробки, які ілюструють збільшення запасу динамічної стійкості по граничній стружці для багаторізевого точіння.

Ключові слова: багатолезове різання, напружено-деформований стан, підсистема затиску.

Актуальність досліджень. Процес лезової токарної обробки супроводжується пружними деформаціями та вібраціями, які чинять шкідливий вплив на параметри точності та якості оброблюваної поверхні, стійкість інструменту і довговічність верстату. У процесі обробки в технологічній системі pojawiaються згинні та крутильні коливання, що зумовлено наявністю і взаємним впливом технологічних умов різання, зовнішніх збурюючих сил і деформаційно-пружних характеристик технологічної оброблювальної системи. Основним принципом, закладеним в ідею прогресивного багатолезового оснащення є те, що з метою регулювання перехідних процесів різання в першу чергу слід забезпечити узгодження між швидкістю подачі, яку забезпечує привід, і швидкостями подачі лез різальних інструментів. При цьому існує можливість створення в структурі верстатно-інструментального оснащення внутрішніх механізмів адаптації всієї системи до зміни умов різання. Тому, керуючи осьовою складовою P_x сили різання шляхом зміни подачі за рахунок переміщень лез в осьовому напрямку, можна керувати силою різання в цілому, в тому числі її радіальною складовою.

Крутильні коливання, які виникають у приводі під час кінцевих токарних операцій, призводять до коливань сили різання, а нерівномірна жорсткість затискного пристрою, що має дискретне розташування затискних елементів по контуру затиску, спричиняє зміну складових радіальних відтискань. Все це негативно впливає на точність і якість оброблюваної поверхні. Тому адаптація багатолезового оснащення до зміни радіальної та крутильної жорсткості підсистеми «затискний пристрій-заготовка» та забезпечення незмінної радіальної жорсткості затискних пристроїв по куту повороту є актуальною науковою задачею і одним із способів покращення точності та якості оброблених поверхонь.

Аналіз останніх досліджень та постановка задач дослідження. На сьогоднішній день вченими та винахідниками запропоновано ряд технічних рішень, які направлені для забезпечення її точного та надійного затиску в процесі обробки [1] та стабілізацію осі деталі або інструменту в просторі [2, 3]. Приведені в цих роботах способи, механізми і прийоми зменшення пружних деформацій деталей при однолезовій токарній обробці передбачають, зокрема, застосування схем додаткових опор, зміну схеми обробки, керування жорсткістю системи, керування вібраціями та ін.

У порівнянні з однолезовою обробкою багатолезове різання є одним із ефективних і високопродуктивних методів зменшення макро- і мікропохибок обробки та неприпустимих коливань при різанні. Науковим основам створення і дослідження багатолезового оснащення із само встановлюваними механізмами присвячена робота [4],

а адаптації багатолезового оснащення – робота [5]. У роботі [6] розглядаються питання підвищення вібростійкості процесу точіння багаторізцевими головками тонкостінних труб з урахуванням характеру розподілу жорсткості затискної оправки по її осі. Очевидно, що за допомогою зміни подачі в якості параметра керування можна організувати надзвичайно тонкий і чутливий механізм керування пружними переміщеннями. Зміна ж подачі, пов'язана зі зміщеннями вздовж напрямку подачі (осі X) не впливає негативно на якість поверхні. С. С. Кедров [7] на основі дослідних даних інших дослідників, зокрема М. Е. Ельясберга [8], робить висновок, що вектор сили різання не змінює напрямку в просторі при коливаннях. Експерименти повністю підтверджують це положення. Оскільки коливання всіх вузлів системи верстату підпорядковуються принципу найменшої потенціальної енергії і мають направленість вздовж осей найменших жорсткостей, то пропонується направити коливний рух вздовж осі X.

Питанням компенсації нерівномірної жорсткості по куту повороту затискного патрона при обробці довгих та коротких тонкостінних деталей за рахунок активних одноінструментальних систем з п'єзоприводами присвячена робота [9]. У роботах [6, 9] значну увагу приділено дослідженню жорсткості системи «затискний пристрій-заготовка». Нерівномірності радіальної жорсткості по куту повороту пристроїв для затиску заготовок можна уникнути шляхом реалізації схем затиску із рівномірно розподіленим зусиллям затиску по контуру контактування заготовки із затискними елементами. Такі схеми затиску реалізовані в затискних пристроях із оболонковими та втулковими елементами затиску.

Мета роботи: 1) створення системи самоналагоджувального комплексного оснащення для багатолезової обробки, яке складається із підсистеми адаптивного затиску заготовки та підсистеми адаптивної багаторізцевої токарної обробки на основі нових конструкцій затискних патронів з розширеним діапазоном затиску і рівномірно розподіленим зусиллям затиску та багатолезових токарних пристроїв адаптивного типу; 2) аналіз впливу геометрії різних типів затискних елементів на діапазон затиску заготовок та їх напружено-деформований стан; 3) аналіз динамічної стійкості самоналагоджувальної системи багатолезової обробки адаптивного типу з кінематичними міжінструментальними зв'язками в комплексі із затискними пристроями із рівномірно розподіленим зусиллям затиску.

Моделювання втулкових елементів затиску затискних пристроїв, як підсистеми комплексного оснащення для багатолезової обробки. Самоналагоджуване комплексне оснащення для багатолезової обробки складається із підсистеми адаптивного затиску заготовки та адаптивної підсистеми обробки заготовки (рис.1), які пов'язані між собою і повинні забезпечувати виконання основної функції – забезпечення точної і якісної обробки поверхонь обертання.

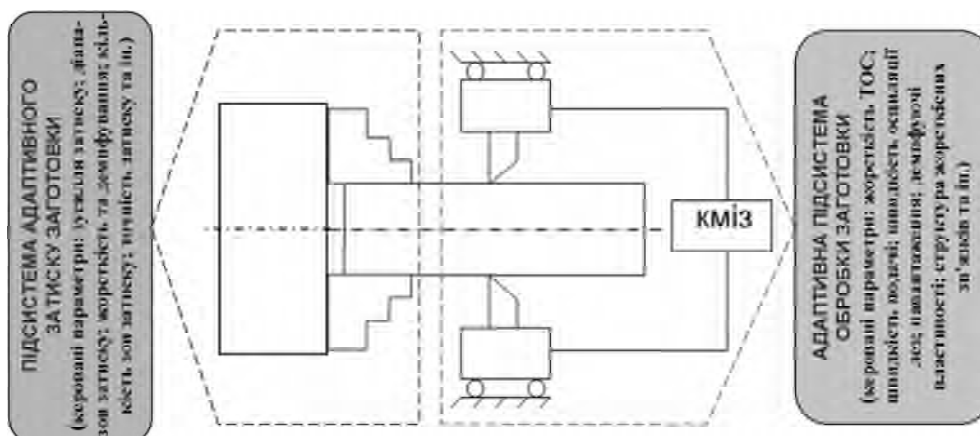


Рисунок 1 – Складові самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки

Важливою складовою самоналагоджувального комплексного оснащення для



токарної обробки є пристрої для затиску заготовок, які суттєво впливають на точність, якість та продуктивність обробки. Основні показники затиску багато в чому визначаються типом пристрою і схемою замикання в ньому сил затиску (рис. 2). З погляду забезпечення показників точності затиску та незмінності радіальної жорсткості по куту повороту найкращим варіантом є замикання силового контуру затискного пристрою по колу. Такі схеми затиску реалізовані в гідравлічних затискних пристроях (рис. 3а) із оболонковими та втулковими затискними елементами (рис. 3б).

Силовий контур		Умовне зображення механізму затиску	Схема замикання сил затиску	Показники радіальної точності затиску
ЗАМКНУТИЙ	Відкритий			$\Delta_p \uparrow$ $K \uparrow$
				$\Delta_p \downarrow$ $K \downarrow$
	Закритий			$\Delta_p \uparrow \downarrow$ $K \uparrow$
				$\Delta_p \downarrow$ $K \rightarrow 0$

Рисунок 2 – Схеми механізмів затиску із різним розподілом сил затиску по контуру деталі: Δ_p – радіальне биття; K – конусність на певному вильоті заготовки; \uparrow – збільшення; \downarrow – зменшення

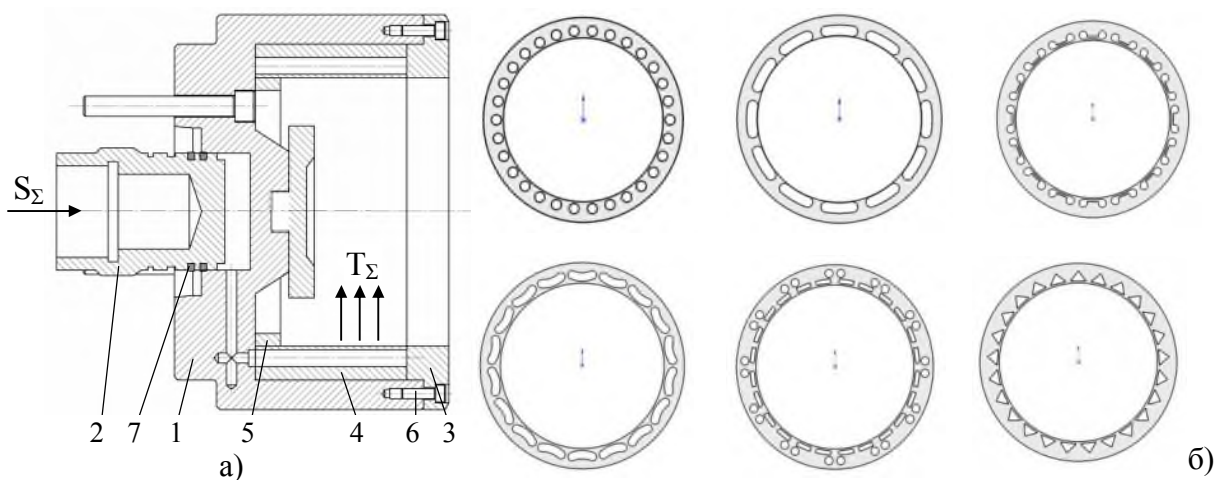


Рисунок 3 – Конструкція гідравлічного затискного пристрою (а) та варіанти конструктивного виконання втулкових елементів затиску (б): 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – фланець; 4 – втулковий затискний елемент; 5 – кільце; 6 – гвинт; 7 – манжета

Дослідження впливу форми отворів та товщини стінки втулкових елементів затиску, а також силового навантаження зі сторони приводу затиску на діапазон затиску заготовок втулкових елементів затиску проводилося по їх напружено-деформованому



стану за допомогою CAD/CAE-системи, процедура моделювання якого приведена на рис. 4.

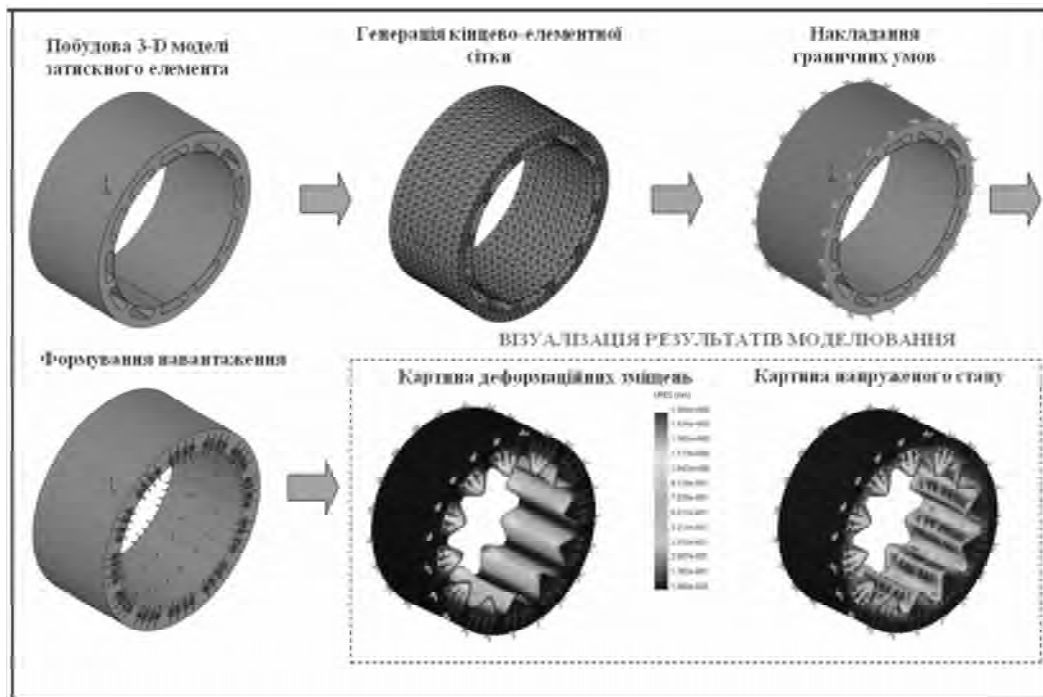


Рисунок 4 – Цикл аналізу напружено-деформованого стану втулкових елементів затиску

Комп'ютерне моделювання втулкових затискних елементів здійснювалося для товщини стінки $\delta=0,5\dots 2$ мм при зміні гідравлічного тиску в патроні $p=50\dots 200$ МПа. По оброблених даних, отриманих у результаті скінченно-елементного аналізу, з використанням пакету прикладних програм MathCAD побудовані залежності діапазону затиску Δ від товщини втулкового елемента δ та гідравлічного тиску p у затискній системі для приведених на рис. 3б втулкових елементів затиску (рис. 5).

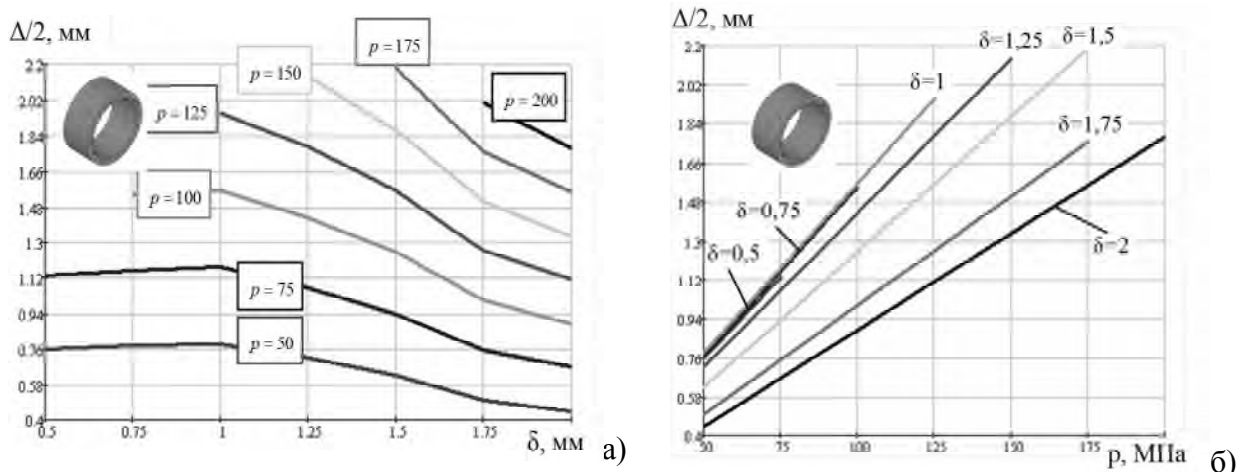


Рисунок 5 – Залежність діапазону затиску Δ : а) від товщини стінки δ ; б) тиску в системі затиску p

Аналіз отриманих результатів для втулкового елемента, який забезпечує найбільший діапазон затиску, показує, що із збільшенням товщини стінки в 2 рази (від 1 до 2 мм) діапазон затиску змінюється у 1,5...1,8 рази в залежності від тиску; при цьому ця залежність є нелінійною (рис. 5а). Як свідчать результати моделювання, із збільшенням тиску в системі затиску діапазон затиску збільшується, причому ця залежність є лінійною (рис. 5б).



Моделювання вібростійкості самоналагоджувальної багатолезової обробки із затискними пристроями, які мають постійну жорсткість по куту повороту. Під границею вібростійкості розуміють залежність граничного коефіцієнту різання k_p , або гранично допустимої ширини стружки $b_{гр}$ від параметрів системи і режимів різання, при яких не виникають недопустимі автоколивання. Пружну систему верстату у взаємодії з робочими процесами (різання, тертя, затиску) можна зобразити замкнутою функціонально-структурною схемою. Кінематичний міжінструментальний зв'язок (КМІЗ) між лезами при багаторізцевій обробці забезпечує створення тонкого і чутливого механізму керування процесом різання внаслідок зміни подач різальних елементів. Еквівалентна пружна система (ЕПС) в загальному випадку знаходиться під дією N процесів різання, а КМІЗ, крім того, утворює в самих процесах різання зворотні зв'язки (рис. 6). Розглядувана динамічна система за своєю сутністю є замкнутою системою автоматичного регулювання процесу різання і представляє собою сукупність організованих структурно-динамічних ланок. Причому привнесення за допомогою КМІЗ до власне процесу різання зворотного зв'язку суттєвим чином впливає на властивості всієї динамічної системи.

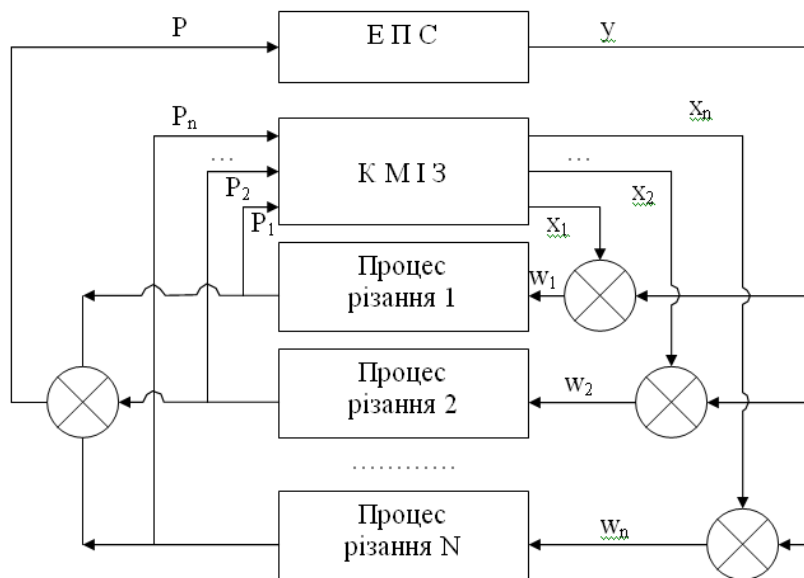


Рисунок 6 – Узагальнена блок-схема верстатно-інструментального оснащення із КМІЗ при багатолезовому різанні

Після деяких перетворень приходимо до висновку про можливість ілюструвати динамічну систему багатолезового верстатно-інструментального оснащення із КМІЗ одноконтурною системою, що представляє собою послідовне з'єднання трьох елементів.

Стійкість динамічної обробної системи до автоколивань є однією із основних характеристик, які беруться до уваги при їх розробці та проектуванні. У даній постановці розглянемо вплив основних технологічних параметрів режимів різання на границі вібростійкості процесу. Під границею вібростійкості розуміють залежність граничного коефіцієнту різання k_p або гранично допустимої ширини стружки $b_{гр}$ від параметрів системи і режимів різання, при яких не виникають недопустимі автоколивання. При цьому для дослідження границь вібростійкості зручно скористатись алгебраїчними методами.

Передаточна функція розімкнутої системи багатолезової обробки із КМІЗ, яка характеризує власні динамічні властивості цієї системи і моделює її вібростійкість, дозволяє сформулювати характеристичний поліном, який в розглядуваному випадку має вигляд:



$$P^* = S(mS + h_x)(TS + 1)(M_y S^2 + H_y S + C_y) + \\ + \mu_{тр} \sin^2 \varphi \cdot k_p (M_y S^2 + H_y S + C_y) + q \cdot \mu_{тр} \cos^2 \varphi \cdot k_p \cdot S(mS + h_x)$$

Прирівнюючи характеристичний поліном системи до нуля, отримують характеристичне рівняння замкнутої системи, за яким і досліджують її вібростійкість (у даному випадку m і h_x – приведені маса різцетримачів і коефіцієнт їх осевого демпфування; T – приведена динамічна стала стружкоутворення для багатолезової обробки; $\mu_{тр}$ – коефіцієнт тертя стружки до передньої поверхні, а φ – головний кут у плані різців; q – коефіцієнт ($q=2$ і $1,5$ – відповідно для дволезової і трилезової обробки)).

Провівши необхідні перетворення для динамічної системи верстатно-інструментального багатолезового оснащення із КМІЗ, отримаємо характеристичне рівняння 5-го порядку:

$$a_0 S^5 + a_1 S^4 + a_2 S^3 + a_3 S^2 + a_4 S + a_5 = 0,$$

де $a_0 = Tm \cdot M_y$; $a_1 = mM_y + T(mH_y + M_y h_x)$; $a_2 = m(H_y + TC_y) + h_x(M_y + TH_y)$; $a_3 = m(C_y + q\mu_{тр} \cos^2 \varphi \cdot k_p) + h_x(H_y + T_p C_y) + \mu_{тр} \cos^2 \varphi \cdot M_y \cdot k_p$; $a_4 = h_x(C_y + q\mu_{тр} \cos^2 \varphi \cdot k_p) + \mu_{тр} \sin^2 \varphi \cdot H_y \cdot k_p$; $a_5 = \mu_{тр} \sin^2 \varphi \cdot C_y \cdot k_p$.

Для оцінки стійкості роботи системи і визначення режимів її функціонування, що викликають появу в процесі різання шкідливих автоколивних процесів, застосовуватимемо алгебраїчний критерій стійкості Гурвіца.

Аналіз характеристичного рівняння показує, що всі коефіцієнти його є додатними, і, отже, для забезпечення динамічної стійкості системи необхідно, щоб виконувались умови:

$$D_1 = a_1 a_2 - a_0 a_3 \geq 0; D_4 = D_1 \cdot (a_3 a_4 - a_2 a_5) - (a_1 a_4 - a_0 a_5) \geq 0.$$

Розгляд цих нерівностей дозволяє зробити оцінку залежності границі вібростійкості від окремих параметрів системи і відповідним чином це графічно інтерпретувати.

У загальному вигляді отримання границі вібростійкості є надто громіздким, тому при аналізі застосовано ПК і використано стандартний пакет MathCad. У цих програмах використано алгоритм обчислення границі вібростійкості у припущенні, що система обробки представлена одномасовою моделлю із параметрами M_y , H_y , C_y (що чисельно дорівнюють значенням інерційних, демпфувальних та жорсткісних параметрів пружної системи для багатолезової обробки) і динамічною характеристикою процесу різання. У певному діапазоні параметрів задачу про динамічну стійкість багатолезового оснащення із КМІЗ можна розглядати без урахування радіального демпфування, тобто при умові $H_y = 0$. Такий же підхід можна застосувати до процедури аналізу, припускаючи, що радіальне демпфування є оптимальним. Тоді отримаємо після деяких перетворень нерівність, яка дає можливість визначити аналітично мінімально можливу границю вібростійкості:

$$k_{p \min} = \frac{1 + \frac{T}{T_x}}{2bT} h_x \left[-q \frac{m}{M_y} \left(1 + \frac{T}{T_x} \right) + 1 + \omega^2 \cdot T \cdot T_x \right],$$

а також максимально можливий коефіцієнт різання: $k_{p \max} = 2 \cdot k_{p \min}$.

Із застосуванням цього підходу визначені границі стійкості до автоколивань багатолезової обробки із КМІЗ при різних режимах різання.

Зміна граничного коефіцієнту різання при багатолезовому самоналагоджувальному різанні суттєво відрізняється від випадку однолезової обробки. Адже при $n=1$



вібростійкість при зміні подачі супорта має яскраво виражений мінімум. На рис.7а ($V=0,6\text{ м/с}$) цей мінімум має місце при $s_{\text{min}}^I=0,3\text{ мм/об}$. У той же час при $n=2, 3, 4$ (і застосуванні КМІЗ) граничний коефіцієнт різання із збільшенням подачі монотонно знижується по залежності, близькій до гіперболічної (рис. 7б; $V=1\text{ м/с}$). Граничний коефіцієнт різання у функції від швидкості різання має виражений зростаючий характер. Це відмінна риса багатолезової обробки із КМІЗ порівняно із однолезовою, для якої ця залежність має мінімум. Підтверджується і висновок, що багатолезова обробка із КМІЗ з погляду вібростійкості є ефективнішою при менших значеннях подач $s=0,4\text{ мм/об}$ і $s=0,6\text{ мм/об}$ порівняно із більшими подачами $s=0,8\text{ мм/об}$ і $s=1,0\text{ мм/об}$.

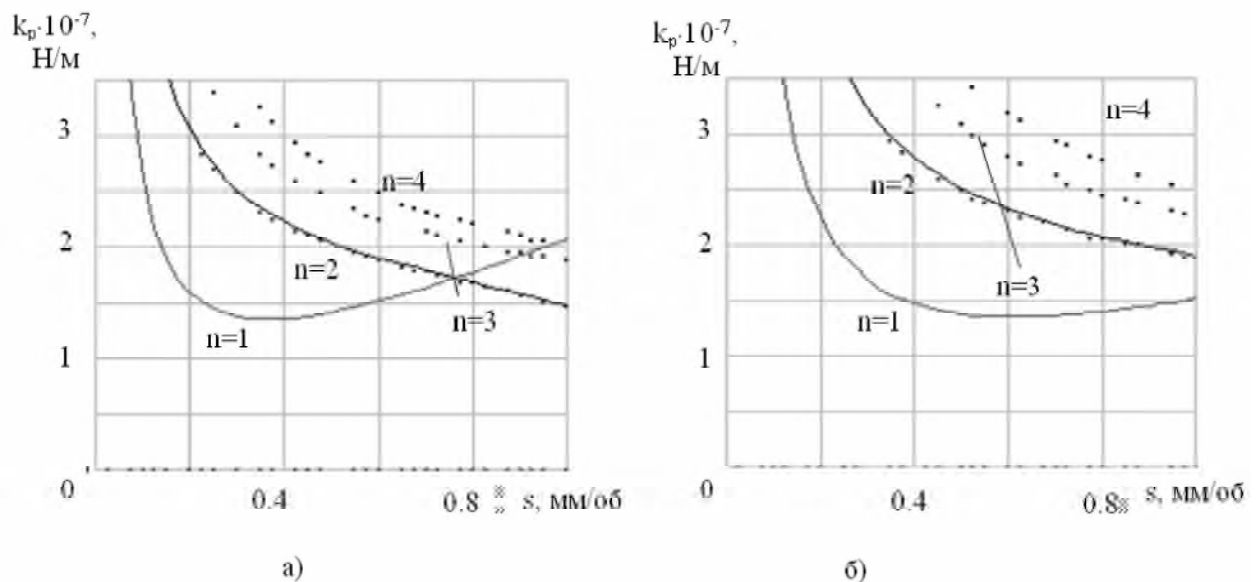


Рисунок 7 – Залежність границі вібростійкості від загальної подачі супорта при однолезовій та багатолезовій самоналагоджувальній обробці

Враховуючи відоме співвідношення $k_p = k_{\text{уд}} \cdot t_p / \sin \varphi$, де $k_{\text{уд}}$ – питома сила різання, що припадає на одиницю площі зрізуваного шару, можна проаналізувати залежність граничної глибини різання t_p від елементів режимів різання: s і V . Отримані результати наглядно ілюструють зміну запасу вібростійкості по граничній стружці в просторі параметрів $s-V$ для однолезової обробки та багаторізевого точіння із КМІЗ. Встановлено, що коли при низьких швидкостях різання ($V=0,6\text{ м/с}$), границі стійкості до автоколивань при одно- і багаторізцевому точінні близькі між собою (особливо при значних подачах), то при збільшенні швидкості різання області вібростійкості багатолезової обробки значно розширюються і при $V>1\text{ м/с}$ ефективність використання КМІЗ стає досить значною навіть для високих значень поздовжньої подачі супортної групи токарного верстату.

Аналіз залежностей глибини різання від подачі і швидкості дозволяє помітити надзвичайно важливу особливість. Оскільки при збільшенні подачі границя вібростійкості монотонно спадає, а при збільшенні швидкості різання практично лінійно зростає, то логічно припустити, що для забезпечення високого рівня запасу стійкості в цьому діапазоні зміни параметрів, необхідно намагатись при призначенні режимів різання забезпечити умову $s/V=\text{const}$. Очевидно, що ця вимога відповідає умові усталеності величини постійного часу стружкоутворення T_p . Зрозуміло, що бажаними є менші значення співвідношення s/V .

Висновки. У результаті моделювання з використанням CAD/CAE-систем отримані на основі картин напружено-деформованого стану залежності діапазону затиску заготовок затискними пристроями з різними типами втулкових затискних елементів в залежності від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску. Отримані діаграми вібростійкості системи багатолезової обробки наглядно ілюструють збільшення запасу



динамічної стійкості по граничній стружці для багаторізевого точіння із КМІЗ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кузнецов Ю. Н. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием : монография / Ю. Н. Кузнецов, В. Н. Волошин, П. М. Неделчева, Ф. В. Эль-Дахаби ; под ред. Ю. Н. Кузнецова – Габрово : Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.
2. Базров Б. М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков / Б. М. Базров. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Адаптивное управление технологическими процессами / [Ю. М. Соломенцев, В. Г. Митрофанов, С. П. Протопопов и др.] – М. : Машиностроение, 1980. – 536 с.
4. Нагорняк С. Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования / С. Г. Нагорняк, И. В. Луцив. – К. : Техника, 1992. – 72 с.
5. Кузнецов Ю. М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах : монографія / Ю. М. Кузнецов, І. В. Луцив, О. В. Шевченко ; упоряд. Ю. М. Кузнецов. – К. – Тернопіль : Терно-граф, 2011. – 692 с.
6. Астахов С. А. Высокопроизводительное точение тонкостенных закаленных цилиндрических заготовок : автореферат дисс. канд. техн. наук: 05.02.08 / С. А. Астахов. – Тула : ФГБОУ ВПО «Тульский государственный университет», 2012. – 16 с.
7. Кедров С. С. Колебания металлорежущих станков / С. С. Кедров. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.
8. Эльясберг М. Е. К теории и расчету устойчивости процесса резания металла на станках / М. Е. Эльясберг // Станки и инструмент. – 1971. – № 11 ; С. 6-11. – № 12 ; С. 1-6.
9. Heisel U. Model-based form error compensation in the turning of thin-walled cylindrical parts / U. Heisel, C. Kang // Prod. Eng. Res. Devel. – 2011. – No 5. –P. 151-158.

Луцив І.В., Волошин В.Н., Буховец В.М. КОМПЬЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ ПОДСИСТЕМ ЗАЖИМА І САМОНАСТРИВАЮЩЕЇСЯ ОСНАСТКИ ДЛЯ МНОГОЛЕЗВИЙНОЇ ОБРОБКИ АДАПТИВНОГО ТИПА

Предложена система самонастраивающейся комплексной оснастки для многолезвийной обработки, состоящая из подсистемы адаптивного зажима заготовки и подсистемы адаптивной многолезвовой токарной обработки. Приведено влияние геометрических параметров втулочных элементов зажима и силовой нагрузки со стороны привода зажима на диапазон зажима заготовок и их напряженно-деформированное состояние. В результате моделирования получены закономерности формирования диапазона зажима заготовок зажимными устройствами с разными типами втулочных зажимных элементов. Проведен компьютерный анализ динамической стойкости самонастраивающейся системы многолезвийной обработки с устройствами для зажима заготовок. Получены диаграммы виброустойчивости системы многолезвийной обработки, иллюстрирующие увеличение запаса динамической стойкости по граничной стружке для многолезвового точения.

Ключевые слова: многолезвовое точение, напряженно-деформированное состояние, подсистема зажима.

Lutsiv I.V., Voloshin V.N., Buhovets V.M. COMPUTER ANALYSIS OF MULTI EDGE ADAPTIVE TYPE MACHINING CLAMPING AND SELF ADJUSTED ACCESSORIES SUBSYSTEMS

The self adjusted complex accessories for multi edge machining are proposed. The machining system consists of the adaptive work piece clamping device subsystem and adaptive multi point-tool machining subsystem. The influence of geometric parameters of sleeve clamping elements as well as clamping drive forces load on the work piece clamping range and their stress-strain state are presented. As a result of modeling the regularities of work piece clamping range forming using the clamping devices with different kinds of sleeve clamping elements. The computer analysis of dynamic stability of self adjusted multi edge machining system with work piece clamping device is given. The multi edge machining system vibration stability diagrams are obtained that illustrates the increasing of the dynamical stability allowance for multi edge turning boundary cutting chip.

Keywords: bahatolezove cutting, mode of deformation, clamping subsystem.

Статтю прийнято
до редакції 31.10.2013