Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Буховець Валерій Миколайович

УДК 621.941-229.3

ДИСЕРТАЦІЯ

КОМПЛЕКСНЕ САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНЕ ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ЗАТИСКУ ТА БАГАТОРІЗЦЕВОЇ ОБРОБКИ

05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти
Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Луців Ігор Володимирович, доктор технічних наук,
професор

Тернопіль – 2019

АНОТАЦІЯ

Буховець В.М. Комплексне самоналагоджувальне оснащення для високоефективного затиску та багато різцевої обробки. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2019.

Дисертація присвячена створенню та дослідженню комплексного самоналагоджувального оснащення для високоефективного затиску та багаторізцевої токарної обробки.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному: доведено, що об'єднання в одній комплексній системі рівномірно розподіленого затиску і багатолезового різання підвищеної продуктивності і вібростійкості дозволяє досягнути підвищення точності токарної обробки, якості обробленої поверхні та подрібнення зливної стружки. Вперше 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 з боку різальних елементів та затискного пристрою, на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей. 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 складових сил різання. Встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях, що свідчить про доцільність застосування багаторізцевого самоналагоджувального оснащення. В результаті комп'ютерного

моделювання з використанням CAD/CAE-системи вперше отримані залежності діапазону затиску заготовок токарними патронами з різними типами втулкових елементів затиску від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску. Отримані картини напружено-деформованого стану втулкових елементів затиску, на основі чого визначені максимальні переміщення їх затискної частини.

Практичне значення отриманих результатів. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблено конструкційні схеми багато різцевих самоналагоджувальних систем для токарної обробки з розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску та вирівнюванням зусиль різання адаптивного типу. В результаті аналізу отриманих даних щодо динамічної поведінки багатолезової системи самоналагоджувальної обробки підтверджено підвищення стійкості проти автоколивань при багаторізцевій обробці з рівномірним затиском заготовок порівняно із однорізцевою. Розроблено експериментальний стенд та методику експериментальних досліджень похибок затиску заготовок малої жорсткості при використанні затискних елементів адаптивного типу в діапазоні його діаметрів затиску. При випробуваннях комплексного самоналагоджувального оснащення виявлені позитивні ефекти збільшення продуктивності обробки у 2,4 рази, зменшення радіальних похибок – у 2,1 рази, шорсткості поверхні обробки у 1,7 рази, подрібнення стружки порівняно із традиційною токарною обробкою. Окремі матеріали дисертаційної роботи впроваджені на виробництві. Отримано патент України на корисну модель.

На основі огляду та аналізу існуючих способів і засобів затиску циліндричних заготовок малої жорсткості, пристроїв та механізмів багатолезової обробки із само налагодженням визначені основна мета роботи, об’єкт і предмет дослідження, на основі яких визначені завдання і методи досліджень для реалізації поставленої мети.

Розроблені і науково обґрунтовані основи використання багаторізцевого оснащення адаптивного типу у комплексі із саморегульованим затиском заготовок. Об’єднання в одній комплексній системі рівномірного затиску і багатолезового різання адаптивного типу підвищеної продуктивності та надійності і вібростійкості дозволило досягнути ряду позитивних ефектів, зокрема підвищення точності обробки, її ефективності і якості, подрібнення зливної стружки. В цьому плані розроблені конструкційні схеми багатолезових самоналагоджувальних систем для токарної обробки з розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску та вирівнюванням зусиль різання адаптивного типу

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 затискного пристрою, на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей. Виведені 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 складових сил різання. Відповідно отримані відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по куту повороту та малі лінійні зміщень. За результатами моделювання встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях.

В результаті аналітичного і комп’ютерного моделювання отримані залежності діапазону затиску заготовок затискними патронами для різного типу втулкових елементів затиску від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску, та отримано картини їх напружено-деформованого стану. Аналіз динамічної стійкості багатолезової системи самоналагоджувальної обробки підтвердив підвищення стійкості проти

автоколивань при багатолезовій обробці з рівномірним затиском заготовок порівняно із однолезовою.

Експериментальні дослідження показали, що радіальне биття експериментального патрона зменшується порівняно із традиційним патроном в залежності від співвідношення довжини заготовки до її діаметру l/d при практично ідентичній конусності. Радіальна жорсткість пружної системи патрон-оправка для патрона із рівномірним затиском збільшується у порівнянні із трикулачковим патроном. При випробуваннях комплексного самоналагоджувального оснащення виявлені позитивні ефекти збільшення продуктивності обробки, зменшення радіальних похибок, шорсткості поверхні обробки та подрібнення стружки.

Ключові слова: комплексне оснащення, самоналагодження, адаптивний затиск, точність обробки, радіальні похибки затиску

SUMMARY

Buhovets V.M. Complex self adjusting tooling for high efficiency clamping and multi cut machining – Qualification scientific manuscript**.**

PhD thesis in Engineering Science with major in 05.03.01 – machining processes, machines and tools. – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2019.

The thesis deals with the creation and research of complex self-adjusting tool accessories for high efficiency clamping and multi cut machining.

The scientific novelty of the obtained results is as follows: it is demonstrated that conjunction of evenly distributed clamping and multi edge cutting of high productivity and vibration stability in a single complex system allows achieving the improved accuracy of turning as well as surface machining quality and continuous chips breaking. For the first time an analytic model has been developed based on the variation method of the machines accuracy calculating. The model allowed to evaluate the impact of the complex self-adjusting tool accessories errors arising as a result of force effect from the side of

cutting elements and clamping device on the machining cylindrical surfaces resulting accuracy of the cantilever parts. The part cylindrical surface radius deviations by turning angle are obtained. These deviations take into account both the small linear displacements and rotation angles, caused by transverse seizure of the work-piece in the clamping chuck, and the small linear displacements, caused by tool cutters blocks deformations under the influence of the cutting forces components. The constancy of the cylindrical surface radius deviation along the part length in the certain angle positions is established. This indicates the feasibility of multi-cutter self-adjusting accessories using. As a result of computer simulation using CAD-CAE system for the first time the dependences of work-pieces range clamping by turning chucks with sleeve clamping elements on the wall thickness as well as on the force load from the clamping drive side. The sleeve clamping elements elastic strain state pictures are obtained. On this base the maximum displacements of their clamping part are determined.

The practical value of the results. On the basis of theoretical and experimental research conducted, the design schemes of multi-cutter self-adjusting systems for turning with extended clamping range and evenly distributed clamping force as well as with adaptive type cutting forces equalizing were developed. As a result of the analysis of the obtained data of the multi-edge self-adjusting machining system dynamic behavior the increased stability to self-oscillations in the multi-cutter machining with steady clamping as compare with traditional single point tool cutting is confirmed. The experimental set-up as well as the technique for the experimental investigations were developed dealing with the small rigidity parts clamping errors in the clamping diameters range when adaptive type clamping elements using. During the complex self-adjusting accessories testing the positive effects were obtained such as machining productivity increase in 2,4 times, decrease of radial errors 2,1 and machining surface roughness in 1,7 times as well as chip breaking when compare with traditional turning. Some materials dissertation theses were introduced into production. The declarative patent of Ukraine on utility model was obtained.

Basing on the review and analysis of the available methods and technical means of clamping of the small rigidity cylindrical work-pieces as well as mechanisms and devices of the multi-edge self-adjusting machining review the main goal, object and subject of research have been formulated basing on which the research objectives and methods have been determined to realize the main goal.

The basics of a multi-tool adaptive-type accessories using in combination with a self-regulating work piece clamping have been developed and scientifically based. Combining uniform clamping and multi-tool cutting of adaptive type in a single integrated system of increased productivity, reliability and vibration resistance will allow achieving a number of positive effects, such as increase the machining accuracy, its efficiency and quality, grinding the continuous chips. In this regard, structural schemes of multi-edge self-adjusting systems for turning with an extended range and a uniformly distributed clamping force and adaptive-type equalizing of cutting forces have been developed.

An analytical model has been developed on the basis of a variation method for calculating the machines accuracy. This model made it possible to evaluate the influence of the errors of the components of the integrated self-adjusting tooling resulting from the force effect from the cutting process and the clamping device, on the initial accuracy of the machined cylindrical surfaces of the cantilever parts. Dependencies are derived for determining small linear displacements and rotation angles caused by transverse jamming of the work piece in the chuck and small linear displacements caused by deformations of the cutting blocks under the action of the cutting force components. Respectively, deviations of the radius of the cylindrical surface of the part in angle of rotation and small linear displacements were obtained. According to the simulation results, the constancy of the deviation of the radius of the cylindrical surface of the part along the length in certain angular positions was established.

As a result of analytical and computer modeling, the dependences of the clamping range of work pieces in the chucks with different types of sleeve elements of the clamp on the wall thickness and the power load from the clamp

drive side are developed, and pictures of their stress-strain state are obtained. The analysis of the multi-edge system dynamic stability of the self-adjusting machining confirmed the increase in resistance against self-oscillations together with the uniform clamping of work pieces compared to single-cut turning.

Experimental studies have shown that the radial run-out of the experimental chuck decreases compared to the traditional chuck depending on the ratio l /d with almost identical taper. The radial stiffness of the elastic chuck-mandrel system for a chuck with the uniform clamping increases compared to a three-jaw chuck . When testing complex self-adjusting tooling, the positive effects of an increase in machining accuracy, a decrease in radial errors, surface roughness, as well as chip reduction were found.

Key words: complex tooling, self-adjusting, adaptive clamping, machining accuracy, radial clamping errors.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Фахові видання та публікації в закордонних збірниках

1. Lutsiv I. Ring-shaped parts form accuracy improvement in lathe machining using complex self adjusting equipment / Ihor Lutsiv, Vitaliy Voloshyn, Valeriy Buhovets // Professional Studies: Theory and Practise. Technological Sciences. Siauliai State College. Tallinn University of Applied Sciences. Lithuania.- 2016/1 (16). - P. 80-85. *(Здобувачем запропоновано аналітичну модель для прогнозування похибки форми кільцевих циліндричних деталей при розточуванні дволезовим самоналагоджувальним інструментальним оснащенням з врахуванням системи затиску; для підвищення точності обробки запропоновані нові затискні патрони. Індексується в міжнародній наукометричній базі EBSCO databases).*

Публікації у фахових виданнях України

2. Луців І.В. Комп‘ютерне моделювання складових самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М.Буховець // Вісник національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний

контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2012. - Випуск 746. - С. 28-31. *(Здобувачем досліджено з використанням комп'ютерного моделювання діапазон затиску гідравлічного затискного патрона із різними типами втулкових затискних, а також отримано амплітудно-фазові частотні характеристики системи багатолезової обробки з гідравлічними затискним патроном).*

3. Луців І.В. Комп'ютерний аналіз підсистем затиску та самоналагоджувального оснащення для багатолезової обробки адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Науковий Вісник Херсонської державної морської академії. – 2013. - Випуск 2(9). – С. 183-190. *(Здобувачем досліджено напружено-деформований стан втулкових затискних елементів гідравлічного затискного патрона та отримано в результаті моделювання діаграми вібростійкості багатолезової системи для токарної обробки).*

4. Кінематичне подрібнення стружки і гнучкість затиску комплексного технологічного оснащення адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець, О.О. Стахурський // Науковий Вісник Херсонської державної морської академії. – 2015 – Випуск 2(13). - С. 193-201. *(Здобувачем запропонована система комплексного технологічного оснащення адаптивного типу для багатолезової обробки, охарактеризовано її підсистеми).*

5. Луців І. В. Оцінка впливу похибок комплексного само налагод-жувального оснащення на точність оброблювальних циліндричних поверхонь / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Вісник національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2016. - Випуск 839. - С. 80-85. *(Здобувачем проведено оцінку впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення, які виникають в результаті силової дії зі сторони процесу різання та затиску, на вихідну точність оброблюваних деталей).*

6. Lutsiv I. Definition of component elements position errors of integrated self-adjusting equipment for turning. / I. Lutsiv, V. Voloshyn, V. Buhovets // Technological complexes. Scientific journal. Lutsk National Technical University. - 2016. - №1 (13). - P. 98-105. *(Здобувачем з використанням варіаційного методу розрахунку точності машин проведено оцінку впливу узагальнених похибок від деформаційних зміщень заготовки у затискному пристрої та різцевих блоків самоналагоджувального оснащення на вихідну точність*

поверхонь. Індексується в міжнародній наукометричних базах Index Copernicus, Ulrichs Web, Google Scolar).

7. Lutsiv Ihor. Shape forming system model of lathes two-carriage tool systems/ Ihor Lutsiv, Vitaliy Voloshyn, Valeriy Buhovets // Scientific journal of the Ternopil national technical university. - 2018. - №3 (91). – P. 80-87. *(Здобувачем запропоновані комбінації формоутворення токарних верстатівз двосупортними інструментальними системами. Індексується в міжнародній наукометричній базі Index Copernicus).*

Тези конференцій та семінари

8. Луців І.В. Самоналагоджувальне комплексне оснащення адаптивного типу для високопродуктивної високоточної токарної обробки / І.В. Луців, В. Н. Волошин, В. М. Буховець // IV Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті», 29-31 травня 2012 р.: тези допов. – Херсон, 2012. - Т.2. – С. 96. *(Здобувачем запропоновано структуру оснащення).*

9. Луців І.В. Багатолезові мехатронні самоналагоджувальні системи затиску і обробки / І.В. Луців, В. Н. Волошин, В.М. Буховець // V Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті», 28-30 травня 2013 р.: тези допов. – Херсон, 2013. - Т.2. – С. 125. *(Здобувачем охарактеризовані складові частини мехатронних само-налагоджувальних систем затиску і обробки).*

10. Луців І.В. Моделювання похибки форми тонкостінних циліндричних деталей при обробці багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням оптимальним затиском / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // 5-та Міжнародна науково-практична конференція. «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», 1-3 жовтня 2014 р.: тези допов. – Херсон, 2014. - С. 218. *(Здобувачем запропонована модель похибки форми багатолезового оснащення з оптимальним затиском.)*

11. Луців І.В. Формування похибки форми при обробці кільцевих заготовок багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням з урахуванням системи затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин., В.М. Буховець // Матеріали ІІІ Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р.: тези допов. – Тернопіль, ТНТУ, 2014. – С. 115-116. *(Здобувачем запропонований порядок*

обчислення похибки форми з урахуванням системи затиску при обробці кільцевих заготовок з використанням багатолезового оснащення).

12. Луців І.В Вплив системи затиску на похибку форми при обробці кільцевих заготовок багатолезовим самоналагоджувальним оснащення / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Збірник наукових праць ІІІ всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології машинобудування», 2-6 лютого 2015 р. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2015. - С. 72-74. *(Здобувачем запропонована характеристика впливу багатолезового самоналагоджувального оснащення на похибку форми оброблених кільцевих заготовок).*

13. Луців І.В. Комплексне самоналагоджувальне оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Тези доповідей 12-ого Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові, 28-29 травня 2015 р.: тези доп. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2015. - С. 88-89. *(Здобувачем визначені характеристики складових частин комплексного самоналагоджувального оснащення).*

14. Обробка з кінематичним подрібненням стружки при використанні комплексного технологічного оснащення адаптивного типу. / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець, О.О. Стахурський // Матеріали 6-ої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», 24-25 вересня 2015 р.: тези допов. – Херсон, 2015. - С. 137-138. *(Здобувачем охарактеризований ефект подрібнення стружки при використанні комплексного самоналагоджувального оснащення).*

15. Луців І.В. Моделювання впливу силових факторів на похибку форми кільцевих деталей при розточуванні адаптивним багатолезовим оснащенням / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу», випуск 2. – Херсон: Херсонський національний технічних університет, 2015. - С. 38-42. *(Здобувачем подано розрахунок впливу силових факторів на похибку форми кільцевих деталей при розточуванні багатолезовим оснащенням).*

16. Луців І.В. Модель оцінки впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність токарного верстата / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Збірник наукових праць V-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології

машинобудування», 8-12 лютого 2016 р. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2016. - С. 72-75. *(Здобувачем обчислені похибки складових комплексного багатолезового оснащення).*

17. Експериментальні дослідження затискних елементів токарних патронів з адаптацією до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець // Матеріали II-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2016», 14-18 вересня 2016 р. - Херсон: ХНТУ, 2016. - С. 225-227. *(Здобувач взяв участь у налагоджуванні експериментальної установки та проведенні експериментальних досліджень затискних елементів токарних патронів з адаптацією до поверхні затиску).*

18. Буховець В.М. Підвищення якості обробки циліндричних деталей на токарних автоматах та верстатах ЧПК / В.М. Буховець, В.Г. Кушик // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання та технології сучасного машинобудування», 11-12 травня 2017 р.: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2017. - С. 43-44. *(Здобувачем проведена оцінка підвищення якості обробки циліндричних деталей з використанням комплексного багатолезового оснащення).*

19. Стабілізація затиску циліндричних деталей на токарних верстатах автоматах / І.В. Луців, В.М. Буховець, В.Г. Кушик, В.В. Білий, А.В. Литвин // 8-ма Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», 28-29 вересня 2017 р.: тези допов. – Херсон, 2017. - С. 443. *(Здобувачем охарактеризований стабілізація затиску циліндричних деталей при використанні комплексного самоналагоджувального оснащення).*

20. Експериментальні дослідження токарних самоцентрівних патронів з адаптивними затискними елементами / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець, Н.П. Кашуба // Збірник наукових праць VI-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 6-10 лютого 2017 р. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2017. - С. 70-72. *(Здобувач взяв участь у налагоджуванні експериментальної установки та проведенні експериментальних досліджень токарних самоцентрівних патронів).*

21. Луців І.В. Варіації жорсткості підсистеми затиску заготовки комплексного самоналагоджувального оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Матеріали Міжнародної науково-

практичної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100-річчя з дня заснування НАН України та вшанування памяті Івана Пулюя (100-річчя з дня смерті), 23-24 травня 2018 р.: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ. - С. 126. *(Здобувачем запропонована модель оцінки зміни жорсткості підсистеми затиску заготовки комплексного самоналагоджувального оснащення для токарної обробки).*

22. Забезпечення точності форми кільцевих деталей та подрібнення стружки при обробці багатолезовим оснащенням адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець, О.О. Стахурський // Збірник наукових праць VII-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 5-9- лютого 2018 р. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2018. - С. 89-90. *(Здобувачем проведена оцінка забезпечення точності форми кільцевих деталей при використанні комплексного самоналагоджувального оснащення)*

23. Буховець В.М. Забезпечення радіальної точності обробки конструкторсько-технологічними методами на токарних верстатах / В.М. Буховець // Матеріали VIII-va міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», 12 травня 2018 р.: тези допов. - Чернігів: Чернігівський національний технологічний університет, 2018. - Т.1. - С. 136.

24. Підвищення стабільності затиску заготовок малої жорсткості цанговими патронами із замкнутим контуром / І.В. Луців, В.Г. Кушик, В.М. Буховець, І.Т. Ярема // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Важке машинобудування. Проблеми і перспективи розвитку», 29-31 травня 2018 р.: тези допов. - Краматорськ: ДДМА, 2018. - С. 52. *(Здобувачем проведена оцінка підвищення стабільності затиску заготовок малої жорсткості при використанні при обробці комплексного самоналагоджувального оснащення).*

Патент України на корисну модель

25. Пат. 131072 Україна, МПК (2006.01) В 23 В 31/20. Цанга / Буховець В.М., Кушик В.Г., Луців І.В., заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. - № u201806078; заявл.01.06.2018; опубл. 10.01.2019, Бюл. №1. *(Частка всіх авторів однакова)*.

ЗМІСТ

ВСТУП…… 17

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАЛОЇ ЖОРСТКОСТІ І ІХ ЗАТИСКУ…… 25

1.1.Актуальність проблеми підвищення точності та якості обробки деталей малої жорсткості……..... 25

1.2. Конструкторсько-технологічні задачі затиску заготовок малої жорсткості …… 29

1.3. Аналіз шляхів підвищення точності і якості оброблення деталей з використанням багатолезового різання……... 51

1.4. Висновки, постановка мети і задач дослідження……. 68

РОЗДІЛ 2 ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОХИБОК СКЛАДОВИХ КОМПЛЕКСНОГО САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ НА РЕЗУЛЬТУЮЧУ ТОЧНІСТЬ ТОКАРНОГО ОБРОБЛЕННЯ …… 72

2.1. Складові комплексного самоналагоджувального оснащення…… 72

2.2. Модель формоутворюючої системи та формування похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення…… 87

2.3. Баланс точності токарного верстата із комплексним самоналагоджувальним оснащенням…… 92

2.4. Модель оцінки впливу похибок комплексного самоналагоджувального технологічного оснащення від його пружних деформацій при дії силового навантаження…… 95

2.5. Результати моделювання впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність циліндричної поверхні ……... 102
2.6. Висновки до розділу 2……. 105

РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПЛЕКСНОГО САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ОБРОБКИ МАЛОЖОРСТКИХ ЗАГОТОВОК…….. 106
3.1. Обґрунтування розрахункової схеми динамічної поведінки дворізцевого самоналагоджувального оснащення... 106
3.2. Математичне моделювання динамічних характеристик дворізцевого оснащення при обробці мало жорстких заготовок…….. 112
3.3. Комп’ютерний розрахунок динамічної якості системи дворізцевого оснащення при обробці мало жорстких заготовок……. 119
3.4. Моделювання характеристик затискних пристроїв із рівномірним затиском широкого діапазону діаметрів заготовок…….. 126
3.5. Генерація кінцево-елементної сітки та накладання граничних умов при моделюванні затискних пристроїв із адаптацією до широкого діапазону діаметрів заготовок…….. 131
3.6. Дослідження впливу особливостей втулкових затискних елементів на діапазон затиску…… 135
3.7. Висновки до розділу 3……. 139

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО СТАБІЛЬНОГО ЗАТИСКУ НЕЖОРСТКИХ ЗАГОТОВОК ПРИ ОБРОБЦІ БАГАТОРІЗЦЕВИМИ ПРИСТРОЯМИ ІЗ САМО-НАЛАГОДЖЕННЯМ……. 141

4.1. Методика експериментальних досліджень затиску заготовок і похибок при обробці дворізцевим оснащенням із самоналагодженням…… 141

4.2. Результати експериментальних досліджень затиску заготовок……. 144

4.3. Результати експериментальних досліджень радіальних похибок обробки при використанні дворізцевого оснащенням із самоналагодженням …….. 150

4.4. Рекомендації щодо раціонального використання комплексного самоналагоджувального оснащення із рівномірним затиском маложорстких заготовок…… 157

4.4. Висновки до розділу 4…… 167

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ……. 170

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ……. 173

ДОДАТКИ ……. 192

ВСТУП

Актуальність теми. Вирішення актуальної проблеми обробки нежорстких деталей на токарних верстатах полягає в керуванні процесом обробки конструкторськими і технологічними методами за рахунок створення надійних затискних пристроїв і забезпечення регулювання режимів обробки. Це в кінцевому результаті призводить до забезпечення стабільних показників якості обробки відповідно до вимог робочих креслень деталей.

Під час кінцевих токарних операцій крутильні коливання, які виникають у приводі, призводять до коливань сили різання, що в свою чергу викликає погіршення точності і якості оброблюваної поверхні. Через різну кількість затискних елементів затискного пристрою і їх положення відносно радіальної сили різання виникає зміна складових радіальних відтискань, викликаних різною податливістю елементів затискного патрона. Окрім того, в процесі обробки змінюються умови різання, що теж зумовлює утворення різноманітних похибок токарної обробки, особливо деталей малої жорсткості. Головною проблемою при обробці кільцевих деталей є недостатня жорсткість заготовки і в цілому технологічної системи. У таких випадках деформації деталі внаслідок закріплення у багатьох випадках співрозмірні з допуском на механічну обробку. Тому досягнення заданих параметрів точності форми обробленої поверхні кільцевих заготовок стає складним технологічним та виробничим завданням. Досягнення мінімізації похибки обробки можливе лише при правильно вибираних методах і засобах технологічної підготовки виробництва.

Очевидно, що зменшення похибок обробки слід шукати у комплексному вирішення проблеми обробки і затиску. Застосування дво- і багаторізцевого оснащення адаптивного типу поряд із досягненням стабільності затиску заготовок може забезпечувати за рахунок саморегулювання режимів різання стабільність показників якості обробки нежорстких деталей. При цьому в

структурі верстатно-інструментального оснащення мають створюватись внутрішні механізми адаптації всієї системи до зміни умов різання. Це є одним із ефективних способів покращення точності та якості поверхонь нежорстких деталей при обробці на токарних верстатах.

Тому дослідження такої комплексної системи затиску і обробки, яка забезпечує адаптацію багатолезового оснащення до умов обробки при забезпеченні необхідної радіальної жорсткості затискних пристроїв є актуальною науково-прикладною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота пов’язана з виконанням плану науково-дослідної роботи викладачів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя згідно до Постанови Кабінету Міністрів України № 516 від 18.04.2006 р. «Державна програма розвитку машинобудування», за програмою наукових досліджень Міністерства освіти та науки України, а також на основі держбюджетної науково-дослідної теми «Енергоефективні технології обробки деталей з полімерних матеріалів для обладнання магістральних газопроводів» (01.01.2013 р. 31.12.2014 р.) (номер державної реєстрації НДР: 0113U000252), під час реалізації якої здобувач був виконавцем окремих етапів.

Мета роботи й завдання дослідження. *Метою дисертаційної роботи* є підвищення ефективності токарної обробки деталей малої жорсткості на основі створення комплексних конструкцій самоналагоджувальних систем із затискними патронами з розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску і забезпеченням процесу самоналагоджування багаторізцевої обробки.

Для досягнення мети в роботі поставлені й вирішені такі завдання:

1) аналіз проблеми забезпечення високої якості токарної обробки деталей малої жорсткості і труднощів її досягнення та пошук шляхів її реалізації;

2) створення конструкційних схем багаторізцевих самоналагоджувальних систем з розширеним діапазоном затиску і рівномірно розподіленим зусиллям затиску та обробки адаптивного типу;

3) встановлення впливу геометрії різних типів втулкових затискних елементів на діапазон затиску заготовок та їх напружено-деформований стан;

4) аналіз динамічних характеристик самоналагоджувальної системи багатолезової обробки адаптивного типу в комплексі із затискними пристроями із рівномірно розподіленим зусиллям затиску;

5) експериментальні дослідження характеристик затиску і якості обробки багаторізцевих самоналагоджувальних систем та порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень;

6) вироблення практичних рекомендацій щодо використання багаторізцевих самоналагоджувальних систем в комплексі із затискними пристроями з елементами адаптації.

Об'єкт дослідження – процеси, що виникають при багаторізцевій токарній обробці деталей малої жорсткості та при їх рівномірно розподіленому затиску.

Предмет дослідження – комплексні самоналагоджувальні системи багаторізцевої обробки і затиску для точіння деталей малої жорсткості.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження грунтуються на фундаментальних наукових положеннях теорії різання, опору матеріалів, теоретичних основах розрахунку верстатів і машин, динаміки верстатів, теорії контактної жорсткості, методів розрахунку точності машин. Експериментальні дослідження виконувались в лабораторних умовах із використанням методик проведення експерименту, сучасної вимірювальної апаратури, спеціальних пристроїв.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Доведено, що об’єднання в одній комплексній системі рівномірно розподіленого затиску і багатолезового різання підвищеної продуктивності і

вібростійкості дозволяє досягнути підвищення точності токарної обробки, якості обробленої поверхні та подрібнення зливної стружки.

2. Вперше 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 з боку різальних елементів та затискного пристрою, на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей.

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 складових сил різання. Встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях, що свідчить про доцільність застосування багаторізцевого самоналагоджувального оснащення.

4. В результаті комп’ютерного моделювання з використанням CAD/CAE-системи вперше отримані залежності діапазону затиску заготовок токарними патронами з різними типами втулкових елементів затиску від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску. Отримані картини напружено-деформованого стану втулкових елементів затиску, на основі чого визначені максимальні переміщення їх затискної частини.

Практичне значення отриманих результатів. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень:

1. Розроблено конструкційні схеми багато різцевих самоналагоджувальних систем для токарної обробки з розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску та вирівнюванням зусиль різання адаптивного типу.

2. На основі отриманих результатів аналізу динамічної поведінки багатолезової системи самоналагоджувальної обробки підтверджено підвищення стійкості проти автоколивань при багаторізцевій обробці з рівномірним затиском заготовок порівняно із однорізцевою.

3. Розроблено експериментальний стенд та методику експериментальних досліджень похибок затиску заготовок малої жорсткості при використанні затискних елементів адаптивного типу в діапазоні його діаметрів затиску. При випробуваннях комплексного самоналагоджувального оснащення виявлені позитивні ефекти збільшення продуктивності обробки у 2,4 рази, зменшення радіальних похибок – у 2,1 рази, шорсткості поверхні обробки у 1,7 рази, подрібнення стружки порівняно із традиційною токарною обробкою.

4. Окремі матеріали дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «ТеХС» (м. Тернопіль) та УМГ «Прикарпаттрансгаз». Отримано патент України на корисну модель.

5. Результати роботи використовуються у навчальному процесі кафедри конструювання верстатів інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету при вивченні дисциплін «Металообробне обладнання» та «Проектування верстатів та верстатних комплексів».

Обгрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій. Достовірність отриманих теоретичних закономірностей процесів динамічного стану обробної системи комплексного затиску і багато різцевої обробки адаптивного типу, її динамічної стійкості і похибок, що виникають при самоналагоджувальній обробці гарантується тим, що вони засновані на класичних законах механіки, теорії різання, теорії автоматичного керування і науки про верстати, інструменти та технологію машинобудування. Достовірність отримання експериментальних результатів зумовлена застосуванням сучасних вимірювальних засобів високої

чутливості, їх ретельним налаштуванням, калібрування і задовільною помилкою вимірювальних величин.

Наукове значення роботи полягає в тому, що на основі варіаційного методу розрахунку точності машин доведено можливість створення аналітичної моделі впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення внаслідок силової дії процесу різання та затискного пристрою на результуючу точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей, на основі апарату теорії автоматичного керування виявлені нові закономірності оцінки вібростійкості багато різцевих токарних систем адаптивного типу при умові рівномірного затиску заготовок, розроблені нові підходи теоретичного і експериментального дослідження процесу.

Особистий внесок здобувача. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень отримані дисертантом самостійно. В роботах опублікованих у співавторстві здобувачем проведені наступні теоретичні дослідження: розроблені основи створення комплексного самоналагоджувального оснащення для стабільного затиску і багаторізцевої обробки деталей [84, 94, 78, 88] та здійснено моделювання його складових [86, 87, 98, 100]; розроблені аналітичні і комп'ютерні моделі прогнозування похибок обробки маложорстких деталей з використанням комплексного оснащення [167, 77, 166-167, 91, 96, 79, 90, 81]; проведено оцінку ефективності використання комплексного технологічного оснащення адаптивного типу [92, 17, 95, 99, 15]. Здобувачем самостійно проведена основна частина експериментальних досліджень характеристик комплексного оснащення [84, 92, 80, 83]. При виконанні роботи у співавторстві отримано патент України на корисну модель [129].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи обговорювались на: 4-ій та 5-тій міжнародних науково-практичних конференціях «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті» (Україна, Херсон, 29-31 травня 2012 р. та 28-30 травня 2013 р.);

17-ій і 18-ій наукових конференціях ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна, Тернопіль, 20-21 листопада 2013 р. та 29-30 жовтня 2014 р.); 5-тій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (Україна, Херсон, 1-3 жовтня 2014 р.); 12-ому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (Україна, Львів, 28-29 травня 2015 р.); 13-тій міжнародній конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» у Донбаській державній машинобудівній академії (Україна, Краматорськ, 2-4 червня 2015 р.); 6-тій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» Херсонська державна морська академія (Україна, Херсон, 24-25 вересня 2015 р.); І-ій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2015», Херсонський національний технічних університет (Україна, Херсон, вересень 2015р.); 3-ій та 5-ій всеукраїнських науково-технічних конференціях «Прогресивні технології машинобудування» (Україна, Львів, 2-6 лютого 2015 р. та 8-12 лютого 2016 р.); IV міжнародній науково-технічній конференції ТК-2016 (Україна, Луцьк, 26-28 травня 2016 р.); ІІ-ій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2016», Херсонський національний технічний університет (Україна, Херсон, 14-18 вересня 2016 р.); всеукраїнській науково-практичній конференції «Обладнання та технології сучасного машинобудування», ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна, Тернопіль, 11-12 травня 2017 р.); 8-ій міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсонська державна морська академія (Україна, Херсон, 28-29 вересня 2017 р.); 6-ій міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні» (Україна, Львів, 6-10 лютого 2018 р.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 25 друкованих праць, з них 7 – статтей (одна – у закордонному виданні; 6 – у фахових

наукових виданнях України, з них 3 – у журналах, що входять до міжнародних наукометричних баз даних EBSCO, Index Copernicus, Ulrichs Web, Google Scolar) та 17 – матеріалів доповідей на конференціях. Отримано патент України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел (175 найменувань), 3 додатків. Повний зміст роботи викладений на 201 сторінці машинописного тексту, з них 160 сторінок основного тексту, 19 сторінок списку літератури, 9 сторінок додатків, 58 рисунків, 14 таблиць.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАЛОЇ ЖОРСТКОСТІ І ЇХ ЗАТИСКУ

1.1. Актуальність проблеми підвищення точності та якості обробки деталей малої жорсткості

Серед великої різноманітності деталей машинобудування більше 30% займають деталі типу тіл обертання. Найбільш трудомісткими із них при виготовленні є деталі, що характеризуються малою жорсткістю (високою податливістю), зокрема деталі, до яких висувають значні вимоги щодо точності і якості оброблюваних поверхонь.

Це такі деталі як різноманітні вали, осі, торсіони, стволи, штоки, гнучкі вали, напрямні циліндрів, кільцеві деталі, тонкі диски та інші.

Їх класифікацію можна укрупнено зобразити так, як показано в таблиці 1.1.

Такі і подібні деталі дуже широко використовують як у різноманітних машинах, так і в приладах. У більшості випадків альтернативної заміни для таких деталей немає.

До маложорстких деталей висувають високі вимоги щодо отримання і збереження точності як розмірів, так і форм. Одночасно повинні забезпечуватись задана технічним завданням шорсткість поверхні і виявлятись необхідні властивості матеріалу деталі. З врахуванням необхідності забезпечення таких вимог при механічній обробці деталей малої жорсткості виникають значні труднощі на всіх етапах виготовлення таких деталей.

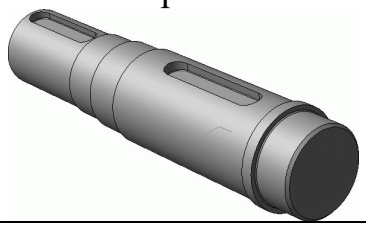
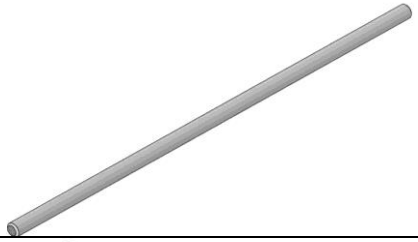
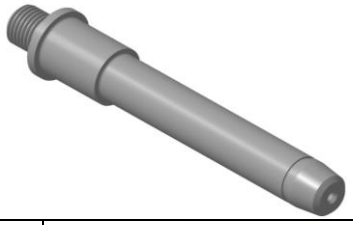
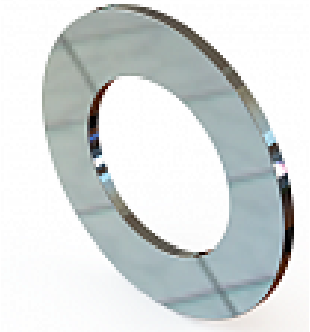
Нежорсткими прийнято вважати вали, у яких співвідношення довжини (l) до діаметру (d) є більшим $\lambda = l/d = 12$. Особливо важкими деталями для обробки слід вважати такі, для яких величина λ знаходиться в діапазоні 15-50.

Через малу згинну жорсткість маложорстких деталей циліндричної форми, яку приблизно можна вважати пропорційною до величини d^4/l^3 (де d – діаметр деталі, а l – її довжина), обробку різанням таких деталей проводять із заниженою продуктивністю.

Окрім того при виготовленні маложорсктих циліндричних деталей вимушено застосовують більш точні заготовки в сенсі їх допустимих відхилень розмірів і форми. Цим зменшують перенесення похибок від заготовки на готову деталь через технологічну спадковість.

Таблиця 1.1

Класифікація деталей малої жорсткості

<table>
<tr><td colspan="5">Деталі малої жорсткості</td></tr>
<tr><td rowspan="4">Вали</td><td rowspan="3">Порожнинні</td><td rowspan="2">Жорсткі</td><td>Прямі</td><td>Вали-шестерні</td></tr>
<tr><td>  </td><td> </td></tr>
<tr><td>Ексцентрикові</td><td>Кулачкові, колінчасті</td></tr>
<tr><td> </td><td> </td></tr>
<tr><td rowspan="2">Гнучкі</td><td>Силові</td><td colspan="2"> </td></tr>
<tr><td>Приводи приладів</td><td colspan="2"> </td></tr>
<tr><td rowspan="2">Осі, штоки</td><td rowspan="3">Суцільні</td><td colspan="2">Гладкі</td><td>  </td></tr>
<tr><td colspan="2">Ступінчасті</td><td>  </td></tr>
<tr><td>Тонкі диски</td><td>  </td><td>Кільцеві тонкостінні деталі</td><td> </td></tr>
</table>

Відповідно при традиційному різанні часто застосовують технологію обробки з нерухомими і рухомими люнетами [130], кількість яких може досягати навіть п’яти при обробці надзвичайно довгих деталей. Використання таких люнетів дозволяє значно підвищити жорсткість технологічної системи, бо опорні елементи люнетів розміщують досить близько до зони різання, яке здійснює різальний елемент.

Процес токарної обробки супроводжується пружними деформаціями і вібраціями, які чинять багатофакторний вплив на параметри точності та якості оброблюваної поверхні, стійкість інструментів та довговічність верстату.

Стосовно ж мало жорстких деталей, то їх обробка зумовлена особливо значними труднощами, які полягають у пружних деформаціях оброблюваної деталі, зумовлених дією зусиль різання. Це в першу чергу стосується поперечних деформацій деталі під дією радіальної складової сили різання, оскільки, як відомо, деформації деталі у тангенціальному напрямку, зумовлені дією головної складової сили різання та відповідного згинного моменту, не є визначальними.

Окрім того, іншою проблемою обробки мало жорстких деталей є виникнення вібрацій різної природи (зокрема, вимушених коливань, коливань, викликаних нелінійністю сил тертя та неприпустимих автоколивань). Ці вібрації інколи є настільки інтенсивними, що змушують суттєво знижувати режими різання, а також переходити на багато прохідну обробку. Поява коливань зумовлена наявністю взаємного впливу технологічних умов різання, зовнішніх збурюючих сил і деформаційно-пружних характеристик технологічної оброблюваної системи. Особливий характер ці проблеми набувають при обробці деталей малої жорсткості, в тому числі тонкостінних заготовок.

Отримувані результуючі показники мало жорстких деталей часто детермінуються також фізико-механічними властивостями поверхневого шару [31], який для деталей малої жорсткості є надміру тонким, що в свою чергу істотно впливає на надійність як подібних деталей машин, так і механізмів і машин в цілому.

В багатьох випадках вказані фактори також призводять до інтенсивного зношування різальних інструментів, необхідності їх заміни, а часто – взагалі до припинення процесу обробки через поломки різців.

Всі ці передумови суттєвим чином визначають зниження продуктивності обробки, її точності і якості, а отже – і собівартості виготовлення деталі та на інших важливих техніко-економічних показників.

Тому проблема забезпечення високопродуктивної обробки деталей малої жорсткості при дотриманні заданих технологічних вимог до точності і якості обробки залишається надзвичайно важливою задачею в умовах сучасного машинобудівного виробництва.

Слід також відмітити, що під час кінцевих токарних операцій крутильні коливання, які виникають у приводі, також призводять до коливань сили різання, що в свою чергу викликає погіршення точності і якості оброблюваної поверхні. Через різну кількість затискних елементів затискного пристрою і їх положення по відношенню до радіальної сили різання, виникає зміна складових радіальних відтискань, викликаних податливістю затискних елементів.

Окрім того в процесі обробки змінюються умови різання, які істотно впливають на умови затиску заготовок, що теж зумовлює утворення різноманітних похибок токарної обробки, особливо деталей малої жорсткості.

Також слід відзначити, що розмірна обробка мало жорстких кільцевих деталей на технологічних операціях точіння пов'язана не тільки з деформаційним впливом сил різання на оброблювані поверхні, але і появою деформацій закріплення деталі з подальшим формуванням пов'язаних з цим похибок обробки. Головною проблемою при цьому є недостатня жорсткість заготовки і в цілому технологічної системи. У таких випадках деформації деталі внаслідок закріплення у багатьох випадках спів розмірні з допуском на механічну обробку. Тому досягнення заданих параметрів точності форми обробленої поверхні нежорстких і кільцевих заготовок стає складним технологічним та виробничим завданням. Досягнення мінімізації похибки обробки можливе лише при правильно вибираних методах і засоби технологічної підготовки виробництва.

Тому вирішення актуальної проблеми обробки нежорстких деталей на токарних верстатах полягає у керуванні процесом обробки конструкторським і технологічним методами за рахунок створення надійних затискних пристроїв і забезпечення регулювання режимів обробки. Це в кінцевому результаті призводить до забезпечення стабільних показників якості обробки відповідно до вимог робочих креслень деталей.

Очевидно, що зменшення похибок обробки слід шукати у комплексному вирішення проблеми обробки і затиску.

1.2. Конструкторсько-технологічні задачі затиску заготовок малої жорсткості

З метою визначення основних конструкторських і технологічних задач затиску заготовок малої жорсткості перш за все розглянемо відомі затискні пристрої в ракурсі їх класифікації.

Затискні механізми для більшості металообробних верстатів прийнято [21, 29, 42, 47, 60, 6, 158, 164] перш за все розрізняти стосовно виду енергії, яка задіяна у їх функціонуванні, і джерела цієї енергії. Це відповідно механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні затискні пристрої, а також їх гібридні аналоги (наприклад, електромеханічні). Ці затискні механізми можуть мати нерухомі або рухомі виконавчі кінематичні ланки з прямолінійним чи обертовим рухом і бути різного конструктивного виконання. За ознакою характеру замикання силового ланцюгу відповідно до класифікації затискних пристроїв, розробленої професором Ю.М. Кузнєцовим [152] розрізняють такі групи затискних механізмів, як: 1) з непружним силовим замиканням; 2) з пружним силовим замиканням за рахунок потенціальної енергії при розтиску стиснутої пружної ланки; 3) з геометричним замиканням, при якому сила затиску визначається натягом (пружною деформацією) ланцюга, відключеного від приводу, у бік об'єкту закріплення; 4) з фрикційним замиканням у вигляді самогальмування і комбіновані.

Слід зазначити , що в одній конкретній конструкції затискного механізму можуть поєднуватись різні типи замикання: силове, геометричне і фрикційне. В останній час були сконструйовані затискні механізми, які характеризуються змінною структурою [21, 54, 60, 63, 145, 158]. До цих механізмів можна віднести [59] самоналагоджувальні, багатофункціональні, з автоматичним регулюванням характеристик і з автоматичним перемиканням кінематичних ланцюгів.

Щодо токарних верстатів з числовим програмним керуванням [46, 47, 56], то їх затискні механізми характеризуються певними особливостями залежно від серійності виробництва, необхідної продуктивності, точності обробки. Часто застосовують затискні патрони з швидкозмінними кулачками. Можливе також застосування затискних патронів, кулачків і цанги з автоматичною зміною структури. Це визначає високий рівень їх самоналагодження.

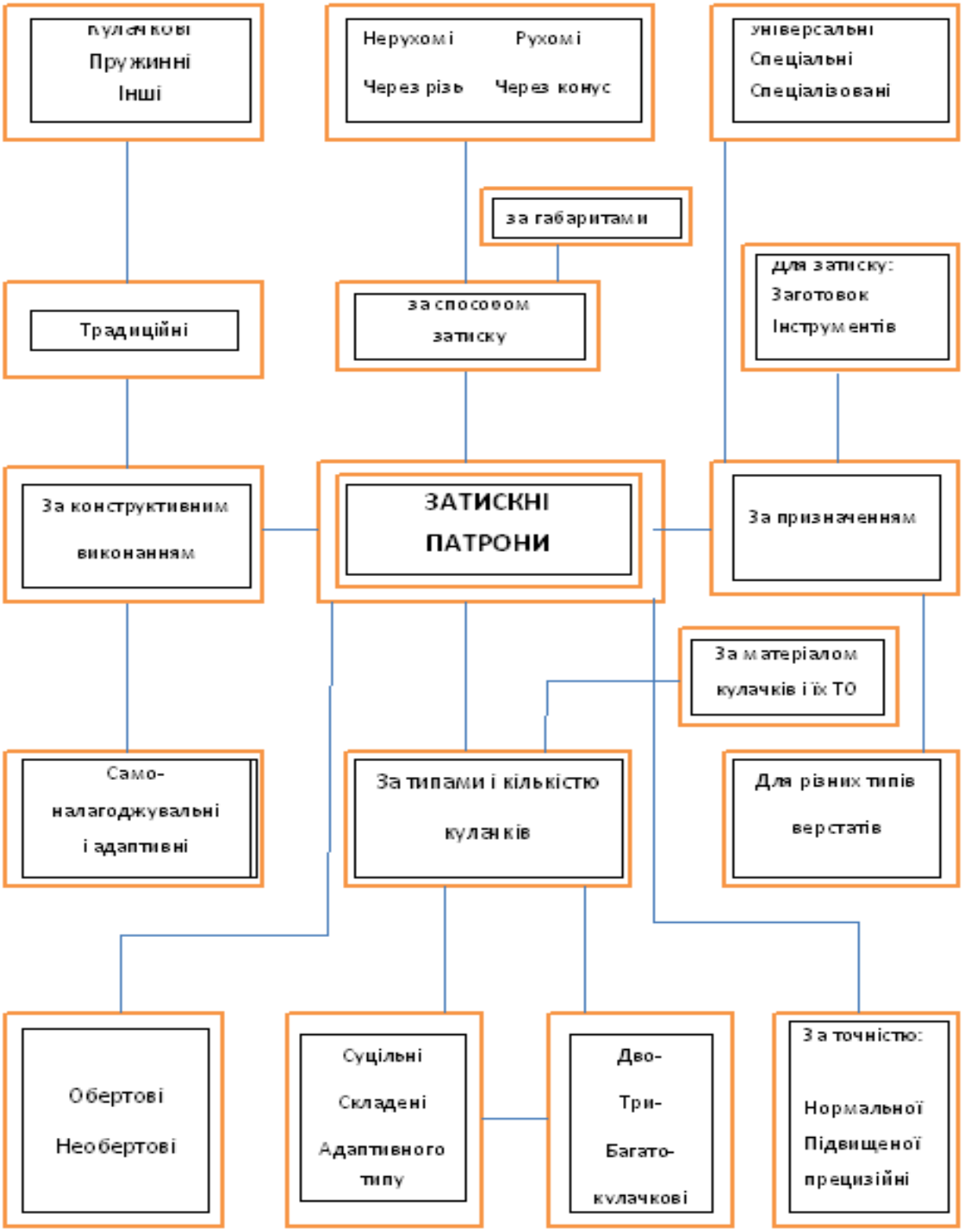


Рис. 1.1. Укрупнена класифікація затискних патронів

Основною частиною затискних механізмів є виконавчі елементи. Зокрема у традиційному затискному патроні його затискні елементи взаємодіють безпосередньо з об'єктом закріплення.

Від конструктивного виконання і основних характеристик затискного патрона залежать як показники роботи затискного механізму, так і техніко-економічні показники обробки. Аналіз існуючих на сьогодні публікацій і виробничого досвіду показує, що виконавчі елементи затискних механізмів конструктивно виконують у вигляді втулок із самогальмуванням, цанг, патронів різної конструкції, лещат та інших.

В роботі професора Ю.М. Кузнецова [152] наведена класифікація затискних патронів, яку з врахуванням існуючих конструкцій патронів самоналагоджувального і адаптивного типу у спрощеному вигляді можна зобразити як представлено на рис. 1.1.

Затискні пристрої верстатів у значній мірі визначають точність і продуктивність обробки деталей, в тому числі деталей малої жорсткості. Це особливо виявляється у чинному впливі на встановлення режимів і структури оснащення для обробки, можливість зменшення припусків на подальші операції і навіть виключення негативного впливу технологічної спадковості і кардинальну зміну технологічного маршруту. Надійність і стабільність закріплення і затиску особливо важлива верстатах високої і підвищеної точності. Такі фактори в свою чергу визначають точність і стабільність обробки деталей. Також важливою є швидкодія затискних механізмів.

Базуючись на відомих з виробничого досвіду і існуючих наукових досліджень основних характеристиках затискних механізмів можна провести структурований аналіз взаємозв’язку великого різноманіття їх конструкцій з відповідними характеристиками затискних патронів, а відповідно і їх параметрами

Як видно із модернізованої нами схеми, розробленої проф.. Ю.М. Кузнєцовим [152], наведеної на рис. 1.2, можна пов’язати у єдиній системі основні вимоги до затискних механізмів, викликані технологічними передумовами, із певними конструктивними особливостями таких пристроїв.

До загальних корисних в експлуатаційному плані та в технологічному аспекті виготовленні характеристик можна віднести: простоту конструкції; її технологічність; безпечність і зручність затискного патрона; його енергетичні характеристики (підведена потужність, к.к.д.); міцність і надійність, швидкодію; переналагоджувальність та широкодіапазонність.

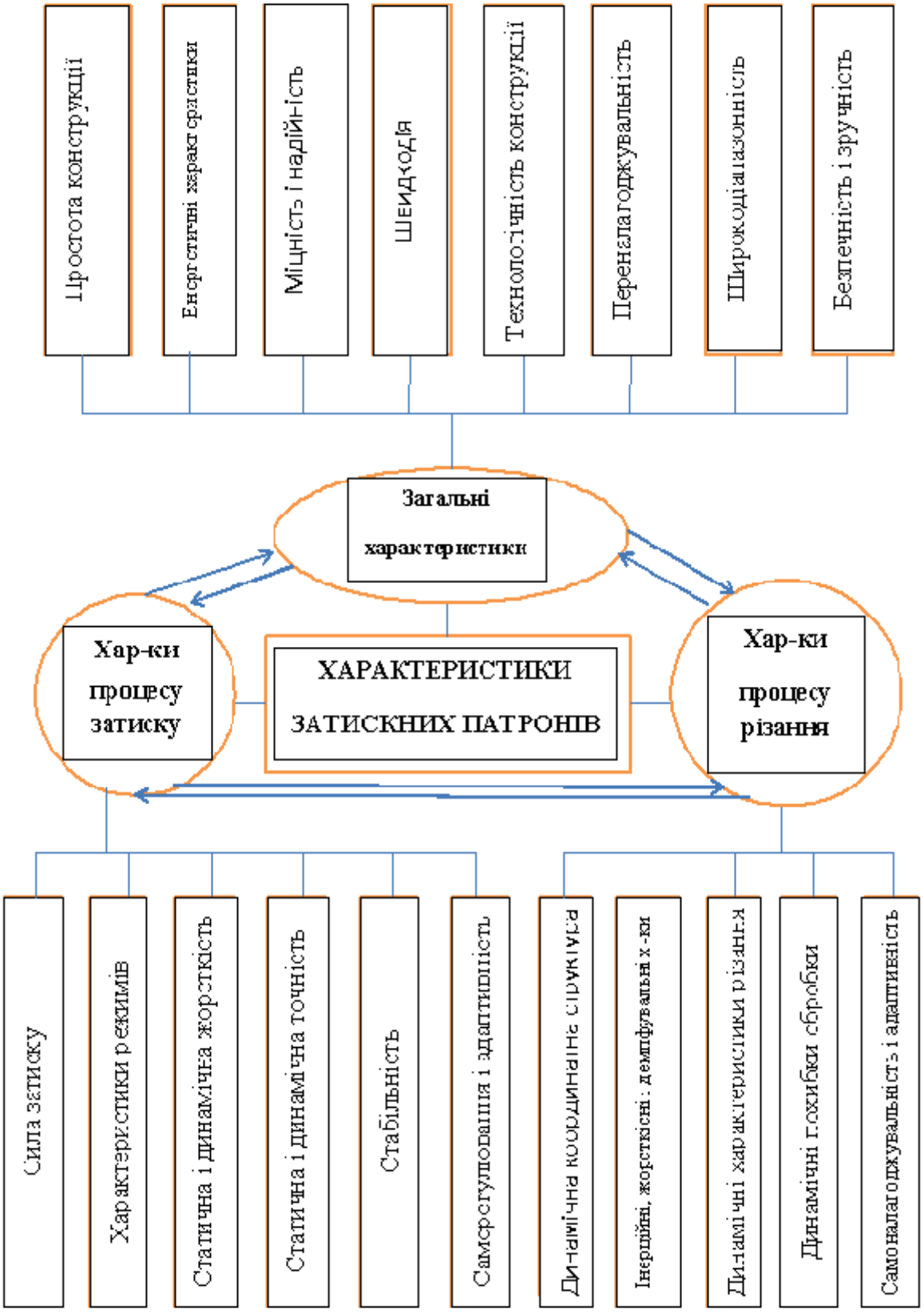


Рис. 1.2. Взаємозвязок між характеристиками затискних патронів

Як видно із наведеної схеми рис. 1.2 загальні характеристики затискних патронів взаємопов’язують між собою характеристики, як процесу затиску, так і власне процесу різання

До характеристик процесу затиску слід віднести в першу чергу – силу затиску, а також – характеристики режимів затиску, статичну і динамічну жорсткість процесу, супроводжувану статичною та динамічною точністю та стабільністю, а також саморегулювання та адаптивність.

Щодо характеристик процесу різання, то можна орієнтуватись на динамічну координатну структуру, інерційні, жорсткісні та демпфувальні характеристики системи, динамічні характеристики процесу різання і відповідні динамічні похибки та самоналагоджувальність і адаптивність процесу різання.

Дослідниками наукової школи проф.. Ю.М. Кузнецова розроблені цілі класи затискних патронів, визначені вимоги до них, детально виявлені і прораховані системні фактори впливу на працездатність патронів. Ця інформація міститься окрім всього у працях таких дослідників як Вачев А.А. [59, 61] (Болгарія, Україна), Сяров С.П. [64] (Болгарія, Україна), Іванюк І.О. [34], Сидорко В.І. [61, 62], Волошин В.Н. [23], Литвин О.В., Кушик В.Г. [70], Редько Р.Г. [139], Ахрамович В.Н. [8,9], Придальний В.В. [134] (Україна), Хамуйєла Ж.А. Герра (Ангола, Україна) [165], Schulz H., [169], Spur G. [173,174], Wagner H.-D. [173,174] (Німеччина) та інші.

Встановлено, що існують основні і додаткові вимоги до затискних патронів. Це - швидка змінність їх структури і переналагоджуваність, простота і адаптивність регулювання, розширений (широкий) діапазон їх затиску, автоматичне формування параметрів затиску в результаті їх само налагодження. Вимоги до затискних механізмів перш за все залежать від вимог, що ставляться до верстата і технологічного процесу в цілому. Серед цих вимог визначальними є точність і продуктивність обробки при високій комплексній якості оброблюваних деталей.

Перш за все звернемо увагу на особливості дії силових факторів при затиску. Зусилля різання і їх складові, що виникають в процесі обробки

одночасно діють як на різальний інструмент, так і на оброблювану заготовку. Як відомо, заготовка в основному утримується в затискному механізмі за рахунок, як правило, сил тертя і зчеплення, які змінюються в широкому діапазоні. Сили затиску заготовки та інструменту, а також кінематика рухомого вузла верстата повинні забезпечувати жорсткість контакту поверхонь затиску, запобігати їх зсуву під дією сил в процесі обробки, а також стримувати виникнення вібрацій і неприпустимих деформацій елементів технологічної системи обробки.

Для простих конфігурацій циліндричних деталей достатньої жорсткості, до яких не висувають особливих вимог, необхідні сили затиску можна розрахувати за відомими стандартизованими формулами. Навпаки для маложорстких і тонкостінних деталей сили затиску часто приймають за аналогією із зусиллями, що діють при експлуатації в уже існуючих затискних пристроях. При цьому користуються методами теорії подібності.

У випадку обробки мало жорстких заготовок бажано і необхідно забезпечити в проектованій конструкції можливість регулювання сил затиску. Тому розрахункові сили затиску визначають з урахуванням можливості відхилень від номінальних розмірів заготовок і їх характеристик. Слід мати на увазі також варіації сил різання, зміни сил тертя в елементах технологічної системи і, зокрема, в затискних елементах. Як правило, для врахування таких факторів використовують коефіцієнт запасу $K_{зап}$. Розрахункові значення сил затиску можна отримати помноживши на вибране значення сили на вказаний коефіцієнт запасу. Цей коефіцієнт в загальному дорівнює 1,5...2. Корсаков В.С., [42], рекомендує вважати значення $K_{зап}$ рівним добутку коефіцієнтів, що відображають конкретні умови обробки, Відповідно до цього $K_{зап}$ може змінюватися від 1,5 до 8. У випадку, якщо сили різання відтискають заготовку від поверхонь, на яких вона базується, то $K_{зап} \geq 2{,}5$.

Як показуть в [117] М.Л. Орликов і Ю.М. Кузнєцов, сили затиску, достатні для запобігання зсуву заготовки в процесі різання, наближено визначають з рівнянь статики, користуючись прийнятою схемою закріплення заготовки. При цьому розглядають системи рівнянь, що описують умови рівноваги прикладених сил, а саме: сил різання і тертя, що виникають в процесі обробки, а також відповідних прикладених сил затиску і реакцій опор.

Окремо слід сказати про існуючі дослідження щодо визначення деформацій при затиску [49]. Деформація пружної системи може бути розрахована за пружними характеристиках окремих елементів із врахуванням власної жорсткості і контактної жорсткості стиків між ними [72, 144].

Особливо слід зауважити, що при обробці на верстатах заготовок, що утримуються силами зчеплення в затискних елементах, складові сил різання можуть викликати прокручування заготовки від крутного моменту різання, проковзування від осьових сил різання, поворот відносно точки опори від згинаючих моментів, а також зсуву від поєднань дії цих складових [70].

Окремо треба зазначити, що специфічними є вимоги до затискних пристроїв верстатів з програмним керуванням [56]. Для затискних пристроїв у таких верстатах домінуючими вимогами є гнучкість, швидка переналагоджуваність і широкодіапазонність..

Як правило, вимоги до затискних механізмів кількісно виражають через відповідні окремі характеристики. У довідниках [144,145] рядом дослідників (Україна, Болгарія) визначено, що основними серед них є: 1) кінематичні і розмірні; 2)силові і енергетичні; 3)характеристик жорсткості; 4)характеристики точності.

Зокрема серед основних кінематичних і розмірних характеристик виділяють передавальні відношення в затискному пристрої; робочі ходи затискного елементу і елементів приводу затиску; діапазони діаметрів

заготовок, що підлягають затиску, максимальні діаметральні похибки заготовок та інші.

Силові характеристики патрона і приводу затиску перш за все включають радіальні та осьові зусилля, що припадають на один затискний елемент; момент прокручування заготовки, момент виривання заготовки із затискного пристрою та інші. Серед енергетичних характеристик найбільш важливими є потужність приводу затиску та коефіцієнт корисної дії приводу.

Визначальними є також характеристики жорсткості пружної системи патрон-заготовка. Це такі характеристики як: радіальна, згинна, крутильна, осьова жорсткісті пружного елементу; а також відтискання заготовки на вильоті і осьове відтискання; коефіцієнт защемлення заготовки та інші.

Показники точності визначаються похибками затиску системи патрон – деталь. Серед них найважливішими є радіальне биття на вильоті, радіальна деформація тонкостінної кільцевої заготовки від сили, осьове зміщення заготовки (прутка) при затиску (відтягування), сумарне осьове зміщення заготовки та інші.

На стабільність характеристик при затиску мало жорстких і тонкостінних деталей великий вплив чинить відхилення діаметру d поверхні об'єкту закріплення, що затискається: $\Delta d = d_{\max} - d_{\min}$. Враховують також розкид характеристик за абсолютною різницею їх граничних значень або дисперсій. Наприклад [54], сумарну радіальну силу затиску циліндричної заготовки з відхиленням діаметру Δd можна визначити середнім значенням цієї сили $T_{\Sigma} = 0{,}5\left(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}\right)$, показником нестабільності $\varepsilon_T = \Delta T / \Delta d = \left(T_{\Sigma\max} - T_{\Sigma\min}\right)/\left(d_{\max} - d_{\min}\right)$, коефіцієнтами нерівномірності $\delta_T = \Delta T_{\Sigma} / T_{\Sigma}$ і стабільності $K_T = T_{\Sigma\min} / T_{\Sigma\max}$.

Важливим показником є коефіцієнт охоплення заготовки. При коефіцієнті охоплення $K_0 < 0$ затискний патрон не може закріплювати

заготовку в робочому діапазоні діаметрів верстата. При $K_0 = 0$ повністю використовується робочий діапазон діаметрів верстата і забезпечується задана сила затиску. При $K_0 > 0$ є запас і резерв на додаткове охоплення діаметрів заготовки.

Щодо силових характеристик затискного механізму, то вони повинні бути достатніми, щоб протидіяти силовим факторам при різанні в процесі обробки заготовки, що обертається з певною частотою [70]. При обробці заготовок, що утримуються за рахунок зчеплення із затискними елементами, складові сил різання і відповідний момент можуть викликати: прокручування заготовки від крутного моменту різання, проковзування від осьових сил різання, поворот відносно точки опори від згинальних моментів, а також зсув від різних поєднань дії цих складових.

Характеристики жорсткості, як правило, визначають вимірюючи пружні відтискання дослідної оправки індикаторами певних вильотах заготовки за навантаження силами різання, що відповідають реальним умовам обробки, а саме фактичним значенням зусиль різання і крутних моментів, викликаних їх дією.

Характеристики точності затискного механізму пов’язані з його здатністю зберігати визначене положення деталі після її затиску [152]. Ці характеристики оцінюють похибками виготовлення самого патрона, похибками подачі і закріплення. Вказані похибки визначають величинами неточностей положення закріплення деталі при певному вильоті заготовки.

Важливим є і процес встановлення деталі в затискному пристрої. Він визначається рядом різних факторів, зокрема: утворенням пружних відтискань в приводі і системі затиску, похибками положення деталі в радіальному і осьовому напрямах з урахуванням пружних і пластичних деформацій; тепловими та іншими факторами.

Дослідниками наукової школи проф. Ю.М. Кузнєцова [26, 29, 48, 52, 65, 66] також досліджені фактори, що впливають на величини і відхилення

основних характеристик затискного механізму, а саме: силу, жорсткість, точність, швидкодію. Ці фактори можна розділити на чотири основні групи:

А – параметри заготовки: її матеріал і його фізико-механічні властивості, відхилення розміру, форми і шорсткості поверхні, що затискається, маса, довжина, форма поперечного перетину та інші;

Б – принцип затиску, його характеристики, структура, схема і конструктивні параметри затискного пристрою, типи силового контуру затискного механізму і напрям затискного зусилля в системі;

В – кінематичні і динамічні фактори: закони руху і маси ланок, різноманітні сили в залежності від структури навантаження, частоти і амплітуди коливань, податливості елементів і демпфуючі властивості;

Г – циклічна і силова взаємодія з іншими механізмами верстата.

В роботі [152] встановлено, що зміна конструктивної схеми патрона з точки зору забезпечення його контакту із заготовкою покращує силові характеристики, що визначаються зчепленням затискних елементів із заготовкою.

У працях [48, 55] показано, що залежність радіальної сили затиску T від осьової S носить різний характер. Так, при затиску заготовок діаметром $d = d_0$ залежність $T(S)$ наближається до лінійної (коефіцієнт підсилення $k_n = const$). При затиску заготовок діаметром $d > d_0$ ($\Delta d > 0$) крива опукла, а при $d < d_0$ ($\Delta d < 0$) – увігнута, що пояснюється зміною умов контакту не тільки в поздовжньому, але і поперечному перетинах.

Окрім того, в роботах [144, 145] доведено, що основним джерелом биття є не радіальне змішення осі деталі, а її поворот. Збільшення ж сили затиску, що призводить до виборки зазорів і ущільнення контактів, помітно знижує радіальне биття.

Довідниками [144, 145] зафіксовано, що між жорсткістю затиску і радіальним биттям існує взаємозв'язок, зокрема із збільшенням жорсткості затиску радіальне биття зменшується, причому при закріпленні заготовки, діаметр якої трохи більший за діаметр робочого отвору, жорсткість і радіальна точність максимальні. Це підтверджено також у працях [29, 49, 53, 65, 153] та інших.

У вказаних наукових роботах доведено, що на зміну сили затиску заготовок, що обертаються, затиснутих в патронах з відкритим силовим контуром, істотно впливає відцентрова сила при різних частотах обертання шпинделя.

Важливим є те, що сила затиску заготовки істотно визначає призначення режимів різання, а також вибір потужності металорізального верстата. Встановлений також вплив елементів режимів різання і сил різання на сили затиску [64, 73]. Зокрема зі встановлених залежностей випливає, що сила різання збільшує прогнозовану силу затиску. Також із збільшенням початкової статичної сили затиску вплив сили різання на силу затиску зменшується. При цьому можна вважати залежність необхідної сили затиску від сили різання лінійною.

В довіднику [144] наведені дані про вплив відцентрових сил і сил різання на силу затиску заготовки в патроні на основі запропонованих Ю.М. Кузнєцовим розрахункових схем і математичних моделей. Показано, що співвідношення жорсткостей в місцях контакту деталь – затискний елемент і затискний елемент – корпус патрона визначає ступінь впливу відцентрових сил неврівноважених частин патрона на силу затиску. Для замкнутого закритого силового контуру патрона, вплив відцентрових сил незначний, а для замкнутого відкритого силового контуру, відцентрова сила чинить істотний вплив на радіальну силу затиску, яка зменшується на істотну величину.

На даний час вченими обґрунтовані основні принципи системного проектування технічних систем, машин і механізмів та затискних пристроїв, зокрема так результати представлені у працях [19, 25, 52, 54, 59, 67, 102] та інших.

Так, при оптимальному проектуванні затискних пристроїв необхідно на різних рівнях проектування застосовувати системний підхід [67] та враховувати всі фактори, що чинять істотний вплив на процедури проектування. Пошук умовно оптимального варіанту технічного рішення здійснюється за визначеними алгоритмами пошуку на багатокритеріальній основі. При цьому і об'єкт і процес проектування слід розглядати як системи, що взаємодіють із суміжними системами і навколишнім середовищем.

У працях [67, 69] доведено, що при вирішенні завдань вибору принципу і структури принципово нових затискних механізмів доцільно використовувати евристичні прийоми і методи, різні фізичні та ін. ефекти, нові досягнення в науці. Часто для формалізації і наглядного представлення затискних пристроїв, використовують теорію графів [140, 146]. Якщо використовувати як приклад моделюванні патронів, то в якості компонентів графа виступають окремі елементи затискного пристрою, а власне затискний елемент може служити основою створення різних схем патронів, утворюючи дерево на множині вершин в поздовжньому і поперечному перетинах.

До початку проектування збирають початкові дані для проектування затискного механізму, а також аналізують відомості про процеси і явища стосовно даної системи. Для формулювання головної мета потребується урахування вимог, що ставляться до технічного об’єкту. Це визначає коректність постановки задачі проектування. При цьому слід правильно вибрати цільову функцію, критерії оптимізації і технічні обмеження, які визначаються умовами працездатності технічного об’єкту [67]. Дуже важливою є процедура вибору фізичних, динамічних і математичних моделей затискного механізму.

Задача проектування вирішується на основі циклічного алгоритму. Перш за все вибирається принцип затиску; далі виконується аналіз, що дозволяє вивести показники якості, сформулювати критерії і обмеження для синтезу на різних рівнях. В подальшому проводиться паралельне порівняння декількох варіантів і відбувається вибір умовно оптимального.

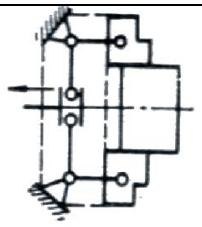
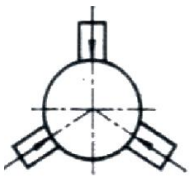
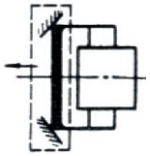
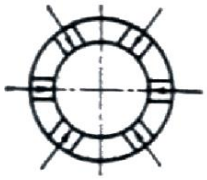
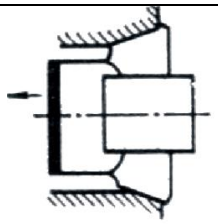
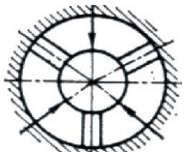
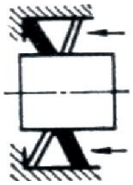
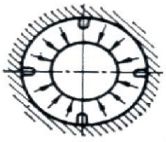
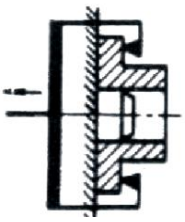
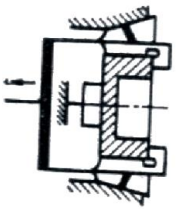
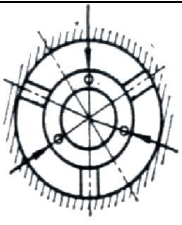
Вибір принципу затиску враховує цілий ряд чинників, що стосуються характеру взаємодії поверхонь затиску; джерела енергії і способу її переносу, а також перетворювачів; типу приводу по замиканню силового потоку і передавально-підсилювальних механізмів; характеристик пружної ланки; типу патрона і напряму силового потоку, передавально-підсилювальних ланок і затискних елементів; особливості об'єкту затиску; способу, точності і продуктивності обробки; верстату а також взаємодії затискного пристрою з механізмом завантаження.

В роботах [52,59, 152] показано, що вибір раціонального принципу затиску зводиться до такого розподілу енергії після затиску тобто в подальшому в процесі різання, при якому виключається або зводиться до мінімуму притік енергії ззовні, а надійне утримування об'єкту закріплення під дією сил різання виникає за рахунок внутрішньої енергії.

Таким чином, оптимальний синтез ЗМ передбачає вибір такого варіанту структури, схеми, конструкції механізму і його параметрів, при яких досягається мінімальне або максимальне значення деякого критерію, що характеризує якість затиску при накладених обмеженнях. Вибір правильного критерію є основною проблемою коректної постановки задачі оптимізації. Цей вибір залежить від основних цілей і вимог, які ставляться перед затискним механізмом – а саме тих, які істотно впливають на на техніко-економічні показники верстата. Така система затискного механізму повинна відповідати вимогам максимуму сили, жорсткості, точності, швидкодії, широкодіапазонності, міцності, довговічності, технологічності, компактності і в такій же мірі - мінімуму втрати енергії, пружних відтискань деталі,

Таблиця 1.2

Структури затиску у конструкціях затискних патронів[152]

Силовий контур		Тип патрона	Умовне зображення патрона		Схема замикання сил затиску	Показники радіальної точності затиску
			поздовжнє	поперечне		
ЗАМКНУТИЙ	Відкритий	Важільний (В)				$\Delta_p \uparrow$ $K \uparrow$
		Мембранний (М)				$\Delta_p \downarrow$ $K \downarrow$
	Закритий	Клиновий (К)				$\Delta_p \uparrow\downarrow$ $K \uparrow$
		Пружний (П)				$\Delta_p \downarrow$ $K \to 0$
РОЗІМКНУТИЙ	Торцевий	–				$\Delta_p \uparrow\downarrow$ $K \to 0$
						$\Delta_p \downarrow$ $K \to 0$
КОМБІНО-ВАНИЙ		Клино-пружний (КП)				$\Delta_p \downarrow$ $K \to 0$

похибок установки, комплектів елементів і кількості переналагоджень, поломок, а також - зношення, трудомісткості, металоємності. Таким чином, завдання вибору оптимального ЗМ на різних рівнях проектування є багатокритеріальною математичною задачею[67, 105, 107].

Проф. Кузнецовим Ю.М. [54,152] запропоновані основні схеми затиску з використанням патронів, які визначають широке різноманіття відповідних конструкцій (табл. 1.2). У системі затискного механізму силовий контур затискного патрона може бути замкнутим (радіальні сили затиску представляють замкнутий багатокутник), розімкненим (сили затиску паралельні осі патрона) і комбінованим (сили затиску діють в двох площинах і сходяться до вершини багатогранної піраміди). В даній таблиці використані такі умовні позначення: Δ_p і K - відповідно радіальне биття і конусність на певному вильоті; $\downarrow$ - менше; $\uparrow$ - більше.

Пошук принципів затиску, структур ЗМ і пристроїв регулювання і стабілізації силових характеристик ЗМ можна проводити, використовуючи чисельну, комбінаторні та інші алгоритми [107, 108, 109].

В останні роки вченими проводились інтенсивні пошуки структур і власне конструкцій затискних патронів із перспективними принципами дії і ефективними конструктивними рішеннями, в тому числі самоналагоджувальних. Зокрема такі дослідження були проведені рядом фахівців під керівництвом проф. Кузнєцова.

Так, в роботах проф. Вачева А.А. [59,61] і Сярова С.П. [64] (Болгарія, Україна) розроблялись і були досліджені основні принципи створення самоналагоджувальних і широкодіапазонних затискних механізмів, що стало основою для подальших розробок в області забезпечення адаптації затискних механізмів до зміни умов процесу затиску [144, 145].

Дослідження і Сярова С.П. (Болгарія, Україна) також були присвячені впливу процесу різання на характеристику затиску деталей в цангових і

кулачкових патронах [64] . Ці дослідження дозволили в подальшому підійти до системного підходу щодо проектування затискних пристроїв в контексті забезпечення відповідних необхідних технологічних параметрів обробки[144, 145].

Іванюк І.О. у своїй науковій праці [34] вивчав фактори, які впливають на точність і жорсткість токарних патронів. Зокрема, об’єктом його досліжень були трикулачкові патрони. В результаті були запропоновані пристрої для регулювання характеристик затискного механізму і вивчені відповідні умови такого регулювання [34].

Професор В.І. Сидорко представив нові конструкції затискних цангових механізмів. Зокрема він приділив увагу синтезу цангових патронів. При цьому вперше був застосований функціонально-вартісний аналіз при синтезі таких патронів[62]. Окремі дослідження також були присвячені підвищенню динамічної якості системи затиску[61].

Дослідник В.М. Ахрамович займався аналізом і синтезом широкодіапазонних патронів токарних автоматів. За основу досліджень були взяті клиноплунжерні патрони. Він зокрема проаналізував вплив жорсткості елементів патронів на силу затиску [8], а також зупинився на дослідженні відцентрових зусиль, що виникають у токарних патронах при обробці, та способах їх компенсації [9] . Ним був запропонований аналіз способів і створені пристрої для компенсації відцентрових сил власне у кулачкових токарних патронах.

Велику увагу у дослідженні характеристики діапазону затиску і створенні широкодіапазонних цангових патронів для пруткових автоматів та проведенні їх аналізу приділив у своїх працях В.Г. Кушик [70]. Ним розроблені декілька цангових патронів, конструкції яких базуються на розчленуванні тіла цанги патрона різними площинами.

У дисертаційній роботі Р.Г. Редька [139] досліджено підвищення працездатності затискних цанг токарних автоматів, виготовлених маловідходними технологіями.

Б.І. Придальний [134] з метою використання потенційних можливостей затискних механізмів та їх раціонального проектування дослідив залежності силових характеристик цих механізмів від частоти обертання шпиндельного вузла. Ним детально проаналізовані кулькові і важільні передавально-підсилювальні механізми, проведено їх порівняння, що дає можливість для використання цієї інформації для створення умов щодо само налагодження механізмів затиску.

Доктор Хамуйєла Ж.А.Герра (Ангола, Україна) [165] дослідив створення нових конструкцій патронів на основі генетичної спорідненості.

В.Н. Волошин провів цілий комплекс важливих досліджень [23] щодо затискних механізмів для високошвидкісної токарної обробки та створення нових конструкцій швидко переналагоджувальних токарних патронів, а також затискних патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами. Ним, зокрема, проведений аналіз силових характеристик клино-важільного високошвидкісного затискного патрона з компенсацією відцентрових сил, в тому числі в процесі обертання. Також ним проведений аналіз конструктивних варіантів високошвидкісних патронів і комп'ютерний розрахунок напружено-деформованого стану [152]. Теоретично важливими і практично спрямованими є розроблені нові принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів [152].

Оптимізацією конструкцій патронів та їх характеристик займались також закордонні вчені. Зокрема у праці [169] авторів Mette U., Spur G., Uhlmann F. аналізується вплив оптимізованих по масі токарних патронів на збільшення їх швидкості обертання.

В роботі [173] вчених Schultz H., Wagner H.-D. Досліджується визначення робочої сили затиску патрона з врахуванням жорсткості системи.

Ці ж автори у статті [174] досліджують жорсткість заготовок при провороті. Ці дослідження показують, що збільшення жорсткості високошвидкісних затискних патронів призводить до зменшення втрат сили затиску.

Таблиця 1.3

Конструкції високошвидкісних затискних патронів із елементами адаптації виробництва іноземних фірм

ФІРМА-ВИРОБНИК	МОДЕЛЬ ПАТРОНА	СПОСІБ АВТОМА-ТИЧНОЇ КОМПЕН-САЦІЇ ВІДЦЕНТРО-ВИХ СИЛ	ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ				
			Максимальна осьовая сила, кН	Максимальна сумарна радіальна сила затиску, кН	Хід штока, мм	Радіальне переміщення кулачків, мм	Максимальна частота обертання, об/хв
Forkardt International	3QLC 200	Контрвантажем через важіль, розташованим позаду ЗЕ	40	100	20	5,3	6300
R hm Spannzeuge	KFD-EC 200	Контрвантажем через важіль, розташованим позаду ЗЕ	45	90	25	6,7	4000
SMW Autoblok	BHD-FC 210	Контрвантажем через важіль, розташованим позаду ЗЕ	38	110	19	4	6000
Schunk GmbH	ROTA NCplus 215	Контрвантажем через важіль, розташованим позаду ЗЕ	42	100	20	5,3	5000
Hardinge Workholding	Sure Grip 200	Контрвантажем розташованим на важільній передавально-підсилюваль-ній ланці	31	84	14,3	7,9	5500
Goss& DeLeeuw	GR200PW0	Контрвантажем через тягу, який розташований симетрично осі патрона	-	-	-	3,8	9000

Ряд конструкцій [152] високошвидкісних патронів з елементами адаптації передових світових фірм представлені в табл. 1.3.

Особливою є задача затиску при обробці тонкостінних, в тому числі кільцевих заготовок.

Проблема обробки тонкостінних циліндричних виробів є маловивченою Це перш за все пов'язано з сферою застосування самих тонкостінних виробів, які тільки починають широко використовуватися. Так само вивчення напружено-деформованого стану вимагає застосування потужного математичного апарату, який у свою чергу вимагає відповідної обчислювальної техніки, яка з'явилася порівняно недавно. В даний час ведуться роботи, присвячені загалом обробці тонкостінних виробів, особлива увага при цьому приділяється питанню закріплення нежорсткої заготовки.

Питанню визначення картини деформації тонкостінної кільцеподібної заготовки присвячена робота [170]. Встановлено, що самою простою можливістю скорочення деформації кільцеподібної заготовки є застосування при затиску заготовки перехідної втулки для зменшення зусилля затиску, що діє на заготовку. Обумовлено, що відомим на практиці способом зменшення деформації кільцеподібних заготовок чи повної її виключення є збільшення числа місць затиску заготовки, тобто зменшення питомого тиску затискного зусилля на зовнішню поверхню заготовки. В першу чергу сюди відносяться затискні кулачки, які точно підганяються до контуру заготовки, або подібні пристрої, як наприклад, затискна цанга, яка охоплює всю заготовку. Приведемо формулу для розрахунку величини деформації під дією різних співвідношень затискного зусилля, яка має вигляд:

$$R_d = K_n \cdot P_{sp} \cdot \frac{R^3}{J \cdot E}, \qquad (1.1)$$

де K_n – коефіцієнт, що залежить від місць затиску; P_{sp} – сума зусиль затиску на кулачках патрона; R – радіус нейтральної осі; J – момент інерції площі перерізу заготовки; E –модуль пружності матеріалу заготовки.

Доведено[171], що основними факторами, які впливають на відхилення від круглості тонкостінних кільцевих виробів є сила затиску та кількість і форма затискних елементів. Існує співвідношення між оптимальною силою затиску та утриманням заготовки в патроні. Невелика сила затиску не може надійно утримувати заготовку в процесі механічної обробки, але занадто велика сила затиску приводить до надмірної пружної деформації кільця, що в свою чергу призводить до великих відхилень від круглості.

В роботі [163] використано теорію зігнутої балки для отримання теоретичної моделі для опису пружних деформацій кільцевих заготовок, закріплених в дво, три, і чотирикулачкових патронах. Теоретичні і експериментальні результати показали істотні відмінності по цілому ряді досліджуваних товщин стінок. Головна причина відмінності – дія сил різання, якими було знехтувано в теоретичній моделі.

В роботі [175] приведено результати прогнозу деформації кільцевої штампованої заготовки. Для підтвердження деформаційної моделі кільця, було порівняно результати, прогнозовані за допомогою моделі, з отриманими за допомогою кінцево-елементної моделі. Вплив сили різання на деформацію заготовки був невеликим порівняно із деформаціями, що створюються силами затиску затискних кулачків.

Аналогічну теоретичну модель для прогнозування статичних деформацій і кінцевого профілю після обробки заготовок типу кільце внаслідок дії плоских сил затиску приведено у роботі [172]. Автор спробував включити вплив сил різання в прогнозуючу модель розточування різцем, проте прогнозована похибка склала понад 100%, що є неприйнятно. Метод, який автор використовував для поєднання впливу різання і затиску був

неправильний. Окрім того знехтувано тим фактором, що сила закріплення змінюється в процесі різання, що викликає радіальну силу реакції, яка діє на кулачку.

В роботі [32] розглядається процес токарної обробки тонкостінних циліндричних оболонок, як найбільш прийнятний. Це пов’язано з тим, що висока схильність до пружних температурних деформацій тонкостінних елементів при їх остаточній обробці шліфуванням викликає похибки форми елементів деталей і їх поверхонь. Використання тонкого точіння замість шліфування дозволяє виключити шаржування абразивом, тріщини і припали.

Вирішальне значення на експлуатаційні властивості нежорстких тонкостінних деталей чинить точність форми і розмірів. В процесі токарної обробки виникає складність в забезпеченні точності, обумовлена деформацією оброблюваної деталі різцем. Тому виникає необхідність розрахунку допустимих сил різання, з метою призначення оптимальних режимів різання.

Розрахункова схема представляє собою циліндричну оболонку, затиснену з одного торця і навантажену з іншого торця зусиллями різання у вигляді трьох зосереджених сил.

Для опису напружено-деформованого стану оболонкового елементу використано теорію розрахунку циліндричних оболонок, що дозволяє розглянути неосесиметричне навантаження оболонкового елементу. У цій теорії, окрім загальних гіпотез теорії оболонок Кірхгофа-Лява: гіпотезі про незмінність нормалей, що дозволяє звести дослідження деформації оболонки до дослідження деформації її серединної поверхні, і гіпотези про не натискання одного шару оболонки на іншій, що дозволяє розглядати напружений стан в оболонці як плоский, введені додаткові допущення.

Крім того в роботі, при складанні розрахункової схеми прийняті допущення, що зовнішні силові фактори прикладені до серединної поверхні оболонки, а край оболонки $x=l$ жорстко закріплений.

Всі внутрішні силові фактори і переміщення виражаються через v – функцію переміщення в коловому (дотичному) напрямі. Для визначення цієї функції використовується рівняння:

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \frac{h^2}{12r^6}\Omega\Omega(v) = 0, \tag{1.2}$$

де Ω — оператор В.З. Власова, який визначається за залежністю:

$$\Omega(*) = \frac{\partial^4(*)}{\partial x^4} + \frac{\partial^2(*)}{\partial x^2}, \tag{1.3}$$

внутрішні силові фактори мають вигляд:

$$T_x = -\int \frac{d^2 v}{dx^2} rEhd\varphi;\ T_t = \frac{Eh^3}{12r^3}\left(\frac{d^3 v}{d\varphi^3} + \frac{d^5 v}{d\varphi^5}\right);\ T_t = \frac{Eh^3}{12r^3}\left(\frac{dv}{d\varphi} + \frac{d^3 v}{d^3\varphi}\right);$$

Напруження, що виникає на зовнішній поверхні оболонки, визначається співвідношеннями:

$$\sigma_x = \frac{T_x}{h}; \sigma = \frac{T_t}{h} + \frac{6M_t}{h^2}. \tag{1.4}$$

Отримані залежності дозволяють виразити допустимі сили різання через відомі геометричні параметри та параметри міцності оболонки. Це дозволяє прогнозувати величину шорсткості поверхні отримуваних оболонок і інші параметри якості поверхневого шару. Виходячи з комплексу показників якості поверхневого шару і точності розмірів обробленої деталі, шляхом багаторівневої оптимізації можна визначити режими різання, для чого використовується цільова функція, величина якої зводиться до мінімуму.

Проведений комплексний аналіз проблеми затиску мало жорстких і тонкостінних заготовок доводить, що досягнути позитивного ефекту при проектуванні затискних пристроїв для такої обробки можливо лише за умов використання у цих пристроях елементів адаптивного типу та детального вивчення одночасно і процесу різання, і тих явищ, які при цьому відбуваються. Очевидно, що потрібно при цьому шукати комплексного вирішення задачі як затиску, так і обробки, і окрім того застосовувати при цьому системний підхід.

Викладений вище аналіз показав, що умови затиску заготовки першочергово визначаються технологічними характеристиками, а в свою чергу затиск істотно впливає на процес різання. А добитись підвищення продуктивності і якості механічної обробки можна в першу чергу застосувавши багатолезове різання так само із самоналагодженням.

1.3. Аналіз шляхів підвищення точності і якості оброблення деталей з використанням багатолезового різання

Між об’єктами і факторами, які проявляються в процесі різання, та їх характеристиками існує певний взаємозв’язок, що реалізується технологічною системою лезової обробки в цілому. При цьому мається на увазі, що процес різання як комплексна взаємодія фізико-механічного характеру між інструментами у вигляді їх різальних лез і тілом заготовки має на меті і передбачає досягнення конкретних необхідних результатів у вигляді кількісних параметрів обробки. При цьому основною заданою даністю є деталь. Деталь може бути охарактеризована матеріалом, з якого вона виготовлена, розмірами деталі, її формою і вимогами до них. До заданих факторів слід також віднести необхідне верстано-інструментальне забезпечення та фактори технологічного процесу.

Кінцеві параметри, які є результатом обробки, можуть бути визначеними через очікувані ефекти і стандартизовані показники. У переліку цих показників можна визначити як первинні, так і залежні від них інтегральні показники. У монографії [152] встановлено, що до первинних показників доцільно віднести точність деталі, якість її поверхні, досягнуту технологічну продуктивність, надійність процесу обробки. Поряд з цим інтегральні показники можуть включати енергоємність, економічність та інше. Науковим та інженерним завданням, що забезпечувало б кінцеві показники обробки в заданих діапазонах, повинна виступати оптимізація початкових і поточних факторів процесу оброблення. Першочерговою потребою отримання бажаних результатів при лезовому обробленні, як правило є досягнення такої точності результуючих розмірів і форми деталі, а також якісних показників її поверхні, які в необхідній мірі задовольнять виставлені вимоги, при забезпечення умов досягнення вищого рівня продуктивності здійснення процесу обробки.

Власне ж точність оброблення деталей визначається похибками цього процесу. Кількісно ж ці похибки є відхиленнями кінцевих значень геометричних чи інших параметрів від їх заданих номінальних величин. Встановлено [149], що при точінні похибка обробки в основному залежить від пружних деформацій системи верстат-пристосування-інструмент-деталь, основну частину яких складають пружні переміщення оброблюваної деталі, виникаючі від дії складових сили різання. Також доведено [149], що найбільший вплив на величину прогину циліндричної заготовки у випадках, коли довжина заготовки перевищує її діаметр, має радіальна складова зусилля різання.

Точність обробленого різанням вала, та якість його поверхні є важливою передумовою надійності роботи як окремих механізмів, так і машин в цілому. Токарне оброблення широко застосовують в авіаційній, тракторній і автомобільній промисловості при обробці циліндричних і

конічних поверхней (зовнішніх та внутрішніх), а також торцевих поверхней, виступів та інших.

У відомих літературних джерелах наведено багато рекомендацій, що стосуються підвищення точності виготовлення циліндричних деталей. Найважливішими серед них є: збільшення жорсткості верстатів; урівноваження сил різання, які діють на систему; стабілізація та компенсація зносу робочої частини різального інструмента; використання різного роду люнетних пристроїв; попереднє зміщення задньої опори, в якій кріпиться заготовка. Ці методи мають і ряд недоліків: вони практично не впливають на збільшення продуктивності оброблення та на зменшення шорсткості оброблюваної поверхні; їх неможливо застосовувати в ряді випадків обробки циліндричних деталей; при використанні люнетних пристроїв зношуються поверхні, які контактують із заготовкою.

Характеризуючи традиційний процес токарного оброблення, слід відмітити, що під час токарної різання одним різцем виникають пружні деформації [31], які негативно впливають на шорсткість поверхні деталі, точність розмірів і форми деталі, хвилястість, стійкість інструменту та довговічність верстату. Також існує проблема подрібнення зливної стружки. Вказані фактори призводять до погіршення точності та якості поверхні, а також зменшення продуктивності металообробного обладнання. Звісно, що нівелювання вказаних факторів є актуальним завданням. Тому досягненню такої перспективної мети в сенсі забезпечення високої продуктивності, точності та надійності лезової обробки присвячена переважна більшість науково-дослідних та проектно-конструкторських робіт в області верстатно-інструментального оснащення і технології машинобудування. Проте цілий ряд питань потребують додаткового дослідження і на сьогоднішній день не отримали свого вирішення. Загалом основні негативні фактори процесу оброблення стисло можна описати так [152]: це першу чергу - нераціональна жорсткість обробляючої системи; можливість втрати верстатною та

інструментальною системою динамічної стійкості; змінні навантаження при перехідних і неусталених процесах різання; утворення зливної стружки при обробці пластичних матеріалів; надлишкові в'язі в структурі оснащення; нераціональні, зокрема завищені,параметри режимів обробки; зношення інструментів та обладнання та інші.

Практика лезової обробки накопичила величезний досвід стосовно пошуку шляхів уникнення негативних факторів, що мають місце в процесі різання, компенсації їх дії або ж зменшення впливу цих факторів на показники якості та продуктивності обробки.

Широко відомі результати досліджень у вивченні особливостей високоточної токарної обробки, в тому числі нежорстких деталей, таких вчених як Філоненко С.Н. [155], Оргіян А. [116], Колев В. [39], Корсаков В.С. [43] , Подпоркин В.Г [130], Ревва В.Ф. [138], Балакшин [11], Соколовський [149], Маталин А.А. [106] та багатьох інших.

Особливий інтерес викликають дослідження точності обробки деталей у зв'язку з дією різних технологічних систем, в тому числі зміни стану різального інструменту, таких науковців як Лоладзе Т.М. [75], Грановського Г.І. [28],Залоги В.О. [33], Равської Н.С і Родіна П.Р. [137], Невельсона М.С. [113], Рижова Е.В. [143], Тверского М.М. [151] та інших.

Точність власне обробки в значній мірі визначається статичною і динамічною точністю верстатів. Проблемам впливу точності верстаті та інструментів на результуючі характеристики оброблення присвячені роботи Решетова Д.Н. і Портмана В.Т. [141], Родіна П.Р. [142], Анельчика Д.Є. і Луціва І.В. [148], Васильєва Г.Н. [18] .

Проте проведений аналіз показує, що існуючі способи ліквідації прогинів деталей, зокрема, при однорізцевому точінні шляхом використання люнетних пристосувань, складних систем керування, регулювання

жорсткості системи не завжди є виправданими і можливими та неістотно служать підвищенню продуктивності обробки.

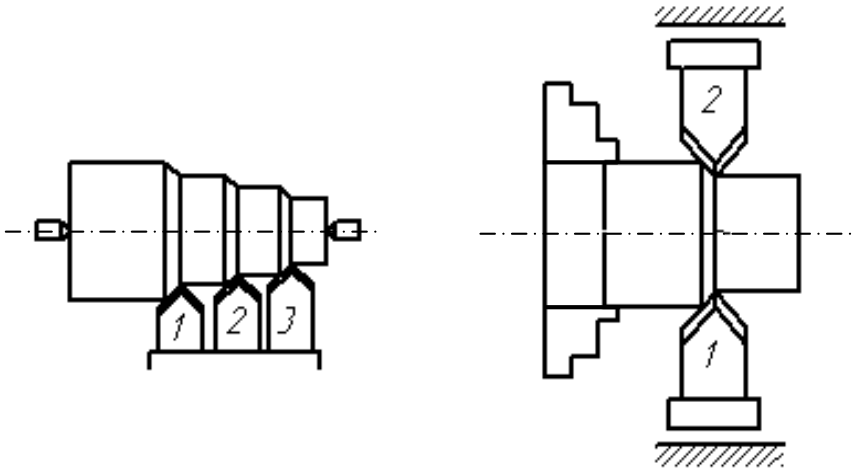
Процес різання невід’ємно пов'язаний із вібраційними процесами. Коливання, які виникають можуть носити характер як вимушених так і автоколивань. Найважливішим особливостям динаміки процесу різання, її зв'язками з пружною системою верстату, моделюванню і керуванню динамічними процесами при різанні присвячені роботи Кудінова В.О. [45] , Вейца В.Л. [22], Попова В.І. і Локтєва В.І. [133], Кедрова С.С. [37], Орликова М.Л. [118] Лазарєва Г.С. [71] та інших вчених. Зокрема, В.О. Кудінов ввів у науку про динаміку верстатів поняття про динамічну характеристику процесу різання і розробив методологію розрахунку динамічної стійкості верстатів за цією характеристикою. Ця теорія отримала розвиток у роботах вказаних вище вчених[37, 118, 133]. Поряд з цим набула розвитку теорія структурної динамічної стійкості [71], яку розвинув у своїх працях для випадку токарного оснащення із пружними напрямними.

Питання моделювання динамічних процесів у верстатах і їх механізмах розвинув проф. Струтинський В.Б. [150]. Ю.М. Данильченко дослідив розвиток коливних процесів у шпиндельних вузлах верстатів з точки зору впливу на загальну точність верстата [30]. Проф. Ю.М. Кузнєцов і ряд його учнів провели моделювання динамічних процесів у приводах і механізмах затиску металорізальних верстатів [54, 144, 152] . Дослідженням вібростійкості динамічної системи верстату в умовах її малої жорсткості присвячені роботи Кедрова С.С. [37], Попова В.І. і Локтєва В.І. [133], Петракова Ю.В., А. Оргіяна [116], Шевченка О.В. [159], Ковалева В.Д. [38] та інших.

Щодо динамічних процесів, які виникають при багаторізцевому точінні, в тому числі в умовах впливу на процес різання, присвячені роботи Луціва І.В. [152] та Драчова О.І. [31].

Як ефективний засіб зменшення навантаження верстатно-інструментальних систем, підвищення точності і продуктивності різання та забезпечення його вібростійкості може служити багатолезова обробка (зокрема багаторізцеве точіння), особливо деталей малої жорсткості. Питанням розроблення методів обробки нежорстких валів багаторізцевими головками, їх конструкції присвячено роботи ряду авторів. При цьому відомі дослідження не виводять конкретних залежностей, які б показали ефективність застосування багаторізцевої обробки з точки зору підвищення точності виготовлення деталей обертання.

Різальні елементи можуть бути розміщені як з одного боку оброблюваної деталі, так і по периметру заготовки. У випадку точіння коли різальні елементи знаходяться з одного боку оброблюваної деталі, динамічна верстатно-інструментальна система може розглядатися як паралельне з'єднання елементів, а якщо має місце розміщення різальних елементів по периметру заготовки то ця система набуває декілька нових контурів зв'язку, кількість яких дорівнює кількості лез, які одночасно здійснюють процес різання [152].



а) б)

Рис.1.3. Схема системи верстата при багаторізцевому точінні: а) різці знаходяться з одного боку оброблюваної деталі, б) випадок двосторонньої обробки

Щодо багатолезової обробки з розміщенням різальних лез по периметру заготовки, то при цьому використовують в основному дві схеми такого різання: інструментальний блок, що обертається, оброблює рухому заготовку; блок інструментів, що має поздовжню подачу, обточує заготовку, яка обертається. Реалізація цих схем здійснюється на звичайних та спеціальних верстатах для безцентрового точіння.

Багатолезове точіння жорстко закріпленими різальними елементами можна розглянути на прикладі схеми двосупортної токарної обробки (рис.1.4). Така обробка дозволяє значно підвищити продуктивність і точність точіння порівняно з однолезовим. Проте значення точності обробки залежить від точності виставлення різців [41].

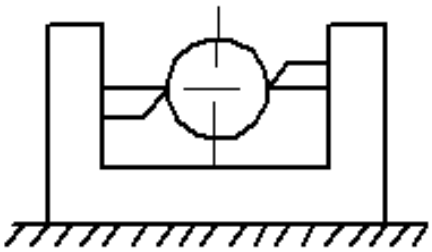


Рис. 1.4. Схема двосупортного токарного оснащення з жорстким закріпленням різців

Для синхронного зближення і розведення вершин різців відносно осі обертання оброблюваної деталі також застосовують пристрій з шарнірно закріпленими інструментами (рис.1.5).

Різці супорта встановлюють на вільних кінцях двоплечих важелів. Для розведення важелів з різцями використовують гідроциліндр. Основним недоліком наведених схем обробки є поява вібрацій під час обробки.

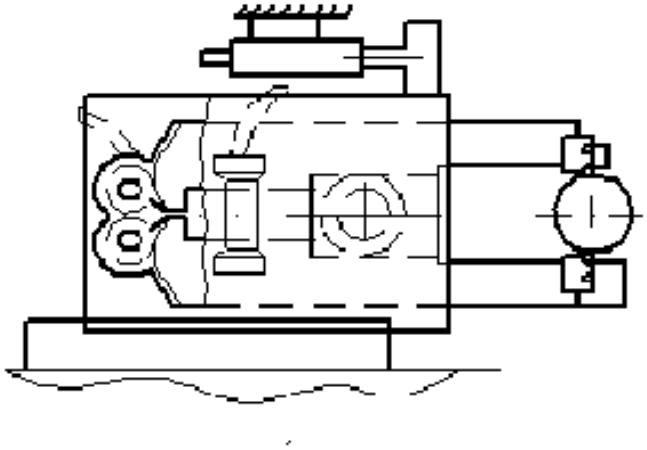


Рис. 1.5. Схема дворізцевого токарного оснащення з радіальним вирівнюванням

Іншим напрямом багатолезового точіння є обробка самовстановлюваними механізмами [20, 44, 74].

Зокрема, використовується метод точіння валів значної довжини на токарному верстаті в один прохід незалежно від величини припуску. Особливість роботи дволезової головки (рис.1.6) полягає в тому, що плаваючий блок самовстановлюється на рівномірний припуск для кожного різця і наче калібрує деталь мірним інструментом. Недоліком є можливість налагодження лише на один розмір.

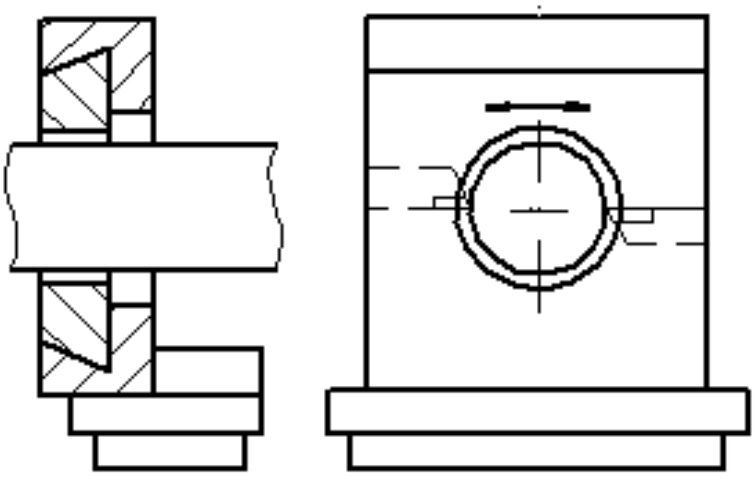


Рис. 1.6. Схема дволезової токарної головки

Конструкція комбінованого інструменту [74] для обробки валів (рис.1.7). інструменту дозволяє різальним елементам під час обробки здійснювати коливання в площині перпендикулярній до діаметральної. Недоліком є те, що на поверхні утворюється хвилястість.

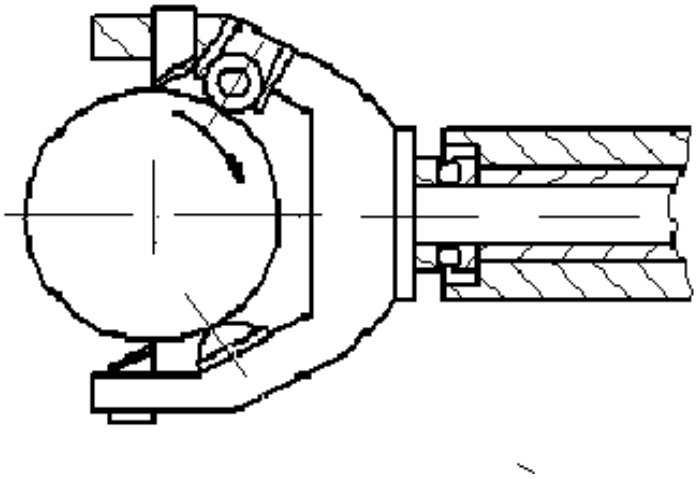


Рис. 1.7. Комбіноване токарне оснащення

Більш ефективними є самовстановлювальні механізми для запобігання деформаційних перевантажень, які передбачають додаткове гасіння коливань(рис.1.8) [31].

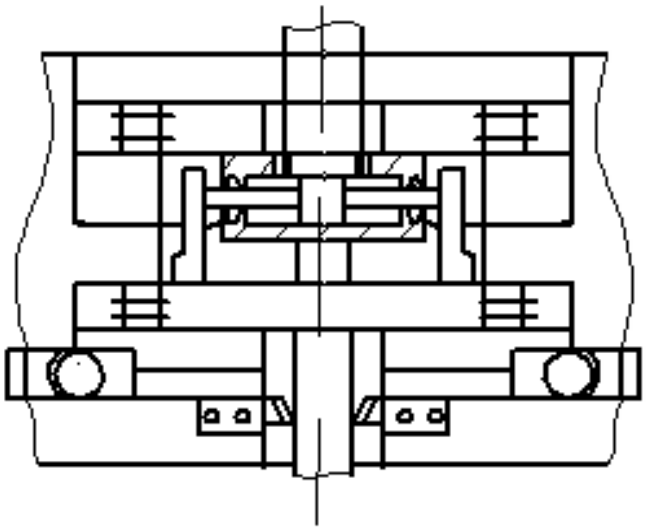


Рис. 1.8. Схема багаторізцевого токарного оснащення із гасінням коливань

Узагальнюючи аналіз конструкцій самовстановлювальних токарних багато різцевих систем, необхідно відмітити, що головними особливостями є вирівнювання радіальних сил різання шляхом осциляції системи в радіальному напрямку. Оскільки цей напрямок визначає основні деформації, що формують найбільші похибки обробки, то це є основним недоліком таких конструкцій.

Перспективним з точки зору підвищення точності і якості багатолезової обробки є адаптивне керування процесом різання [10, 11,38]. Під час обробки на верстаті, що оснащений підналагоджувальним пристроєм, відбувається неперервне або періодичне слідкування за розмірами оброблених деталей, а за результатами вимірювань подається команда до примусового зміщення рівня розмірного настроювання верстата. Таким способом утримується у подібних межах розсіювання розмірів деталей.

Запропоновано метод багатолезової обробки [44], що базується на застосуванні системи адаптивного керування (САУ) (рис.1.9). Метод полягає в одночасному застосуванні декількох різців, які розміщені рівномірно по периметру в одному січені зрізу.

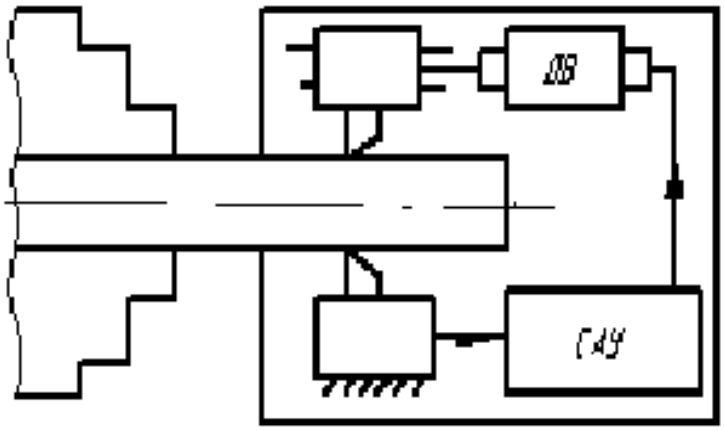


Рис. 1.9. Схема багаторізцевого токарного оснащення з адаптивним керуванням

Застосування дворізцевої обробки з жорстко закріпленими різцями, (рис. 1.4) призводить до підвищення точності виготовлення деталей, а також дає можливість при деяких режимах роботи збільшити сумарну глибину різання, по зрівнянню з однорізцевою обробкою, на 20-30%. [41]. Основними недоліками багаторізцевої обробки жорстко закріпленими різцями є те, що вона не повністю виключає можливість прогину заготовок, а також майже не зменшує величину вібрацій по зрівнянню з однорізцевим точінням. Для зменшення цих негативних факторів при даному виді обробки, і зокрема, величини вібрацій, проблема яких розглянута в ряді робіт, необхідна точна настройка різців.

Ще одним прикладом може бути багаторізцева головка [120] (рис.1.10). Головка складається з співвісних фланців та запобіжного фланця, що з'єднані між собою жорстко та мають інерційні вантажі. Під дією відцентрових сил інерційні грузи синхронно повертаються і переміщають різці, що зрізають з заготовки одинаковий припуск.

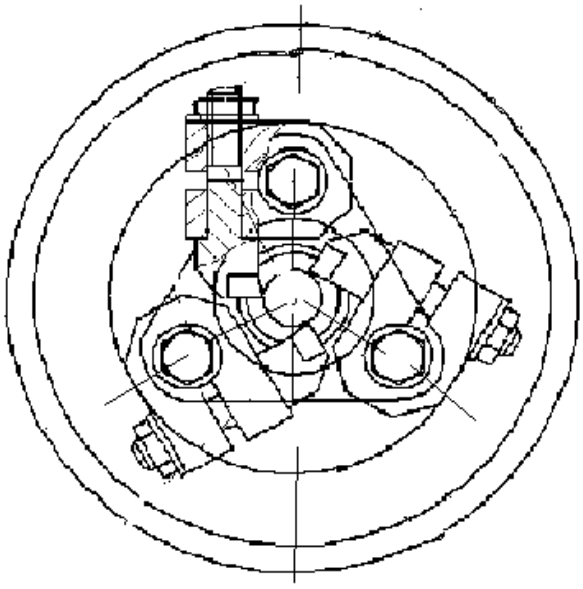


Рис. 1.10. Багаторізцева головка.

Рядом інших вчених також були запропоновані інші конструкції багато різцевих головок для токарної обробки.

Так, багаторізцева головка для точіння [3] складається з корпусу 1 з супортами 2, в яких вставлені різці 3. Супорти з'єднані з приводом їх переміщення, а в державках встановлені центруючі елементи в виді повзунів 4 і кульок 5. Встановлені в нахилених направляючих і підпружинені повзуни постійно піджимають кульки до оброблюваної поверхні (рис. 1.11).

Недоліком головки є ручний механізм відводу інструменту в кінці обробки.

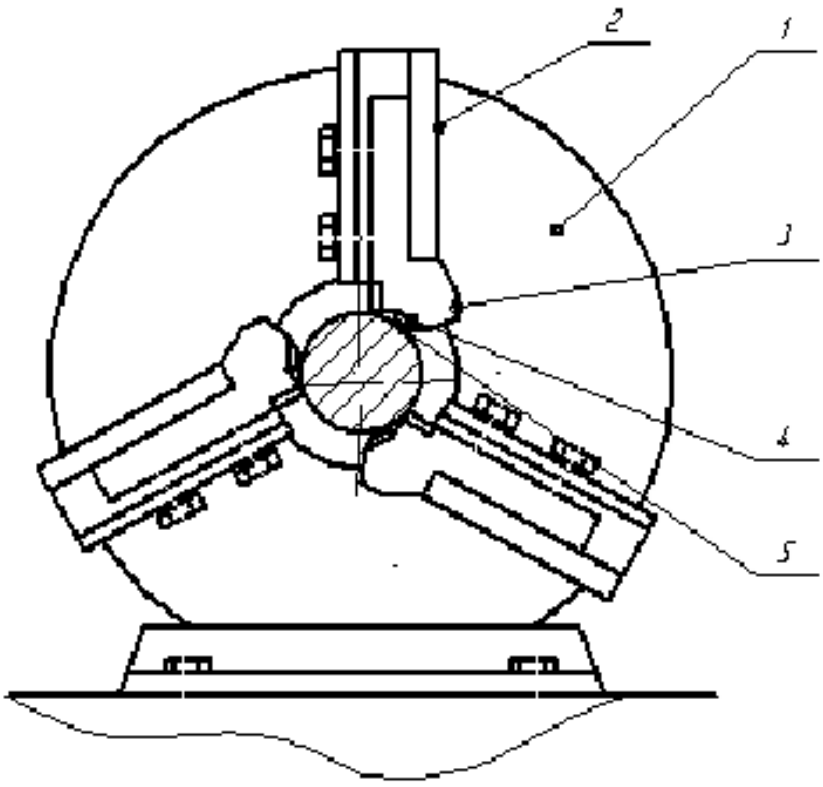


Рис. 1.11. Багатосупортна токарна головка

Багаторізцева головка (рис. 1.12) містить в корпусі вали, на яких виготовлені черв'яки 3 з протилежно нахиленою гвинтовою лінією, і взаємодіє з рейками 4 супортів 5, які мають різці 6. Вали кінематично пов'язані з конічними шестернями 7 і привідним валом 8 [4].

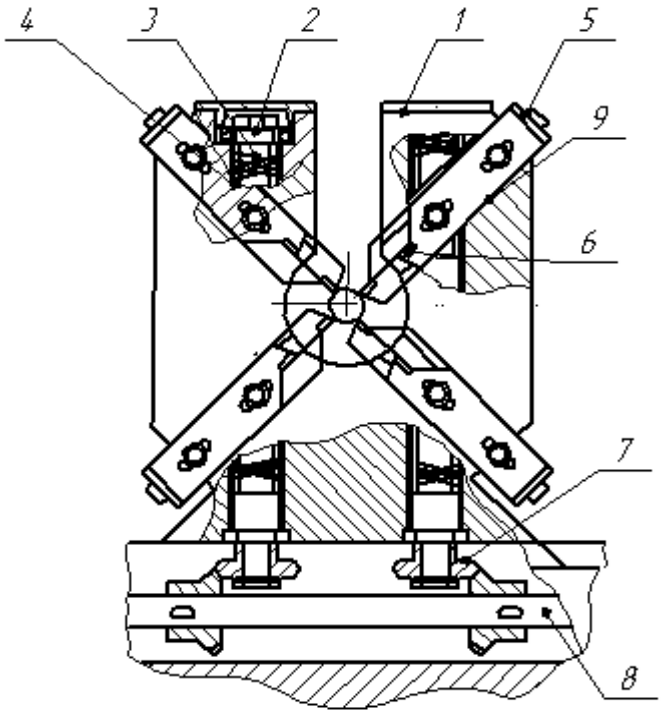


Рис. 1.12. Багаторізцева головка для точіння.

Основними недоліками цієї системи є конструктивна складність і, як наслідок, висока вартість, що не завжди робить їх застосування економічно вигідним. Окрім того, жорстке розміщення різців не дозволяє досягти вирівнювання зусиль між різальними елементами.

На даний час проведено комплекс досліджень щодо вивчення механізмів вирівнювання в першу чергу осьових складових сил різання і за цей рахунок – і радіальних зусиль при дворізцевому точінні, а також ефектів, що цей процес супроводжують.

Спеціальні багаторізцеві пристрої для точіння циліндричних поверхонь, розроблені для конкретних технологічних процесів та умов обробки і знайходять широке застосування. До представників цієї групи можна віднести:

а) Токарний верстат, який складається з двох діаметрально розташованих на супорті 1 різцетримачів 5 і 8 з різцями 6 і 7, закріплених на рухомих відносно осі заготовки повзунах 3 і 9, які в свою чергу пов'язані між собою шарніром двоплечого важеля 4. Цей верстат працює за принципом

розділення подачі різання між різцями та вирівнювання осьових складових зусиль різання за допомогою важеля. Гвинт 2 призначений для розведення різців [5].

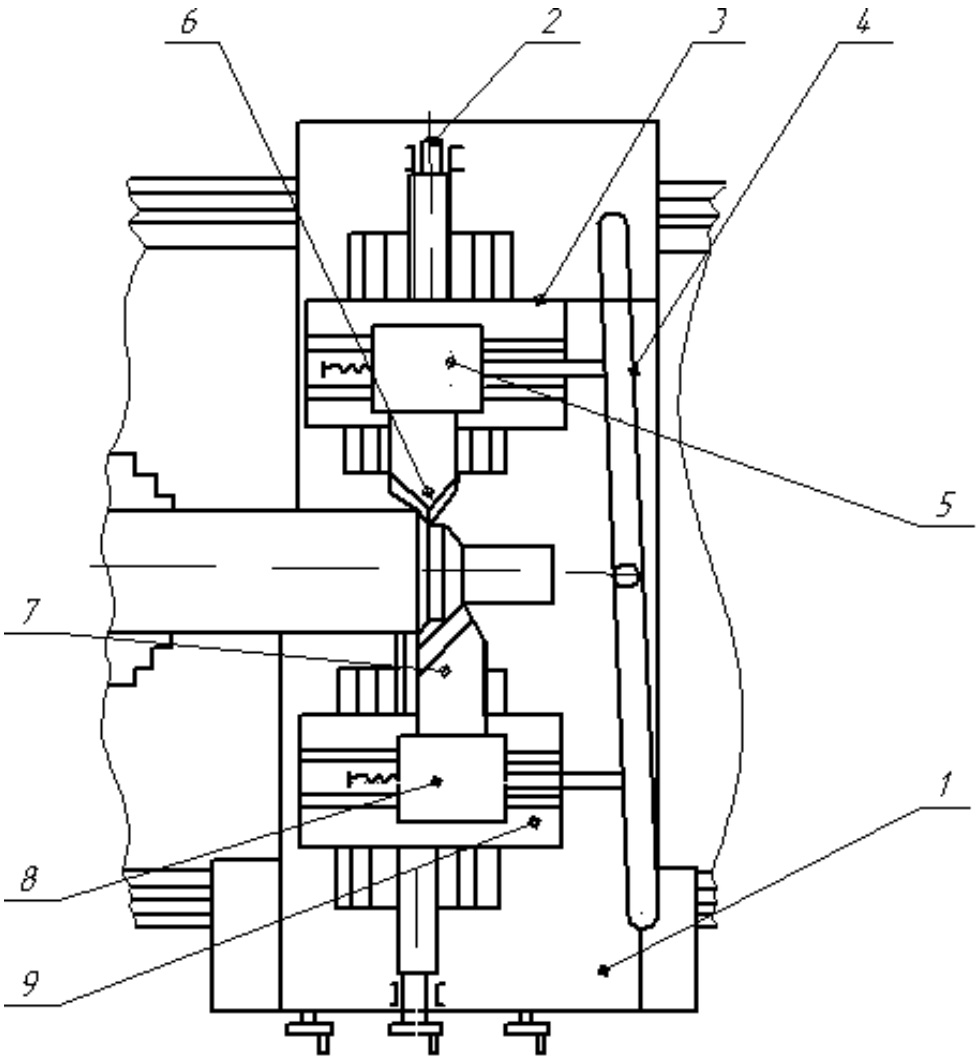


Рис. 1.13. Конструкційна схема дворізцевого супорта з важільним механізмом.

б) Токарний верстат (рис. 1.14), в якому важіль 8, що пов’язує між собою два діаметрально розташовані різці 6 і 5, для обробки деталі 7, які розміщені на салаках 4 супорта 1, що пересувається по напрямних 2, має пристрій 9 стопоріння важеля при врізанні, та пристрій 10 зменшення подачі супорта при зафіксованому важелі [152].

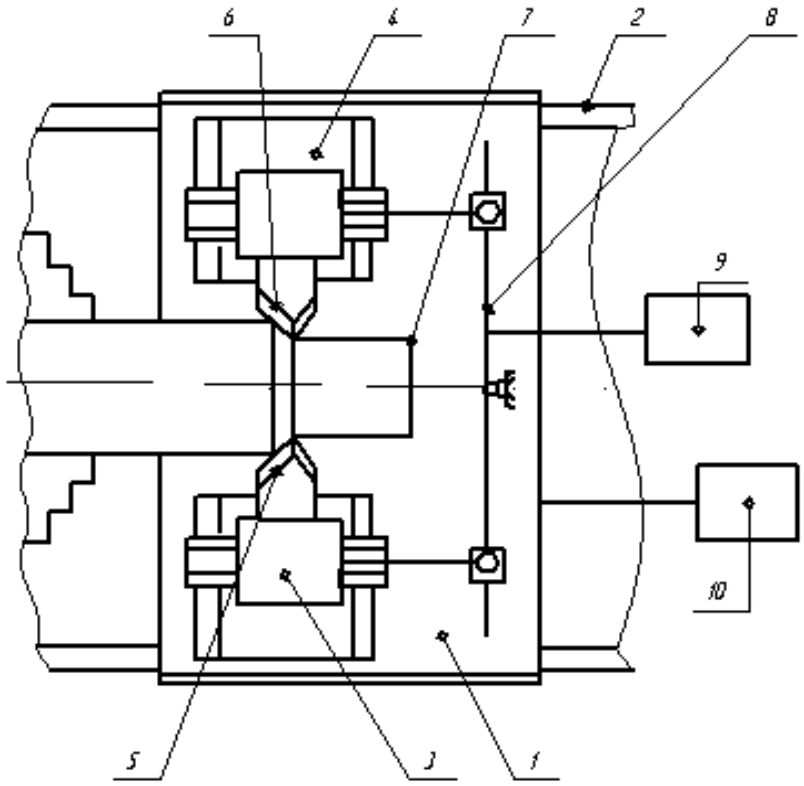


Рис. 1.14. Токарний верстат з пристроєм жорсткого стопоріння важеля та пристроєм зменшення подачі супорта.

Подібні конструкції у дещо модернізованому плані були пізніше запропоновані також О.І. Драчовим [6, 31].

в) Дворізцева головка для точіння (рис. 1.15) в якій вирівнювання осьових складових зусиль різання здійснюється шляхом передачі зусилля від одного різця 3 іншому різцю 5 через повзуни 2 та шарики 4, які розташовані в різнонаправлених канавках. Особливістю цієї конструкції є одночасне вирівнювання як осьових, так і тангенціальних складових зусиль різання. Перевагою такої розробки є певна простота конструкції головки, яка виконана в окремому корпусі 1, та чутливий механізм передачі зусилля вирівнювання від одного різця іншому [7]. Недоліком головки є ручний механізм відводу інструменту в кінці обробки.

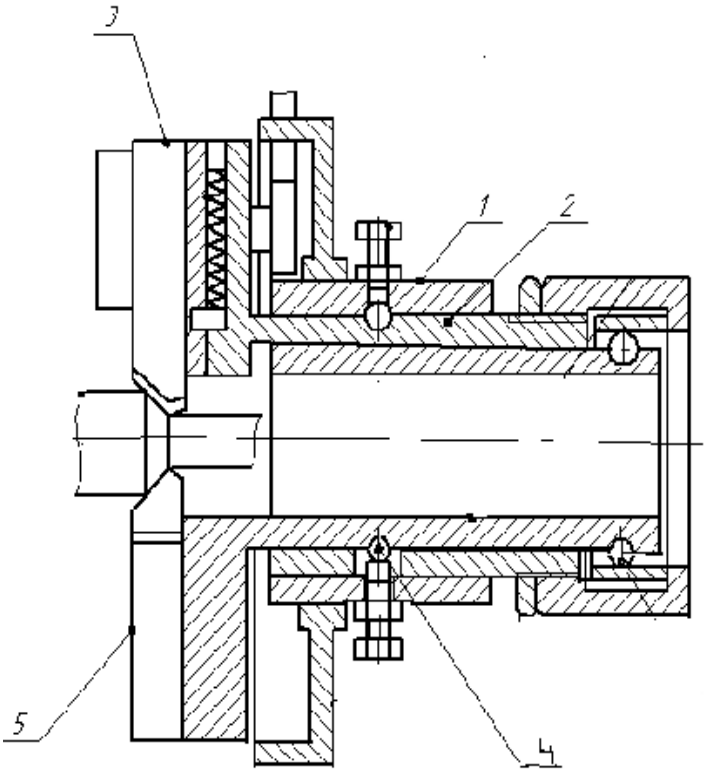


Рис. 1.15. Дворізцева головка для точіння.

З врахуванням широкого застосування багатолезової обробки на основі зокрема багаторізцевого оснащення з міжінструментальними зв'язками для обробки поверхонь обертання дозволить в значні мірі вирішити проблеми виготовлення деталей малої жорсткості, підвищити його продуктивність, а також точність і надійність деталей машин.

Луцівим І.В. спільно його співробітниками також запропоновані різні конструкції багатолезових інструментів та головок, в яких використані різні принципи функціонування зв’язку між інструментами [121-128] Зокрема, запропоновано конструкцію трирізцевої головки для точіння (рис.1.16), в якій вирівнювання вирівнюванні радіальних складових сил різання здійснюється через гідрокамеру [125]. Така багаторізцева головки має досить високу чутливість до зміни осьової складової сили через те, що плунжер безпосередньо з'єднаний з гумовою діафрагмою, що сприяє вирівнюванню осьових складових на всіх трьох різцях.

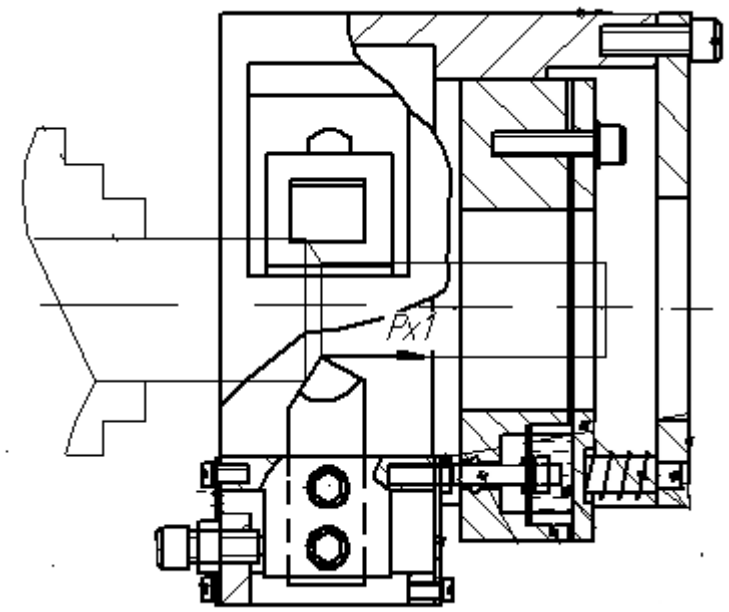


Рис. 1.16. Трирізцева головка для точіння.

Проф Луцівим І.В. розроблені наукові основи створення багато різцевого оснащення з кінематичними інструментальними зв’язками для обробки поверхонь обертання [152]. Відповідно були синтезовані кінематичні і технологічні схеми багатолезової обробки, побудована узагальнена структурна схема системи та створена теорія кінематики багатолезової самоналагоджувальної обробки, на основі чого проведений структурний синтез компоновок і конструкцій оснащення для багатолезової обробки з кінематичними між інструментальними зв’язками. Також запропоновані ряд моделей для оцінки цинічної якості таких систем. Особлива увага у працях Луціва І.В. [152] була також приділена аналізу статичних і динамічних макро- і мікро- похибок при багато різцевій обробці та оцінці силових факторів та продуктивності процесу багато різцевого різання. Важливими є роботи, які присвячені подрібненню зливної стружки при багато різцевому різанні пластичних матеріалів.

Професором О.І. Драчовим запропоновані декілька установок для дворізцевого точіння [6,31] та проведені дослідження самого процесудворізцевої обробки, які доповнюють результати, отримані

професорами Нагорняком С.Г. і. Луцівим І.В. Зокрема, О.І. Драчовим розроблені оригінальні динамічні моделі процесу дворізцевої обробки мало жорстких деталей [31], причому представлені системою автоматичного управління. Як результат досліджено вплив автоматичного керування підсистемою різець-супорт на процес токарної обробки. Надзвичайно важливими є отримані О.І. Драчовим висновки щодо впливу залишкових напружень на точність форм при обробці мало жорстких деталей [31], а також розроблені фізичні основи стабілізації залишкових напружень в деталях при багатолезовій механічній обробці.

Слід зробити висновок - цілий комплекс досліджень різних авторів показує, що багаторізцева обробка є ефективним засобом значного збільшення продуктивності різання, зменшення похибок обробки – як в радіальному, так і в поздовжньому напрямках. Проте, вона також супроводжується рядом труднощів, пов’язаних із більш складною структурою оснащення, що проявляється в активізації динамічної поведінки системи. Особливо яскраво це виражається при обробці мало жорстких деталей. Тому в цьому випадку особливо важливою є адаптація багато різцевого оснащення до умов обробки - як в статичному, так і в динамічному плані. Окрім того, з цих досліджень є очевидним, що вирішувати проблему підвищення точності обробки при точінні нежорстких деталей слід суміщуючи перваги застосування багато різцевих систем адаптивного типу і ефективних пристроїв затиску з розширеним діапазоном і рівнорозподіленим по поверхні заготовки зусиллям затиску.

1.4. Висновки, постановка мети і задач дослідження

1. Показано, що обробка мало жорстких деталей супроводжується особливо значними труднощами, які полягають у пружних деформаціях оброблюваної деталі, зумовлених дією зусиль різання, а також у виникненні вібрацій різної природи (зокрема, вимушених коливань, коливань,

викликаних нелінійністю сил тертя та неприпустимих автоколивань), які інколи є настільки інтенсивними, що змушують суттєво знижувати режими різання, а також переходити на багато прохідну обробку, що знижує продуктивність обробки. В той же час під час кінцевих токарних операцій крутильні коливання, які виникають у приводі, також призводять до коливань сили різання, що в свою чергу викликає погіршення точності і якості оброблюваної поверхні. Через різну кількість затискних елементів затискного пристрою і їх положення по відношенню до радіальної сили різання, виникає зміна складових радіальних відтискань, викликаних податливістю затискних елементів. Окрім того, в процесі обробки змінюються умови різання, що теж зумовлює утворення різноманітних похибок токарної обробки, особливо деталей малої жорсткості. Таким чином, розмірна обробка мало жорстких деталей на технологічних операціях точіння пов'язана не тільки з деформаційним впливом сил різання на оброблювані поверхні, але і появою деформацій закріплення деталі з подальшим формуванням пов'язаних з цим похибок обробки.

2. Доведено, що вирішення актуальної проблеми обробки нежорстких деталей на токарних верстатах полягає у керуванні процесом обробки конструкторським і технологічним методами за рахунок створення надійних затискних пристроїв і забезпечення регулювання режимів обробки. Це в кінцевому результаті призводить до забезпечення стабільних показників якості обробки відповідно до вимог робочих креслень деталей. Тому очевидно, що зменшення похибок обробки слід шукати у комплексному вирішення проблеми обробки і затиску.

3. Зроблено аналіз відомих методів і пристроїв затиску заготовок під час обробки, які підтверджують взаємозв’язок технологічних передумов, пов’язаних із обробкою маложорстких і тонкостінних заготовок і конструкторсько-технологічних основ затиску заготовок для покращення його функціонального впливу на прогнозовану якість обробки.

4. Визначені основні проблеми,які стримують ріст продуктивності, точності і якості токарної обробки заготовок малої жорсткості, які полягають у змінній технологічній жорсткості, негативних особливостях динаміки процесу різання, параметричних зв'язках процесу різання з пружною системою верстату, з чого випливає необхідність моделювання і керуванням обробними процесами при різанні для забезпечення заданих парfметрів точності і якості. На основі огляду робіт, що стосуються традиційного багатолезового оснащення та конструкцій багаторізцевого обладнання, виявлено, що таке оснащення є необхідною умовою підвищення ефективності токарної обробки деталей малої жорсткості у комплексі із забезпеченням рівномірного затиску поверхонь заготовок пристроями адаптивного типу.

Таким чином, можна сформулювати мету дисертаційної роботи, визначити основні завдання дослідження та виявити характеристики об’єкту та предмету дослідження.

Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності токарної обробки деталей малої жорсткості на основі створення комплексних конструкцій самоналагоджувальних систем із затискними патронами з розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску і забезпеченням процесу самоналагоджування багаторізцевої обробки.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1) аналіз проблеми забезпечення високої якості токарної обробки деталей малої жорсткості і труднощів її досягнення та пошук шляхів її реалізації;

2) створення конструкційних схем багаторізцевих самоналагоджувальних систем з розширеним діапазоном затиску і рівномірно розподіленим зусиллям затиску та обробки адаптивного типу;

3) встановлення впливу геометрії різних типів втулкових затискних елементів на діапазон затиску заготовок та їх напружено-деформований стан;

4) аналіз динамічних характеристик самоналагоджувальної системи багатолезової обробки адаптивного типу в комплексі із затискними пристроями із рівномірно розподіленим зусиллям затиску;

5) експериментальні дослідження характеристик затиску і якості обробки багаторізцевих самоналагоджувальних систем та порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень;

6) вироблення практичних рекомендацій щодо використання багаторізцевих самоналагоджувальних систем в комплексі із затискними пристроями з елементами адаптації.

Об'єкт дослідження – процеси, що виникають при багаторізцевій токарній обробці деталей малої жорсткості та при їх рівномірно розподіленому затиску.

Предмет дослідження – комплексні самоналагоджувальні системи багаторізцевої обробки і затиску для точіння деталей малої жорсткості.

РОЗДІЛ 2
ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОХИБОК СКЛАДОВИХ КОМПЛЕКСНОГО САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ НА РЕЗУЛЬТУЮЧУ ТОЧНІСТЬ ТОКАРНОГО ОБРОБЛЕННЯ

2.1. Складові комплексного самоналагоджувального оснащення

Технологічна система обробки різанням мало жорстких заготовок, зокрема, включає верстано-інструментальне оснащення і затискні пристрої. При цьому ця система здійснює взаємозв'язок між заданими характеристиками чинних в процесі різання об'єктів і факторів, тобто, власне процесом складної механіко-фізичної взаємодії заготовки і лез інструментів – різанням і результуючими параметрами оброблення. Результуючі параметри визначають ефекти і показники оброблення. Формуванню якісних параметрів оброблення заважають негативні ефекти, що з'являються в процесі оброблення, які зумовлені як особливостями самого процесу, так і пружно-дисипативними характеристиками технологічної обробної системи, її структурою та відповідною динамічною поведінкою при обробленні.

Як показано у розділі 1 роботи, ефективним способом зменшення перевантажень верстано-інструментальних систем, а також підвищення точності і продуктивності різання, забезпечення його вібростійкості сукупно із подрібненням стружки служить комплексне технологічне оснащення самоналагоджувального типу. Структуру такого оснащення стосовно до токарної обробки представлено на рис. 2.1.

Таке оснащення складається із адаптивної підсистеми затиску заготовки та адаптивної підсистеми обробки заготовки.

Для першої підсистеми керованими параметрами служать: зусилля затиску, діапазон затиску, кількість зон затиску, жорсткість і демпфування підсистеми, точність затиску, а також інші параметри. Для адаптивної підсистеми обробки заготовки керованими параметрами є: жорсткість

технологічної оброблюваної системи, швидкість подачі, швидкість осциляції лез при багато різцевому обробленні, радіальні навантаження, які деформують заготовку, демпфувальні властивості підсистеми, змінна структура жорсткісних зв'язків та інші параметри.

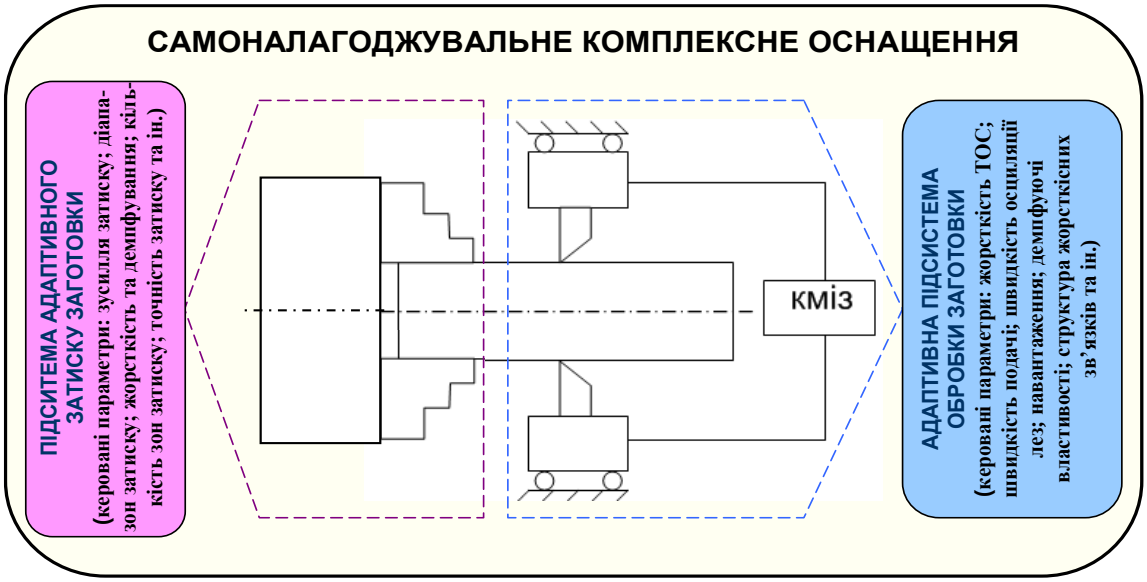


Рис. 2.1. Складові самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки

Означені підсистеми пов'язані між собою і повинні у комплексі реалізовувати виконання основної функції – забезпечення точної і якісної обробки поверхонь обертання. При цьому мають досягатись зменшення перевантажень в технологічній оброблюваній системі, підвищення продуктивності обробки і зменшення її похибок, досягнення вібростійкої роботи оснащення, попутне подрібнення стружки та інші позитивні ефекти (рис. 2.2).

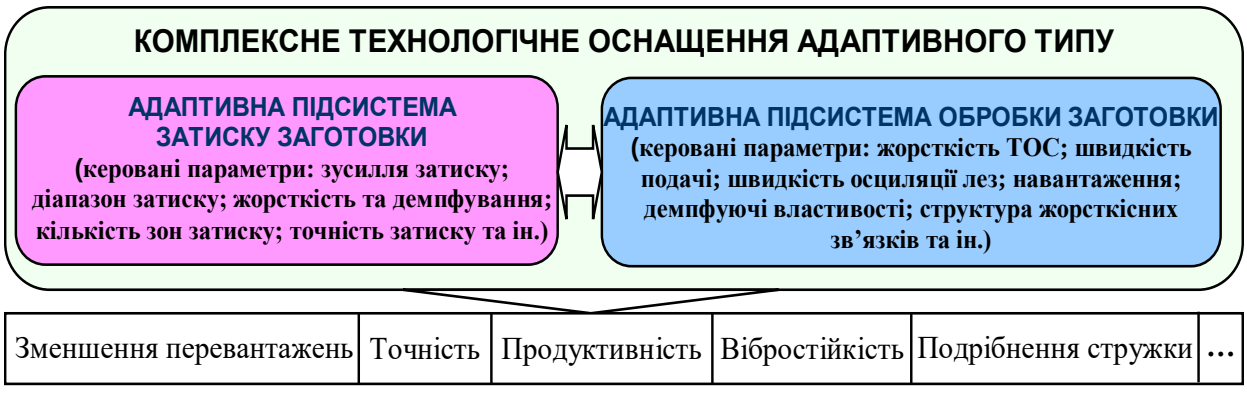


Рис. 2.2. Ефекти роботи комплексного оснащення

Розглянемо детальніше основні підходи до створення складових комплексного оснащення, яке дозволяє забезпечити стабілізацію процесу різання і зменшення деформацій мало жорстких заготовок, в тому числі тонкостінних, на основі організації симетрії силового портрету технологічної оброблюваної системи. В результаті суттєво збільшується продуктивність оброблення при відповідному забезпеченні необхідної точності отримуваних деталей.

Нерівномірна жорсткість затискного пристрою зумовлена дискретним розташуванням затискних елементів по контуру затиску. Це відповідно спричиняє зміну складових радіальних відтискань. Тому необхідною є адаптація верстатно-інструментального оснащення до зміни радіальної та крутильної жорсткості підсистеми «затискний пристрій – заготовка» та забезпечення незмінної радіальної жорсткості затискних пристроїв по куту повороту. Очевидно, що це є одним із ефективних способів покращення точності та якості оброблюваних поверхонь.

Таким чином, нами було запропоновано створити ряд затискних пристроїв із рівномірним розподілом зусилля затиску по контуру заготовки. На основі таблиці, запропонованої професором Ю.М. Кузнєцовим [54,152] в таблиці 2.1. представлені деякі схеми пристроїв затиску, що стосуються замкнутого силового контуру та еволюції розподілу зусилля затиску по периметру заготовки. При цьому замкнутий силовий контур може бути як відкритим, так і закритим.

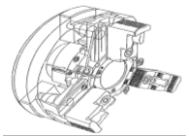
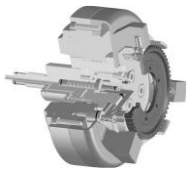
Перша із схем представляє собою відому схему три кулачкових затискних патронів (відповідно схема замикання сил затиску показана трикутником). При цьому радіальне биття Δ_p заготовки має тенденцію до збільшення, так само як і конусність К на певному вильоті заготовки.

Друга схема затискного пристрою із відкритим силовим контуром стосується багато кулачкового патрона (кількість кулачків – більше трьох). Схема замикання сил затиску при цьому має форму багатогранника. Очевидно, що в даному випадку похибка радіального биття Δ_p заготовки має

тенденцію до зменшення, як і конусність К на певному вильоті заготовки, порівняно із попередньою схемою.

Таблиця 2.1.

Схема стосовно розробки пристроїв для затиску заготовок з рівномірним розподілом зусилля затиску

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

Стосовно схем пристроїв для затиску заготовок із закритим замкнутим силовим контуром, то при цьому можна досягнути (третя схема на табл.. 2.1) як збільшення, так і зменшення радіального биття Δ_p заготовки, при тенденції до збільшення конусності К на певному вильоті заготовки. Схема замикання сил затиску при цьому перетворюється у коло із вписаним трикутником чи многогранником.

Найкращий варіант з точки зору забезпечення показників точності затиску та незмінності радіальної жорсткості по куту повороту показано на четвертій

схемі. При цьому забезпечується рівномірний затиску по всьому контуру заготовки – схема замикання сил затиску має форму кола, і відповідно похибка радіального биття Δ_p заготовки значно зменшується, а конусність К на певному вильоті заготовки прямує до нуля.

Очевидно, що для забезпечення функціонування такої схеми потрібні спеціальні пристрої затиску. Рівномірність зусилля затиску по контуру заготовки можна досягнути, наприклад, використовуючи затискні патрони із гідравлічним затиском.

Для комплексного аналізу щодо розробки таких патронів доцільно розглянути розширену морфологічну матрицю гідравлічних затискних патронів з розподіленим зусиллям затиску, яка у повному вигляді наведена у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Морфологічна матриця гідравлічних затискних патронів з розподіленим зусиллям затиску

Підсистема створення зусилля		**Підсистема затиску**					**Підсистема передачі зусилля затиску**	
1. Спосіб створення тиску	**2. Сторона активації патрона**	**3. Форма отворів**	**4. Кількість рядів отворів в ЗЕ**	**5. Розподіл отворів по діаметру ЗЕ**	**6. Кількість втулкових ЗЕ**	**7. Кількість місць затиску вздовж деталі**	**8. Робоче середовище**	**9. Наявність елементів підсилення**
1.1. ручний 1.2. за допомогою циліндра та штока 1.3. за допомогою гідроциліндра та тяги 1.4 через гідро-агрегат (прямий привід)	2.1. аксіальна 2.2. радіальна 2.3. танген-ціальна 2.4. комбінована	3.1 3.2 3.3 3.4 3.5 3.6 3.7 3.8 3.9 3.10 3.11	4.1. один 4.2. два 4.3. три 4.4. декілька	5.1. рівномірно 5.2. попарно рівно-мірно 5.3. по декілька рівномірно 5.4. не рівномірно	6.1. один 6.2. два 6.3. три 6.4. чотири	7.1. один 7.2. декілька	8.1. рідина 8.2. гідропласт 8.3. повітря 8.4. гель 8.5. твердіюча рідина	9.1. відсутні 9.2. наявні

Матриця складається із трьох підсистем: підсистеми створення зусилля; підсистеми затиску і підсистеми передачі зусилля затиску.

Таким чином, для підсистеми створення зусилля можна запропонувати 2 групи ознак – 1) спосіб створення тиску і 2) сторона активації зусилля.

Для підсистеми затиску доцільні такі групи ознак: 3) форма отворів; 4) кількість рядів отворів в затискному елементі; 5) розподіл отворів по діаметру затискного елемента; 6) кількість втулкових затискних елементів і 7) кількість місць затиску вздовж деталі.

Підсистема передачі зусилля затиску має дві групи ознак: 8) робоче середовище і 9) наявність елементів підсилення.

Перша група ознак передбачає такі способи створення тиску: 1.1. - ручний; 1.2. - за допомогою циліндра та шнека; 1.3. - за допомогою циліндра та тяги; 1.4. - через гідроагрегат (прямий привід).

Друга група ознак вказує на різні сторони активації зусилля, а саме – 2.1.- аксіальну; 1.2. – радіальну; 1.3. – тангенціальну; 1.4. – комбіновану.

Третя група ознак показує різноманітні можливі форми отворів: 3.1-3.11 (див. табл. 2.2).

Щодо кількості рядів отворів в затискному елементі, то їх може бути: 4.1. – один; 4.2. – два; 4.3. – три; 4.4. – декілька.

П’ята група ознак характеризує розподіл отворів по діаметру затискного елемента, який може бути 5.1. – рівномірним; 5.2. - попарно рівномірним; 5.3. рівномірним групами по декілька отворів; 5.4. – нерівномірним.

Група ознак, яка вказує на кількість втулкових затискних елементів розділяється на такі ознаки: 6.1. – один; 6.2. – два; 6.3. – три; 6.4. – чотири.

Сьома група ознак передбачає кількість місць затиску вздовж деталі як 7.1. – одне і 7.2. – декілька.

Робочим середовищем у підсистемі передачі зусиль затиску може бути: 8.1. – рідина; 8.2. – гідро пласт; 8.3. – повітря; 8.4. – гель; 8.5. – твердіюча рідина.

Ознаки наявності елементів підсилення поділяються на 9.1. – наявні та 9.2. – такі, які відсутні.

Таким чином запропонована матриця може служити основою для процедур морфологічного синтезу схем гідравлічних затискних патронів з розподіленим зусиллям затиску.

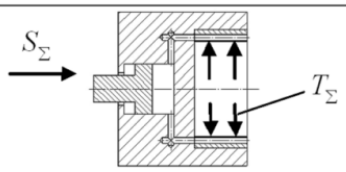
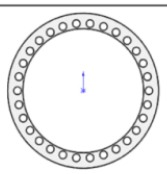
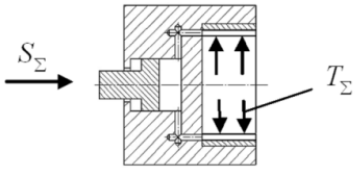
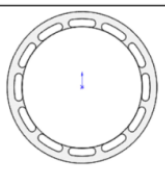
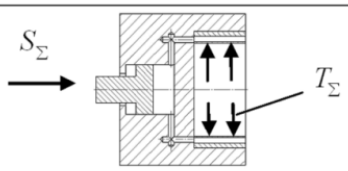
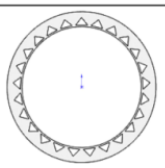
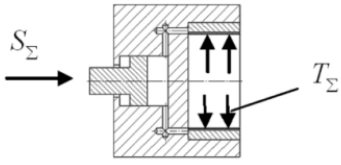
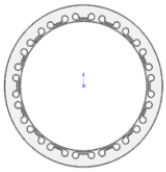
При цьому об’єднання вказаних ознак дозволяє розробити базову морфологічну модель.

Комбінації елементів даної моделі в цілому утворюють множину схем патронів з розподіленим зусиллям затиску, які можна отримати застосовуючи математичний апарат алгебри логіки, який дозволяє комбінувати різні ознаки патронів в межах структури однієї конструкції.

На цій основі запропоновані деякі прогресивні схеми конструкцій пристроїв для затиску заготовок з рівномірним розподілом зусилля затиску, чотири з яких представлено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Запропоновані пристрої для затиску заготовок з рівномірним розподілом зусилля затиску

№ п/п	Конструктивна схема	Варіант виконання втулкового ЗЕ	Формула структури
1.			|1.2-2.1|^|3.1-4.1-5.1-6.1-7.1|^|8.1-9.1|
2.			|1.2-2.1|^|3.4-4.1-5.1-6.1-7.1|^|8.1-9.1|
3.			|1.2-2.1|^|3.8-4.1-5.1-6.1-7.1|^|8.1-9.1|
4.			|1.2-2.1|^|3.6-4.1-5.1-6.1-7.1|^|8.1-9.1|

У конструктивних схемах 1-4 показано яким чином у патронах формується осьова сила $S_{\sum}$ затиску і сумарна сила $T_{\sum}$ затиску.

Створення тиску у вказаних конструкціях патронів відбувається за допомогою гідроциліндра і шнека (1.2). При цьому сторона активації патрона – аксіальна. Для всіх схем також характерним є робоче середовище у вигляді рідини (8.1) із підсиленням (9.1).

Схема за варіантом 1 має циліндричні отвори (3.1), кількість рядів отворів в затискному пристрої – один (4.1), розподіл отворів – рівномірний (5.1), кількість втулкових затискних елементів – один (6.1) і кількість місць затиску кількість місць затиску вздовж деталі – одне (7.1). Така конструкція описується логічною функцією │1.2-2.1│^│3.1.-4.1-5.1-6.1│^│8.1-9.1│.

Схема за варіантом 2 має сегментні отвори (3.4), а також кількість рядів отворів в затискному пристрої – один (4.1), розподіл отворів – рівномірний (5.1), кількість втулкових затискних елементів – один (6.1) і кількість місць затиску кількість місць затиску вздовж деталі – одне (7.1). Така конструкція описується логічною функцією │1.2-2.1│^│3.4.-4.1-5.1-6.1│^│8.1-9.1│.

Схема за варіантом 3 має трикутні отвори (3.8), а також кількість рядів отворів в затискному пристрої – один (4.1), розподіл отворів – рівномірний (5.1), кількість втулкових затискних елементів – один (6.1) і кількість місць затиску кількість місць затиску вздовж деталі – одне (7.1). Така конструкція описується логічною функцією │1.2-2.1│^│3.4.-4.1-5.1-6.1│^│8.1-9.1│.

Відповідно схема за варіантом 4 має отвори-щілини (3.6), а також кількість рядів отворів в затискному пристрої – один (4.1), розподіл отворів – рівномірний (5.1), кількість втулкових затискних елементів – один (6.1) і кількість місць затиску кількість місць затиску вздовж деталі – одне (7.1). Така конструкція описується логічною функцією │1.2-2.1│^│3.4.-4.1-5.1-6.1│^│8.1-9.1│.

Така методика дає змогу обґрунтовано обирати конструктивну схему пристрою для затиску заготовок з рівномірним розподілом зусилля затиску.

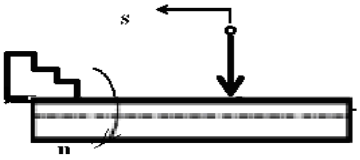
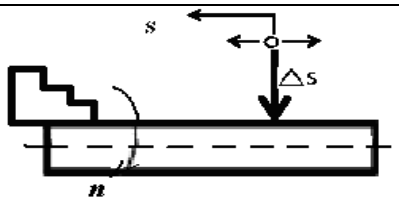
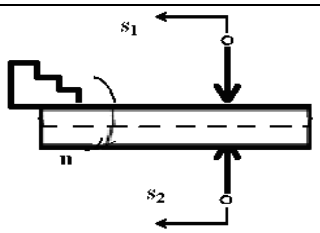
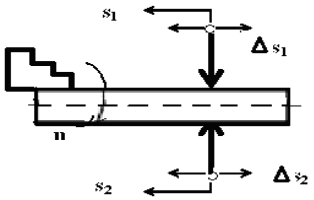
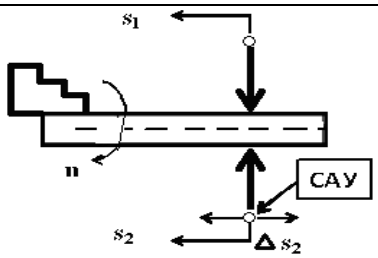
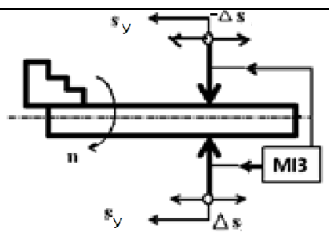
В результаті аналізу досліджень основних характеристик пристроїв для затиску заготовок токарних верстатів та процесів, які в них відбуваються, можна виділити наступні напрямки їх адаптації:

1) адаптація до геометрії (самопристосовуваність до форми заготовок, до різних діаметрів заготовок та їх відхилення, до діапазону затиску оброблюваних заготовок);
2) адаптація по навантаженню (забезпечення постійної сили затиску при зміні умов обробки та геометричних параметрів заготовки; забезпечення регулювання сили затиску в процесі обробки на різних режимах та при зміні сил тертя та зчеплення);
3) адаптація для забезпечення необхідної жорсткості системи затиску (забезпечення однакового радіального зміщення деталі в різних положеннях різального інструменту за рахунок регулювання бази затиску; забезпечення однакової радіальної жорсткості затискного пристрою в різних кутових положеннях та ін.);
4) адаптація для забезпечення необхідної точності затиску (забезпечення точного позиціювання заготовки після її базування та затиску; забезпечення компенсації зміщень, викликаних силами затиску та різання; здійснення вибірки зазорів в елементах конструкції);
5) адаптація для забезпечення необхідної динамічної якості (автоматична компенсація відцентрових сил в затискному пристрої; активне балансування затискного пристрою в процесі обробки; активне демпфування коливань в затискному пристрої).

Щодо пристроїв багаторіцевого оснащення самоналагоджувального типу, то слід відмітити, що їх синтез пов’язаний із багаторічним науковим і практичним досвідом використання токарних систем різних компоновок та конструкцій. Еволюція таких пристроїв для випадків одно- і дворізцевої обробки та вплив різноманітних факторів на результуючі похибки деталі, зумовлені її деформаціями в процесі різання показані в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Представлення еволюції токарних пристроїв з точки зору впливу верстатно-інструментальної системи на результуючі похибки деталі

Тип оброб-лення	Характеристика системи		Умовна схема	Вплив факторів на похибки деталі, зумовлені її деформаціями		
				Подача s ↑	Виліт l ↑	Додат-кова опора +
Однорізцеваа	1	жорстка		↑	↑	↓
	2	плаваюча		↑	↑	↓
Дворізцева	3	жорстка		↑	↑	↓
	4	плаваюча без регулювання		↑	↑	↓
	5	з використанням САУ		↑	↑	↓
	6	з самоналагодженням		↑	↑	↓

Аналіз наведеної таблиці показує, що використання одно різцевого традиційного оснащення (поз. 1) супроводжується найбільшими похибками обробки мало жорстких деталей. При збільшенні подачі супорта, що мало б супроводжуватись зростанням продуктивності обробки, і вильоту заготовки ці похибки стрімко зростають і їх зменшенню може служити лише застосування додаткових опор – або у вигляді заднього центру, або різного роду люнетних пристроїв.

При використанні плаваючого інструменту, наприклад пружних різців (поз. 2) можливе випадкове хаотичне пристосування інструменту до умов обробки. Таким чином збільшення дії факторів збурення (подачі, чи збільшення вильоту заготовки) призводить до збільшення похибок, хоча воно носить більш м’який характер.

Більш доцільним є багато різцеве різання.

Наприклад, використання навіть жорстко закріплених двох опозитно розміщених різців (поз. 3) призводить до значного зменшення зростання величини похибок навіть при зростанні загальної подачі, чи збільшенні вильоту оброблюваної заготовки.

Така картина ще більш покращується при використанні плаваючих двох різцевих блоків (поз. 4). При цьому можна в багатьох випадках навіть досягати зменшення деформаційних похибок у поперечному перерізі заготовки.

Істотного зменшення похибок обробки досягають при використанні систем адаптивного управління (САУ (поз. 5), які внаслідок свого функціонування істотно обмежують зростання величини похибок обробки навіть при дії збурюючих факторів. Проте їх недоліком є начна вартість систем.

Заключна схема 6 табл. 2.4 показує відповідну поведінки (при зростанні подачі, або ж збільшенні вильоту заготовки) дворізцевої системи із пристроями само налагодження у вигляді між інструментального зв’язку

МІЗ, які забезпечують вирівнювання осьових, а значить і радіальних складових зусиль різання від різних різців.

В ідею їх конструкцій покладено те, що з метою регулювання перехідних процесів різання в першу чергу слід забезпечити неузгодження між швидкістю подачі, яку забезпечує привід, і швидкостями подачі лез різальних елементів. При цьому існує можливість створення в структурі верстатно-інструментального оснащення внутрішніх механізмів адаптації всієї системи до умов різання.

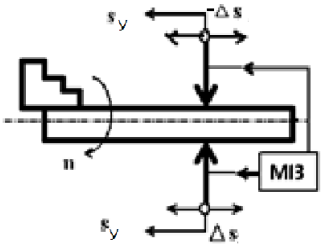
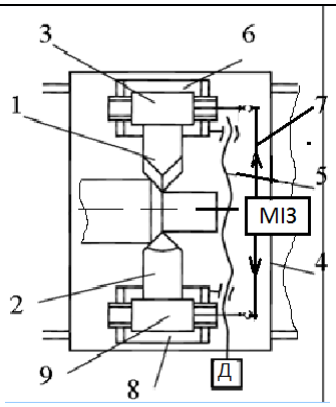
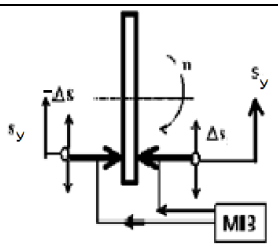
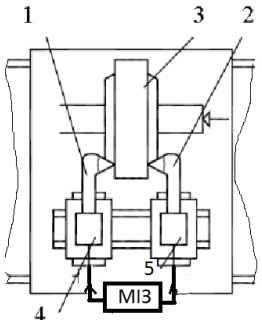
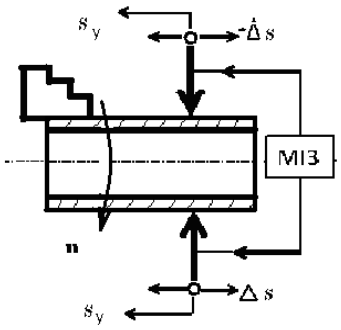
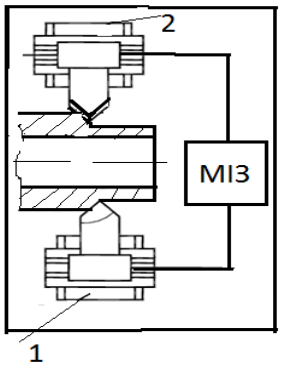
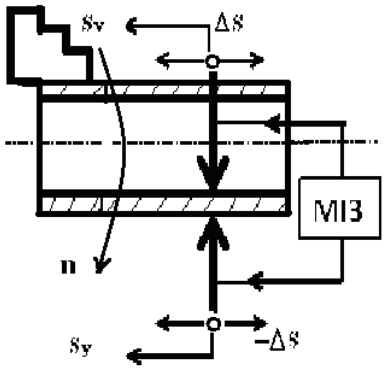
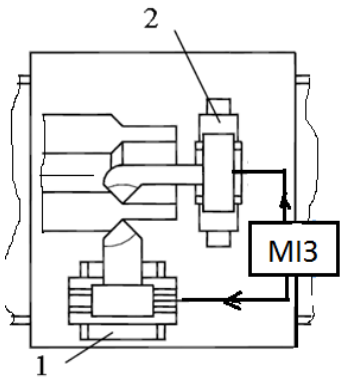
Коливання різальних елементів в напрямку подачі можна задати налагодженням зв'язків між лезами (кінематичного чи електромеханічного типу), або умовами різання, і отримати вимушені взаємопов'язані зворотно-поступальні переміщення різальних лез. При цьому різальні леза встановлюються опозитно один до одного (при дволезовій обробці) або ж симетрично по периметру січення заготовки (при трилезовій токарній обробці) і таким чином вирівнюють дію один одного щодо виникнення радіальних відтискань заготовки. В даному випадку принциповим фактором є те, що головні різальні леза інструментів знаходяться в одному січення зрізу і зрізають один і той же шар оброблюваного матеріалу.

Таким чином, за допомогою зміни подачі в якості параметра керування можна організувати надзвичайно тонкий і чутливий механізм регулювання пружних переміщень. Зміна ж подачі, пов'язана із зміщеннями вздовж напрямку подачі (осі X) не впливає негативно на якість поверхні.

Забезпечення рухомості різальних елементів багатолезового оснащення адаптивного типу в напрямку подачі, а, отже, варіювання миттєвих подач цих елементів за допомогою зміни подачі в якості параметра керування при використання кінематичного чи іншого зв'язку вирівнювального типу між різальними елементами дозволяє досить точно і з високою чутливістю керувати пружними переміщеннями еквівалентної пружної системи верстату. Деякі типові схеми багатолезового токарного оснащення адаптивного типу показані на (табл. 2.5).

Таблиця 2.5

Компонувальні схеми самоналагоджувальних пристроїв дворізцевої обробки деталей малої жорсткості

Тип	Умовне позначення	Компонувальна схема	Ефекти щодо		
			похибок обробки		зусиль
Дворізцева обробка			Δδ → 0	Δφ → 0	P_{xi} → const $P_{рад}$ → 0
			Δp → 0	Δφ → 0	P_{yi} → const $P_{ос}$ → 0
			Δδ → 0	Δt → 0 Δφ → 0	P_{xi} → const $P_{рад}$ → 0
			Δδ 0→	Δt → 0 Δφ → 0	P_{xi} → const $P_{ст}$ → 0

При токарній обробці гладких валів [5] (табл. 2.5) ідентичні за геометрією різальної частини різці 1 і 2 розміщені симетрично відносно оброблюваної заготовки один напроти іншого та закріплені в різцетримачах 3 і 9, які мають можливість зміщуватись відносно заготовки в осьовому напрямку, який співпадає з напрямком подачі, завдяки відповідним напрямним. Вказані різцетримачі 3 і 9 закріплені на супорті 4 токарного верстату в салазках 6 і 8 з можливістю їх регулювання для встановлення на відповідний діаметр обробки з допомогою гвинта 5. Зв'язок між інструментами (МІЗ) 7 може бути організований за допомогою рівноплечого важеля або будь-якої іншої вирівнювальної системи механічного, гідравлічного чи електромеханічного типу.

При миттєвому збільшення подачі на різальному елементі 1 завдяки вирівнювальній системі адаптивного типу одночасно зменшується миттєва подача на різальному елементі 2 завдяки переміщенню різцетримача 9 в осьовому напрямку. Таким чином, відбувається вирівнювання осьових складових зусиль різання в адаптивному режимі, а, отже, і вирівнювання радіальних складових сил різання, які деформують оброблювану заготовку в поперечному напрямку, що і визначає основну вагу радіальних похибок $\Delta\delta$ деталі, а також похибок форми $\Delta\phi$ і відповідно вихідну точність обробки.

Таку ж картину спостерігаємо (табл. 2.5) [152] і при обробці торців заготовки 3 типу «диск» з обох сторін різцями 1 і 2, які закріплені у різцетримачах 4 і 5. При цьому усуваються деформації диска вже в осьовому напрямку ($\Delta p \rightarrow 0$), оскільки в даному випадку адаптаційні осциляції різальних елементів відбуваються у радіальному напрямку, який для вказаної схеми не є визначальним з точки зору точності обробки і формування основної похибки формоутворення.

Для обробки ж заготовок трубчатого і кільцевого типу відносно великих діаметрів можна запропонувати схему оброблення, представлену в табл. 2.5

[152]. При цьому різальний елемент на салазках 1 обробляє зовнішню поверхню деталі, а інший різальний елемент на салазках 2 – відповідно внутрішню поверхню труби. Між інструментами існує зв'язок самоналагоджувального типу (МІЗ), завдяки функціонуванню якого в значній мірі усуваються можливі як макропохибки обробки зовнішньої та внутрішньої поверхонь $\Delta\delta$ та $\Delta\phi$, так і похибки товщини стінки труби Δt.

Описані вище компоненти дворізцевого оснащення можуть працювати за методами поділу подачі, поділу глибини різання та поділу об’єму зрізаного шару.

Зокрема, для обробки валів малої жорсткості у випадках, коли припуск на обробку – невеликий доцільно застосовувати обробку за методом поділу подачі. В цьому випадку різальні елементи (різці) розміщують так, що їх різальні леза знаходяться в одній площині зрізу, що якраз є однією із переваг такого вирівнювального різання. Тоді, таким чином, загальна подача супорта розподіляється між різцями – в ідеальному випадку порівну. При цьому функціонування між інструментального зв’язку у вигляді пристрою вирівнювання осьових складових сил різання, що діють на елементи оснащення, виявляється спрямованим на рівномірний поділ подачі між різцями.

Якщо ж припуск необхідно розділити на декілька проходів (як для випадку традиційного одно різцевого точіння), доцільно використовувати використання дворізцевого оснащення для обробки за методом поділу глибини різання. При цьому різальні елементи повинні попередньо конструктивно бути зміщеними на величину, що перевищує величину загальної подачі супорта. Загальний припуск розділяється між двома різцями у пропорції, яка відповідає рівності осьових складових зусиль різання. Таким чином, ми отримуємо одночасно і поділ глибини різання, і поділ подачі між різцями.

У випадку, коли різці оснащення обробляють різні поверхні, що трапляється у випадку обробки кільцевих чи трубчастих деталей,

відбувається обробка за методом поділу об’єму зрізаного шару.

2.2. Модель формоутворюючої системи та формування похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення

Вище було показано, що одним із недоліків процесу токарного оброблення маложорстких і тонкостінних заготовок є похибки форми, які виникають як при зовнішній обробці, так і при обробці отворів. Важливим компонентом, який впливає на допуск круглості мало жорстких і тонкостінних циліндричних деталей, при точінні як одно- так і багаторізцевим оснащенням є, зокрема, система затиску.

Формування відхилення від форми мало жорстких і тонкостінних циліндричних деталей є наслідком таких трьох ефектів: пружної деформації у зв’язку зі дією сил затиску; деформації внаслідок дії сил різання; залишкових напружень, викликаних процесом оброблення. Більшість відомих способів вирішення цієї проблеми вимагають визначення раціональної кількості кулачків і оптимальної сили затиску в кожному кутовому положення кулачків для запобігання провертанню деталі при забезпечення деформації в межах допустимих значень.

Тому для стабілізації процесу різання і зменшення деформацій заготовок, в тому числі мало жорстких і тонкостінних, доцільно використовувати як затиск заготовок адаптивного типу, так і багаторізцеве оснащення із самоналагодженням в процесі обробки, яке б забезпечувало симетрію силового портрету технологічної обробної системи.

Точність отримання деталі певної форми та розмірів забезпечується формоутворюючою системою (ФС) верстату. Формоутворення поверхонь поряд із різанням є основним робочим процесом на металорізальних верстатах. Модель ФС верстата формується відповідно до складу вузлів верстата і опису їх рухів та математично представляється у вигляді функції

формоутворення [141]. Важливими елементами ФС є ланки (кожна з яких має локальну систему координат) і зв'язки між сусідніми ланками. За ознакою наявності чи відсутності кінематичного зв'язку між ланками розрізняють ланцюгову (послідовну) структуру ФС та паралельну структуру ФС, що являє собою сукупність ланцюгів хоча б з однією спільною ланкою [141]. Токарні верстати із багаторізцевим токарним оснащенням адаптивного типу (табл. 2.5) мають паралельну структуру ФС. На рис. 2.3 приведена паралельна структура ФС таких токарних верстатів при обробці циліндричних поверхонь.

Для випадку токарних верстатів із багаторізцевим токарним оснащенням адаптивного типу наявність у їх ФС паралельної дії загальних елементів призводить до взаємодії ланок ФС, що може виражатися у впливі процесів, які проходять в різних зонах різання, один на одного. Процес побудови функції формоутворення будемо розглядати як формальну операцію встановлення зв'язку між системами координат заготовки і інструментів.

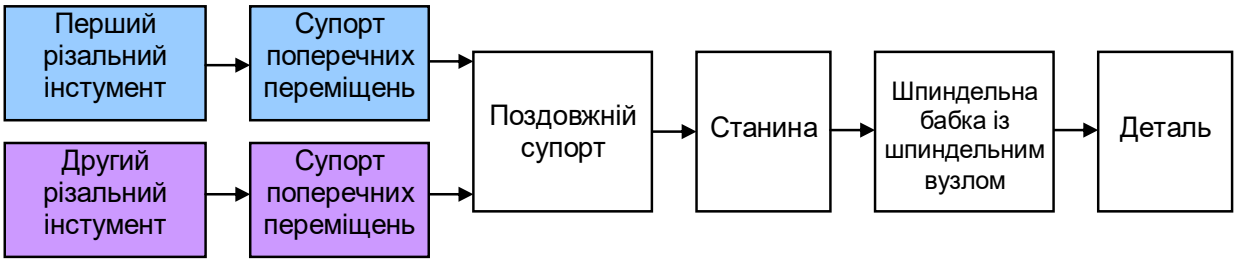


Рис. 2.3. Паралельна структура ФС токарних верстатів із багаторізцевим токарним оснащенням адаптивного типу

Для двоінструментальної обробки функція формоутворення це множина з двох функцій формоутворення виду:

$$\overline{r_0} = \prod_{i=1}^{l} A_{i-1,i}^{k_i} \overline{r_l}, \tag{2.1}$$

де $\overline{r_l} = (x_l, y_l, z_l, 1)^T$ – радіус-вектор точок різального інструменту;

$\overline{r_0} = (x_0, y_0, z_0, 1)^T$ – радіус-вектор точок різального інструменту в системі координат заготовки; l – число ланок ФС; $\prod_{i=1}^{l} A_{i-1,i}^{k_i}$ – загальна матриця перетворення координат; k_i – координатний код *i*-ї ланки ФС.

Розглянемо формоутворюючу структуру токарного верстату із багаторізцевим токарним оснащенням адаптивного типу. Поверхня, яка обробляється двома інструментами, розташована на одній заготовці, що служить нульовою ланкою ФС. Тоді координатний код ФС для обох її віток, який складається із кодів матриць переміщень і поворотів, *К* = 631 [141].

Матриці моделювання руху ланок ФС токарних верстатів із багаторізцевим токарним оснащенням адаптивного типу мають вигляд:

$$A_{01}^{6} = \begin{vmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$ – матриця, яка моделює обертання шпинделя;

$$A_{02}^{3} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$ – матриця, яка моделює переміщення поздовжнього супорта;

$$A_{03}^{1} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$ – матриця, що моделює переміщення поперечного супорта.

У відповідності з викладеним описом процесу формоутворення та координатного коду ФС для обох її віток, функція формоутворення для ФС токарних верстатів із багатолезовим токарним оснащенням адаптивного типу можу бути представлена так:

$$\begin{cases} \overline{r_{01}} = A_{01}^{6}(\varphi)\cdot A_{12}^{3}(z)\cdot A_{23}^{1}(x)\cdot \overline{r_{31}} \\ \overline{r_{02}} = A_{01}^{6}(\varphi)\cdot A_{12}^{3}(z)\cdot A_{23}^{1}(-x)\cdot \overline{r_{32}} \end{cases}, \quad (2.2)$$

де $\overline{r_{31}}$, $\overline{r_{32}}$ – радіус-вектори точок першого та другого різця відповідно; $\overline{r_{01}}$, $\overline{r_{02}}$ –радіус-вектори точок першого та другого різця в системі координат заготовки; $A_{01}^{6}(\varphi)$ – матриця повороту навколо осі Z; $A_{12}^{3}(z)$, $A_{12}^{3}(z)$ – матриці переміщень вздовж осі z; $A_{23}^{1}(x)$, $A_{23}^{1}(-x)$ – матриці переміщень вздовж осі X. Прийнявши обидва різці точковими різальними інструментами $\overline{r_{31}} = \overline{e^4} = (0,0,0,1)^T$, $\overline{r_{32}} = \overline{e^4} = (0,0,0,1)^T$ та підставивши матриці перетворення координат у (2.2) отримаємо:

$$\begin{cases} \overline{r_{01}} = \left[x^1\cos(\varphi), x\sin(\varphi), z, 1\right]^T \\ \overline{r_{02}} = \left[x^2\cos(\varphi), -x\sin(\varphi), z, 1\right]^T \end{cases}. \quad (2.3)$$

Як видно із (2.3) $\overline{r_{01}} \equiv \overline{r_{02}} \equiv \overline{r_0}$.

Важливими ланками формоутворюючої системи верстата, які суттєво впливають на його вихідну точність, є шпиндель разом із затискним пристроєм і затиснутою в ньому заготовкою та супортна група із елементами багатолезового оснащення (рис. 2.4).

Рис. 2.4. Ланки формоутворюючої системи токарного верстату із комплексним самоналагоджувальним оснащення

При цьому точність отримання деталі буде забезпечуватись системою формоутворення токарного верстата шляхом накладання похибок положення ланок формоутворюючої системи на номінальні траєкторії руху ланок. Виходячи із вище викладеного необхідною є розробка аналітичної моделі оцінки впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність оброблюваних поверхонь на верстаті.

Структуру похибок складових елементів комплексного самоналагоджувального оснащення для токарного оброблення маложорстких і тонкостінних заготовок можна представити так, як зображено на рис. 2.5.

У системі затискного пристрою можна виділити такі похибки, як: геометричні похибки; похибки, які виникають в результаті контактних деформацій в місцях стиків; похибки, які виникають в результаті деформацій елементів затискних пристроїв.

Рис. 2.5. Структура похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення для токарної обробки

У системі багатолезового оснащення в свою чергу можна також виділити такі похибки, як: геометричні похибки; похибки налагодження різцевих блоків; похибки, які виникають в результаті контактних деформацій в місцях стиків; похибки, які виникають в результаті деформацій елементів оснащення.

Аналіз такої структури похибок дозволяє сформувати узагальнену модель оцінки впливу похибок комплексного самоналагоджувального технологічного оснащення на вихідну точність токарного оброблення маложорстких і тонкостінних деталей.

2.3. Баланс точності токарного верстата із комплексним самоналагоджувальним оснащенням

В якості основи для побудови моделі покладено варіаційний метод розрахунку точності [141], який дозволяє скласти баланс вихідної точності верстату з врахуванням багато чисельних джерел похибок. 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 технологічної оброблювальної системи. Цей метод дозволяє ще на стадії проектування оцінити похибку поверхні оброблюваної деталі та вимагає визначення матриць узагальнених похибок формоутворюючих рухів вузлів верстату та їх ланок.

Векторний баланс точності токарного верстату можна зобразити формулою:

$$\Delta\overline{r_0} = \sum_{i=0}^{3} A_{0,i}\varepsilon_i A_{i,3}\vec{r_3} = \varepsilon_0 A_1^6 A_2^3 A_3^1 \overline{r_3} + A_1^6 \varepsilon_1 A_2^3 A_3^1 \overline{r_3} + A_1^6 A_2^3 \varepsilon_2 A_3^1 \overline{r_3} + A_1^6 A_2^3 A_3^1 \varepsilon_3 \overline{r_3}, \quad (2.4)$$

де $\varepsilon_i (i = 0,1,2,3)$ – матриця повної похибки положення i-ї ланки

формоутворюючої системи; A_1^6, A_2^3, A_3^1 – матриці, що описують, відповідно, обертання шпинделя, переміщення поздовжнього і поперечного супортів; $\overline{r_3} = |0 \quad 0 \quad 0 \quad 1|^T$ – радіус вектор вершини різця.

Матриця повної похибки положення *i* - ї ланки формоутворюючої системи має вигляд:

$$\varepsilon_i = \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_i & \beta_i & \delta_{xi} \\ \gamma_i & 0 & -\alpha_i & \delta_{yi} \\ -\beta_i & \alpha_i & 0 & \delta_{zi} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}. \qquad (2.5)$$

Елементами матриці повної похибки положення i-ї ланки формоутворюючої системи є:

$\delta_{xi}, \delta_{yi}, \delta_{zi}$ – 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.

Радіус-вектор вершини різця при цьому – $\overline{r_3} = |0 \quad 0 \quad 0 \quad 1|^T$.

Основні типи похибок, які виникають в затискних пристроях та багатолезовому інструментальному оснащені, наведені і проаналізовані на рис. 2.5.

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.

Слід мати на увазі, що малі лінійні зміщення різцевих блоків у радіальному напрямку викликані контактними деформаціями в стиках різцевих блоків багатолезового оснащення під дією радіальних складових сил різання.

Для оцінки впливу похибок затискного пристрою із заготовкою та різцевих блоків багаторізцевого самоналагоджувального оснащення на похибки оброблюваної деталі, приймаємо похибки всіх решти ланок і підланок формоутворюючої системи і їх відносні переміщення абсолютно точними, тобто:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}. \qquad (2.6)$$

На основі вищенаведеного отримаємо залежність для визначення похибки положення точок оброблюваної поверхні за формулою (2.4), яка описується вектором:

$$\Delta\overline{r_0} = \varepsilon_0 A_1^6 A_2^3 A_3^1 \overline{r_3} + A_1^6 A_2^3 A_3^1 \varepsilon_3 \overline{r_3}\,. \qquad (2.7)$$

Підставивши у векторне рівняння (2.7) відповідні матриці та перемноживши їх за правилами матричного аналізу отримаємо вектор похибок:

$$\Delta\overline{r_0} = \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_0 & \beta_0 & \delta_{x0} \\ \gamma_0 & 0 & -\alpha_0 & \delta_{y0} \\ -\beta_0 & \alpha_0 & 0 & \delta_{z0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & R \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \text{x}$$

$$\text{x} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix} + \cdot \begin{vmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & R \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 & -\gamma_3 & \beta_3 & \delta_{x3} \\ \gamma_3 & 0 & -\alpha_3 & \delta_{y3} \\ -\beta_3 & \alpha_3 & 0 & \delta_{z3} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{vmatrix};$$

$$\overline{\Delta r_0} = \begin{vmatrix} -(\gamma_0 R + \delta_{y3})\sin\varphi + \delta_{x3}\cos\varphi + \beta_0 \cdot z + \delta_{x0} \\ \delta_{x3}\sin\varphi + (\gamma_0 R + \delta_{y3})\cos\varphi - \alpha_0 \cdot z + \delta_{y0} \\ -\beta_0 \cdot R \cdot \cos\varphi + \alpha_0 \cdot R \cdot \sin\varphi + \delta_{z0} + \delta_{z3} \\ 0 \end{vmatrix}. \quad (2.8)$$

де R - відстань від осі обертання заготовки до вершини різців різцевих блоків багаторізцевого оснащення.

2.4. Модель оцінки похибок комплексного самоналагоджувального технологічного оснащення від його пружних деформацій при дії силового навантаження

Оцінку вихідної точності циліндричної поверхні деталі, зумовлену похибками складових комплексного самоналагоджувального оснащення, оцінимо за відхиленням радіуса циліндра в даній точці від номінального. 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 визначиться за залежністю:

$$\Delta r_n = \overline{\Delta r_0} \cdot \bar{n}, \quad (2.9)$$

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

Підставивши значення $\overline{\Delta r_0}$ у (2.9) отримаємо:

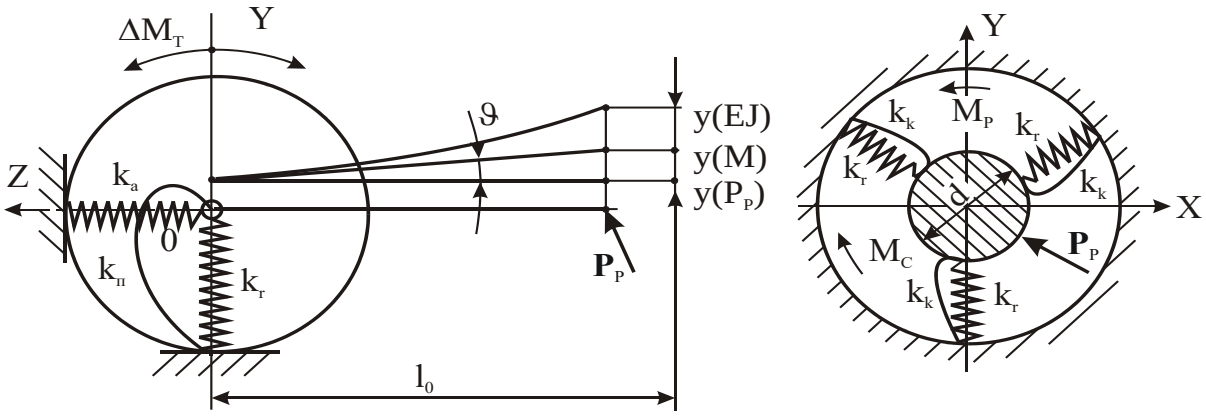
$$\Delta r_n = (\beta_0 z + \delta_{x0} + \delta_{x3}\cos\varphi)\cos\varphi - (\alpha_0 z + \delta_{y0} + \delta_{x3}\cos\varphi)\sin\varphi, \quad (2.10)$$

Із рівняння (2.10) 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.

Деталь, защемлену в кулачках, можна вважати жорстким циліндричним тілом, яке опирається на дискретні пружні односторонні опори, що моделюють приведену радіальну жорсткість стиків затискних елементів.

Базуючись на цьому припущення можна побудувати розрахункову модель затискного пристрою із заготовкою для традиційної однорізцевої обробки (рис. 2.6).



а) б)

Рис. 2.6. Модель пружної системи патрон-заготовка в поздовжньому (а) і поперечному (б) перетинах при одно різцевій обробці

Відповідно розрахункова модель для випадку використання дворізцевого самоналагоджувального оснащення , що забезпечує однакові за величиною радіальні сили різання, що діють на деталь наведена на рис. 2.7.

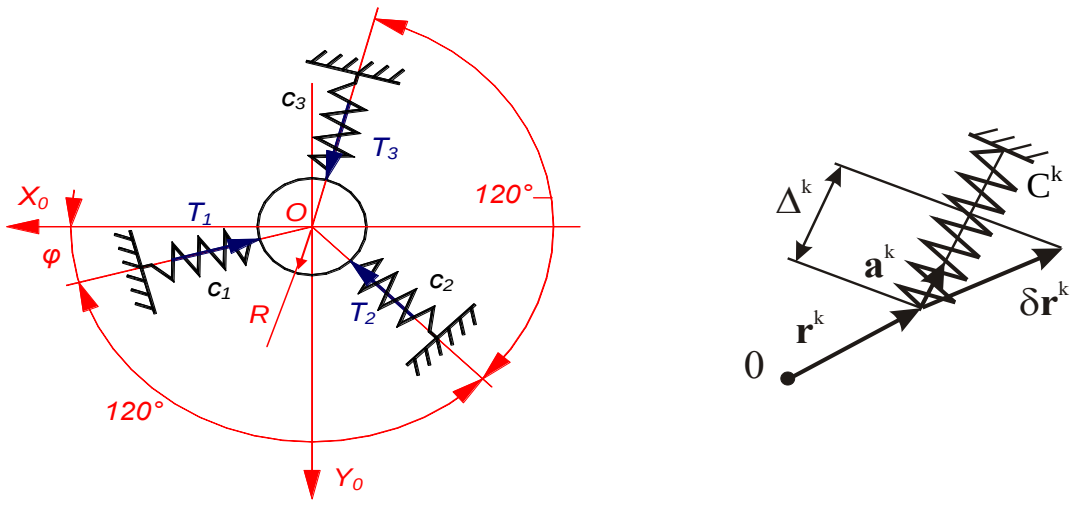


Рис. 2.7. Розрахункова схема системи патрон-заготовка для визначення зміщень затискного пристрою в результаті дії нерівномірних сил затиску

При визначенні матриці повної похибки положення системи заготовки в затискному пристрої приймаємо такі припущення:

- зміщення і кути повороту елементів системи малі;
- власна жорсткість елементів затискного пристрою набагато більша від контактної жорсткості стиків;
- має місце лінійна залежність зміщень від навантаження в діапазоні діючих зусиль.

Спираючись на це, можна вивести умову рівноваги системи затискний пристрій – заготовка:

$$C \cdot \overline{\Delta} = \overline{F}, \tag{2.11}$$

де C – симетрична порядку 6×6 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:

$$c_{ij} = \sum_{i=1}^{N} c_k R_{ik} R_{jk}, \tag{2.12}$$

де c_k – жорсткість k-ї опори $k = 1,2,...,N$;

$R_k = (a_{xk}, a_{yk}, a_{zk}, m_{xk}, m_{yk}, m_{zk})^T$ – 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:

$$F_z = 0;\ F_y = -T_1 \sin\varphi - T_2 \sin(\varphi + 120°) - T_3 \sin(\varphi + 240°);$$

$$M_x = 0;\ M_y = 0;\ M_z = 0,$$

де T_1, T_2, T_3 – зусилля затиску затискними елементами.

Тоді за залежністю (2.12) елементи матриці жорсткості С:

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

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

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

$$+ c_3 \cos(\varphi + 240^\circ) \sin(\varphi + 240^\circ).$$

Решта елементів матриці жорсткості С дорівнюють нулю.

Таким чином, вихідні дані для розрахунку вектора похибок $\overline{\Delta}$ можна звести в таблицю 2.6.

Таблиця 2.6

Вихідні дані для розрахунку вектора похибок $\overline{\Delta}$

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	$R\cos(\varphi + 120°)$	$R\sin(\varphi + 120°)$	0	$\cos(\varphi + 120°)$	$\sin(\varphi + 120°)$	0	c_2	0	0	0
3	$R\cos(\varphi + 240°)$	$R\sin(\varphi + 240°)$	0	$\cos(\varphi + 240°)$	$\sin\varphi$	0	c_3	0	0	0

Після визначення елементів матриці жорсткості *C* складаємо систему рівнянь для визначення малих лінійних і кутових зміщень внаслідок поперечного

заклинювання заготовки в затискному пристрої:

$$\begin{cases} c_{11}\delta_{x0} + c_{12}\delta_{y0} = -T_1 \cos\varphi - T_2 \cos(\varphi + 120°) - T_3 \cos(\varphi + 240°) \\ c_{21}\delta_{x0} + c_{22}\delta_{y0} = -T_1 \sin\varphi - T_2 \sin(\varphi + 120°) - T_3 \sin(\varphi + 240°) \end{cases}. \quad (2.13)$$

Із даної системи рівнянь визначаються малі лінійні зміщення деталі δ_{x0}, δ_{y_0}. При поперечному заклинюванні кутові зміщення $\alpha_0 = 0$, $\beta_0 = 0$.

Визначимо також мале лінійне переміщення, яке викликане деформаціями різцевих блоків під дією радіальних складових сил різання.

Вирівнювання і компенсація зусиль різання при багатолезовій обробці на основі використання адаптивного зв'язку між інструментами засобами керування дозволяє суттєво вплинути на деформації технологічної обробної 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. При цьому різцевий блок можна вважати жорстким тілом, яке опирається на дискретні пружні односторонні опори, що моделюють приведену радіальну жорсткість стиків у напрямних та приведену радіальну жорсткість стиків приводу їх поперечних налагоджувальних переміщень.

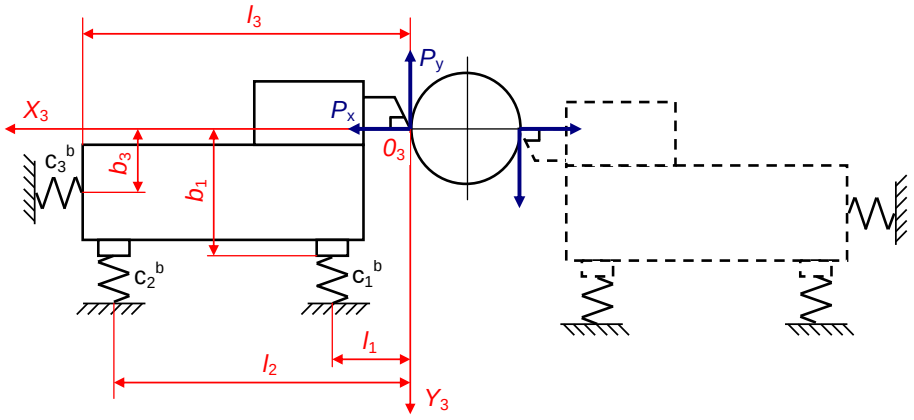


Рис. 2.8. Розрахункова схема для визначення повної похибки положення різцевого блоку

Розрахункова схема для такого типу моделі може бути зображена таким чином, як наведено на рис. 2.8.

При визначенні матриці повної похибки положення цієї системи приймаємо такі припущення:

1) зміщення і кути повороту елементів системи малі;
2) власна жорсткість різцевого блоку набагато більша від контактної жорсткості стиків;
3) має місце лінійна залежність зміщень від навантаження в діапазоні діючих зусиль.

Умова рівноваги системи (рис.2.8) при цьому набуває вигляду:

$$C_3 \cdot \overline{\Delta}_3 = \overline{F}_3, \qquad (2.14)$$

де C_3 – симетрична порядку 6×6 матриця жорсткості;

$\overline{\Delta}_3$ – вектор узагальненої похибки системи координат різцевого блоку в результаті контактних деформацій стиків;

$\overline{F}_3$ – вектор узагальненого навантаження.

Елементи матриці жорсткості C_3 при цьому:

$$c_{11} = \sum_{k=1}^{3} c_k a_{xk}^2 = c_3^b \quad ;$$

$$c_{22} = \sum_{k=1}^{3} c_k a_{yk}^2 = c_1^b + c_2^b \ ;$$

$$c_{16} = c_{61} = \sum_{k=1}^{3} c_k a_{xk} m_{zk} = c_3^b b_3 \quad ;$$

$$c_{26} = c_{62} = \sum_{k=1}^{3} c_k a_{yk} m_{zk} = c_1^b l_1 + c_2^b l_2 \ ;$$

$$c_{66} = \sum_{k=1}^{3} c_k m_{zk}^2 = c_1^b l_1^2 + c_2^b l_2^2 + c_3^b b_3^2 \ .$$

Решта елементів матриці жорсткості C_3 дорівнюють нулю.

Вихідні дані для розрахунку матриці жорсткості C_3 згрупуємо в табл.2.7.

Таблиця 2.7

Вихідні дані для розрахунку вектора похибок положення різцевих блоків комплексного самоналагоджувального оснащення

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	l_1	b_1	0	0	1	0	c_1^b	0	0	l_1
2	l_2	b_1	0	0	1	0	c_2^b	0	0	l_2
3	l_3	b_3	0	1	0	0	c_3^b	0	0	b_3

Знайшовши за залежністю (2.14) елементи матриці жорсткості C_3 отримаємо рівняння для визначення малого лінійного зміщення δ_{x3}.

Після визначення елементів матриці жорсткості C_3 система рівнянь для визначення малих лінійних і кутових зміщень різцевого блоку має такий остаточний вигляд:

$$\begin{cases} c_{11}\delta_{x3} + c_{16}\gamma_3 = P_x \\ c_{22}\delta_{y3} + c_{26}\gamma_3 = -P_y \\ c_{16}\delta_{x3} + c_{26}\delta_{y3} + c_{66}\gamma_3 = 0 \end{cases}. \qquad (2.15)$$

Із даної системи рівнянь визначається мале лінійне зміщення деталі δ_{x3}, яке входить у залежність оцінки вихідної точності циліндричної поверхні деталі.

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

Оцінка впливу узагальнених похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення на точність циліндричної поверхні проводилася за допомогою розрахунку відхилення радіуса циліндра вздовж твірної при різних кутових положеннях затискних елементів з використанням комп'ютерного моделювання.

Результатами такого моделювання були власне відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по куту повороту при дії радіальних складових сил різання, що створюються внаслідок оброблення за допомогою різцевих блоків самоналагоджувального оснащення (розглядався випадок дворізцевої обробки).

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:

1) радіальні зусилля затиску затискними елементами були рівними $T_1 = T_2 = T_3 = 10$ кН;

2) радіальні зусилля затиску затискними елементами були різними, тобто $T_1 = 10$ кН, $T_2 = 9$ кН, $T_3 = 9{,}5$ кН (поперечне заклинювання заготовки).

Результати комп'ютерних розрахунків для цих умов наведені на рис.2.9.

При цьому на верхній та нижній частинах рисунку:

1) криві 1.1, 2.1, 3.1, 4.1 - стосуються дії осьової складової сили P_x відповідно величиною 100Н, 200Н, 300Н, 400Н та рівних сил затиску затискного елементу $T_1 = T_2 = T_3 = 10$ кН;

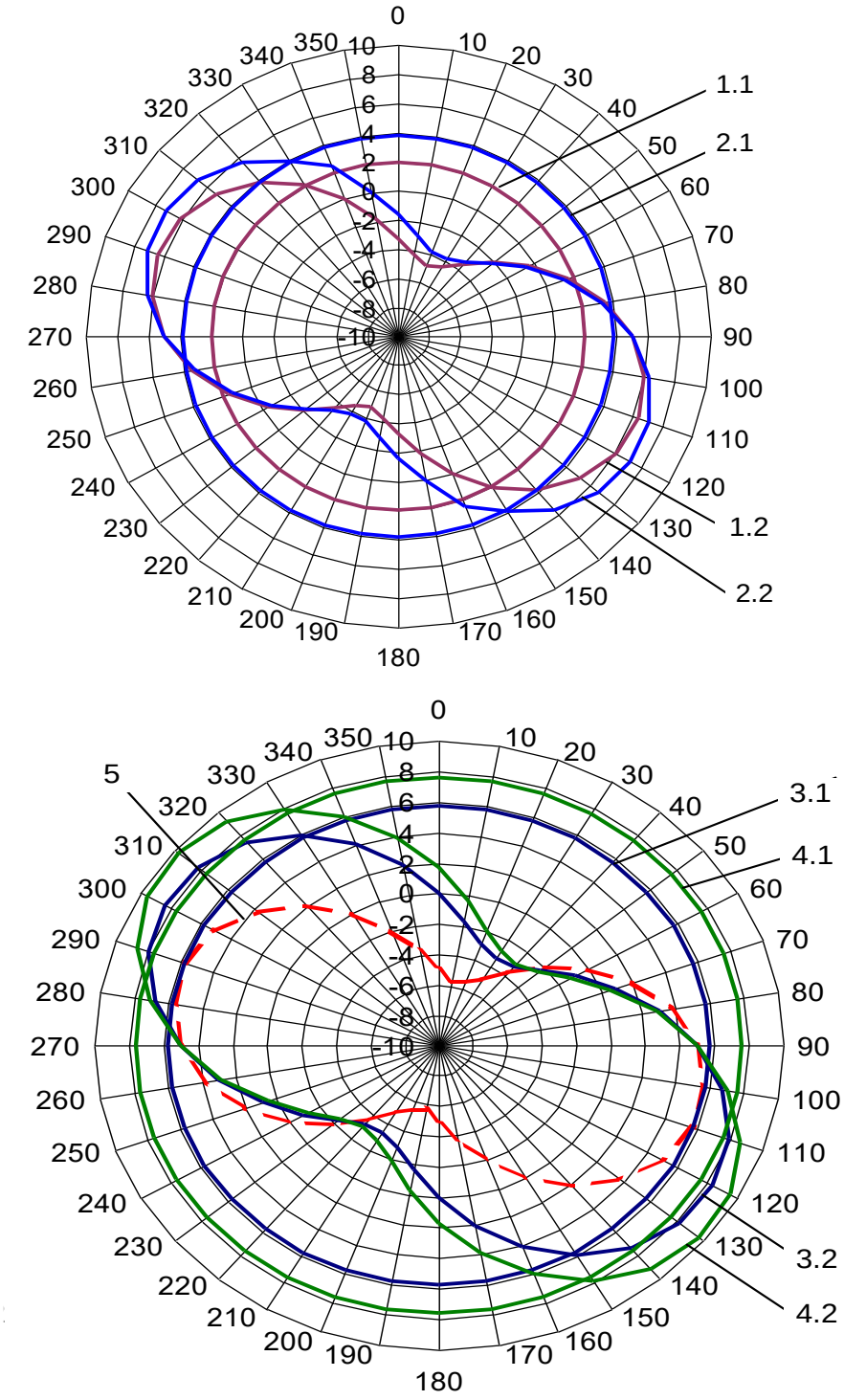


Рис. 2.9. Відхилення радіуса циліндра при різних кутових положеннях ЗЕ: 1.1, 2.1, 3.1, 4.1 – при Рх відповідно 100Н, 200Н, 300Н, 400Н та рівних силах затиску ЗЕ Т1 = Т2 = Т3=10 кН; 1.2, 2.2, 3.2, 4.2 – при Рх відповідно 100Н, 200Н, 300Н, 400Н та силах затиску ЗЕ Т1 = 10кН; Т2 = 9кН; Т3 = 9,5кН; 5 – викликане тільки затискним пристроєм при силах затиску ЗЕ Т1 = 10кН; Т2 = 9кН; Т3 = 9,5кН

1) криві 1.2, 2.2, 3.2, 4.2 - стосуються дії сил P_x відповідно 100Н, 200Н, 300Н, 400Н при силах затиску затискного елементу $T_1 = 10$ кН, $T_2 = 9$ кН, $T_3 = 9{,}5$ кН;

2) крива 5 показує формування сумарної похибки, викликаної тільки затискним пристроєм при силах затиску затискного елементу $T_1 = 10$ кН, $T_2 = 9$ кН, $T_3 = 9{,}5$ кН.

Текст програми для комп'ютерного обчислення наведених залежностей в середовищі MathCAD наведено у додатку В1.

В результаті моделювання встановлено, що при збільшенні радіальної складової сили різання максимальне відхилення радіуса збільшується (рис.2.9), 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 Δr_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 Δr_n із збільшенням P_x для рівномірного затиску і затиску із різними силами затиску (поперечне заклинювання).

Як видно із рис. 2.9 нерівномірність сил затиску кулачками затискного пристрою призводить як до збільшення так і до зменшення номінального радіуса обробки на величину Δr_n в певних кутових положеннях. При цьому величина кута додатних і від'ємних значень Δr_n складає $\pi/2$ при відсутності сили різання. При дії сили різання P_x зменшення чи збільшення радіуса обробки на Δr_n залежатиме від різниці сил затиску кожним кулачком, що визначатиметься положенням системи затиску відносно вихідного положення.

Таким чином, за результатами моделювання встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях затискного пристрою. Це обґрунтовано свідчить про доцільність застосування комплексного багаторізцевого самоналагоджувального оснащення для обробки мало жорстких і тонкостінних циліндричних деталей.

Висновки до розділу 2

1) Обґрунтовані і визначені складові елементи комплексного багато різцевого самоналагоджувального оснащення, розглянуті їх основні характеристики щодо адаптації в процесі рівномірного затиску і багатолезового різання при обробці нежорстких і тонкостінних деталей.
2) 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.
3) 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.
4) 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.
5) За результатами моделювання встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях затискного пристрою що свідчить про доцільність застосування багаторізцевого самоналагоджувального оснащення.

РОЗДІЛ 3
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПЛЕКСНОГО САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ОБРОБКИ МАЛОЖОРСТКИХ ЗАГОТОВОК

3.1. Обгрунтування розрахункової схеми динамічної поведінки дворізцевого самоналагоджувального оснащення

Розрахункова схема дворізцевого самоналагоджувального пристрою для дослідження динамічної якості такого оснащення повинна враховувати геометричні, кінематичні та динамічні властивості цілого ряду підсистем. В комплексі така задача є надзвичайно складною. Тому для якісного аналізу динаміки дворізевого оснащення скористаємось певними спрощеннями і припущеннями. Поскільки ми розглядаємо обробку на токарному верстаті деталей малої жорсткості, то вплив деформацій станини вважатимемо слабким і ним знехтуємо [37].

Для одно різцевої системи ми мали б справу із так званим «координатним зв’язком» [71], який існує між узагальненими координатами, і сприяє структурній нестійкості динамічної системи верстату. Проте в розглядуваному випадку маємо справу з дворізцевим самоналагоджувальним пристроєм, який володіє конструкційною симетрією, і в якому існує між інструментальний зв'язок МІЗ. При цьому маємо на увазі особливості кріплення ідентичних різців, передні поверхня яких повернуті одна відносно одної на 180^0. Тому доцільно припустити, що центр жорсткості системи верстат-заготовка лежить на поздовжній осі та співпадає з центром поперечного перерізу недеформованої деталі.

Оскільки при обробці деталей малої жорсткості деформації елементів підсистеми супортної групи порівняно із деформаціями підсистеми

шпиндель-патрон-заготовка є малими, а зв'язок між цими підсистемами припускаємо слабким, то динамічну розрахункову схему дворізцевого самоналагоджувального пристрою доцільно розглядати в системі заготовки безвідносно до динамічної системи супортної групи (рис. 3.1). Наведене нами спрощення цілком задовольняє потреби якісного розрахунку динамічним характеристик самоналагоджувального дворізцевого оснащення для обробки мало жорстких заготовок. Така схема показує наочно також слабкий сплив системи станина-супорт власне на процес обробки, при цьому враховуючи вплив процесу само налагодження на характеристик зрізуваного шару різцями в процесі різання.

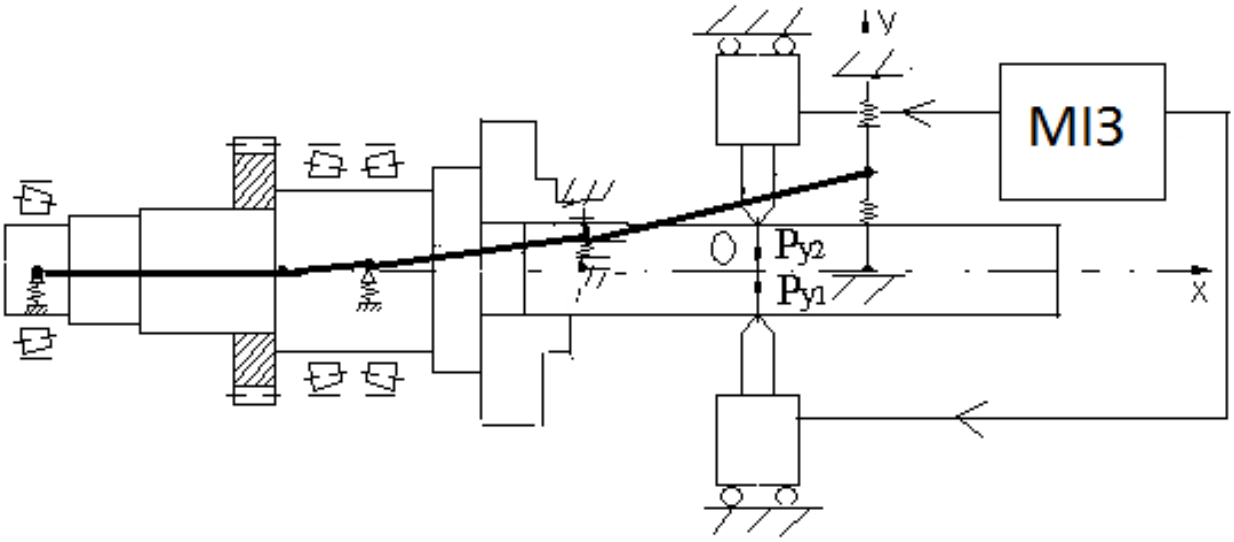


Рис. 3.1. Розрахункова схема дворізцевого самоналагоджувального пристрою в рамках динамічної підсистеми оброблюваної заготовки

В розглядуваному випадку ми маємо справу із обробкою циліндричних заготовок. Окрім того, ці заготовки кріпляться в пропонованих нами патронах, які забезпечують рівномірну силу затиску по контуру заготовки і мають кругову симетрію.

Тому обґрунтовано можна розглядати коливання даної динамічної схеми в системі координат у-0-х, оскільки коливання по осі z будуть залежними від коливань в напрямку осі, і цей же напрямок деформацій є визначальним для формування максимальної похибки деформованої системи, бо коливання в радіальному напрямку якраз і визначають точність обробки при точінні і розточування ні токарних верстатах.

В динаміці верстатів розрахункові елементи динамічних схем, подібних до наведеної на рис. 3.1, зображають у вигляді пружних балок (які несуть зосереджені маси) на пружних опорах [37, 45]. Так само і в розглядуваному випадку для схеми, яка складається із 2 елементів (1-шпиндель із патроном; 2 – заготовка) застосуємо згаданий підхід.

При цьому будемо враховувати найбільш несприятливий в деформаційному і динамічному відношеннях випадок обробки консольно закріпленої в токарному патроні заготовки. Тоді можемо уникнути врахування впливу на динаміку системи заднього центру, бо він вивляється не задіяним в процесі обробки.

Одночасно припустимо, що пружні переміщення шпиндельних опор як і пружні деформації самої заготовки не впливатимуть на формування товщини зрізуваного шару порівняно із величинами осциляцій різальних елементів дворізцевого самоналагоджувального пристрою.

Такі припущення дозволяють нам сформувати спрощену розрахункову схему статики процесу, яка складається із двох пружних балок (рис. 3.2). Маємо на увазі, що масу консолі вала , що представляє собою пружну балку, зазвичай приводять до місця різання.

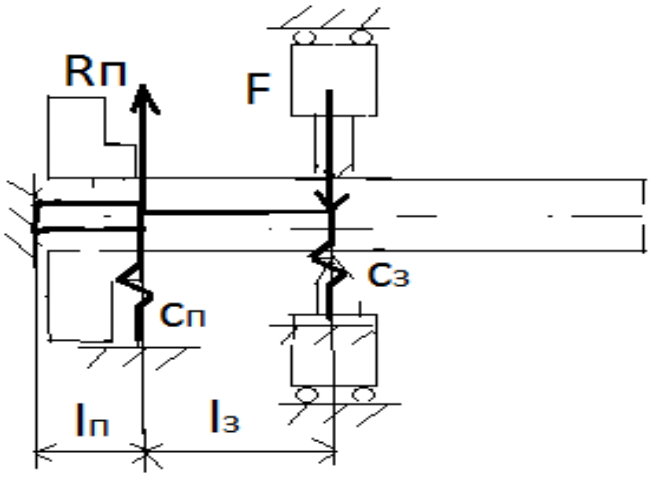


Рис. 3.2. Розрахункова схеми пружних систем патрона із заготовкою і дворізцевого пристрою

Для спрощеного приведення жорсткості елементів цієї лінеаризованої схеми до жорсткості в місці різання дворізцевого пристрою запишемо рівняння статичної рівноваги системи:

$$F(l_з + l_п) = R_п l_п \,. \qquad (3.1)$$

де F – зусилля з боку різального пристрою, $R_п$ – реакція в точці затиску. Звідси з врахуванням коефіцієнта запасу зусилля затиску $К_{зп}$ реактивна сила R в затискному патроні набуває значення:

$$R = K_{зп}\frac{F(l_з + l_п)}{l_п} \,.$$

Деформація заготовки в патроні в місці затиску наближено відповідно можна записати так:

$$\Delta_п = \frac{F}{c_п} K_{зп}\frac{(l_з + l_п)}{l_п} \,.$$

В місці різання деформація заготовки наближено матиме вигляд: $\Delta_з = F/c_з$.

Загальна ж деформація в місці різання становитиме:

$$\Delta = F\left[\frac{1}{c_з} + \frac{1}{c_п}\frac{K_{зп}\,(l_з + l_п)}{l_п}\right].$$

Таким чином можна визначити приведену жорсткість в місці різання:

$$c_у = \frac{c_з}{1 + K_{зп}\frac{c_з}{c_п}\left(1 + \frac{l_з}{l_п}\right)}.$$

Приведена ж податливість в місці різання:

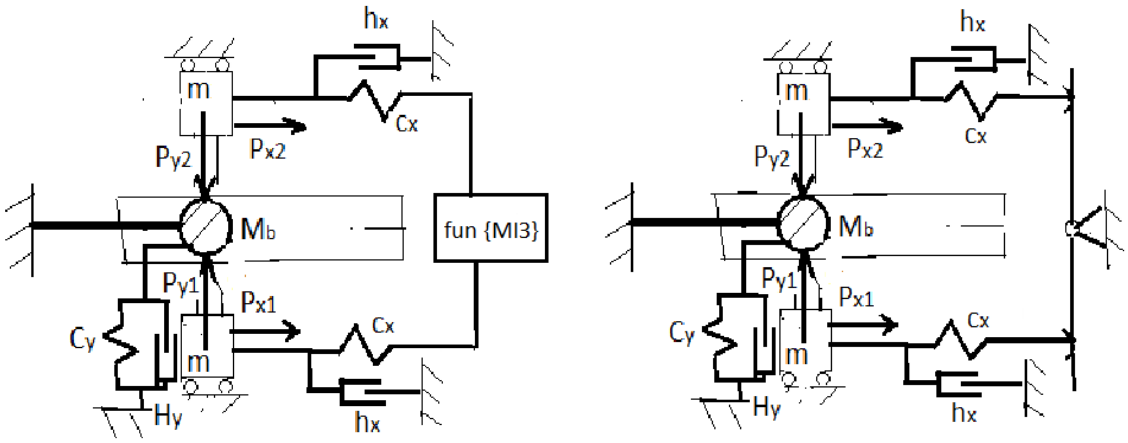
$$\delta_{11} = \frac{1 + K_{зп}\frac{c_з}{c_п}\left(1 + \frac{l_з}{l_п}\right)}{c_з}.$$

Тепер перейдемо до формування динамічної розрахункової системи дворізцевого самоналагоджувального пристрою в рамках підсистеми шпиндель-заготовка дворізцевий пристрій.

В наближенні, достатньому для розрахунку базових динамічних характеристик пристрою і з врахуванням вище наведеного приведення жорсткостей затиску і заготовки до місця різання зобразимо підсистему заготовки до одно масовою динамічною системою.

При цьому приведена маса підсистеми шпиндель-патрон-вал матиме значення M_b. Дисипативна характеристика системи представлена коефіцієнтом демпфування H_y . Дворізцевий пристрій в свою чергу представимо двомасовою системою.

В результаті можемо побудувати остаточну розрахункову систему дворізцевого пристрою в динамічній системі заготовки (рис. 3.3).



а) б)

Рис. 3.3. Динамічна розрахункова схема дворізцевого пристрою в системі патрон-заготовка при обробці деталей малої жорсткості: а) загальна; б) з рівноплечим важелем

На приведені однакові маси m різальних елементів, діють осьові складові зусиль різання P_{x1} від різця 1 і P_{x2} – від різця 2 токарного пристрою. Між різцями 1 і 2 існує зв'язок механічного чи електромеханічного типу, який формує механізм вирівнювання осьових навантажень між різальними елементами. Функція цього міжінструментального зв’язку (МІЗ) (рис.3.3, а) виконує таку процедуру: осьові переміщення різальних елементів при їх осциляції є рівними за величиною і протилежні за знаком. Такий зв'язок зобразимо умовно без інерційним рівноплечим важелем (рис. 3.3., б) із приведеними до різальних елементів характеристиками жорсткості c_x його плечей. При цьому переміщення одного кінця важеля дорівнюватиме переміщенню іншого кінця важеля із оберненим знаком. У схемі врахуємо також демпфувальні властивості h_x різцетримачів із різцями, які мають можливості рухливості в осьовому напрямку. На схемі показані також силові фактори, які діють в місці різання на заготовку –радіальні складові сил різання P_{y1} і P_{y2}. Момент згину M_x формується за рахунок дії різниці осьових складових зусиль різання.

3.2. Математичне моделювання динамічних характеристик дворізцевого оснащення при обробці мало жорстких заготовок

Для складання рівнянь руху елементів дворізцевого пристрою в системі патрон-заготовка при обробці деталей малої жорсткості використаємо схему, наведену на рис. 3.3.

За узагальнені координати приймемо відносні осьові зміщення власне різців 1 і 2 на величини x_1 і x_2, а також радіальне зміщення у всієї системи від стану усталеного руху.

Для математичного опису коливного руху системи заготовки в радіальному напрямку використаємо відомий метод сил.

Тоді рівняння руху заготовки в місці різання опишеться таким рівнянням:

$$M_b\delta_{11}\ddot{y} + H_y\delta_{11}\dot{y} + y = \delta_{11}\left[\left(P_{y1} - P_{y2}\right) + \frac{P_{x1}-P_{x2}}{2l}d\right], \qquad (3.2)$$

де δ_{11} – приведена податливість пружної заготовки в місці різання; M_b - приведена маса заготовки; d - усереднений діаметр заготовки.

Таким чином загальні рівняння руху елементів дворізцевого пристрою в системі патрон-заготовка при обробці деталей малої жорсткості можна представити в матричній формі таким чином:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{q}\} + [\mathbf{H}]\{\dot{q}\} + [\mathbf{C}]\{q\} = \{\mathbf{F}\}, \qquad (3.3)$$

де $\{q\}$ – вектор-стовбець узагальнених координат; $[\mathbf{F}]$ – матриця - стовбець діючих зусиль; $[\mathbf{M}]$ – квадратна матриця інерційних характеристик; $[\mathbf{H}]$ - квадратна матриця характеристик демпфування; $[\mathbf{C}]$ - квадратна матриця характеристик жорсткості.

Значення матричних коефіцієнтів і векторів-стовбців наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Значення матричних коефіцієнтів рівняння (3.3)

$\{q\}$	[F]	[M]	[H]	[C]
$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ y \end{Bmatrix}$	$\begin{Bmatrix} -P_{x1} \\ -P_{x2} \\ \delta_{11}\left[\begin{matrix}(P_{y1}-P_{y2})+ \\ +\dfrac{(P_{x1}-P_{x2})d}{2l}\end{matrix}\right] \end{Bmatrix}$	$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & \delta_{11}M_b \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} h_x & 0 & 0 \\ 0 & h_x & 0 \\ 0 & 0 & \delta_{11}H_y \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} \frac{c_x}{2} & \frac{c_x}{2} & 0 \\ \frac{c_x}{2} & \frac{c_x}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$

Для подальшого розрахунку динамічної поведінки розглядуваної системи визначимо характер зміни складових зусиль різання при зміні умов різання при токарній обробці із застосуванням дворізцевого оснащення.

Будемо вважати, що для нашої системи відсутнім є різання по-сліду і що його характер не впливає на зміну зусиль. Визначимо зміни товщин зрізуваного шару на різцях 1 і 2 при осьових рухах різальних елементів і деформації у заготовки в радіальному напрямку в місці різання. При зміщенні різця 1 на величину x_1 і відповідно різця 2 на величину x_2, величини змін товщин зрізуваного шару можна записати як

$$\Delta a_1 = x_1 \sin\varphi - y\cos\varphi\,; \qquad \Delta a_2 = x_2 \sin\varphi + y\cos\varphi,$$

де φ – головний кут в плані різців.

Основною характеристикою, яка впливає на динамічну стійкість процесу при різанні металів, є динамічна характеристика різання по В.О. Кудинову [45]. Вона характеризує відставання зміни зусилля різання по відношенню до зміни товщини зрізуваного шару. Використаємо цю характеристику для запису диференціальних рівнянь, що описують зміни товщин зрізуваного шару на кожному із різців 1 і 2.

В загальному для кожного із різців ця характеристика запишеться у вигляді

$$P_z + T_p P_z^{\cdot} = k_p \Delta a \,,$$

де k_p - коефіцієнт різання, який характеризує питому силу різання; T_p - постійна часу стружкоутворення при різанні даним лезом.

Як відомо [133], співвідношення радіальної складової сили різання до тангенціальної складової цієї сили складає $\mu_{\text{тр}} \cos\varphi$, а осьової до тангенціальної – відповідно $\mu_{\text{тр}} \sin\varphi$, де $\mu_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя стружки до передньої поверхні різця.

Таким чином, можна сформулювати динамічні характеристики при точінні окремими різцями 1 і 2 у складі дворізцевого самоналагоджувального пристрою як для осьових, так і для радіальних складових сил різання:

$$\begin{gathered}(P_{x1} - P_{x2}) + T_p\left[\left(P_{x1}^{\cdot}\right) - \left(P_{x2}^{\cdot}\right)\right] = k_{px}[(x_1 - x_2)\sin\varphi - 2y\cos\varphi], \\ \left(P_{y1} - P_{y2}\right) + T_p\left[\left(P_{y1}^{\cdot}\right) - \left(P_{y2}^{\cdot}\right)\right] = k_{py}[(x_1 - x_2)\sin\varphi - 2y\cos\varphi] \quad , \quad (3.4)\end{gathered}$$

де $k_{py} = \mu_{\text{тр}} \cos\varphi \, k_p$; а $k_{px} = \mu_{\text{тр}} \sin\varphi \, k_p$.

Таким чином, виведене матричне рівняння (3.3) і система рівнянь (3.4) повністю описують динамічний рух елементів дворізцевого оснащення в системі патрон-заготовки при вирівнюванні осьових складових сил різання на різальних елементах.

Побудуємо тепер структурну модель наведеної вище системи як об’єкта теорії автоматичного керування. Такі моделі часто застосовують у динаміці верстатів [45,133] і загалом у дослідженнях, присвячених дослідженням динамічної якості машин. При цьому маємо на увазі, що досліджувана в

нашому випадку система є лінійною структурою, і наявними в ній нелінійностями для потреб такого аналізу знехтуємо.

Пружну систему верстату у взаємодії з робочими процесами (різання, тертя, затиску) можна зобразити замкнутою функціонально-структурною схемою (рис. 3.4). Динамічна система заготовки представлена еквівалентною пружною системою

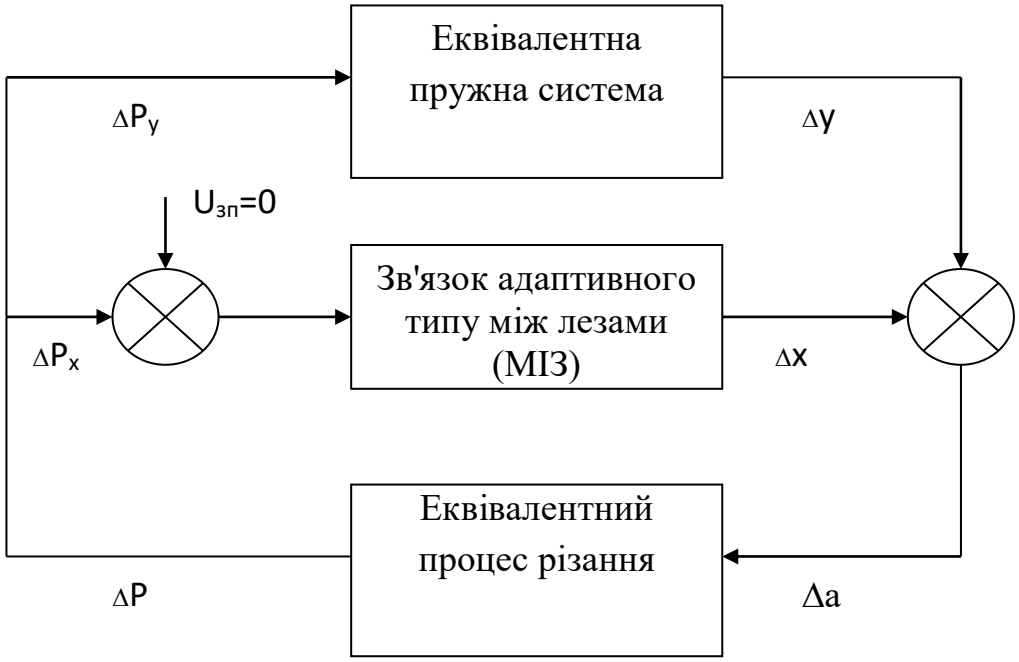


Рис. 3.4. Схема еквівалентної пружної системи верстату в процесі різання із зв’язком адаптивного типу між лезами

Розгляд такої блок-схеми показує, що наявність пристрою само налагодження різальних лез на обробку, організовує в системі зворотній зв'язок, який суттєво впливає на результуючий процес різання і створювані ним ефекти і впливи. При цьому в такій системі, як об’єкті автоматичного керування, пристроєм, що задає сигнал $U_{зп}$ є механізм само налагодження (МІЗ), який зумовлює завдяки зміщенням різців Δx прямування до 0 векторної суми зміни ΔP_x осьових складових зусиль різання на різцях, а, отже і рівнодійної ΔP_y радіальних зусиль різання, що деформує нежорстку

деталь в поперечному напрямку і мінімізує похибки Δy. Очевидно, що одночасно механізм КМІЗ виконує також функції як пристрою порівняння, так і виконавчого механізму, оскільки завдяки регулюванню змін Δa товщин зрізуваних шарів лезами здійснюється формування загальної сили різання P.

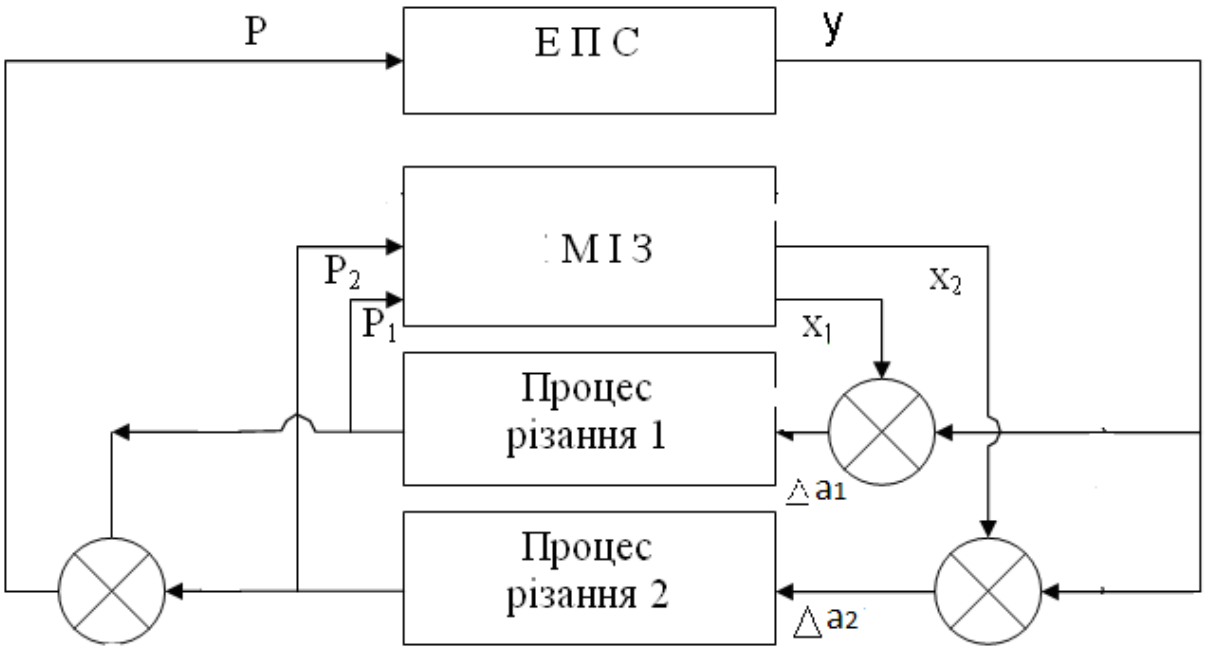


Рис. 3.5. Узагальнена блок-схема еквівалентної пружної системи «патрон-заготовка» в процесі різання з використанням дворізцевого самоналагоджувального пристрою

Отже, ми отримали в загальному випадку систему автоматичного регулювання робочого процесу різання двома лезами, між якими організований взаємозалежний зв'язок (рис. 3.5).

При цьому врахуємо, що окремі різальні леза різців реалізують відповідно процеси різання 1 і 2, а зв'язок між інструментами організований за допомогою кінематичного чи іншого подібного між інструментального зв’язку МІЗ – адаптивного типу.

Такий розгляд дозволяє розчленувати розроблену блок-схему на окремі ланки, а також на основі вище наведених виведених рівнянь динаміки системи визначити передаточні функції окремих ланок. Це дозволить приступити до оцінювання динамічних властивостей цих ланок.

Зокрема, передаточна функція процесу різання за В.О. Кудиновим в загальному [45] описується у формі:

$$W_p = \frac{k_p}{1 + T_p S}; \tag{3.5}$$

і, таким чином, сам процес представляє собою аперіодичну ланку першого порядку (S – комплексна величина перетворення Лапласа).

Скорегована для розглядуваного випадку схеми шпиндель-патрон-заготовка передаточна функція еквівалентної пружної системи у вигляді коливної ланки запишеться так:

$$W_{ЕПС} = \frac{\mu_{тр} \cdot \cos\varphi}{M_ь S^2 + H_y S + 1/\delta_{11}} \quad . \tag{3.6}$$

Відповідно скорегована до місця різання передаточна функція самоналагоджувального механізму КМІЗ може бути представлена у вигляді:

$$W^*_{МІЗ} = -\frac{\mu_{тр} \sin^2 \varphi}{mS^2 + h_x S}. \tag{3.7}$$

Після певних перетворень приходимо до висновку про можливість ілюструвати динамічну систему багатолезового верстатно-інструментального оснащення із КМІЗ розімкнутою одноконтурною системою (рис. 3.6).

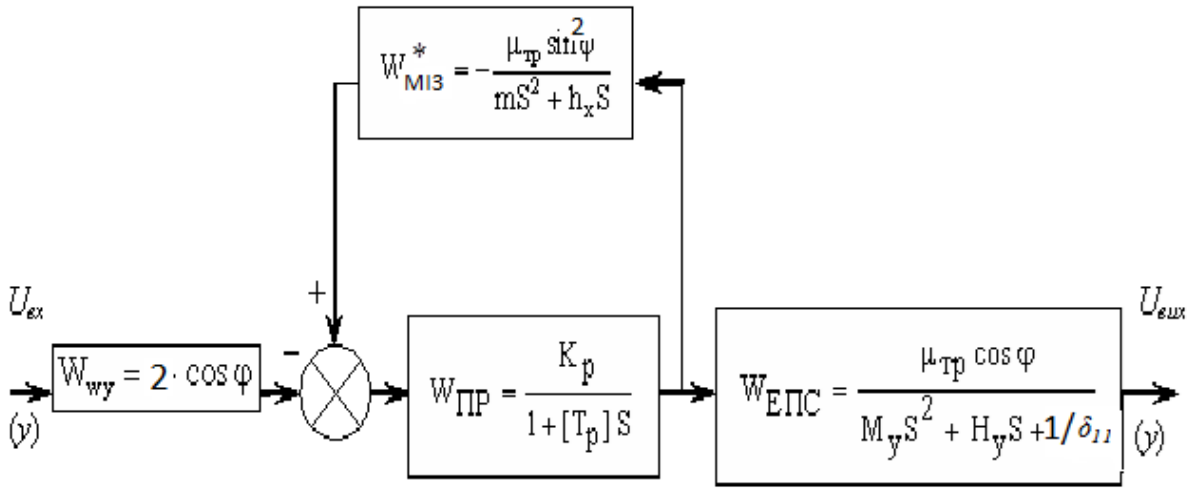


Рис. 3.6. Перетворена блок-схема розімкнутої самоналагоджувальної системи «патрон-заготовка» в процесі різання з використанням дворізцевого пристрою

Динамічну систему багатолезового ВІО можна ілюструвати одноконтурною системою, що представляє собою послідовне з'єднання трьох елементів:

1) підсилюючої ланки з передаточною функцією $\mathbf{W_{WY}}$, яка характеризує вплив на систему дворізцевої обробки ($\mathbf{W_{WY}}$ =2cosφ);

2) зустрічно-паралельного з'єднання аперіодичної ланки еквівалентного процесу різання з передаточною функцією $\mathbf{W_{ПР}}$ (що співпадає з передаточною функцією процесу різання на кожному різальному елементі) та інтегруючої (інерційної) ланки механізму адаптивного типу з передаточною функцією $\mathbf{W^*_{МІЗ}}$;

3) коливної ланки, що відображає пружно-демпфуючі властивості еквівалентної системи заготовки , з передаточною функцією $\mathbf{W_{ЕПС}}$.

В цьому випадку загальну передаточну функцію розглядуваної розімкнутої системи можна записати у вигляді:

$$\mathbf{W} = \mathbf{W_{WY}} \frac{\mathbf{W_P}}{\mathbf{1} - \boldsymbol{W}^*_{\text{МІЗ}} \mathbf{W_P}} \mathbf{W_{ЕПС}} \,. \qquad (3.8)$$

3.3. Комп'ютерний розрахунок динамічної якості системи дворізцевого оснащення при обробці мало жорстких заготовок

На основі формули (3.8), що виражає в узагальненій формі передаточну функцію розімкнутої системи дворізцевого оснащення в системі «шпиндель-заготовка» при обробці мало жорстких деталей (зокрема, в тому числі деталей типу кілець, чи труб) можна отримати математичний вираз вказаної функції у формі рівняння:

$$W = \frac{2\mu_{\text{тр}}(\cos\varphi)^2 k_p S(mS+h_x)}{[S(mS+h_x)(1+[T_p]S)+\mu_{\text{тр}}(\sin\varphi)^2 k_p](M_b S^2+H_y S+1/\delta_{11})} \,. \qquad (3.9)$$

Ця формула виражає власні динамічні властивості системи і дозволяє визначити її динамічну стійкість (вібростійкість).

Для цього доцільно використати відомі частотні критерії, зокрема критерій Найквіста [45]. Перетворимо рівняння (3.9) ввівши до розгляду відповідні постійні часу (як це прийнято робити в теорії автоматичного керування [151]).

Так, для еквівалентної пружної системи «шпиндель-заготовка» відповідно постійними часу є:

- інерційна постійна часу $T_{\text{ін}} = (M_b \delta_{11})^{1/2}$;
- постійна часу демпфування $T_{\text{д}} = H_y \delta_{11}$.

При цьому статична характеристика еквівалентної пружної системи «шпиндель-заготовка» під час обробки за допомогою дворізцевого оснащення набуде вигляду:

$$K_{\text{шз}} = \delta_{11} . \tag{3.10}$$

Що ж до системи різання дворізцевим пристроєм, то статичний коефіцієнт різання може бути трансформований у формулу

$$K_{\text{різ}} = 2\mu_{\text{тр}}(\cos\varphi)^2 k_p . \tag{3.11}$$

В подальшому позначимо добуток цих коефіцієнтів як

$$K = K_{\text{шз}} K_{\text{різ}}.$$

Постійну ж часу стружкоутворення для дволезового різання кожним різальним елементом запишемо так

$$[T_p] = 0{,}5\, T_p . \tag{3.12}$$

Особливий інтерес представляють постійні часу, які характеризують систему вирівнювання осьових складових навантажень при дворізцевому точінні і розточуванні з допомогою комплексного самоналагоджувального оснащення.

Цих постійних часу є дві:

$$T_{hp} = \left(\frac{1}{\mu_{\text{тр}}(\sin\varphi)^2}\right)\frac{h_x}{k_p} \ ; \tag{3.13}$$

$$T_{hx} = \frac{m}{h_x} . \tag{3.14}$$

Перша постійна часу (3.13) є фактично постійною часу демпфування процесу різання при комплексній дії взаємопов’язаних лез при дворізцевму точінні (по аналогії із постійними часу демпфування процесу різання у моделях С.С. Кедрова [37]). Проте в розглядуваному нами випадку вона має

зовсім іншу природу. Адже при розгляді динамічної характеристики процесу різання за В.О. Кудиновим [45] ми власне демпфування процесу різання не враховували (тобто демпфувального характеру тертя стружки, заготовки і різця по задній і передній поверхнях), а проте мали на увазі певний зсув по фазі між зміною сили різання і зміною товщини зрізуваного шару.

Друга постійна часу (3.14) за своїм фізичним змістом є також постійною часу демпфування, але вже в даному випадку осциляцій різальних елементів в процесі дволезового різання, викликаних функціонуванням механізмів вирівнювання осьових складових навантажень при обробці з використанням комплексного оснащення., викликаних функціонуванням механізмів вирівнювання осьових складових навантажень при обробці з використанням комплексного оснащення.

Надзвичайно важливою є ще також постійна часу

$$T_m = \sqrt{T_{hp} T_{hx}} = \sqrt{\left(\frac{1}{\mu_{тр}(\sin\varphi)^2}\right)\frac{m}{k_p}} \ . \qquad (3.15)$$

Як бачимо ця постійна часу є фактично інерційною постійною часу функціонування механізму само налагодження в процесі різання. Зокрема, при точінні різцями з головними кутами і плані $\varphi=45^o$ і при $\mu_{тр}=0{,}4$ (як зазвичай при обробці сталей) формула (3.15) трансформується у залежність

$$T_m = \sqrt{m/k_p} \, . \qquad (3.16)$$

Таким чином, можна отримати скорегований вираз для передаточної функції (3.9) розімкнутої системи:

$$W = \frac{KT_{hp}S(T_{hx}S+1)}{[T_{hp}S(T_{hx}S+1)(1+[T_p]S)+1](T_{ін}^2S^2+T_дS+1)}. \qquad (3.17)$$

Для того, щоб оцінити динамічну стійкість (вібростійкість) системи за частотними критеріями слід побудувати її амплітудно-частотну характеристику (АФЧХ) [45].

В розглядуваному випадку АФЧХ виступає як узагальнена характеристика для оцінки вібростійкості до неприпустимих автоколивань динамічної системи комплексного дворізцевого оснащення. Як відомо[45], цю динамічну характеристику записують у комплексному вигляді як $W(i\cdot\omega)$, де i – уявна одиниця, ω – кругова частота.

Розпишемо АФЧХ як сумарний результат дійсної Re і уявної Im частин, або комплексної амплітуди:

$$W(i\omega) = \mathrm{Re}(\omega) + i\cdot \mathrm{Im}(\omega) = A(\omega)e^{i\varphi(\omega)},$$

де $A(\omega) = \sqrt{[Re(\omega)]^2 + [Im(\omega)]^2}$ – відносна амплітуда, що є співвідношенням амплітуди вихідної координати до амплітуди вхідної; $\varphi(\omega) = arctg\left[\frac{\mathrm{Im}(\omega)}{\mathrm{Re}(\omega)}\right]$ – фаза між коливаннями вхідної і вихідної координати.

Щоб отримати вирази для дійсної та уявної частин АФЧХ динамічної системи «шпиндель-заготовка» в комплексі із самоналагоджувальним оснащенням в процесі дворізцевого різання замінимо оператор S на $\boldsymbol{i}\,\omega$ у виразі, що описує передаточну функцію $W(\boldsymbol{i}\,\omega)$:

$$W(i\omega) = K\frac{iT_{hp}\omega(iT_{hx}\omega+1)}{[iT_{hp}\omega(iT_{hx}\omega+1)(i[T_p]\omega+1)+1](T_{iн}^2(i\omega)^2+iT_д\omega+1)} \quad . \quad (3.18)$$

Ввведемо позначення:

$\alpha_1 = T_{hp}+T_Д$; $\alpha_2=(T_m)^2+ T_{hp}T_Д+(T_{iн})^2+ T_{hp}[T_p]$;

$\alpha_3=(T_{iн})^2\ T_{hp}+(T_m)^2\ T_Д+[(\ T_{hp}T_Д)^2+\ (T_m)^2]\ [T_p]$;

$\alpha_4=(T_m)^2\ [T_p]\ T_Д+\ (T_{iн})^2(T_m)^2+(T_{iн})^2\ T_{hp}[T_p]$; $\alpha_5=(T_m)^2(T_m)^2\ [T_p]$.

Тоді формула (3.18) трансформується в таку:

$$W(i\omega) = K\frac{(-T_m^2\omega^2+iT_{hp}\omega)}{i\alpha_5\omega^5+\alpha_4\omega^4-i\alpha_3\omega^3-\alpha_2\omega^2+i\alpha_1\omega\ \ +1} \quad . \quad (3.19)$$

Після перетворень отримаємо значення для дійсної та уявної частин амплітудно-частотної характеристики (АФЧХ) для розглядуваної нами розімкнутої динамічної системи комплексного оснащення:

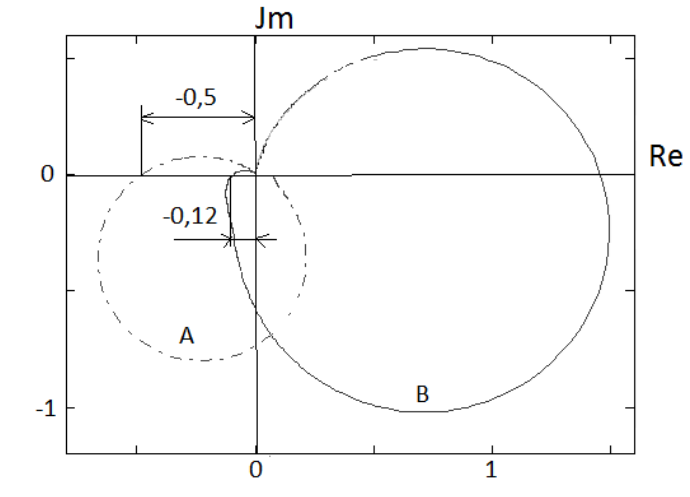
$$Re = K\omega\frac{-T_m^2\beta_1\omega+T_{hp}\beta_2}{\beta_1{}^2+\beta_2{}^2}, \qquad Im = K\omega\frac{T_m^2\beta_2\omega+T_{hp}\beta_1}{\beta_1{}^2+\beta_2{}^2} \quad . \quad (3.20)$$

В наведених характеристиках:

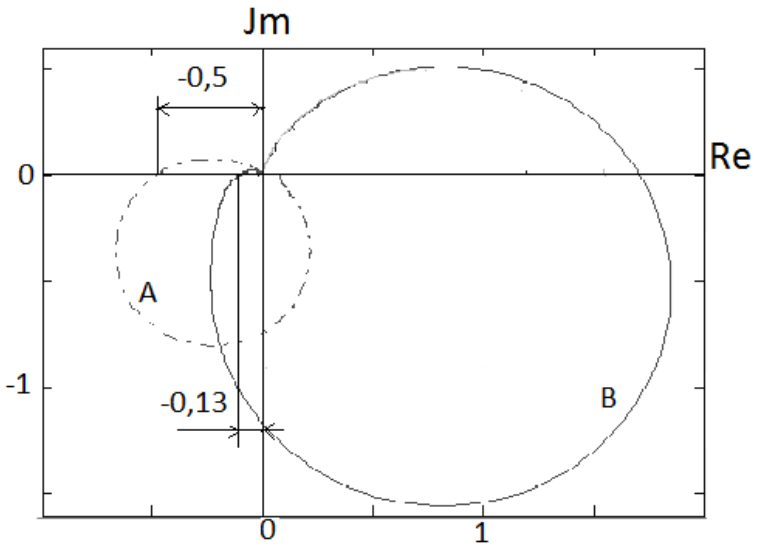
$$\beta_1 = \alpha_4\omega^4 - \alpha_2\omega^2 + 1, \quad \beta_2 = \alpha_5\omega^5 - \alpha_3\omega^3 + \alpha_1\omega \quad .(3.21)$$

На підставі формул (3.20) будуються відповідні АФЧХ.

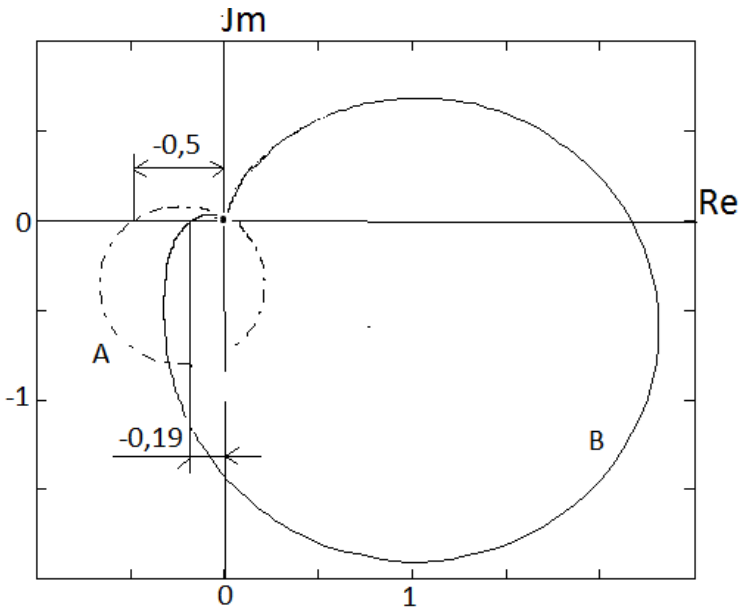
Для цього розроблено ряд програм в середовищі MathCad (додаток В2), які дозволили для порівняння побудувати ці динамічні характеристик як для одно різцевої обробки, так і для дворізцевої обробки (рис. 3.7).



а)



б)



в)

Рис. 3.7. Приклади АФЧХ розімкнутої динамічної системи багатолезового комплексного оснащення в рамках підсистеми «шпиндель-заготовка»

На рис. 3.7 літерою А позначено криві АФЧХ, що стосуються одно різцевої обробки, а літерою В – дворізцевої.

Зазначені АФЧХ побудовані для таких вхідних даних: k_p=1,5·10^{7}Н/м; φ= 45°; μ_{mp}=0,5.

При цьому постійні часу набувають таких значень:

постійна часу стружкоутворення - T_p=1,0·10^{-3} с; інерційна постійна часу пружної системи – $T_{ін}$= 1,41·10^{-3} с; постійна часу демпфування у пружній системі шпиндель-патрон-заготовка -$T_Д$=0,1·10^{-3} с; постійна часу T_{hp}= (0,75 - 1,0) ·10^{-3} с; постійна часу T_{hx}= (0, 5 - 0,75) ·10^{-3} с; інерційна постійна часу функціонування механізму само налагодження в процесі різання - T_m=(0,6 - 0,9) ·10^{-3} с.

На рис. 3.7 представлені побудовані АФЧХ для трьох варіантів:

а) T_{hp}= 0,75 ·10^{-3} с, T_m=0,612·10^{-3} с;

б) T_{hp}= 1,0 ·10^{-3} с, T_m=0,707·10^{-3} с;

в) T_{hp}= 1,0 ·10^{-3} с, T_m=0,866·10^{-3} с.

На основі проведеного аналізу побудованих АФЧХ для дво- різцевої обробки з використанням комплексного оснащення у порівнянні із традиційним одно різцевим різанням встановлено, що відрізок, який відтинається АФЧХ на від'ємній частині осі Re менший від відповідного відрізку для випадку однорізцевої обробки (для випадку (а) -0,12 на відміну від -0.5), що свідчить про значне підвищення вібростійкості системи.

Таким чином, на основі отриманих результатів обробки підтверджено стійкості проти автоколивань самоналагоджувальної багаторізцевої обробки при рівномірному затиску заготовок малої жорсткості порівняно із

однорізцевою обробкою. При цьому запас динамічної стійкості дворізцевої системи з рівномірним затиском порівняно з однорізцевим різанням зростає у 1,5-4,1 рази в залежності від умов обробки.

3.4. Моделювання характеристик затискних пристроїв із рівномірним затиском широкого діапазону діаметрів заготовок

Аналіз напрямків адаптації підсистеми затиску до широкого діапазону діаметрів оброблюваних заготовок свідчить про доцільність реалізації структур затискних пристроїв на базі дискретно-неперервних схем охоплення діаметрів заготовок, що зменшує кількість затискних елементів і забезпечує скорочення часу адаптації до певного діаметра поверхні затиску.

Тому ще однією задачею є розробка комп'ютерної моделі для дослідження статичних та динамічних характеристик затискних пристроїв, створених на основі дискретно-неперервної схеми охоплення діаметрів заготовок, яка б враховувала реальну геометрію елементів затискного пристрою, положення затискних елементів та податливість стиків для визначення його потенційних можливостей при усталеному обертанні.

Реалізація дискретно-неперервної схеми охоплення заготовок одним або декількома (двома, трьома) комплектами затискних елементів вимагає вирішення задач, пов'язаних із пошуком та вибором принципів адаптації. Одним із таких принципів є запропонований принцип інтеграції діапазонів затиску в затискному елементі.

На основі цього принципу розроблений затискний патрон гідравлічного типу, що має багатопрофільні затискні елементи, які дозволяють здійснювати рівномірний затиск заготовки при різних діапазонах затиску.

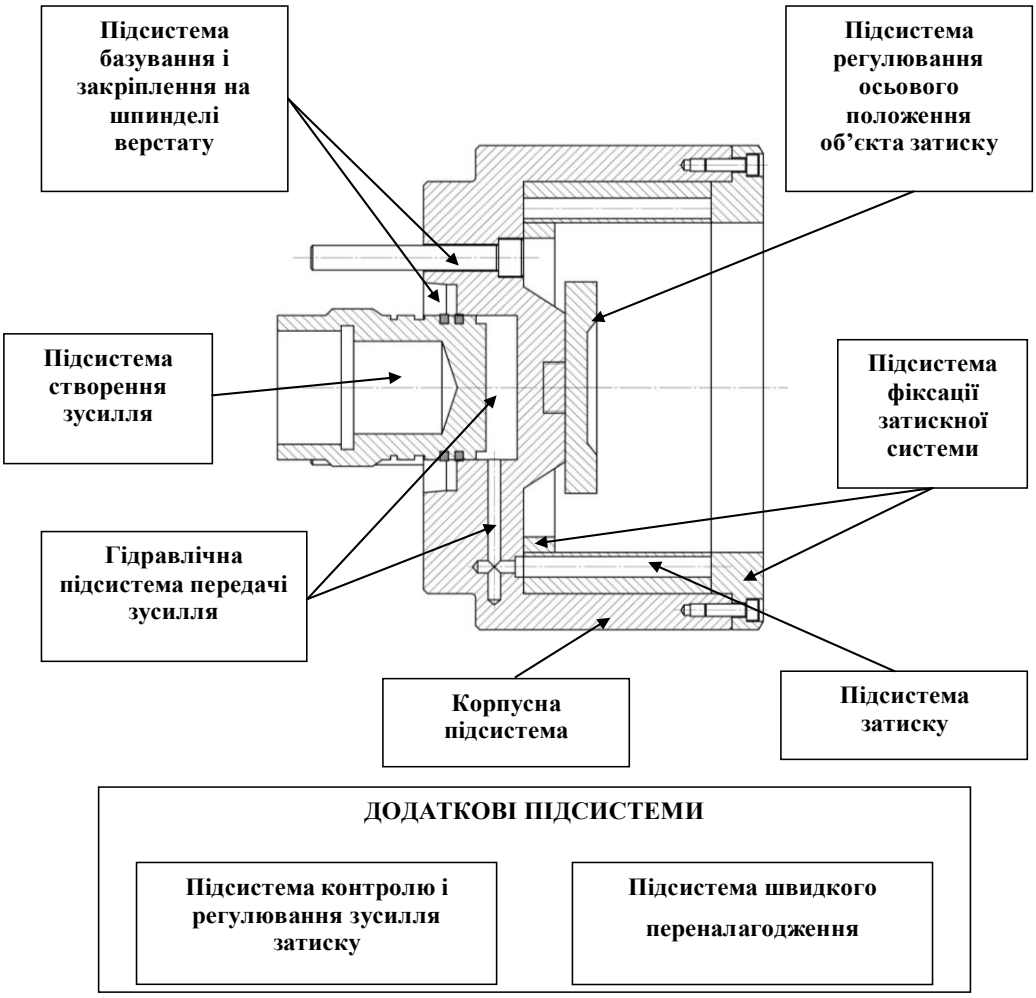


Рис. 3.8. Функціональна структура гідравлічних затискних патронів

Незалежно від призначення, схеми роботи і конструктивного виконання гідравлічні затискні токарні патрони мають загальну функціональну структуру (рис.3.8), що включає такі основні підсистеми:

– підсистема затиску, яка вирішує завдання передачі зусилля затиску на об'єкт закріплення, підтримання, положення і орієнтації об'єкту закріплення в процесі обробки при дії складових сил різання та сили тяжіння, а також передачі обертового моменту на заготовку;

–- підсистема створення зусилля - служить для створення привідного зусилля затиску, яке потім трансформується у зусилля затиску об'єкту закріплення;

–гідравлічна підсистема передачі зусилля - виконує функції передачі привідного зусилля на підсистему затиску та його підсилення;

–підсистема корпусу, яка виконує функції орієнтації і базування елементів всіх підсистем та передачі обертового моменту від шпинделя.

Крім того, функціональна структура включає підсистеми фіксації затискної системи, підсистему регулювання осьового положення об’єкта затиску, підсистему базування і закріплення на шпинделі верстату.

Також можуть входити у функціональну структуру додаткові підсистеми: підсистема контролю і регулювання зусилля затиску; підсистема швидкого переналагодження.

Із аналізу конструкцій затискних патронів виявлено, що найбільш надійно розподілену силу затиску створюють гідравлічні затискні патрони із затискними елементами у вигляді гофрованих пружин, тонкостінних оболонок та втулкових затискних елементів. Такі затискні системи забезпечують не високе радіальне биття і точність повторного встановлення, добрі демпферні характеристики, тривалий термін експлуатації та невисоке зношення поверхонь.

Формулювання задачі полягає в тому, щоб синтезувати конструкцію гідравлічного затискного патрону із рівномірним розподілом сил затиску з метою забезпечення різних діапазонів затиску заготовок.

Для цього використаний морфологічний аналіз.

Для складання морфологічної таблиці вибрані основні ознаки. Виходячи із функціональної структури гідравлічного затисти три основних підсистеми з наступними ознаками: **1) підсистема створення зусилля** ((а) спосіб створення тиску, (б) сторона активації патрона); **2) підсистема затиску** ((а) форма отворів затискного елемента; (б) кількість рядів отворів у затискному елементі; (в) розподіл отворів по діаметру затискного елемента;

(г) кількість втулкових затискних елементів; (д) кількість місць затиску затискним елементом вздовж деталі) ; **3) підсистема передачі зусилля** ((а) робоче середовище; (б) наявність елементів підсилення привідного зусилля).

Для кожної ознаки вибрані їх альтернативи, тобто варіанти їх реалізації. Розроблена основа морфологічна матриця (табл. 2.2) містить морфологічні ознаки гідравлічного затискного патрона з рівномірним розподілом сил затиску, комбінації яких створюють множину нових конструктивних рішень таких затискних патронів.

В результаті, можна запропонувати конструкцію спеціального гідравлічного затискного патрона, представлену на рис. 3.9.

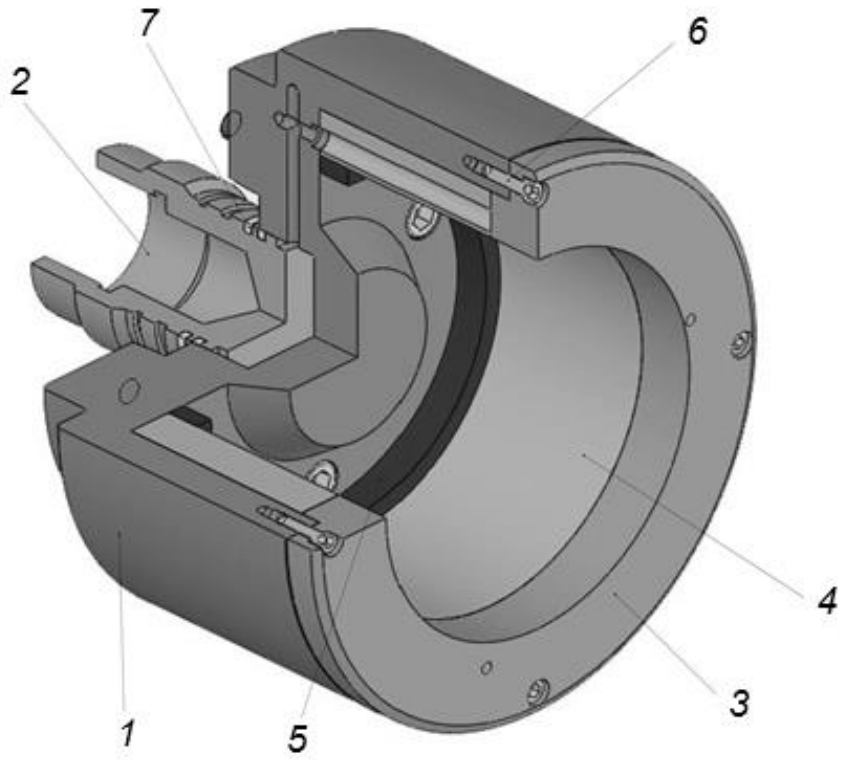


Рис. 3.9. Гідравлічний затискний патрон (ГЗП)(1- корпус; 2 – поршень; 3 –фланець; 4- затискний елемент; 5 – кільце; 6 – гвинти; 7 – манжети)

Патрон (рис. 3.9) складається із корпусу 1, в якому рухається поршень 2 приводу. Для забезпечення не витікання і герметичності робочої рідини гідравлічного патрона служать манжети 7. Затиск заготовки у патроні здійснюється за допомогою затискного елементу 4. Кільце 5 служить для підтискання затискного елементу з допомогою фланця 3 і гвинтів 7.

Принцип роботи такого ГЗП наступний: під дією осьової сили поршень починає тиснути на рідину, яка знаходиться в гідравлічній системі патрона, досягнувши стінок втулкового затискного елементу починає їх деформувати внаслідок прикладеного гідравлічного тиску.

У дисертаційній роботі проведене комп'ютерне моделювання пристроїв для затиску заготовок з рівномірним розподілом зусилля затиску і створена 3D модель гідравлічного затискного патрона за допомогою пакету програм твердотільного моделювання Solid Works.

Втулковий затискний елемент є циліндричною втулкою із осьовими отворами, які рівномірно розташовані по контуру втулки. Форма цих отворів, кількість рядів та радіальне розташування у втулці впливають на діапазон затиску і коефіцієнт підсилення гідравлічного затискного патрона.

Дослідження впливу геометрії втулкових затискних елементів на діапазон затиску заготовок гідравлічними затискними патронами є важливою та актуальною задачею.

У розділі 2 був запропонований ряд конструктивних варіантів затискних втулок із циліндричними, овальними, трикутними та іншого типу фасонними осьовими отворами, розташованими на різних діаметрах втулкового затискного елемента при різних значеннях гідравлічного тиску.

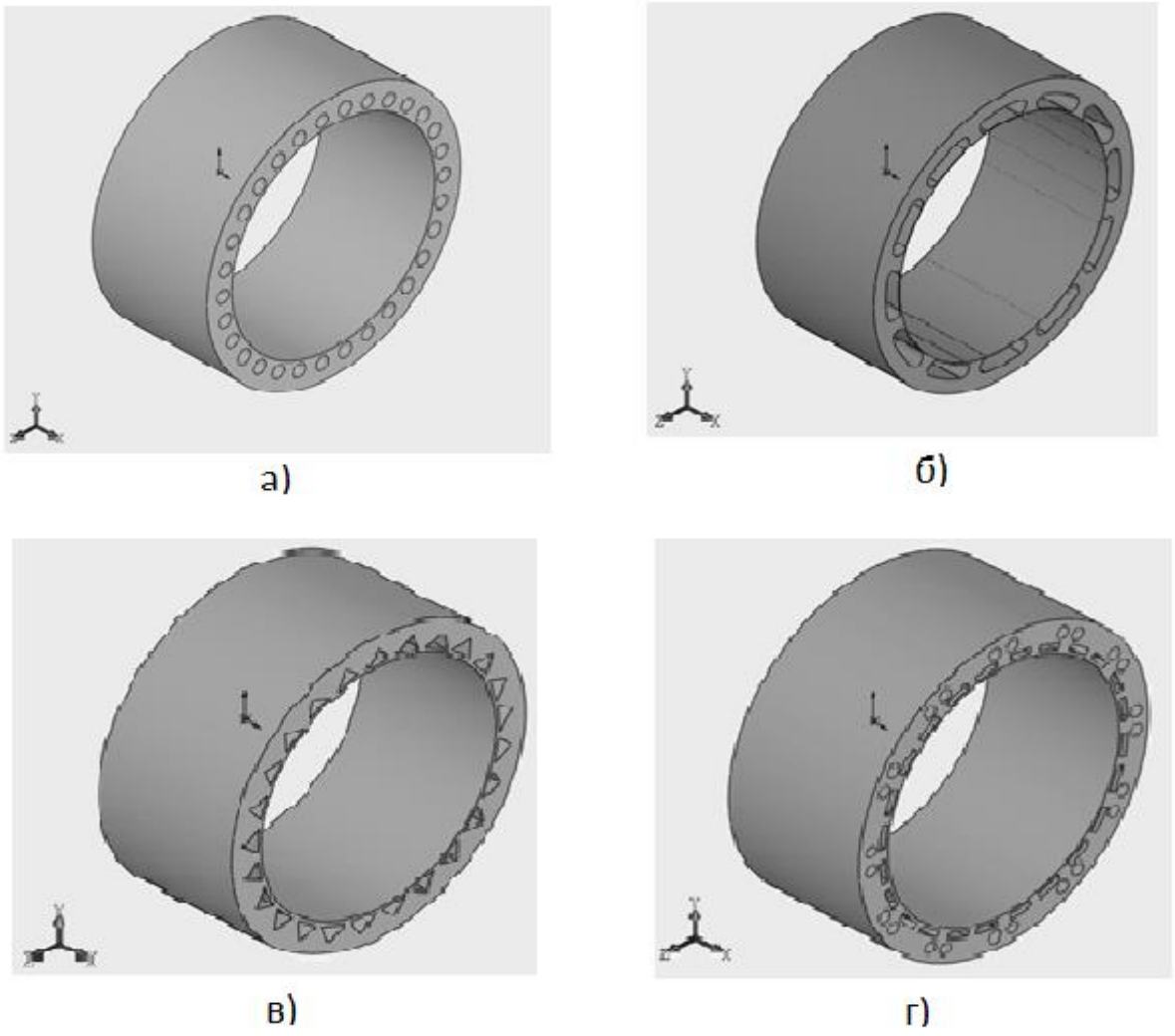


Рис. 3.10 – Втулкові затискні елементи: а) – із циліндричними осьовими отворами; б) – із овальними; в) – із трикутними отворами; г) – із поєднанням прямокутних та циліндричних отворів

Для різних варіантів конструктивного виконання втулкових елементів затиску проведемо розрахунки з використанням прикладного програмного забезпечення COSMOS/ WORKS.

3.5. Генерація кінцево-елементної сітки та накладання граничних умов при моделюванні затискних пристроїв із адаптацією до широкого діапазону діаметрів заготовок

Для розрахунків втулкових елементів необхідно вирішити задачу генерації кінцево-елементної сітки та накладання граничних умов.

Сутність методу кінцевих елементів полягає в тому, що замінюються вихідна геометрична конструкція складної форми на дискретну математичну модель, що відповідним чином відображає фізичну сутність і властивості вихідної конструкції. Важливим елементом цієї моделі є кінцево-елементна дискретизація досліджуваної деталі – побудова сукупності елементарних об’ємів заданої форми, об’єднаних в єдину систему – кінцево-елементну сітку. Параметри сітки повинні мати раціональний характер, тобто, не занизькими, але й не занадто високими, вони повинні мати оптимальний характер при розрахунках з дотриманням допустимої точності.

Нижче на рис. 3.11 наведено відповідно параметри розбиття сітки, на основі яких генерується модель.

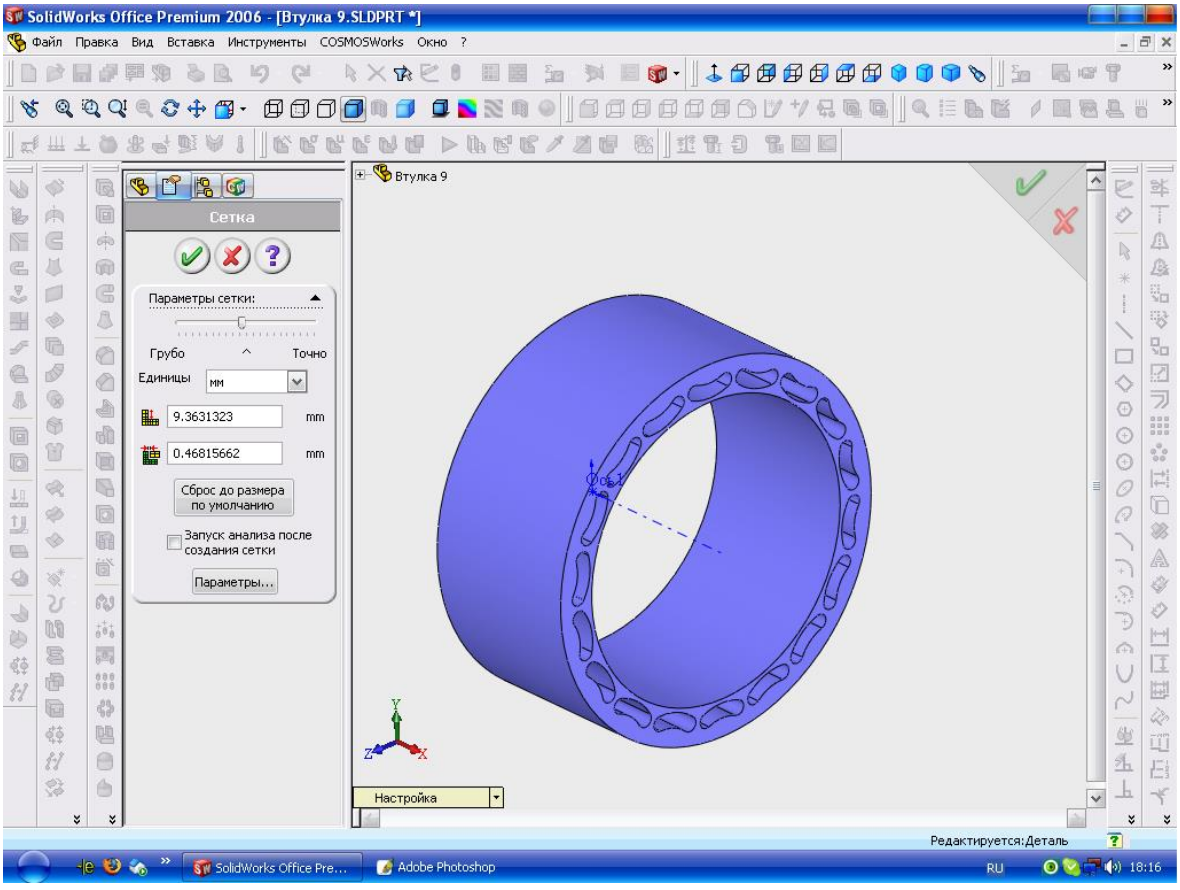


Рис. 3.11 – Параметри розбиття деталі

Наступним кроком виконуємо розміщення просторових обмежень по переміщенню, тобто закріплення.

В нашому випадку втулка буде запресовуватись по посадці в токарний патрон, і тому із представлених варіантів обмеження ступенів вільності вибираємо варіант, коли втулка нерухома по всій зовнішній поверхні, як показано на рис.3.12.

Обмеження ступенів вільності відбуваються в локальній системі координат. В межах кожного елемента переміщення апроксимується лінійною (елемент першого порядку) або параболічною (елемент другого порядку) функціями.

Цими ж функціями для ізопараметричних елементів апроксимується і форма кінцевих елементів.

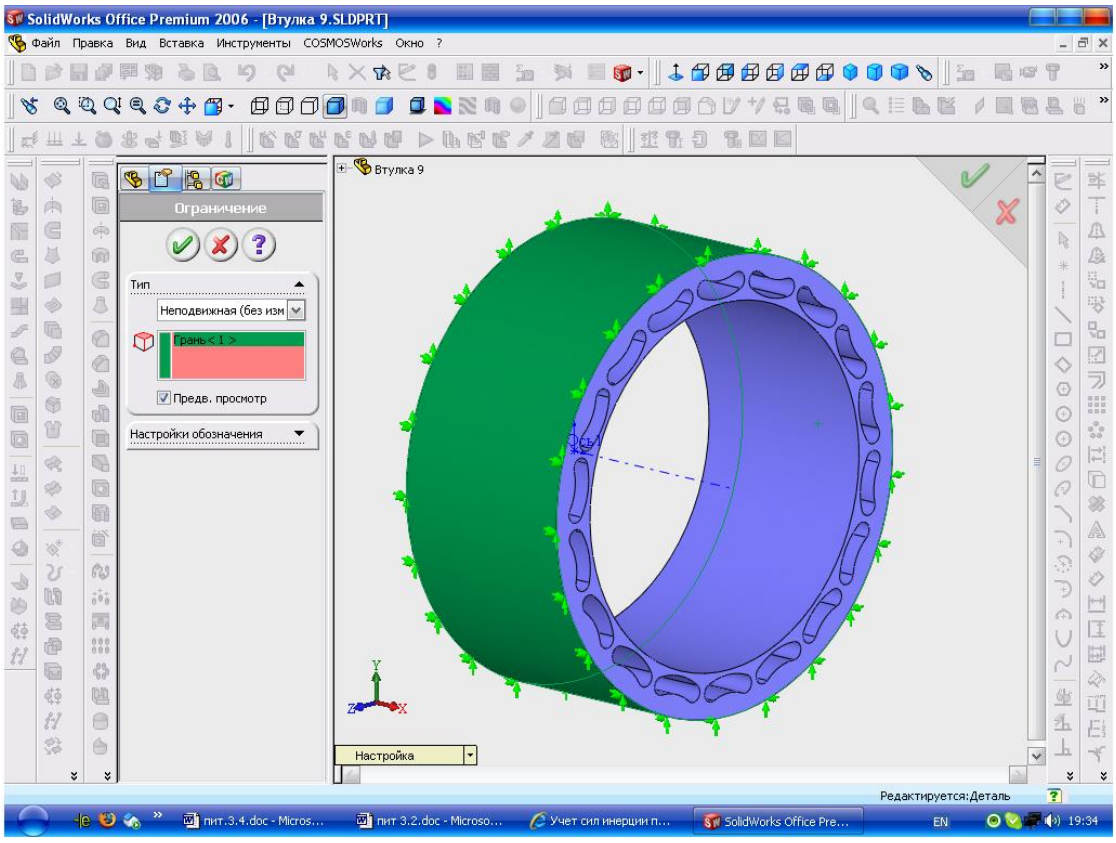


Рис. 3.12 – Накладання граничних умов

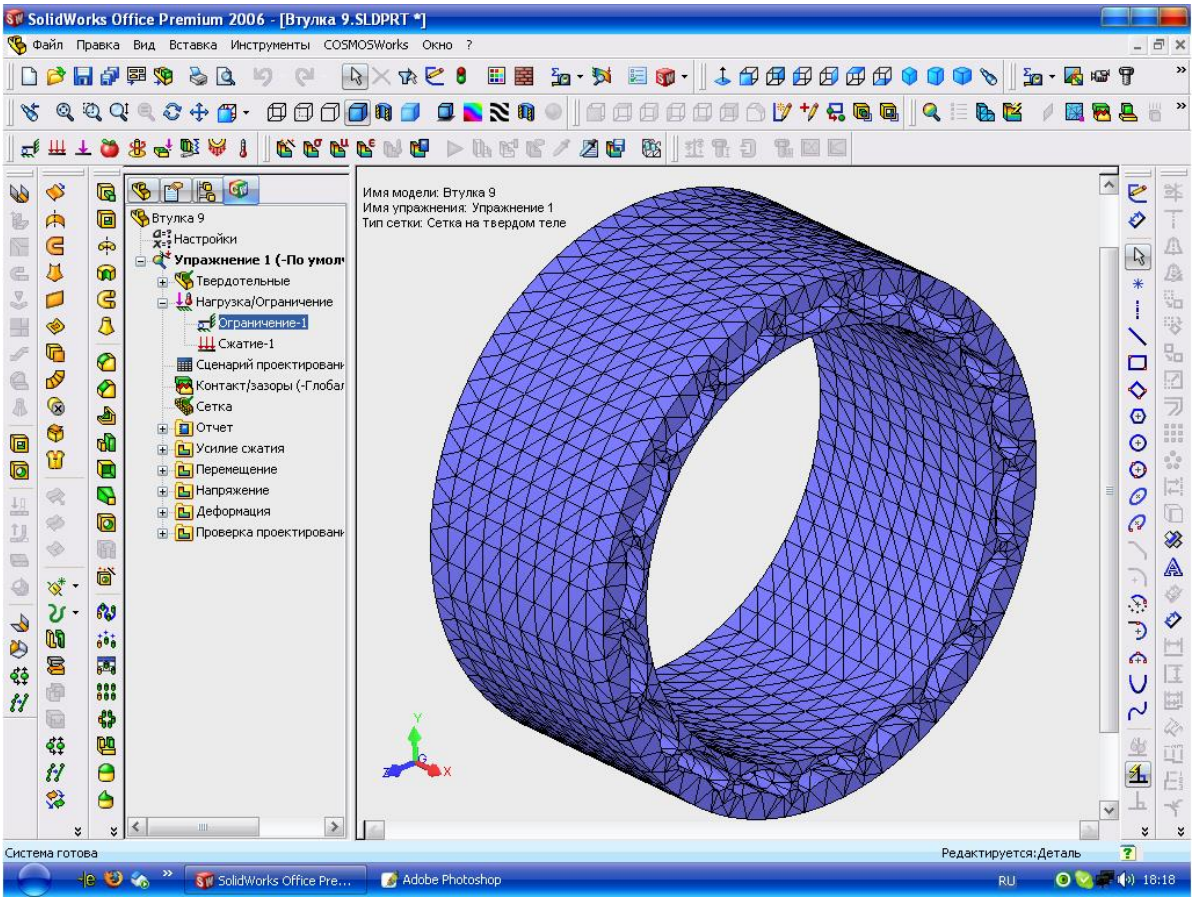


Рис. 3.13 –Генерація кінцево-елементної сітки на твердому тілі

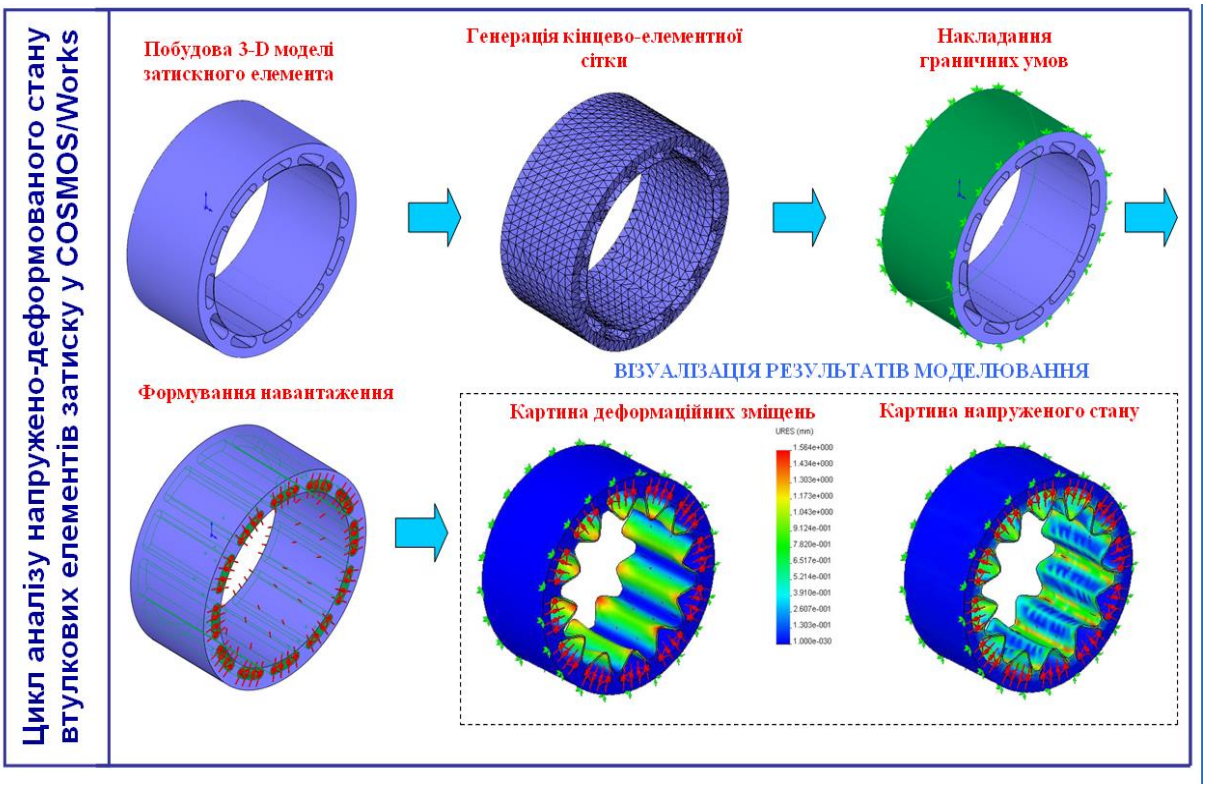
Якщо навантаження задані рівномірно розподілено, так як в нашому випадку, то вони програмою приводяться до зосереджених вузлів. Для кожного кінцевого елементу обчислюється матриця жорсткості. У формули для обчислення компонентів матриць жорсткості кінцевих елементів входять модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів.

Варто зазначити, що побудова сітки (рис. 3.13) здійснюється автоматично без можливості наступного коригування. При побудові сітки передбачені інструменти управління густиною сітки. Проте призначення змінної густини залежно від напрямку неможливе. Адаптивна сітка припускає зміну порядку кінцевих елементів в зонах значного градієнту густини енергії деформації.

Процедура комп’ютерного розрахунку і його візуалізація представлені у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Процедура розрахунку напружено-деформованого стану втулок затискних елементів



При цьому представлені різні цикли аналізу пружно-деформованого стану втулок елементів затиску. Вони передбачають побудову 3-D моделі затискного елемента, генерацію кінцево-елементної сітки, накладання граничних умов, формування навантаження. В результаті отримуємо картину деформаційних рішень і картину напруженого стану. Відповідним чином за допомогою методу скінчених елементів було проведене моделювання втулкового затискного елемента, який забезпечує максимальний діапазон затиску.

3.6. Дослідження впливу особливостей втулкових затискних елементів на діапазон затиску

На основі закладених алгоритмів проведене комп’ютерне дослідження впливу геометрії втулкових затискних елементів на діапазон затиску

заготовок гідравлічними затискними патронами. При цьому були прораховані вище наведені конструктивні варіанти затискних втулок із циліндричними, овальними, трикутними та іншого типу фасонними осьовими отворами, розташованими на різних діаметрах втулкового затискного елемента при різних значеннях гідравлічного тиску.

У всіх втулкових затискних елементах ми змінювали товщину стінки від 0,5мм до 2мм з кроком 0,25мм і відповідно прикладений тиск від $50 \cdot 10^6 \frac{N}{м м^2}$ до $200 \cdot 10^6 \frac{N}{м м^2}$ з кроком $25 \cdot 10^6 \frac{N}{м м^2}$. Ця база даних дозволила побудувати графіки залежності досліджуваних втулкових затискних елементів із товщиною стінки 0,5мм і прикладеним тиском $50 \cdot 10^6 \frac{N}{м м^2}$.

На рис. 3.14 показана як приклад вихідна модель втулкового затискного елементу із овальними отворами.

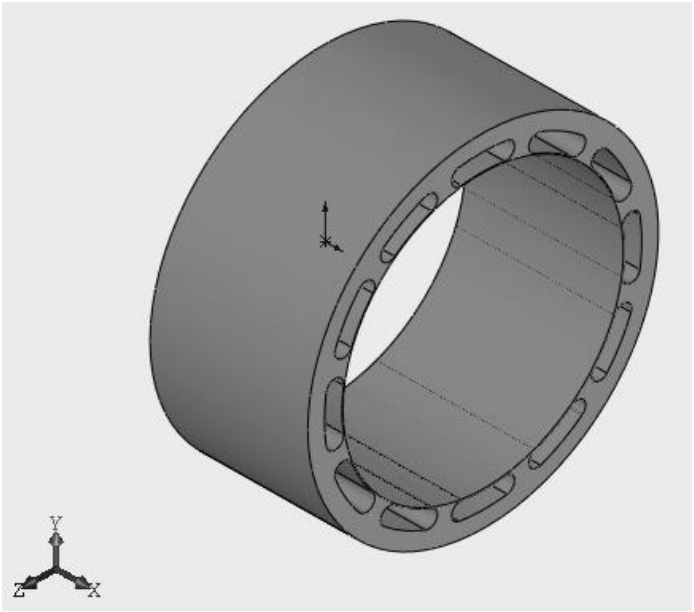
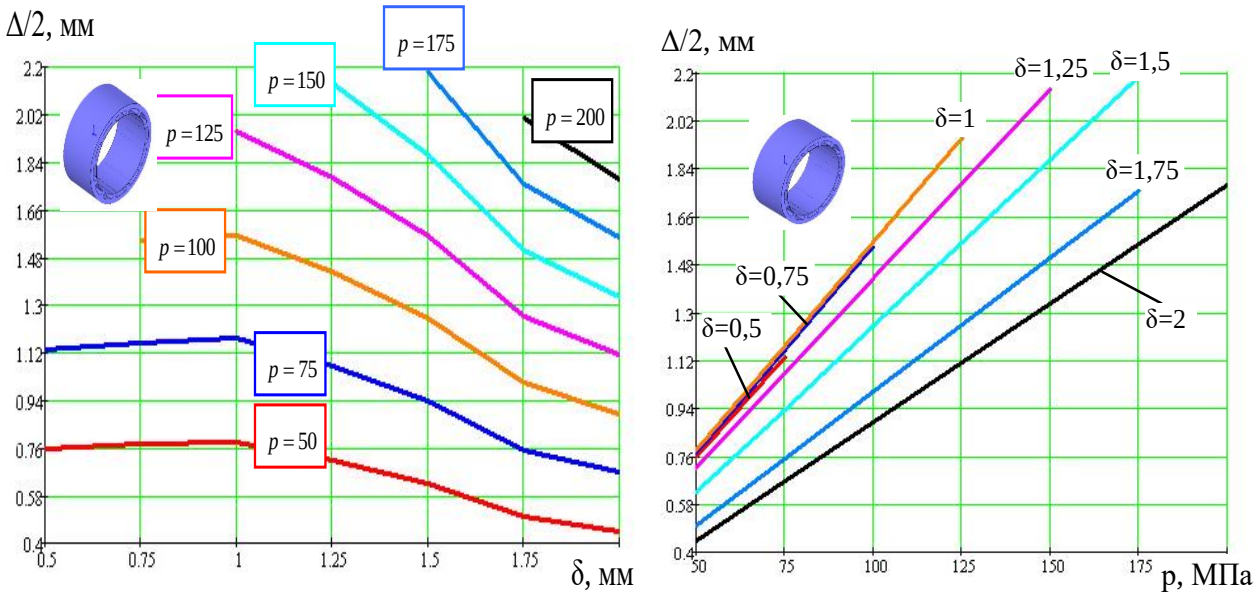


Рис. 3.14 – Втулковий затискний елемент із овальними отворами

Результати моделювання методом скінчених елементів втулкового затискного елементу показані на рис.3.15.



а) б)

Рис. 3.15. Результати моделювання методом скінченних елементів втулкового затискного елемента, який забезпечує максимальний діапазон затиску

На рис. 3.15,а представлено похибки в залежності від деформаційних зміщень, а на рис. 3.15.,б – похибки в залежності від тиску

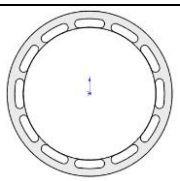
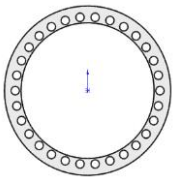
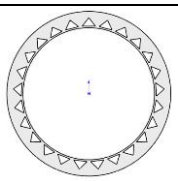
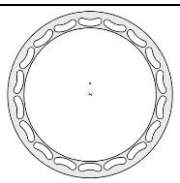
Аналізуючи розрахунки, наприклад, для моделі зображеної на рис. 3.14, побачимо, що максимальне переміщення 2,183мм спостерігається при тиску $200 \cdot 10^6$ Н/м^2, мінімальне 0,444 мм при тиску $50 \cdot 10^6$ Н/м^2 зростання переміщення відбувається на ділянці від 0,5мм до 1мм.

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.3.15,а).

Порівняння результатів досліджень наведені у таблиці 3.3 .

Таблиця 3.3

Порівняння результатів дослідження

№ п/п	Вид втулкового затискного елементу	Максимальне значення переміщення затискної частини в мм., при max тиску p=200 Н/м^2	Максимальне значення напруження по фон Мізесу, Н/м^2
1		2,183	$6,204 \cdot 10^8$
2		0,039	$6,204 \cdot 10^8$
3		0,187	$6,204 \cdot 10^8$
4		0,476	$6,204 \cdot 10^8$

На графіку (рис. 3.15,б) показана залежність переміщення затискної частини від прикладеного тиску. Як свідчать результати моделювання, із збільшенням тиску в системі затиску діапазон затиску збільшується, причому ця залежність є лінійною. Очевидно, що із збільшенням гідравлічного тиску зростає переміщення затискної частини.

Аналізуючи результати дослідження можна впевнено сказати, що найкращі затискні властивості проявляє втулковий затискний елемент із овальними отворами (табл. 3.3), а найгірші із циліндричними.

Висновки до розділу 3

1. На основі врахування геометричних, кінематичних та динамічних властивостей підсистеми шпиндель-патрон-заготовка обґрунтована розрахункова схеми динамічної поведінки дворізцевого самоналагоджувального оснащення із між інструментальними зв’язками (МІЗ) при обробці мало жорсткої деталі, закріпленої в патроні із рівномірно розподіленим затиском, яка представляє собою одно масову модель пружно-дисипативної системи заготовки і двомасову модель пристрою вирівнювання навантажень. Розроблена математична модель такої динамічної системи, яка враховує інерційні, демпфуючі та пружні зв’язки, а також динамічну характеристику процесів різання, що враховує запізнення (стосовно змін зусиль різання) зміни товщини шару матеріалу, що зрізується головними лезами кожного різця, при поділу подачі між ними.

2. Проведено математичне моделювання динамічної якості стосовно вібростійкості верстатно-інструментального оснащення адаптивного типу з пристроєм затиску заготовок. При цьому в загальному вигляді побудована блок-схема верстатно-інструментального оснащення і еквівалентна схема пружної системи верстатно-інструментального оснащення.

Така динамічна система складається із послідовного з’єднання трьох елементів: підсилюючої ланки, яка характеризує вплив на систему багатолезової обробки; зустрічно-паралельного з’єднання аперіодичної ланки еквівалентного процесу різання та інтегруючої (інерційної) ланки механізму вирівнювання осьових складових зусиль різання; коливної ланки, що відображає пружно-демпфуючі властивості еквівалентної системи комплексного верстатно-інструментального оснащення адаптивного типу.

2. На основі аналізу перетвореної блок-схеми динамічної системи верстатно-інструментального оснащення із зв’язками між лезами, як системи

- об’єкта теорії автоматичного керування, в загальному випадку розрахована передаточна функції розімкнутої системи, яка визначає стійкість її до автоколивань. Побудовані відповідні амплітудні фазово-частотні характеристики системи. Проведений аналіз динамічної стійкості багаторізцевої системи самоналагоджувальної обробки із МІЗ із рівномірним затиском заготовок і підтверджено істотне підвищення стійкості проти автоколивань при такій обробці порівняно із традиційною однорізцевою обробкою. При цьому запас динамічної стійкості дворізцевої системи з рівномірним затиском порівняно з однорізцевим різанням зростає у 1,5-4,1 рази в залежності від умов обробки.

3. Проведене комп’ютерне моделювання пристроїв затиску з рівномірним розподілом зусиль затиску на прикладі гідравлічного затискного патрона для різних варіантів конструкцій втулкових елементів.

Представлена послідовність аналізу напружено-деформованого стану втулкових елементів затиску у ППП Cosmos: побудова 3-D моделі, генерація кінцево-елементної сітки, накладання граничних умов та формування навантажень. В результаті комп’ютерного розрахунку отримані візуалізація результатів моделювання, зокрема картина деформацій і картина напруженого стану.

4. В результаті комп’ютерного моделювання з використанням CAD/CAE-системи отримані залежності діапазону затиску заготовок затискними патронами з рівномірним розподілом сил затиску для різного типу втулкових елементів затиску від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску, та отримано картини їх напружено-деформованого стану. Визначено максимальні переміщення затискної частини втулкових елементів затиску, виходячи із умови здійснення пружних деформацій матеріалу елемента затиску, які складають 0,45-2,2 мм

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО СТАБІЛЬНОГО ЗАТИСКУ НЕЖОРСТКИХ ЗАГОТОВОК ПРИ ОБРОБЦІ БАГАТОРІЗЦЕВИМИ ПРИСТРОЯМИ ІЗ САМОНАЛАГОДЖЕННЯМ

4.1. Методика експериментальних досліджень затиску заготовок і похибок при обробці дворізцевим оснащенням із само налагодженням

Для експериментальних досліджень процесу стабільного затиску заготовок при обробці багатолезовими пристроями із само налагодженням нами був вибраний токарний патрон із рівномірним гідро-затиском з використанням спеціальних втулок (рис. 4.1). Основними частинами цього патрона як показано на рисунку є: поршень 1, який рухається в порожнині циліндра, що виготовлений в корпусі 2 патрона. Порожнина гідроциліндра з'єднана з допомогою каналів із виточками втулкових елементів 5 (можуть бути різного типу), які при поздовжньому русі поршня 1 деформуються і рівномірно затискають деталь. Втулки притиснуті кільцями 4. Корпус 2 закритий кришкою 3 патрона з допомогою гвинтів. У ролі оброблюваної заготовки служила спеціальна дослідна оправка Радіальні деформації оправки вимірювались індикатором годинникового типу 6.

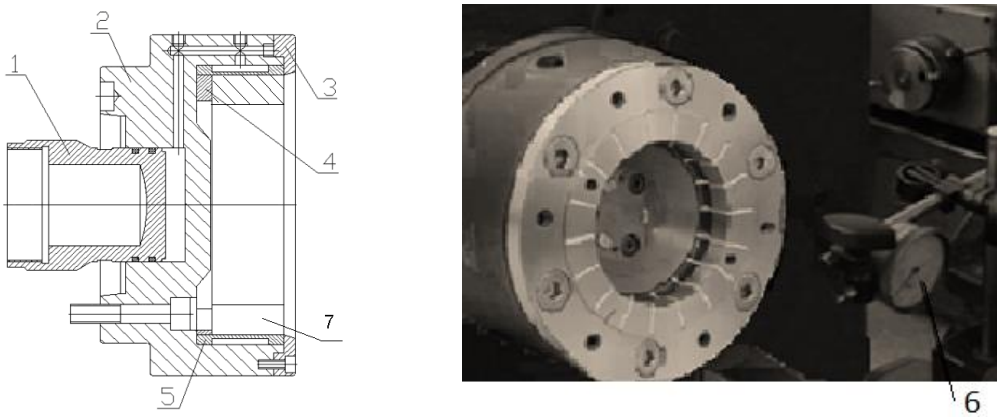


Рис. 4.1. Експериментальний патрон для вимірювання параметрів затиску (1 – поршень; 2 – корпус; 3 – кришка; 4 – кільце; 5 – втулковий елемент затиску; 6 – індикатор годинникового типу; 7 – змінний затискний елемент у вигляді цанги)

Одночасно з цим проводились експериментальні дослідження впливу дворізцевої обробки на точність обробки деталей при застосуванні само налагодження процесу. Спеціальний стенд для експериментальних досліджень був розроблений на базі токарно-гвинторізного верстата мод. 16К20.

Для цього були сконструйований дворізцевий самоналагоджувальний пристрій, характер руху різальних блоків якого знімали з допомогою скомпонованого обладнання: датчиків переміщень та осцилографа. Відповідно на стрічці самописця записувались осцилограми руху окремих різців (рис. 4.2).

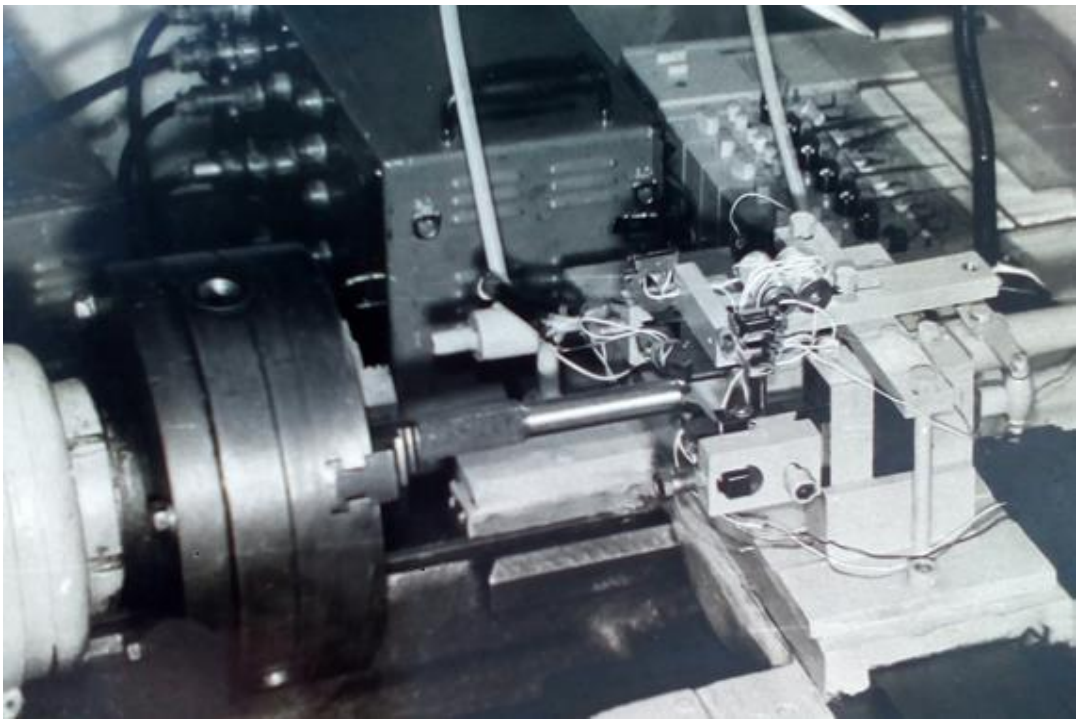
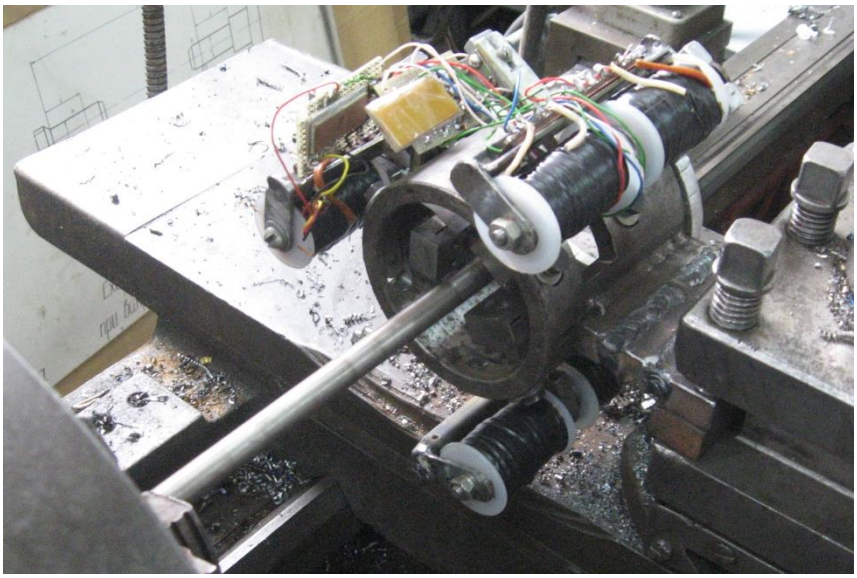


Рис. 4.2. Фото експериментального стенду для вимірювання відносних переміщень елементів самоналагоджувального оснащення на базі токарно-гвинторізного верстату мод. 16К20

Вплив при застосуванні само налагоджувального процесу дворізцевої обробки на точність обробки деталей також вимірювався на стенді з використанням головки із різальними елементами і пристроями вимірювання переміщень (рис. 4.3). Результати зміщень різців знімались і оброблялись з використанням комп'ютерного оснащення і виводились на монітор комп'ютера.



а)

б)

Рис.4.3. Фото експериментального стенду (а) для дослідження переміщень елементів багаторізцевої токарної головки, встановленої на токарно-гвинторізному верстаті 16К20, та використовуваного комп'ютерного обладнання (б) для проведення експериментів

Експериментальні дослідження параметрів точності геометричної форми проводилися з допомогою профілометра-профілографа мод.296 (рис. 4.4), та кругломіра ВЕ-20А.

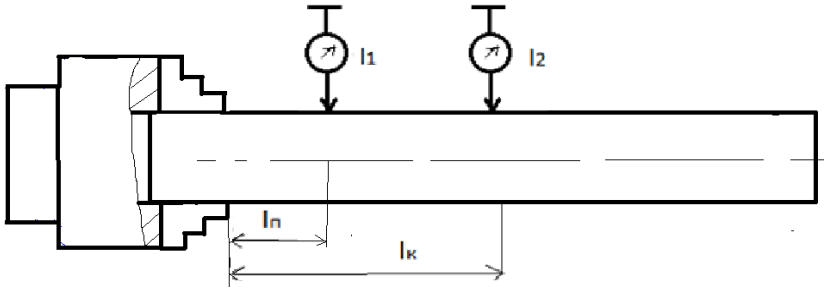
Рис. 4.4. Профілометр-профілограф мод.296 для отримання профілограф

4.2. Результати експериментальних досліджень затиску заготовок

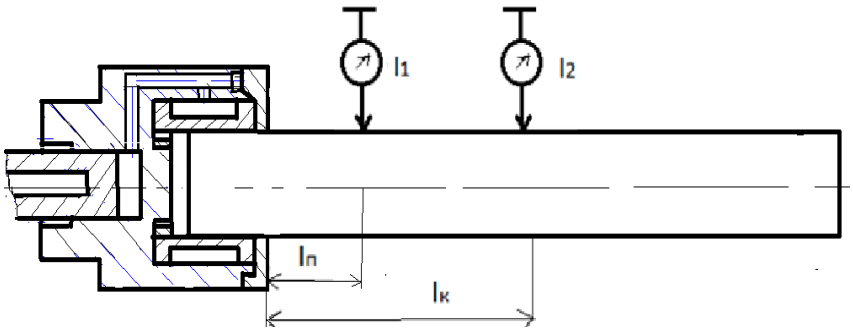
З метою перевірки працездатності патронів із рівномірним затиском заготовок малої жорсткості проводились лабораторні вимірювання і дослідження характеристик жорсткості і точності патронів. Дослідження проводились на базі токарно-гвинторізного верстата з електромеханічним способом затиску.

При дослідженнях характеристик точності, а власне статичних похибок, у досліджуваному експериментальному патроні закріпляли спеціальну стальну оправку (попередньо шліфовану і полірована). Вимірювання проводили для 3-х діаметрів оправок в інтервалі 20-21 мм. Індикатори годинникового типу (кругова шкала індикатора має ціну поділки

0,01 мм, а відлікова шкала — 1 мм, допустима похибка складає 0,5 поділки в діапазоні 10 поділок, тобто 0,005мм) монтували на стійках таким чином, щоб головки вимірювальних стрижнів індикаторів контактували із зовнішню поверхнею оправки. Шпиндель верстата повільно обертали на один оберт. При цьому фіксували покази на шкалі індикаторів. Це дозволило вимірювати радіальне битті патрона як різницю між максимальним і мінімальним відхиленнями великої стрілки індикатора (рис. 4.5). Досліди проводили тричі і визначали значення радіального биття як середньоарифметичні величини. Радіальне биття вимірювали на відстані $l_п$ 100мм від торця патрона за допомогою індикатора I_1. Конусність, тобто перекос вимірювали таким же індикатором I2, вимірювальна головка якого розміщувалась на відстані $l_к$, як різницю між показниками індикаторів I_2 та I_1. В якості заготовок використовували калібровані оправки.



а)



б)

Рис. 4.5. Вимірювання радіального биття у стандартному трикулачковому патроні (а) і експериментальному із рівномірним зусиллям затиску (б)

У таблиці 4.1 приведені результати вимірювань радіального биття досліджуваного патрона із рівномірним затиском.

Таблиця 4.1

Результати вимірювань радіального биття патрона із рівномірним затиском

№ п/п	Інтервали радіального биття (мм)	Частота $m^{(i)}$	Середнє значення інтервалу $r^{(i)}$, мм	Відхилення від середнього значення $r_{сер}^{(i)}$,0,01мм	Добуток $m^{(i)}r_{сер}^{(i)}$
1	0,10-0,11	4	0,105	+2	+8
2	0,11-0,12	8	0,115	+1	+8
3	0,12-0,13	4	0,125	0	0
4	0,13-0,14	8	0,135	-1	-8
5	0,14-0,15	3	0,145	-2	-6

Обчислимо математичне сподівання радіального биття патрона з рівномірним затиском. При цьому скористаємось формулою:

$$\bar{r} = r_0 + \Delta r \left\{ \sum_{i=1}^{n} \left(m^{(i)} r_{сер}^{(i)} \right) / \sum_{i=1}^{n} m^i \right\}.$$

Таким чином, отримаємо

$$\bar{r} = 0{,}125 + 0{,}01\{2/27\} = 0{,}12574 \text{ (мм)}.$$

В результаті експериментальних досліджень отримані порівняльні кругло грами зовнішньої циліндричної поверхні деталі типу вал при затиску стандартним трикулачковим патроном (А) і з допомогою дослідного патрона з рівномірним затиском (В)(одна з яких зображена на рис. 4.6).

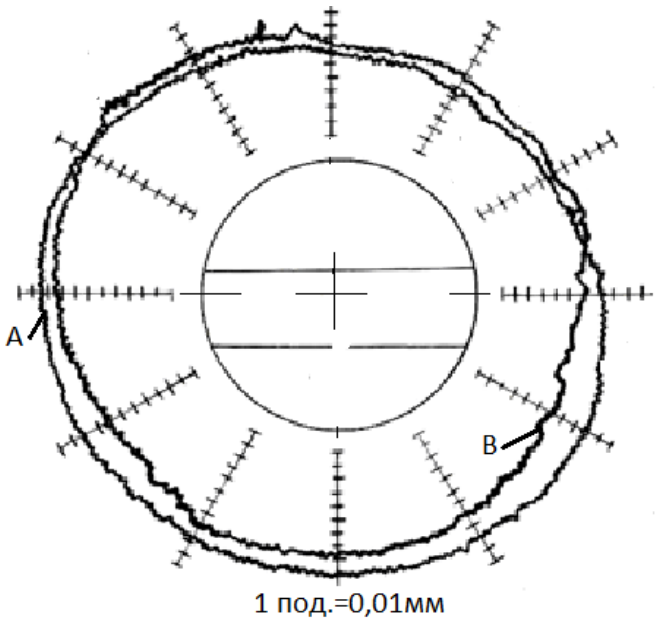
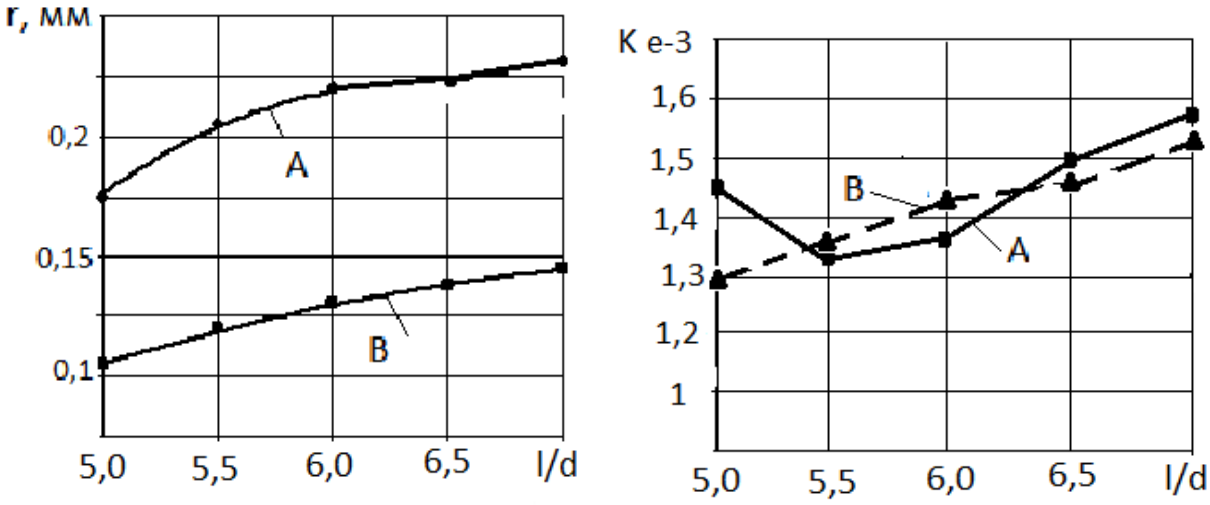


Рис. 4.6. Круглограма похибок зовнішньої циліндричної поверхні деталі (внаслідок радіального биття) при затиску стандартним трикулачковим патроном (А) і досліджуваним патроном із рівномірним затиском (В)

В результат обробки даних різних дослідів можна побудувати усереднені залежності радіального биття порівнюваних патронів залежно від місця вимірювання – тобто відстані від торця патрона l (рис. 4.7).



а) б)

Рис. 4.7. Графіки залежностей (а) радіального биття традиційного трикулачкового патрона (А) і експериментального (В та (б) конусності при затиску патронами від співвідношення l/d

Графіки наглядно показують зменшення величини r для випадку патрона із рівномірним затиском (в 1,63-1,74 рази).

Дуже важливою для патрона є характеристика жорсткості. Для визначення радіальної жорсткості пружної системи патрон-деталь використовували навантаження затиснутої в патроні оправки радіально спрямованим зусиллям величиною F_r=1-3 кН, прикладеним до оправки d=20 мм на відстані 100мм від торця патрона (схема вимірювання показана на рис. 4.8). Величина зусилля вимірювалась за допомогою тарованого динамометра, а деформації оправки – з допомогою вже описаного індикатора годинникового типу. Вимірювання проводили порівняльні – трикулачкового патрона (а) і досліджуваного патрона ,що створює рівномірний затиск (б).

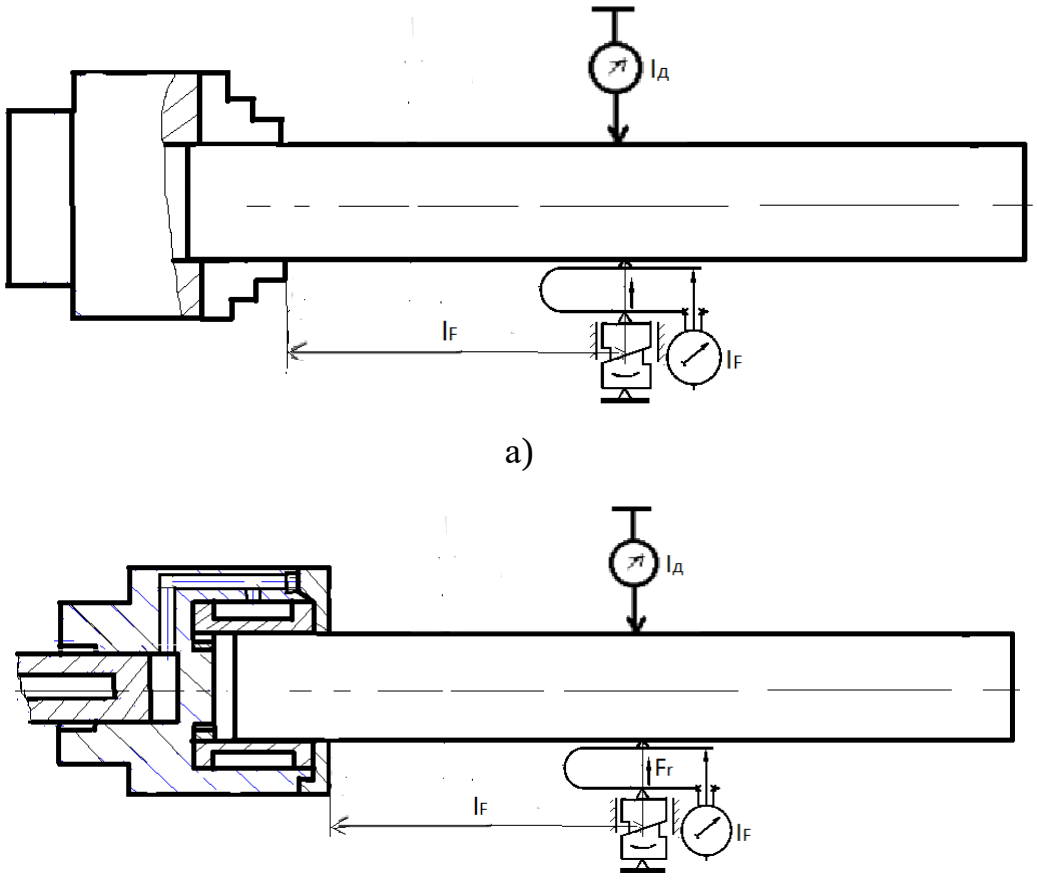


Рис. 4.8. Схема вимірювання навантажувального зусилля і деформацій дослідної оправки для стандартного трикулачкового патрона (а) і експериментального із рівномірним затиском (б)

У цих випадках проводили по три експериментальні заміри. Відповідно величину жорсткості патрона обчислювали як відношення середньої величини навантажувального зусилля до середнього значення виміряних деформацій оправки в радіальному напрямі.

Таким чином, в результаті обробки дослідних даних отримали експериментальні криві, що виражають залежності жорсткісної характеристики пружної системи патрон-деталь від співвідношення l/d. Ці графіки наведені на рис. 4.9. Крива А відповідає трикулачковому патрону, а крива В – патрону, що забезпечує рівномірний затиск. Із графіків видно, що жорсткість пружної системи патрон-оправка для експериментального патрона із рівномірним затиском у 1,59-1,33 вища ніж для випадку традиційного трикулачкового токарного патрона.

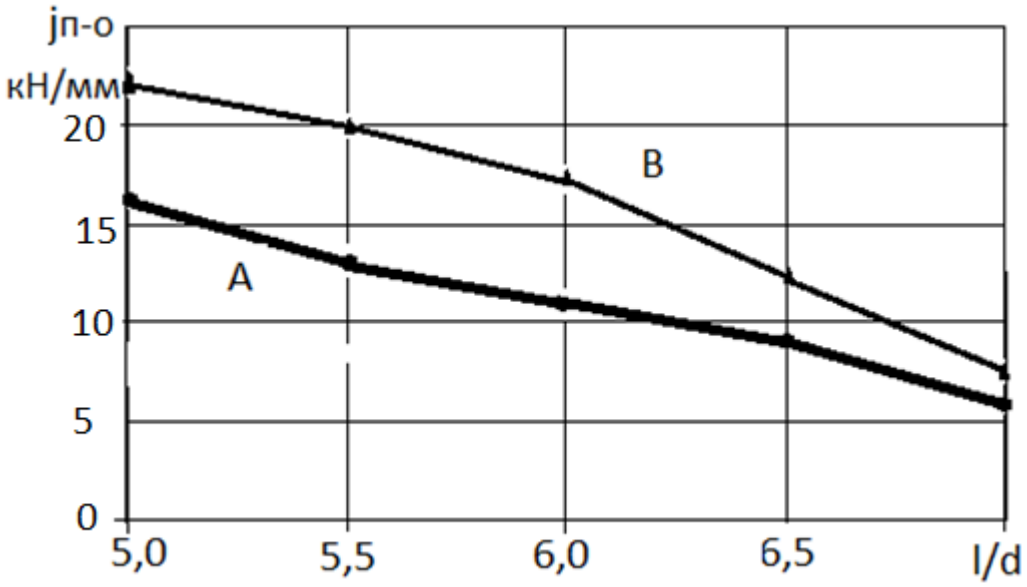
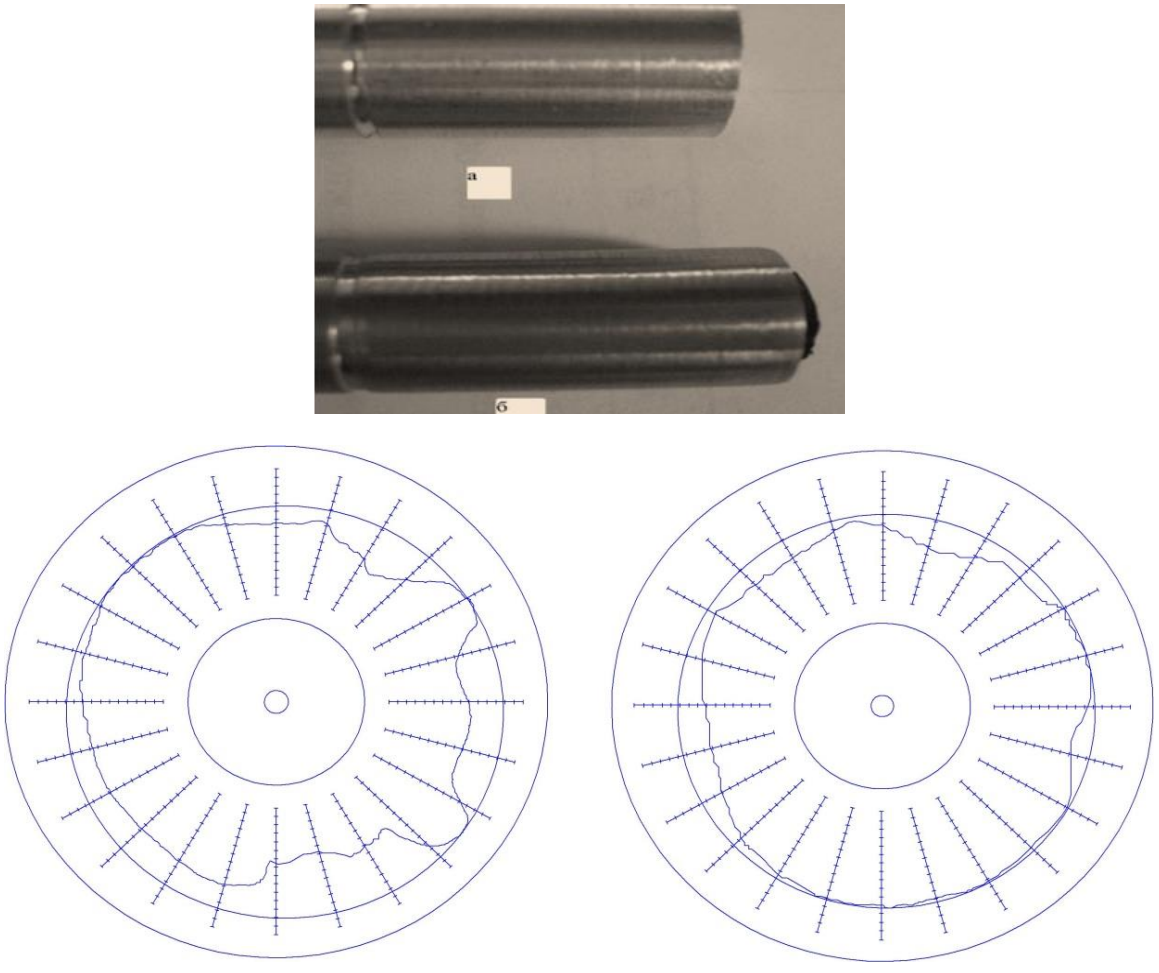


Рис. 4.9. Залежності величин радіальної жорсткості патронів від співвідношення довжини оправки до діаметру (l/d) для традиційного трикулачкового патрона (А) і для патрона, що забезпечує рівномірне зусилля затиску (В)

4.3. Результати експериментальних досліджень радіальних похибок обробки при використанні дворізцевого оснащенням із само налагодженням

Експериментальні дослідження в цілому довели працездатність пристроїв само налагодження при обробці деталей малої жорсткості. Попередньо були теоретично прораховані можливі радіальні похибки обробки при відповідних режимах різання. В результаті вимірювань отримані круглограми (рис. 4.10) (одна поділка на радіусі - 2мкм) порівняльної токарної обробки



а) б)

Рис. 4.10. Зразки оброблених деталей і круглограм для порівняння похибок обробки при а) одно різцевому точінні оброблюваної заготовки і б) дворізцевій обробці з використанням самоналагодження

Ряд таких кругло грам можна об’єднати в сімейство зручне для подальшого аналізу. Для їх отримання використано кругло мір ВЕ-20А. Для кожної круглограми, як окремої реалізації, з використанням прозорого шаблона визначали відхилення від базового кола в 24 фіксованих положеннях кругло міра.

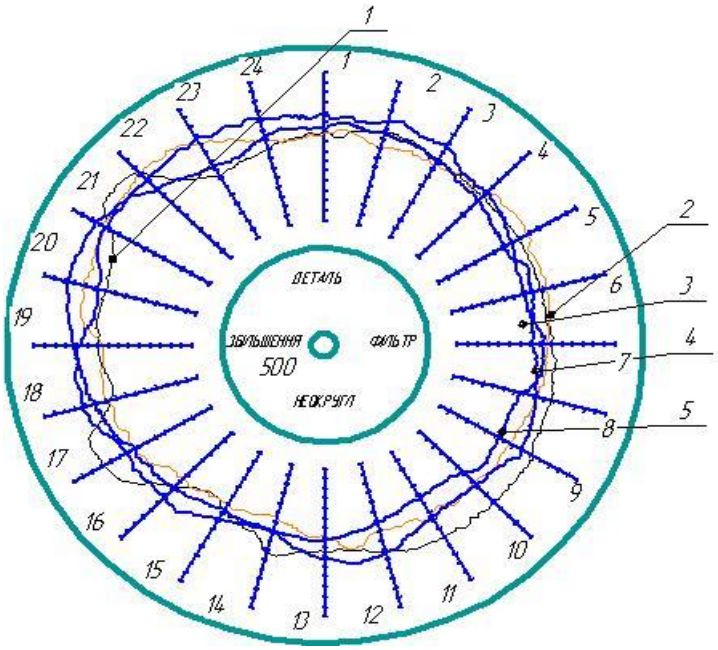


Рис. 4.11. Круглограми циліндричної поверхні вала діаметром 20мм

Відхилення від округлості по кожній круглограмі представлялися як ансамбль реалізацій (рис.4.12).

Отримані дані з круглограм табулювали і знаходили середнє значення Δср. Для цієї усередненої круглограми по методу Р.С. Спрега визначали координати центру:

$$x_0 = 2\sum_{i=1}^{N} \frac{x_i}{N_{\hat{o}^3}}, \quad y_0 = 2\sum_{i=1}^{N} \frac{y_i}{N_{\hat{o}^3}} \quad ,$$

і величину радіуса базового кола $R = \sum_{i=1}^{N} \frac{r_i}{N_{\hat{o}^3}}$.

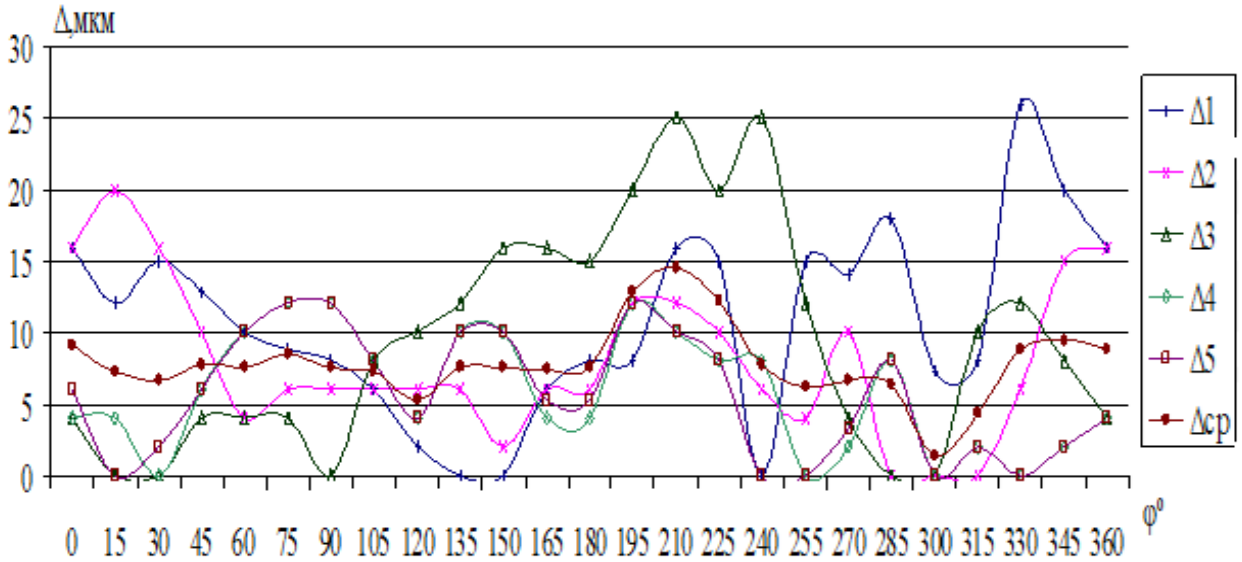


Рис.4.12. Ансамбль реалізації відхилень від круглості Δ_i зовнішньої циліндричної поверхні вала діаметром 20мм за п’ятьма круглограмами

Відхилення поточного радіуса-вектора приведених круглограм носить характер випадкових похибок і представляють собою безперервну періодичну функцію з періодом 2π, аргументом якого може бути кут повороту вала φ. Реалізація відхилень від округлості приведеної круглограми може бути представлена тригонометричним рядом Фур’є:

$$\psi(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{K=1}^{\infty} (a_K \cos Kx + b_K \sin Kx) \ .$$

За програмою були розраховані амплітуди і початкові фази дев’яти гармонійних складових (з 2-ї по 10-ту), дисперсії відхилення від форми , а також питому вагу кожної гармонійної складової в результуючій дисперсії $D(A_K)$. Так як складові спектру амплітуд некорельовані між собою, дисперсія відхилень від округлості:

$$D(A_K) = \sum_{i=2}^{\infty} A_K^2 / 2 \quad .$$

Масив похибок обробки, отриманих при різних умовах різання, був оброблений з допомогою пакетів прикладних програм для обробки експериментальних досліджень. Зокрема, були отримані результати гармонійного аналізу відхилень від округлості зовнішньої циліндричної поверхні .

Статистична обробка результатів гармонійного аналізу реалізації відхилень форми зовнішніх циліндричних поверхонь дослідного вала дозволила встановити, що основна частина в результуючих похибках належить гармонікам 1, 2, 3 та 4 порядків (рис. 4.13).

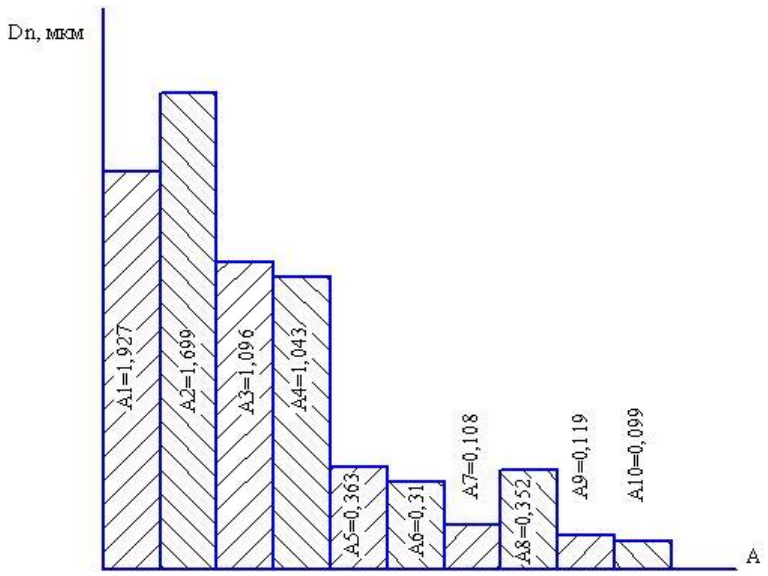


Рис. 4.13 Експериментальні лінійчасті спектри амплітуд відхилення форми зовнішньої циліндричної поверхні обробленого вала

Неокруглість вала може бути оцінена по амплітудах 1-6 гармонік.

$$D_{1-6} = \frac{A_1^2 + A_2^2 + A_3^2 + A_4^2 + A_5^2 + A_6^2}{2} \quad . \qquad (18)$$

Підставивши значення отримаємо D=4,56 мкм^2 .

Показові результати оцінки макропохибок в поперечному січенні деталі малої жорсткості при дворізцевій обробці в залежності від довжини оброблюваної деталі наведені на рис. 4.14.

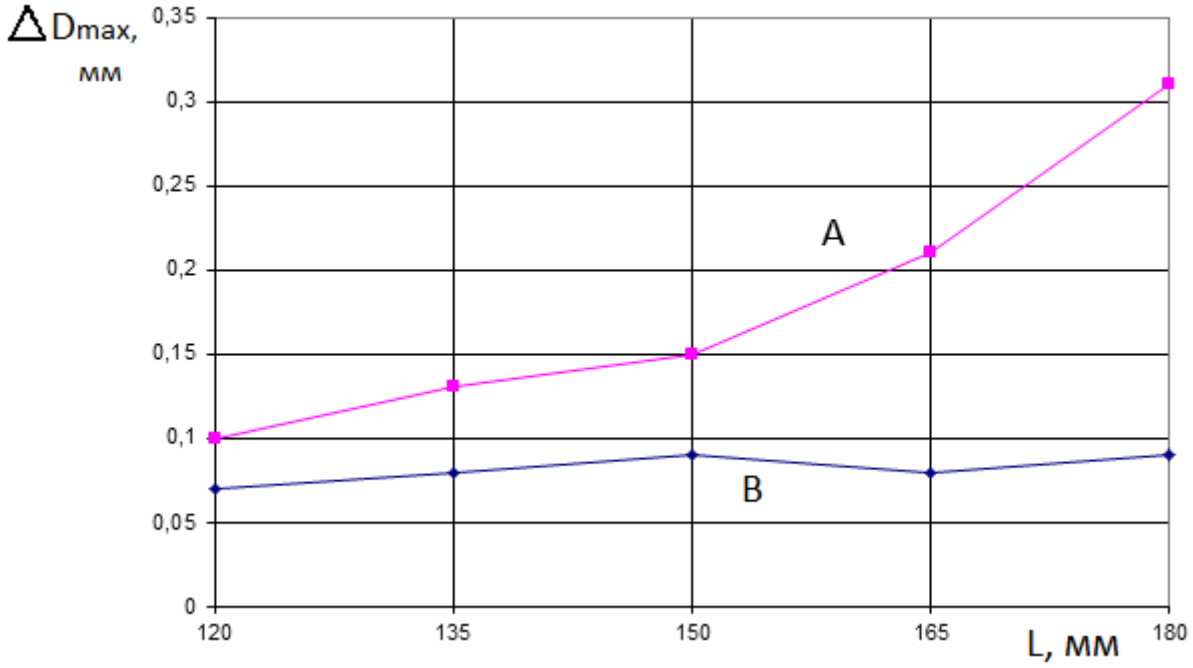


Рис. 4.14. Результати експериментів стосовно залежності радіальної похибки обробки від довжини оброблюваної деталі (d=20мм, s=0,42 мм/об) (А – обробка одним різцем; В – обробка дворізцевим вирівнювальним пристроєм)

Експериментальні дослідження параметрів точності геометричної форми в цілому довели працездатність дворізцевого пристрою та добру відповідність результатів теоретичних та експериментальних досліджень (похибка складає 10-30%).

Оцінка макропохибок в поперечному січенні при дворізцевій обробці показала, що зокрема при обробці довгого нежорсткого вала діаметром 20мм при подачі супорта 0,42 мм/об в діапазоні оброблюваних діаметрів від 120-180мм радіальні похибки зменшувались в 1,33-3,44 рази. Спостерігалось зменшення шорсткості отриманої поверхні в 1,7 рази. Крім того можна досягти збільшення продуктивності обробки в середньому у 2,4 рази.

Експериментальні дослідження також показали при використанні комплексного самоналагоджувального оснащення досягнення ефекту подрібнення зливної стружки при обробці високо пластичних матеріалів.

При цьому найбільш ефективним і надійним способом подрібнення стружки при обробці із застосуванням багатолезового інструментального оснащення адаптивного типу є кінематичне подрібнення. Так можна досягнути стабільного утворення елементів стружки розрахованої довжини незалежно від виду матеріалу, а також більшості умов обробки. Можливість гарантованого утворення елементів стружки забезпечується самим механізмом самоналагоджувального зв'язку. Адже коливання різальних елементів в напрямку подачі можна задати налагодженням системи оснащення чи умовами різання, і отримати вимушені взаємопов'язані зворотно-поступальні переміщення різальних лез без додаткової зміни конструкції верстатно-інструментального оснащення.

Внаслідок коливних рухів різальних елементів очевидно змінюються суттєво умови різання на кожному із них. При цьому має місце певна нерівномірність процесу стружкоутворення. Ступінь цієї нерівномірності залежить від величин параметрів верстатно-інструментального оснащення, його налагодження, режимів обробки та умов різання. Виходячи із цього, пропонується для забезпечення подрібнення стружки змінювати кінематичні параметри багатолезового різання із самоналагодженням.

Впливати на процес утворення фрагментів стружки поряд із встановленими зв'язками між різальними елементами може також і нерівномірність розміщення різальних лез по периметру заготовки. Інколи таке розміщення з метою правильної орієнтації різальних елементів відносно головних осей жорсткості також зменшує можливість структурної нестійкості динамічної верстатно-інструментальної системи.

За різних режимів і геометрії різальних лез досягається стабільне подрібнення. Для вивчення процесу подрібнення стружки використовувались

самоналагоджувальні інструменти адаптивного типу. При стружкоподрібненні із самоналагоджувальною обробкою утворюються елементи стружки різних розмірів (рис. 4.15).

Оброблялась деталь із сталі 40Х. Ситовий аналіз дозволив розділити стружку на фракції різної довжини.

При цьому було помічено, що майже 80 % вмісту фракцій стружки для самоналагоджувального інструменту відповідали очікуваному діапазону 4–6 мм, який був попередньо розрахований відповідно до режимів обробки, тоді як для жорсткого інструмента ця величина майже ніколи не досягає 50 %.

Рис. 4.15. Фотографія фрагментів утворюваної стружки

Порівнюючи отримані результати переконуємось, що формування певного розміру стружки, який є найбільш прийнятним до транспортування і одночасно не заважає протіканню процесу різання є здебільшого на 20 % стабільнішим, ніж при обробці жорстким інструментом, коли впливати на процес утворення стружки майже неможливо.

4.4. Рекомендації щодо раціонального використання комплексного самоналагоджувального оснащення із рівномірним затиском мало жорстких заготовок

В дисертаційній роботі розроблені рекомендації щодо раціонального використання комплексного самоналагоджувального обладнання затиску і обробки при багатолезовому різанні нежорстких кільцевих заготовок.

При цьому побудована модель впливу силових факторів на похибку форми кільцевих деталей при обробці з адаптивним багатолезовим оснащенням.

Розмірна обробка кільцевих деталей на технологічних операціях точіння надзвичайно залежна від деформацій оброблюваних поверхонь під дією сил різання і закріплення з подальшим формуванням пов'язаних з цим похибок обробки. Головною проблемою при цьому є недостатня жорсткість заготовки і в цілому технологічної системи. У таких випадках деформації деталі внаслідок закріплення у багатьох випадках спів розмірні з допуском на механічну обробку.

Досягнення мінімізації похибки обробки можливе лише при правильно вибраних методах і засобах технологічної підготовки виробництва. Вони повинні сприяти мінімізації основних похибок, які можуть виникнути на різних стадіях реалізації технологічного процесу.

В той же час багатолезове розточування кільцевих заготовок, на відміну від одно різцевої обробки, є одним із ефективних методів зменшення макро- і мікропохибок обробки та неприпустимих коливань, які виникають при різанні.

При цьому слід мати на увазі, що точність форми при обробці кільцевих деталей в значній мірі визначатиметься параметрами системи затиску для їх базування і закріплення. Нерівномірна жорсткість затискного пристрою, що

має дискретне розташування затискних елементів по контуру затиску,спричиняє зміну складових радіальних відтискань, що негативно впливає на точність форми оброблюваної деталі.

Для зменшення впливу сили затиску та досягнення необхідного допуску круглості існують стандартні шляхи вирішення цієї проблеми:

- розподіл затискного зусилля за рахунок збільшення кількості точок його прикладання зони контакту;
- розподіл затискного зусилля за рахунок збільшення зони контакту;
- регулювання затискного зусиллі.

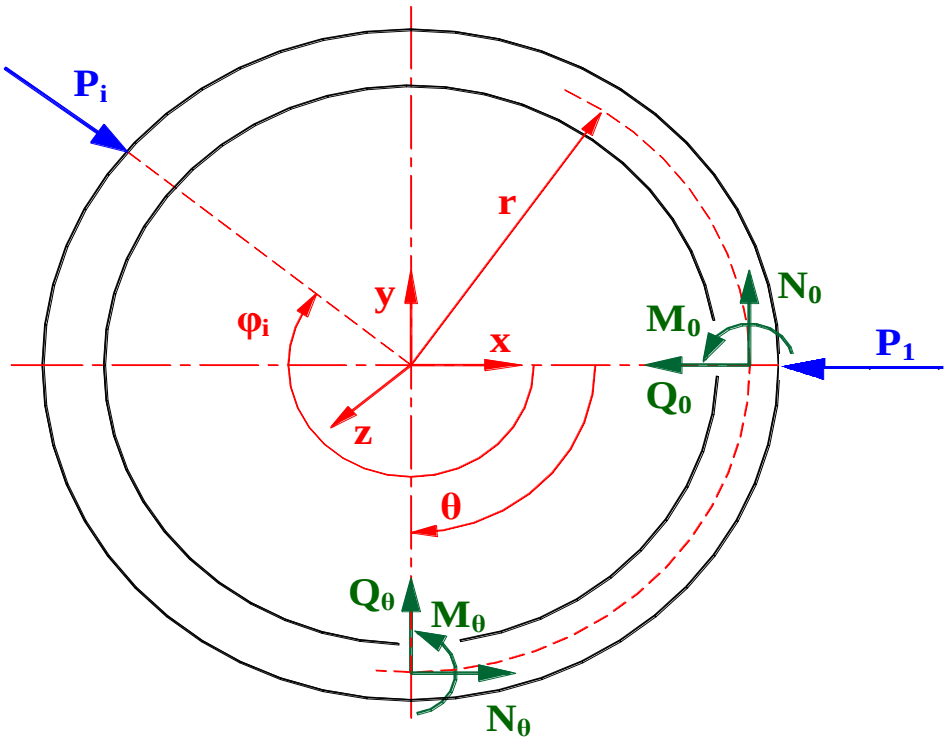
Проте всі ці шляхи вимагають визначення оптимальної кількості затискних елементів і сили затиску в кожному кутовому положенні затискних елементів для запобігання провертання деталі при забезпеченні деформації в межах допустимих значень. А ефективним методом мінімізації пружних деформацій і деформацій внаслідок дії сил різання при обробці внутрішніх поверхонь кільцевих деталей і застосування розробленого комплексного адаптивного технологічного оснащення, яке включає багатолезове інструментальне оснащення адаптивного типу та відповідні затискні пристрої з можливістю регулювання сили затиску.

Тому необхідною є розробка аналітичної моделі формування похибки форми для прогнозування результуючого профілю кільцевих деталей при розточуванні багатолезовим оснащенням адаптивного типу.

Слід мати на увазі, що формування відхилення від форми кільцевих циліндричних деталей є наслідком таких ефектів: пружної деформації у зв’язку із дією сил затиску; деформацій внаслідок сил різання; залишкових напружень, викликаних процесом обробки.

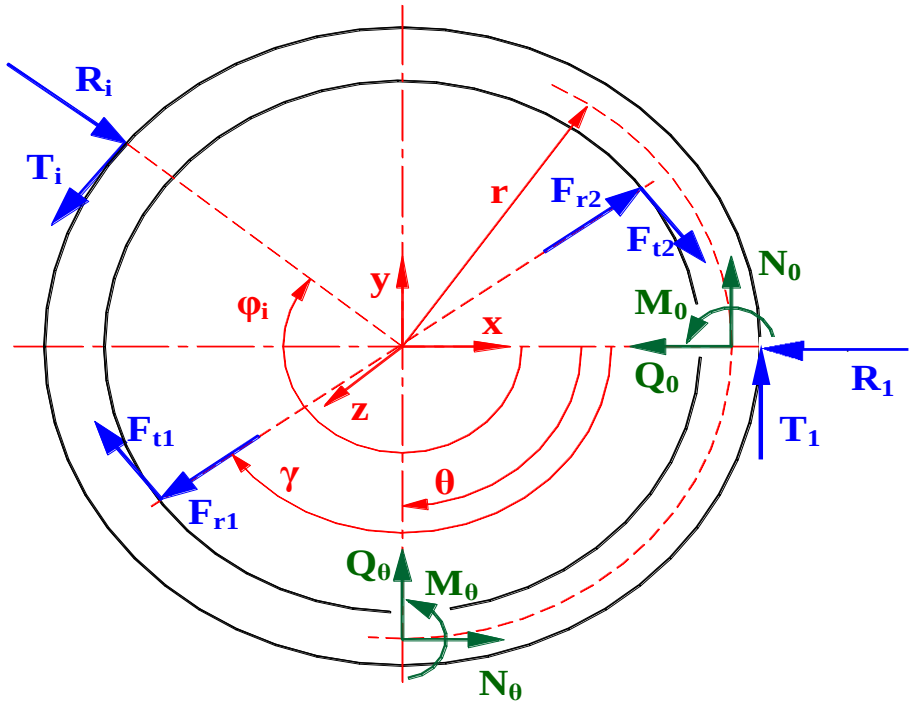
Для визначення впливу пружних деформацій у зв'язку із дією сил затиску та деформацій внаслідок сил різання при обробці внутрішніх поверхонь кільцевих деталей із застосуванням розробленого комплексного адаптивного технологічного оснащення запропонуємо теоретичну модель формування відхилення від форми кільцевих циліндричних деталей.

Основою такої моделі є теоретичні підходи до визначення деформації кільцевих заготовок при зовнішньому навантаженні силами затиску (рис. 4. 16, а) та внутрішніми навантаженнями, викликаними силами різання, що виникають при обробці багатолезовим самоналагоджувальним оснащення (рис. 4. 16, б).



а)

Рис. 4. 16. Навантаження затискного елементу при затиску заготовки кільцевого типу (а) і сили різання і відповідні сили реакцій на затискні елементи при дволезовій обробці (б)



б)

Продовження рис. 4. 16

На рис. 4. 16 прийняті такі позначення відповідних величин:

F_{r1}, F_{r2} – радіальні складові сил різання;

F_{t1}, F_{t2} – тангенціальні складові сил різання;

R_i – радіальна сила реакції, яка індукується в і-му кулачку в результаті прикладання сил різання;

T_i – тангенціальна сила реакції, яка індукується в і-му кулачку в результаті прикладання сил різання;

φ_i – кут прикладання сил реакції;

γ – миттєве кутове положення різальних лез багатолезового інструментального оснащення.

На основі розгляду схеми дії силових факторів при затиску заготовки отримані залежності для визначення в площині перетину кільця θ=0 та будь-якому іншому перетині, що визначається кутом θ, внутрішніх зусиль:

$$N_0 = \sum_{i=1}^{n} \frac{\varphi_i}{2\pi} P_i \sin\varphi_i; \qquad Q_0 = \sum_{i=1}^{n} \frac{\varphi_i}{2\pi} P_i \cos\varphi_i;$$

$$M_0 = -rN_0 - \sum_{i=1}^{n} \frac{P_i r}{2\pi} P_i, \tag{4.1}$$

$$N_\theta = N_0 \cos\theta - Q_0 \sin\theta + \overline{N}_\theta;$$

$$Q_\theta = N_0 \sin\theta - Q_0 \cos\theta + \overline{Q}_\theta;$$

$$M_\theta = N_0 r(1-\cos\theta) + Q_0 r \sin\theta + M_0 + \overline{M}_\theta. \tag{4.2}$$

де P_i – сила затиску і-м кулачком; φ_i – кут прикладання сили затиску; r – середній радіус кільця, $\overline{N}_\theta, \overline{Q}_\theta, \overline{M}_\theta$ – вектори зовнішніх навантажень, що визначаються силами затиску P_i, прикладеними в точці φ_i.

Рівняння рівноваги при дволезовому розточуванні кільцевої заготовки (рис. 4. 16, б) можуть бути виражені через складові сил різання F_{r1}, F_{r2}, F_{t1}, F_{t2} і сили реакції затискних елементів R_i та T_i:

$$\begin{cases} \sum F_x = \sum_{i=1}^{n} R_i \sin\varphi_i + \sum_{i=1}^{n} T_i \cos\varphi_i - F_{r1}\sin\gamma - F_{r2}\sin(\gamma+\pi) - F_{t1}\cos\gamma - F_{t2}\cos(\gamma+\pi) = 0; \\ \sum F_y = \sum_{i=1}^{n} R_i \cos\varphi_i + \sum_{i=1}^{n} T_i \sin\varphi_i - F_{r1}\cos\gamma - F_{r2}\cos(\gamma+\pi) + F_{t1}\sin\gamma + F_{t2}\sin(\gamma+\pi) = 0; \\ \sum M_z = -F_{t1} r_{вн} - F_{t2} r_{вн} + \sum_{i=1}^{n} T_i r_{зн} = 0. \end{cases} \tag{4.3}$$

Дана система є статично невизначеною. Тому для її розвязку складають додаткові рівняння з використанням теореми Кастельяно для відхилень кільця

під дією зайвих реакцій (рис. 4.6, а). Згідно теореми Кастельяно відхилення кільця під дією зовнішнього навантаження може бути отримано диференціацією виразу для енергії деформації деформованого кільця U з врахуванням відповідного зовнішнього навантаження

$$\frac{\partial U}{\partial P_j} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial T_j} = 0 . \tag{4.4}$$

де P_j, T_j – зайва сила з індексом $j = 4,\ldots, n$; U – енергія деформації деформованого кільця від зовнішнього навантаження P_i, і T_i.

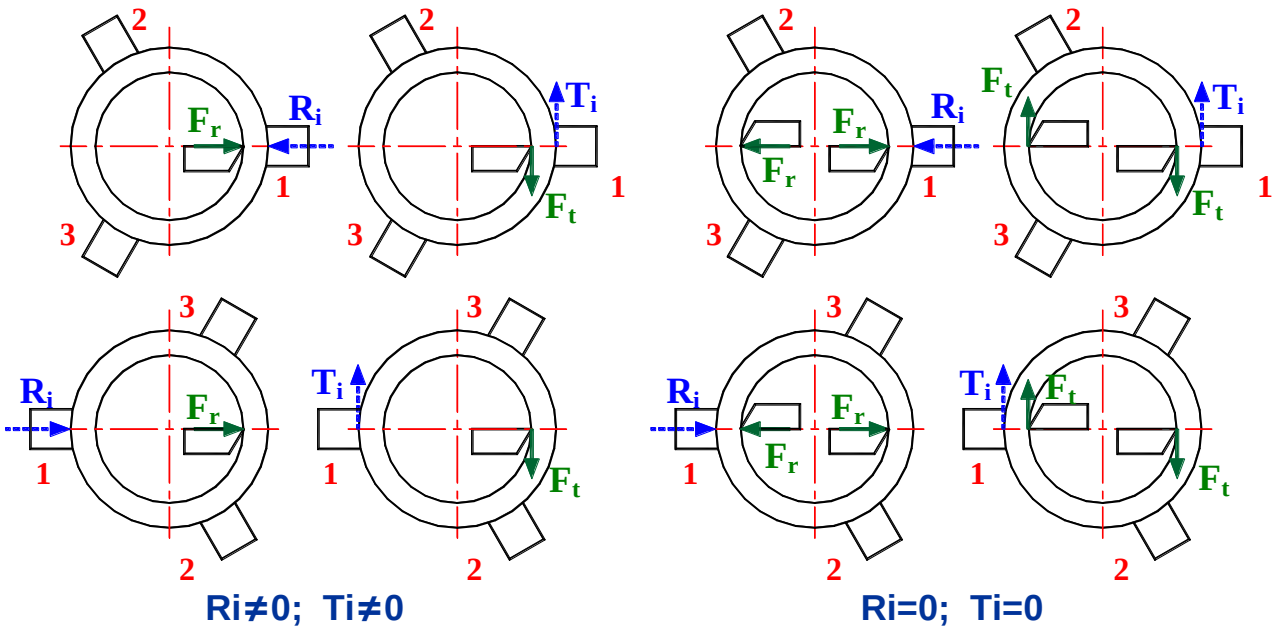
У випадку тонкої зігнутої балки внутрішніми нормальними і поперечними силами можна знехтувати. Тоді енергія деформації деформованого кільця під дією внутрішнього згинального моменту визначиться залежністю:

$$U = \int_0^{2\pi} \frac{M_\theta^2 r}{EI} d\theta , \tag{4.5}$$

де $I_z = \frac{wt^3}{12}$ – момент інерції навколо осі z для прямокутного перерізу з шириною w і товщиною t; Е – модуль пружності другого роду.

На рис. 4. 17. наведені деякі позиції кулачків по відношенню до радіальних та тангенціальних складових сил різання.

Як видно із рис. 4. 17,б радіальні сили реакції на кулачках створюватись не будуть на відміну від однолезової обробки (рис. 4. 17, а) при умові забезпечення адаптивним дволезовим оснащенням рівності складових сил різання $F_{r1} = F_{r2}$. Це ж буде стосуватись і тангенціальних сил реакції на кулачках при умові забезпечення рівності складових зусиль різання $F_{t1} = F_{t2.}$



а) б)

Рис. 4. 17. Умови застосування затиску і обробки і створення на кулачках додаткових радіальних R_i та тангенціальних T_i реакцій при однорізцевій (а) і дворізцевій (б) обробці з врахуванням позицій кулачків

Наведені на рис. 4. 17 позиції кулачків по відношенню до радіальних та тангенціальних складових сил різання наглядно ілюструють відмінні умови для одно різцевої та дво різцевої обробки. Так при умові забезпечення адаптивним дволезовим оснащенням рівності складових сил різання $F_{r1} = F_{r2}$ радіальні сили реакції на кулачках створюватись не будуть на відміну від однолезової обробки (рис. 4. 17, а). Це ж буде стосуватись і тангенціальних сил реакції на кулачках при умові забезпечення рівності складових зусиль різання $F_{t1} = F_{t2}$ (рис. 4. 17,б).

Таким чином, результатами моделювання є результуючі профілі кільцевих циліндричних деталей при певних умовах обробки різною кількістю лез багатолезового самоналагоджувального оснащення. По кінцевому профілю після обробки багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням і прогнозуючій моделі сил реакцій затискних елементів можна

визначити мінімальну кількість затискних елементів та діапазон прийнятих сил затиску, що гарантує необхідний допуск круглості кільцевих циліндричних деталей, при забезпеченні їх надійного затиску під час обробки.

Таблиця 4.2

Відхилення профілю від теоретичного в різних точках кільця при сумарній силі затиску трикулачковим патроном P_Σ=6900 Н

	Кутове положення, град.					
	0	30	60	90	120	150
$y_p(\theta)$, мкм	-14	1	12,5	1	-14	1
	180	210	240	270	300	330
$y_p(\theta)$, мкм	12,5	1	-14	1	12,5	1

Для прикладу у табл. 4.2 наведені результати моделювання, отримані за теоретичною моделлю при затиску у трикулачковому патроні кільця із зовнішнім діаметром 71 мм, внутрішнім діаметром 58 мм і шириною 18 мм при силах затиску P_1= P_2= P_3=2300Н. Повна теоретична похибка обробки при затиску кільця у трикулачковому патроні складатиме 26,5 мкм.

Запропонована універсальна математична модель формування похибки є рекомендацією для прогнозування форми кільцевих циліндричних деталей при розточуванні з використанням самоналагоджувального дволезового інструментального оснащення. Модель дозволяє враховувати багато точкове прикладання зусилля затиску від затискного пристрою та вплив сил різання від одно- та дволезового інструментального оснащення. Врахування позиції кулачків в цій моделі доводить, що при використанні дволезового самоналагоджувального оснащення додаткові реакції на кулачки від сил різання створюватись не будуть при умові забезпечення їх рівності.

Окрім того, можливим є створення також надійних широкодіапазонних затискних патронів і пристроїв цангового типу. Вони додатково забезпечують стабільну радіальну жорсткість і зменшують відтискання деталі при багатолезовій самоналагоджувальній обробці. Особливістю конструкції патронів даного типу є те, що в них окрім основної затискної цанги передбачена додаткова затискна цанга.

В деяких конструкціях затискних пристроїв передбачені захисні кришки різноманітного виконання з криволінійними випуклими і увігнутими поверхнями з нанесеним на них різної форми мікрорельєфом. Використання кришок різних конструкцій забезпечує керування процесом подання змащувально-охолоджувальної рідини (ЗОР) в зону обробки і стабільність процесу відводу стружки із зони обробки. Зокрема, нами запропонована на рівні деклараційного патенту на корисну модель конструкція подібної цанги ([129], додаток 5).

В основу корисної моделі покладена задача підвищення надійності затиску та якості обробки за рахунок відведення з робочої зони стружки і з робочих поверхонь затискної цанги та захист робочих поверхонь від попадання від стружки і бруду та унеможливлення залипання цанги. Поставлена задача вирішується тим, що на торцевій поверхні цанги встановлена кришка з отвором, причому зовнішня поверхня кришки виконана конічною з криволінійними твірними, і в кришці радіально розміщені пружні елементи довільної форми, що виконані за одне ціле з кришкою. Суть конструкції пояснюється кресленнями, де на рис. 4. 18. показано загальний вигляд цанги і вид А.

Конструкція такої цанги (рис. 4.18) полягає у такому. Цанга 1 містить робочу конічну і пружну частини, і встановлену з торця кришку 2 з криволінійними твірними. До робочої торцевої частини цанги 1 кришка 2 кріпиться гвинтами 3. Гвинти 3 встановлені в пазах. Кришка 2 виготовлена з еластичного матеріалу, наприклад, гуми, при чому в ній розміщено радіально

ряд пружних елементів 4, наприклад, у вигляді плоских пружин, що виконані за одне ціле з кришкою.

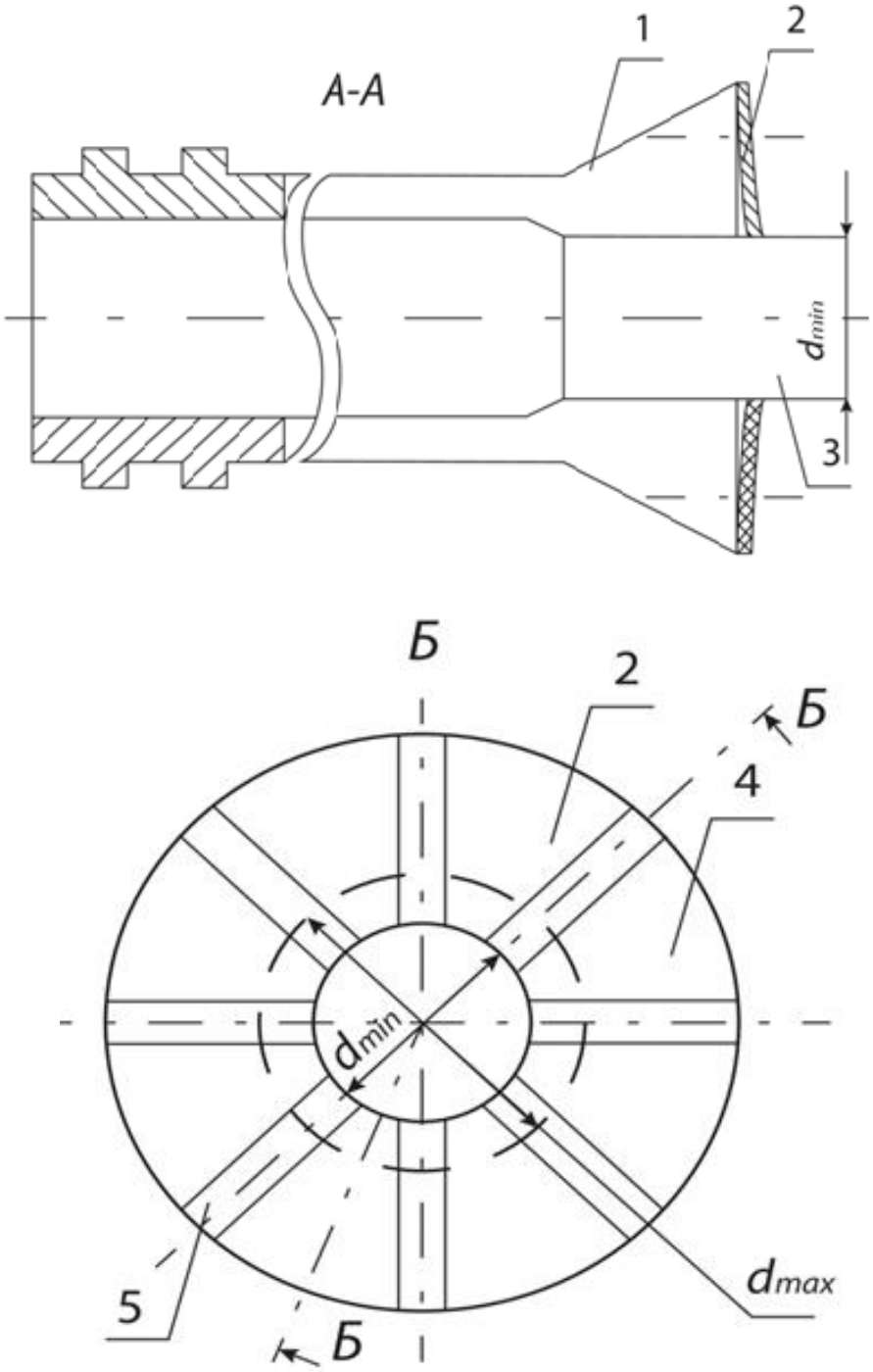


Рис. 4. 18. Конструкція цанги із кришкою

Цанга працює таким чином. При переміщенні труби затиску вліво (не показано), цанга 1 з робочою конічною і пружною частинами переміщується також вліво і контактує з конусом корпуса (не показано) та затискує пруток робочими поверхнями. Розтискання прутка відбувається у зворотній послідовності.

Кришка 2, яка виконана з еластичного матеріалу і з плоскими пружними елементами 4, забезпечує надійний захист робочих поверхонь цанги 1 від попадання стружки і бруду, а також запобігає залипанню цанги. При зміні затискуваного діаметра від d_{min} до d_{max} пружні елементи 4 забезпечують надійний контакт кришки 2 з затискуваною заготовкою і запобігають попаданню стружки на робочі поверхні цанги.

Технічний результат запропонованого технічного рішення полягає у виконанні конструкції кришки з еластичного матеріалу, в якій радіально розміщені пружні елементи у вигляді ряду плоских пружин, що дозволяє захистити робочі поверхні від стружки, випадкового бруду та запобігає залипанню цанги.

Це є одним із ефективних способів покращення точності і якості поверхонь нежорстких деталей при обробці на токарних верстатах, в тому числі – автоматизованих.

Висновки до розділу 4

1. Розроблено експериментальну установку та методику експериментальних досліджень, за результатами яких отримані експериментальні залежності радіального биття пропонованого патрона із рівномірним затиском заготовки, конусності при такому затиску та радіальної жорсткості системи патрон-оправка. При цьому доведено що

затиск по контуру деталі спияє підвищенню жорсткості обробної системи приблизно в 1,2 -1,6 рази, зменшенню радіального биття, а також стабілізації конусності.

2. При дослідженнях і випробуваннях комплексного самоналагоджувального дворізцевого оснащення на базі використання експериментального стенду в результаті аналізу отриманих даних кругло-грам, профілограф та даних вимірювань виявлені позитивні ефекти збільшення продуктивності обробки у 2,4 рази, зменшення радіальних похибок – у 2,1 рази, зниження шорсткості поверхні після обробки, подрібнення стружки при погодженні результатів експериментальних і теоретичних досліджень в межах похибок до 30%.

3. Запропонована універсальна аналітичну модель формування похибки форми для прогнозування кільцевих циліндричних деталей при розточуванні самоналагоджувальним дворізцевим інструментальним оснащенням. Модель враховує багатоточкове прикладання зусилля затиску від затискного пристрою та вплив сил різання від одно- та дволезового інструментального оснащення і дозволяє сформувати рекомендації для експлуатаційних умов роботи комплексного оснащення.

4. На основі розгляду умов створення на кулачках додаткових радіальних та тангенціальних реакцій від однолезового та самоналагоджувального дволезового інструментального оснащення з врахуванням позиції кулачків доведено, що при використанні дволезового самоналагоджувального інструментального оснащення додаткові реакції на кулачки від сил різання створюватися не будуть при умові забезпечення їх рівності.

5. На рівні деклараційного патенту України на корисну модель

сконструйовано спеціальну цангу доля рівномірного затиску, технічна новизна якої полягає у виконанні конструкції кришки з еластичного матеріалу, в якій радіально розміщені пружні елементи у вигляді ряду плоских пружин, що дозволяє захистити робочі поверхні від стружки, випадкового бруду та запобігає залипанню цанги.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертації вирішено науково-прикладну задачу розроблення та практичної реалізації багаторізцевого оснащення адаптивного типу у комплексі із затискними патронами з розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску, що дозволяє підвищити ефективність токарної обробки деталей малої жорсткості.

1. Аналіз проблеми підвищення ефективності токарної обробки деталей малої жорсткості показав, що об’єднання в одній комплексній системі рівномірного затиску і багатолезового різання адаптивного типу підвищеної продуктивності і вібростійкості дозволить досягнути ряду позитивних ефектів, зокрема підвищення точності обробки, її ефективності і якості, подрібнення зливної стружки.

2. Розроблені конструкційні схеми комплексного самоналагоджувального оснащення із дворізцевими системами з вирівнюванням зусиль різання адаптивного типу та затискними пристроями із розширеним діапазоном і рівномірно розподіленим зусиллям затиску для токарної обробки деталей малої жорсткості.

3. 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 затискного пристрою, на вихідну точність оброблюваних циліндричних поверхонь консольно закріплених деталей малої жорсткості.

4. 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 складових сил різання.

5. 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 складових сил різання. За результатами моделювання встановлено постійність відхилення радіуса циліндричної поверхні деталі по довжині у певних кутових положеннях, що свідчить про доцільність застосування багатолезового самоналагоджувального технологічного оснащення. В результаті комп'ютерного моделювання встановлено зміну у 1,52 рази максимального відхилення радіуса реальної циліндричної поверхні від номінальної при зміні радіальної сили різання від 100 до 400 Н та різниці сил затиску на затискних елементах до 1 кН.

6. В результаті комп'ютерного моделювання з використанням CAD/CAE-системи отримані залежності діапазону затиску заготовок затискними патронами з рівномірним розподілом сил затиску для різного типу втулкових елементів затиску від товщини стінки та силового навантаження зі сторони приводу затиску, та отримано картини їх напружено-деформованого стану. Визначено максимальні переміщення затискної частини втулкових елементів затиску, виходячи із умови здійснення пружних деформацій матеріалу елемента затиску. Для втулкового елемента затиску, який забезпечує максимальний діапазон затиску, вони складають 0,45-2,2 мм при товщині стінки 1,5 мм.

7. На основі аналізу динамічної стійкості багатолезової системи самоналагоджувальної обробки підтверджено підвищення стійкості проти автоколивань при багаторізцевій обробці з рівномірним затиском заготовок порівняно із однолезовою. Моделювання показує, що запас динамічної стійкості зростає у 1,5-4,1 рази в залежності від умов обробки нежорстких деталей.

8. Експериментальні дослідження показали, що радіальне биття експериментального патрона зменшується у 1,63-1,74 рази в залежності від коефіцієнту відносної жорсткості заготовки *l/d* при практично ідентичній конусності. Що стосується радіальної жорсткості пружної системи патрон-

оправка, то ця характеристика для патрона із рівномірним затиском збільшується у порівнянні із трикулачковим патроном в 1,33-1,59 рази. При випробуваннях комплексного самоналагоджувального оснащення виявлені позитивні ефекти збільшення продуктивності обробки у 2,4 рази, зменшення радіальних похибок в середньому у 1,33-3,44 рази, шорсткості поверхні обробки у 1,7 рази, подрібнення стружки. Результати експериментальних досліджень підтвердили теоретичні розрахунки, проведені за допомогою комп'ютерного моделювання.

9. Окремі матеріали дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «ТеХС» (м. Тернопіль) та УМГ «Прикарпаттрансгаз». Отримано патент України на корисну модель. Результати роботи використовуються у навчальному процесі кафедри конструювання верстатів інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету.

Перелік джерел посилань

1. А.с. 1349875 СССР, МКИ В23в1/00. Токарний станок / С.Г.Нагорняк, И.В.Луцив; заявитель и патентообладатель: Тернопольський филиал Львовского политехнического института, Тернополь; -№4011986/31-08; заявлено 27.11.85; опубл. 7.11.87; Бюл.№41.-2с.:ил.

2. А.с. 1683878 СССР, МКИ В23в29/24. Двухрезцовая головка для точения. / П.Д.Кривый, И.В.Луцив, С.Г.Нагорняк, Н.И.Кузьмин, О.В.Федина, М.С.Грод; заявитель і патентообладатель: Тернопольський филиал Львовского политехнического института, Тернополь.-№4470970/08 заявлено 08.08.88, опубл. 15.10.91, Бюл.№38.-9с.:ил.

3. А.с. 1683879 СССР, МКИ В23в29/24 5/12 . Многорезцовая головка / Ю.И.Городецкий, С.Г.Черезов, С.Л.Васильевых; заявитель і патентообладатель: Кировский политехнический институт, Киров;-№4654892/08 заявлено 27.02.89; опубл. 15.10.91; Бюл.№38.-4с.:ил.

4. А.с. 1811984 СССР, МКИ В23в5/08 Многорезцовая головка. / С.Г.Черезов, В.А.Жуйков; заявитель і патентообладатель: Кировский политехнический институт, Киров; -№4855507/08 заявлено 31.07.90; опубл. 30.04.93; Бюл.№16.-5с.:ил.

5. А.с. 973241 СССР, МКИ В23в1/00. Токарний станок/ С.Г.Нагорняк, И.В.Луцив; заявитель и патентообладатель: Тернопольський филиал Львовского политехнического института, Тернополь; -№3003427/25-08; заявлено 13.11.80; опубл. 15.11.82; Бюл.№2.-4с.:ил.

6. А.с. 1137663 СССР, МКИ В23в25/06. Устройство для двухрезцовой обработки/ В.А. Тараненко, О.И. Драчев, Ф.Г. Щелоков; заявитель и патентообладатель: Севастопольский приборостроительный институт и Тольяттинский политехнический институт; - №3691145/25-08; заявлено 13.01.84; опубл. 07.05.85; Бюл.№17.-6с.:ил.

7. А.с. 1683878 СССР, МКИ В23в29/24. Двухрезцовая головка для точения/ П.Д. Кривый, И.В.Луцив, С.Г.Нагорняк, Н.И. Кузьмин, О.В. Федина, М.С. Грод; заявитель и патентообладатель: Тернопольський филиал

Львовского политехнического института, Тернополь; -№4470970/08; заявлено 08.08.88; опубл. 15.10.91; Бюл.№38.-8с.:ил.

8. Ахрамович, В.Н. Влияние жесткости элементов патрона на силу зажима/ В.Н. Ахрамович//Машиностроитель. 1996, №1 – С. 19-20.

9. Ахрамович, В.Н. Способы компенсации центробежных сил в кулачковых патронах/ В.Н. Ахрамович//Станки и инструменты, 1997, №2 – С. 35-38.

10. Базров, Б.М. Технологические основы проектирования самоподнастраивающихся станков / Б.М. Базров. - М.: Машиностроение, 1978.-216с.

11. Балакшин, Б.С. Адаптивное управление станками / под ред. Б.С. Балакшина. –М.: Машиностроение, 1973.-668с.

12. Блюмберг, В.А. Какое решение лучше? Метод расстановки приоритетов / В.А.Блюмберг, В.Ф.Глущенко. – Л.: Лениздат, 1982.-160с.

13. Борисов, В.И. Общая методология конструирования машин /В.И. Борисов. - М.: Машиностроение, 1978.-120с.

14. Бункин, В.А. Решение задач оптимизации в управлении машиностроительным производством / В.А.Бункин, Б.Я.Курицкий, Ю.А.Сокуренко. – Л.: Машиностроение, 1976.- 232с.

15. Буховець, В. М. Забезпечення радіальної точності обробки конструкторсько-технологічними методами на токарних верстатах/ В.М. Буховець// Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем. VIII-va міжнародна науково-практична конференція. Чернігівський національний технологічний університет. (Україна, Чернігів, 10-12 травня 2018р) – Чернігів, 2018р, том. 1, с. 136.

16. Буховець, В. М. Забезпечення ефективності обробки деталей машин на токарних верстатах ЧПК / Буховець В. М, Кушик В.Г. // Важке машинобудування. 13-та міжнародна конференція. Донбаська державна машинобудівна академія. (Україна, Краматорськ, 2-4 червня 2015р) – Краматорськ, 2015р, с. 61.

17. Буховець, В. М. Підвищення якості обробки циліндричних деталей на токарних автоматах та верстатах ЧПК / Буховець В. М., Кушик В.Г. // Всеукраїнська науково-практична конференція «Обладнання та технології сучасного машинобудування», ТНТУ ім.. І.Пулюя. (Україна, Тернопіль, 11-12 травня 2017р) – Тернопіль, 2017р, с. 43-44.

18. Васильев, Г.Н. Автоматизированный расчет и моделирование механизмов и узлов металлорежущих станков. – Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1978, вып. 298.- с.41-45.

19. Васильев, Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков / Г.Н. Васильев. - М.: Машиностроение, 1987.-280с.

20. Васильевых, Л.А. Многорезцовая головка / Л.А. Васильевых, В.А. Жуйков // Станки и инструмент.-1985.-№4-с.34-35.

21. Вейц, В. Л. Электромеханические зажимные устройства станков и станочных линий. В.Л.Вейц, Л. И.Фридман.–Л.: Машиностроение, 1973. – 262 с.

22. Вейц, В. Задачи динамики, моделирования и обеспечения качества при механической обработке маложестких заготовок / В. Вейц, Д. Васильков// СТИН.-1999.-№6-с.9-12.

23. Волошин, В.Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами для токарних верстатів. Дис…. канд. техн. наук: 05.03.01. – К.: НТУУ «КПІ», 2003. – 234 с.

24. Волчкевич, Л.И. Автоматы и автоматические линии (1 ч. – Основы проектирования, 230 с., ч. 2 – Системы управления и целевые механизмы / Л.И.Волчкевич, М.М.Кузнецов, Б.А.Усов / Под ред. Шаумяна Г. А. – М.: Высшая школа, 1976.

25. Геминтерн, В.И. Методы оптимального проектирования / В.И. Геминтерн, Б.М. Каган. –М.: Энергия, 1980.- 160с.

26. Гильман, А.И. Некоторые вопросы расчета зажимных устройств в динамических условиях / А.И.Гильман // Исследования в области станков и инструмента / Сарат. политехн. ин-т, 1969. – Вып. 38, с. 166-173.

27. Глушков, В.М. Введение в АСУ / В.М.Глушков. – К.: Техника, 1972.- 312с.

28. Грановский, Г.И. Металлорежущий инструмент / Г.И Грановский. - М.: Машиностроение, 1962.- 134с.

29. Дальский, А.М. Цанговые зажимные механизмы / А.М.Дальский. – М.: Машиностроение, 1966. – 168 с.

30. Данильченко, Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення/ Ю.М. Данильченко, Ю.М. Кузнєцов. – Тернопіль, К.: Економічна думка, 2003. – 342с.

31. Драчев, О.И. Технология изготовления маложестких осесимметричных деталей / О.И. Драчев. – СПб.: Политехника, 2005. – 265с.

32. Евсеев, Д.Д. О допустимых усилиях резания при токарной обработке цилиндрических оболочек/ Д.Д.Евсеев, А.С. Тарапанов // Вестник Орловского ГТУ, 2004.

33. Залога, В.О. Исследование влияния конфигураций технологической системы на ее динамическую податливость В.О. Залога, Д.В. Криворучко, С.С. Емельяненко// Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер.Техн. науки. – 2011. - №4. – С.97-104.

34. Иванюк, И.А. Регулирование характеристик зажимного механизма / И.А.Иванюк, Ю.Н.Кузнецов, Н.П.Стародуб // Станки и инструмент. – 1981. - №10. – С. 12 – 14.

35. Иващенко, И.А. Некоторые факторы, влияющие на точность и жесткость трехкулачковых патронов / И.А.Иващенко // Станки и инструмент. – 1961. - №1. – С. 17 –18.

36. Каневский, Г.Н. К вопросу выбора весомых коэффициентов при оптимальном проектировании узлов машин / Г.Н.Каневский. – В кн.: Автоматизация проектно-конструкторских и технологических работ в машиностроении. – Тула: 1979.-с.68-72.

37. Кедров, С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. – М.: Машиностроение , 1978, 199 с.

38. Ковалев, В. Адаптивное управление параметрами технологической системы для обеспечения точности обработки / В. Ковалев // Высокие технологии в машиностроении.-1997.-с.119-120.

39. Колев, К. С. Вопросы точности при резании металлов / К. С. Колев. - М.: Машгиз, 1961.-131с.

40. Колкер, Я.Д. Математический анализ точности механической обработки / Я.Д. Колкер. – Киев.: Техника, 1976.-200с.

41. Кораблев, П.А. Двухсупортная токарная обработка / П.А. Кораблев С.Г. Купцов Г.В. Панков Г.В.// Уфа: Башкириздат, 1968.-64с.

42. Корсаков, В.С. Основы конструирования приспособлений: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение.- 277с.

43. Корсаков, В.С. Точность механической обработки / В.С. Корсаков. – М.: Машгиз, 1961.-379с.

44. Крамаренко, Ю.Б. Повышение точности и производительности многорезцовой токарной обработки / Ю.Б. Крамаренко, С.А. Атаманов, Е.Я. Шаев // Станки и инструмент.-1974.-№8.-с.16-17.

45. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А.Кудинов.- М.: Машиностроение, 1967.-395с.

46. Кузнецов, Ю.И. Конструкция приспособлений для станков с ЧПУ / Ю.И.Кузнецов. М.: Высшая школа, 1988. – 303 с.

47. Кузнецов, Ю.И. Оснастка для станков с ЧПУ. Справочник / Ю.И.Кузнецов, А.Р.Маслов.- М.:Машиностроение, 1990. – 512 с.

48. Кузнецов, Ю.Н. Влияние диаметра прутка на силы и упругие перемещения в цанговом механизме зажима / Ю.Н.Кузнецов. – Вестник КПИ. Сер. Машиностроение. – К.: 1978, вып. 15. – с. 40-47.

49. Кузнецов, Ю.Н. Жесткость зажима прутка в цанговом патроне / Ю.Н.Кузнецов. - Металлорежущие станки. – К.: 1974, вып. 2. – с. 74-85.

50. Кузнецов, Ю.Н. Направления развития цанговых зажимных механизмов / Ю.Н.Кузнецов. – Вестник машиностроения, 1981, №2.- с.60-63.

51. Кузнецов, Ю.Н. Новое в теории и практике проектирования зажимных механизмов / Ю.Н.Кузнецов // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт». Серия машиностроение. – 1998.- №33.- с. 82-106.

52. Кузнецов, Ю.Н. Оптимальный синтез зажимных механизмов / Ю.Н.Кузнецов. – К.: О-во «Знание» УССР, 1980.- 26с.

53. Кузнецов, Ю.Н. Экспериментальное исследование влияния конструктивных элементов зажимных цанг на их характеристики. - Технология и автоматизация машиностроения / Ю.Н.Кузнецов, М.Л.Орликов. – К.: 1973, вып. 11. – с. 41-51.

54. Кузнецов, Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис… докт. техн. наук: 05.03.01. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984. – 515 с.

55. Кузнецов, Ю.Н. Уточненый расчет осевой силы затяжки зажимной цанги / Ю.Н.Кузнецов. - Металлорежущие станки. – К.: 1977, вып. 5. – с. 79-87.

56. Кузнецов, Ю.Н. Целевые механизмы для станков-автоматов и станков с ЧПУ / Ю.Н.Кузнецов. Учебн. пос. – К.: ООО „ЗМОК”, ПП „ГНОЗИС”. – 2001.

57. Кузнецов, Ю.Н. Экспериментальное исследование влияние дополнительной поддержки на жесткость закрепления прутка / Ю.Н.Кузнецов. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1980, вып. 25. – с. 33-37.

58. Кузнецов, Ю.Н. Влияние регулировки зажимного механизма на точность обработки деталей / Ю.Н.Кузнецов, И.И.Булах. - Технология и автоматизация машиностроения.– К.: 1981, вып. 28. – с. 38-42.

59. Кузнецов, Ю.Н. Принципы создания самонастраивающихся и широкодиапозонных зажимных механизмов / Ю.Н.Кузнецов, А.А.Вачев. – К.: О-во «Знание» УССР. 1985.- 24с.

60. Кузнецов, Ю.Н. Новые зажимные механизмы станков-автоматов / Ю.Н. Кузнецов, А.В. Кухарец. – К.: Техніка. 1979. – 151 с.

61. Кузнецов, Ю.Н. Повышение динамического качества системы патрон-деталь пруткового автомата / Ю.Н. Кузнецов, В.И. Сидорко, А.А. Вачев// Станки инструмент – 1987, №12.- с. 13-15.

62. Кузнецов, Ю.Н. Применение метода функционально-стоимостного анализа при синтезе цанговых патронов / Ю.Н. Кузнецов, В.И. Сидорко. – Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1983, вып. 32.- с. 56-61.

63. Кузнецов, Ю.Н. Повышение эффективности токарных автоматов / Ю.Н. Кузнецов, Л.Н.Срибный. – К.: Техника. 1989. – 168 с.

64. Кузнецов, Ю.Н. Влияние процесса резания на характеристики зажима деталей в цанговых и кулачков патронах. - Технология и автоматизация машиностроения / Ю.Н.Кузнецов, С.П.Сяров. – К.: 1981, вып. 29. – с. 44-52.

65. Кузнецов, Ю.Н. Влияние различных факторов на жесткость закрепления заготовок в цанговом патроне / Ю.Н.Кузнецов, А.И.Чайченко, А.Н.Данченко. - Технология и автоматизация машиностроения . – К.: 1979, вып. 23. – с. 24-30.

66. Кузнецов, Ю.Н. Влияние длины участка зажима на характеристики закрепления и точность обработки деталей / Ю.Н.Кузнецов, О.П.Шатило. - Вестник КПИ. Сер. Машиностроение. – К.: 1975, вып. 12. – с. 56-62.

67. Кузнецов, Ю.М. Теорія технічних систем / Ю.М.Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. -К.:- Тернопіль, 1997.- 310с.

68. Кузнецов, Ю.Н. Повышение эффективности токарных автоматов / Ю.Н. Кузнецов, Л.Н. Срибный. –К.:Техника, 1989.-168с.

69. Кузнєцов, Ю.М. Теорія розв’язання творчих задач. – К.: ТОВ «ЗМОК»-ПП «ГНОЗИС», 2003.- 294 с.

70. Кузнецов, Ю.Н. Широкодиапазонные и многофункциональные зажимные механизмы: теория и практика/ Ю.Н. Кузнецов, В.Г. Кушик, О.Я. Юрчишин. – К.: ЗМОК: Гнозис, 2011. – 424 с

71. Лазарев, Г.С. Автоколебания при резании металлов / Г.С. Лазарев. - М.: Высшая школа, 1971.-243с.

72. Левина, З.М. Контактная жесткость машин / З.М.Левина, Д.Н.Решетов. – М.: Машиностроение, 1971. – 246 с.

73. Лейках, Л.М. Прочность закрепления деталей в цанговом патроне / Л.М.Лейках, М.Л.Ванштейн, М.А.Купцов // Станки и инструмент. – 1982. - №4. – С. 19 – 20.

74. Лепихов, В.Г. Самоустанавливающиеся инструменты / В.Г. Лепихов. -М.: Машиностроение, 1974.-77с.

75. Лоладзе, Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента / Т.Н. Лоладзе. -М.: Машиностроение, 1982.-320с.

76. Лурье, Г.Б. Наладка и подналадка режущего инструмента на размер: учеб. пособие / Г.Б. Лурье.- М.: Высшая школа, 1981.-80с.

77. Луців, І.В, Оцінка впливу похибок комплексного самоналагоджувального оснащення на точність оброблювальних циліндричних поверхонь / І. В.Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Вісник національного університету «Львівська політехніка», №839 Львів, 2016, с.80-85.

78. Луців, І.В Багатолезові мехатроні самоналагоджувальні системи затиску і обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Херсонська державна морська академія. 5-та міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті» (Україна, Херсон, 28-30 травня 2013р.) – Херсон, 2013р., с. 125.

79. Луців, І.В Вплив системи затиску на похибку форми при обробці кільцевих заготовок багатолезовим самоналагоджувальним оснащення / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // 3-тя всеукраїнська науково-технічна конференція «Прогресивні технології машинобудування» (Україна, Львів, 2-6 лютого 2015р) – Львів, 2015р.

80. Луців, І.В Експериментальні дослідження затискних елементів токарних патронів з адаптацією до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець // Матеріали II Міжнародної науково-

практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу - 2016» (Україна, Херсон, 14-18 вересня 2016р.), - Херсон: ХНТУ, 2016р., с. 225-227.

81. Луців, І.В Модель оцінки впливу похибок складових комплексного самоналагоджувального оснащення на вихідну точність токарного верстата. / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // 5-та всеукраїнська науково-технічна конференція «Прогресивні технології машинобудування» (Україна, Львів, 8-12 лютого 2016р) – Львів, 2016р, с.72-75.

82. Луців, І.В. Дослідження конструктивних параметрів робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів / І.В. Луців, Р.Я. Лещук, В.М. Буховець // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції (Україна, Тернопіль, 11-12 грудня 2011р) – Тернопіль, 2011р, с. 96-97.

83. Луців, І.В. Експериментальні дослідження токарних самоцентрівних патронів з адаптивними затискними елементами/ І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець, Н.П. Кашуба// 6-та міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні » (Україна, Львів, 6-10 лютого 2017р), Львів, 2017р., с. 70-72.

84. Луців, І.В. Кінематичне подрібнення стружки і гнучкість затиску комплексного технологічного оснащення адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець, О.О. Стахурський // Науковий Вісник Херсонської державної морської академії, №2 (13) Херсон, 2015, с. 193-201.

85. Луців, І.В. Комбінована система затиску і багатолезової обробки адаптивного типу тонкостінних заготовок / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // XVIII Наукова конференція ТНТУ ім.. І.Пулюя. (Україна, Тернопіль, 29-30 жовтня 2014р) – Тернопіль, 2014р., с. 32.

86. Луців,І.В. Комп‘ютерне моделювання складових самоналагоджувального комплексного оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець //Вісник національного університету «Львівська політехніка», №746 Львів, 2012, с. 28-31.

87. Луців, І.В. Комп‘ютерний аналіз підсистем затиску та самоналагоджувального оснащення для багатолезової обробки адаптивного

типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М.Буховець // Науковий Вісник Херсонської державної морської академії, №2(9) Херсон, 2013, с. 183-190.

88. Луців, І.В. Комплексне самоналагоджувальне оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // 12-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. (Україна, Львів, 28-29 травня 2015р) – Львів, 2015р, с. 88-89.

89. Луців, І.В. Конструкторсько-технологічне забезпечення якості обробки циліндричних нежорстких деталей на токарних автоматизованих верстатах / І.В. Луців, В.Г. Кушик, В.М. Буховець // XVIII Наукова конференція ТНТУ ім.. І.Пулюя. (Україна, Тернопіль, 29-30 жовтня 2014р) – Тернопіль, 2014.

90. Луців, І.В. Моделювання впливу силових факторів на похибку форми кільцевих деталей при розточуванні адаптивним багатолезовим оснащенням / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // СТПК-2015 Херсонський національний технічних університет. . (Україна, Херсон, вересень 2015р.) – Херсон, 2015р., с. 38-42.

91. Луців, І.В. Моделювання похибки форми тонкостінних циліндричних деталей при обробці багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням оптимальним затиском / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // 5-та Міжнародна науково-практична конференція. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. (Україна, Херсон, 1-3 жовтня 2014р.) – Херсон, 2014р., с. 218.

92. Луців, І.В. Обробка з кінематичним подрібненням стружки при використанні комплексного технологічного оснащення адаптивного типу. / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець, О.О. Стахурський // Матеріали 6-ої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». Херсонська державна морська академія. (Україна, Херсон, 24-25 вересня 2015 р) – Херсон, 2015р., с. 137-138.

93. Луців, І.В. Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // IV Міжнародна науково-технічна конференція ТК-2016 (Україна, Луцьк, 26-28 травня 2016р.) Луцьк, 2016р, с. 75-77.

94. Луців, І.В. Самоналагоджувальне комплексне оснащення адаптивного типу для високопродуктивної високоточної токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті. (Україна, Херсон, 29-31 травня 2012р.) – Херсон, 2012р., с. 96.

95. Луців, І.В. Стабілізація затиску циліндричних деталей на токарних верстатах автоматах / І.В. Луців, В.М. Буховець, В.Г. Кушик, В.В. Білий, А.В. Литвин // 8-ма міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», ХДМА (Україна, Херсон, 28-29 вересня 2017р..) – Херсон, 2017р. с. 443.

96. Луців, І.В. Формування похибки форми при обробці кільцевих заготовок багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням з урахуванням системи затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Наукова конференція ТНТУ ім.. І.Пулюя. (Україна, Тернопіль, 2014р) – Тернопіль, 2014р.

97. Луців, І.В. Характеристика комплексного самоналагоджувального оснащення для багатолезової токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Матеріали 17-ї наукової конференції ТНТУ ім.. І.Пулюя. Том II (Україна, Тернопіль, 20-21 листопада 2013р) – Тернопіль, 2013р, с. 33-34.

98. Луців, І.В. Варіації жорсткості підсистеми затиску заготовки комплексного самоналагоджувального оснащення для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100-річчя з дня заснування НАН України та вшанування

памяті Івана Пулюя (100-річчя з дня смерті) 23-24 травня 2018 року: тези допов., Тернопіль, ТНТУ, с. 126.

99. Луців, І.В Забезпечення точності форми кільцевих деталей та подрібнення стружки при обробці багатолезовим оснащенням адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М. Буховець, О.О. Стахурський // Тези допов. Зб.праць VII міжнар наук.-техн. конф. «Прогресивні технології в машинобудуванні» Львів-Звенів 2018р, в-во: «ЛП» с. 89-90.

100. Луців, І.В. Підвищення стабільності затиску заготовок малої жорсткості цанговими патронами із замкнутим контуром / І.В. Луців, В.Г. Кушик, В.М. Буховець, І.Т. Ярема // Важке машинобудування. Проблеми і перспективи розвитку. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції 29-31 травня 2018 року. Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 52.

101. Луців, І.В. Конструкторське і технологічне забезпечення високої продуктивності і точності обробки деталей малої жорсткості на токарних верстатах / І.В. Луців, В.Г. Кушик, В.М. Буховець, І.Т. Ярема // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100-річчя з дня заснування НАН України та вшанування памяті Івана Пулюя (100-річчя з дня смерті) 23-24 травня 2018 року: тези допов., Тернопіль, ТНТУ, с. 127.

102. Луців, І.В. Структурний синтез багатолезового оснащення з кінематичними інструментальними зв'язками / І.В. Луців // Вісник ТДТУ-1997. -№1. -с.78-84.

103. Любатов, Ю.В. О средних взвешеннях оценках качества / Ю.В.Любатов. – Стандарты и качество, 1972, №7.- с. 48-50.

104. Лякас, Р.И. Жесткость кулачков и точность центрирования токарных патронов / Р.И.Лякас. – Станкостроение Литвы, 1974, вып. 7. – с. 125-138.

105. Методы поиска новых технических решений/ Под ред. А.И. Половинкина.– Йошкар-Ола: Марийское книжное издательство, 1976.- 152 с.

106. Маталин, А.А. Технология машиностроения/ А.А. Маталин. – Л.: Машиностроение, 1985. -496с.

107. Моисеев, Н.Н. Математические задачи системного анализа / Н.Н.Моисеев. – М.: Наука, 1981.- 488с.

108. Моисеев, Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем / Н.Н.Моисеев. – М.: Наука, 1971.- 316с.

109. Моисеева, Н.К. Выбор технических решений при создании новых изделий / Н.К.Моисеева. – М.: Машиностроение, 1980.- 272с.

110. Нагорняк, С.Г. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования / С.Г. Нагорняк, І.В. Луцив. – К.: Техника, 1992,-72с.

111. Нагорняк, С.Г. Синтез инструментально-станочной оснастки на основе анализа кинематики лезвийной обработки : автореф. дис. . доктора техн. наук.: 05.03.01/ С.Г. Нагорняк; - К., 1991.- 37с.

112. Настройка инструментов на металлорежущих станках/ М.И.Лещенко, Г.Д.Василюк, Г.Э.Таурин, А.А.Оганян.-Киев: Техника,1983.-111с.

113. Невельсон, М.С. Автоматическое управление точностью обработки на металлорежущих станках / М.С.Невельсон. - Л.: Машиностроение, 1982.- 182с.

114. Николаев, В.А. Тонкое точение спеченных материалов / В.А. Николаев. - М.: Машиностроение, 1979.-64с.

115. Одрин, В.М. Морфологический анализ систем. Построение морфологических матриц / В.М.Одрин, С.С.Картавов. – К.: Наукова думка, 1977.- 183с.

116. Оргиян, А. Параметрическая устойчивость динамических систем с переменными характеристиками / А. Оргиян. //Тр. Одес. политехн. ун-та.- 1999.-№.1(7).-с.57-61.

117. Орликов, М.Л. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков / М.Л.Орликов, Ю.Н.Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1977. – 142 с.

118. Орликов, М.Л. Динамика станков: Учеб.пособие /М.Л. Орликов; 2-е изд. перераб. и доп. – К.:Высшая школа, 1989.-272с.

119. Орловский, С.А. Проблемы принятия решений при нечеткой исходной информации / С.А.Орловский. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.- 208с.

120. Пат. 2069606 Российская Федерация, МПК В23 В29/32. Многорезцовая головка / Б.М. Сойкин, Ю.В. Белоусов, С.А. Князькин; заявитель и патентообладатель Балтийский государственный технический университет. - №94007053/08; заявл. 21.02.1994; опубл. 27.11.1996, Бюл. № 28.-9с.:ил.

121. Пат. 30761А Україна, МПК В23В29/24. Багаторізцева голвка для точіння / П.Д. Кривий, С.Г. Нагорняк, І.В. Луців, , Г.О. Юхименко; Заявник і патентовласник: Тернопільський державний технічний університет, Тернопіль; заявл. 15.05.1998; опубл.29.12.2000; Бюл.№7-II-7с.:іл.

122. Пат. 51937А Україна, МПК В23В51/06. Інструмент для свердління глибоких отворів / І.В. Луців, І.І. Брощак; Заявник і патентовласник: Тернопільський державний технічний університет, Тернопіль; заявл. 22.10.2001; опубл.16.12.2002; Бюл.№12.-5с.:іл.

123. Пат. 62669А Україна, МПК 7 В23 В51/10. Інструмент для обробки отворів / І.В. Луців, Ю.Я. Вовк; Заявник і патентовласник: Відкрите акціонерне товариство «Тернопільський комбайновий завод», Тернопіль; заявл. 25.04.2003; опубл. 15.12.2003; Бюл.№12 -5с.:іл.

124. Пат. 715111 Україна, МПК В23В51/10. Інструмент для зенкерування отворів / І.В.Луців, Ю.Я. Вовк; Заявник і патентовласник: Тернопільський національний технічний університет, Тернопіль; заявл. 31.12.2003; опубл.15.11.2014; Бюл.№11.-5с.:іл.

125. Пат. 82786 Україна, МПК В23В29/00. Пристрій для точіння/ І.В. Луців, П.Д. Кривий, Ю.Б. Підгайний, В.М. Шарик; Заявник і патентовласник: Тернопільський національний технічний університет, Тернопіль; заявл. 25.01.2013; опубл.12.08.2013; Бюл.№15.-4с.:іл.

126. Пат. 85022 Україна, МПК В23В25/00. Пристрій для точіння / І.В. Луців, П.Д. Кривий, В.М. Шарик; Заявник і патентовласник: Тернопільський

національний технічний університет, Тернопіль; заявл. 19.04.2013; опубл.11.11.2013; Бюл.№21.-5с.:іл.

127. Пат. 85871 Україна, МПК B23B29/24. Багаторізцева головка для точіння / І.В. Луців, П.Д. Кривий, В.М. Шарик; Заявник і патентовласник: Тернопільський державний технічний університет, Тернопіль; заявл. 29.03.2013; опубл.10.12.2013; Бюл.№23.-5с.:іл.

128. Пат. 95944 Україна, МПК B23B29/00. Пристрій для точіння / І.В. Луців, В.М. Шарик, Д.С. Дячук; Заявник і патентовласник: Тернопільський державний технічний університет, Тернопіль; заявл. 28.07.2014; опубл.12.01.2015; Бюл.№1.-4с.:іл.

129. Пат. 131072 Україна, МПК B 23B31/20. Цанга/ В.М. Буховець, В.Г. Кушик, І.В. Луців Заявник і патентовласник: Тернопільський національний технічний університет, Тернопіль; заявл.01.06.2018; опубл. 10.01.2019, Бюл. №1.

130. Подпоркин, В.Г. Обработка нежестких деталей / В.Г.Подпоркин. - М.-Л.: Машгиз, 1959. - 208с.

131. Половинкин, А.И. Основы инженерного творчества /А.И. Половинкин. - М.: Машиностроение, 1988.-368с.

132. Понтрячин, Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С.Понтрячин – М.: Физматчив, 1961.- 365 с.

133. Попов, В.И. Динамика станков / В.И. Попов, В.И. Локтев. - К.: Техника, 1975.-136с.

134. Придальний, Б.І. Особливості проектування приводів механізму затиску заготовок для високошвидкісної токарної обробки /Б.І. Придальний// Науковий журнал «Технологічні комплекси»ю – 2010. - №1. – С.117-123.

135. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков/ А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320 с.

136. Проников, А.С. Работоспособность цангового механизма / А.С.Проников, А.М.Дальский //Станки и инструмент. – 1955. - №1. – С. 12 – 15.

137. Равська, Н.С. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці/Н.С. Равська, П.Р. Родін, Т.П. Ніколаєнко, П.П. Мельничук. – Ін-т змісту і методів навчання. – Житомир, 2000. – 164с.

138. Ревва, В. Влияние податливости инструмента на возникновение вибраций при тонком растачивании / В. Ревва // Станки и инструмент.- 1963. №13.- с 24-25.

139. Редько, Р.Г. Підвищення працездатності затискних цанг токарних автоматів, виготовлених за маловідходними технологіями. – Дис. … канд. техн. наук: 05.03.01 – К.: НТУУ «КПІ», 1999.- 233с.

140. Рейнгольд, Э. Комбинаторные алгоритмы (теория и практика) / Э.Рейнгольд, Ю.Нивергельт, Н.Део. Перевод с англ. Е.П. Липатова. – М.: Мир, 1980.- 476с.

141. Решетов, Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман.– М.: Машиностроение, 1986. – 336с.

142. Родин, П.Р. Металлорежущие инструменты / П.Р. Родин.- К.: Вища школа, 1979.- 432с.

143. Рыжов, Э.В. Оптимизация технологических процессов механической обработки / Э.В. Рыжов, В.Н. Аверченков.- К.: Наук. думка, 1989. 192с.

144. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Гос. Изд-во «Техника», 1988.- 222с.

145. Самоцентриращи патронници и цангови затягащи механизми/ Под общ. ред. А. Цървенков/ Ю.Н. Кузнецов, А.Й. Цървенков, А.А. Вачев, С.П. Сяров. Держ. Изд-во «Техника» София, 1989; изд-во «техника» Киев, 1988.- 162 с.

146. Сигорский, В.П. Математический аппарат инженера / В.П.Сигорский – К.: Техника, 1977.- 768с.

147. Сиротенко, А.П. Адаптивное управление в станках с ЧПУ/ А.П. Сиротенко. –М.: НИИмаш, 1979.-76с.

148. Системи різання: фізичні основи і оптимізація / Анельчик Д.Е., Швець С.В., Луців І.В., Дубецький І.Д.- Одеса-Тернопіль: ТДТУ, 2000.-145с.

149. Соколовский, А.П. Расчеты точности обработки на металлорежущих станках /А.П. Соколовский.- М.-Л.: Машгиз, 1952.-288с.

150. Струтинський, В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки/ В.Б. Струтинський. – Житомир:ЖІТІ, 2001. – 612с.

151. Тверской, М.М. Автоматическое управление режимами обработки деталей на станках /М.М. Тверской. - М.: Машиностроение, 1982.-208с.

152. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія / Ю.М.Кузнецов, І.В.Луців, О.В.Шевченко, В.Н.Волошин.- Т.: Терно граф, 2011.-692с.

153. Торба, В.В. О стабилизации круговой жесткости при цанговом зажиме / В.В.Торба, Ю.Н.Кузнецов. - Технология и автоматизация машиностроения. – К.: 1976, вып. 18. – с. 80-82.

154. Трясунов, Н.Г. Механизмы для зажима некалиброванного прутка / Н.Г.Трясунов, А.С.Панков. – Станки и инструмент, 1954, № 9, С. 12-14.

155. Филоненко, С.Н. Резание металлов / С.Н. Филоненко. – Киев: Вища школа, 1960.-260с.

156. Цейтлин, Я.М. Упругие кинематические устройства / Я.М. Цейтлин. - Л.: Машиностроение, 1972.-296с.

157. Цървенков, А. Механизирани затягащи средства / А.Цървенков, К.Чованов, В.Велков. - София: Техника, 1979. – 215 с.

158. Шаумян, Г.А. Автоматы и автоматические линии / Г.А.Шаумян – М.: Машгиз, 1961. – 552 с.

159. Шевченко, О.В. Теорія інструментального оснащення з пружними напрямними і орієнтованою жорсткістю для токарної обробки. Дис. … докт. техн. наук: 05.03.01 – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 534с.

160. Ярема, І.Т. Виготовлення деталей із полімеркомпозиційних матеріалів для вузлів газотранспортного обладнання / І.Т. Ярема, В.М. Буховець // Матеріали 6-ої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»Херсонська державна морська академія. (Україна, Херсон, 24-25 вересня 2015 р) – Херсон, 2015р.

161. Ярема, І.Т. Конструкції пластмасових деталей вплив їх виготовлення на працездатність. / І.Т. Ярема, Ю.І. Наконечний, Н.П. Кашуба, В.М. Буховець // Всеукраїнська науково-практична конференція «Обладнання та технології сучасного машинобудування», ТНТУ ім.. І.Пулюя. (Україна, Тернопіль, 11-12 травня 2017р) – Тернопіль, 2017р, с. 178-179.

162. Ярема, І.Т. Технологія відновлення робото здатності кульових кранів ДУ-50 «GROVE (Італія)» / І.Т. Ярема, Ю.І. Наконечний, В.М. Буховець, Д.С. Дячук // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». (Україна, Херсон, 1-3 жовтня 2014р.) – Херсон, 2014р., с.347.

163. Davis, T. L. The Effect of Chucking Methods on Roundness Error in the Boring Process / T. L. Davis, C. H. Kahg, H. W. Lord // Journal of Engineering for Industry- 1976. - February. - P. 233 - 238.

164. Handbook of Fixture Design. A practical Reverence book of Workholding Principles and Design for all Classes of Machining, Frank W. Wilson. – New York, Toronto, London, 1962.

165. Kuznetsov, Iu. N. Sintese morfologica de maquinas-ferramtnta e seus mecanismos/ Iu. N. Kuznetsov, Joaquim A. Guerra Hamuyela, T.O. Hamuyela. - Luanda: N'Zilua, 2013. – 441 pag.

166. Lutsiv, I. Definition of component elements position errors of integrated self-adjusting equipment for turning. Technological complexes. Scientific journal / I. Lutsiv, V. Voloshyn, V. Buhovets // Lutsk National Technical University №1 (13), 2016. P. 98-105.

167. Lutsiv, I. Ring-shaped parts form accuracy improvement in lathe machining using complex self-adjusting equipment / Ihor Lutsiv, Vitaliy Voloshyn, Valeriy Buhovets // Professional Studies: Theory and Practise. Technological Sciences. Siauliai State College. Tallinn University of Applied Sciences. Lithuania, 2016/1 (16) , P. 80-85.

168. Lutsiv, I. Shape forming system model of lathes two-carriage tool systems/ Ihor Lutsiv, Vitaliy Voloshyn, Valeriy Buhovets // Вісник Тернопільського національного технічного університету, №3 (91) 2018, Тернопіль, с. 80-87.

169. Mette, U. Massenoptimierte CFK – Spannfutter erhohen die Drehzahlgrenzen/ U. Mette, G. Spur, F. Uhlmann // Maschinenmarkt. – 2001. - №15. – S. 76-79.

170. Pegels, A. Werkstackdeformation ein Problem beim Spannen auf Werkzeugmaschinen/ A. Pegels // Industrieanzeiger. — 1977. — №46. — S. 819 — 820.

171. Reason, R. E. Report on the Measurement of Roundness / Reason, R. E. // The Bank Organization, Leicester, England. - 1966.

172. Sathyanarayana, S., Determination of Clamping Force Based on Minimization of Workpiece Elastic Deformation/ S.Sathyanarayana, S. N. Melkote // Transaction of NAMRI/SME. – 2002. - Vol. 3. - P. 597-604.

173. Schultz, H. Ermittlung der Betriebsspannk raft von Drehfuttern unter Berucksichtigung der Systemsteifigkeiten/ H.Schultz, H.-D.Wagner // Industrieanzeiger. 1987. – No 35/36. – S. 53-54.

174. Schultz, H. Bedeutung der Werkstucksteifigkeit beim Drehen/ H. Schultz, H.-D. Wagner // Werkstaff und Betrieb. – 1984. No. 3. – S. 173-174.

175. Walter, M. F/. Theories for Adaptive Control of Chucking Devices in NC-Turning Centers/ M. F. Walter, J. E. Stahl // Proc. of the Information Technology for Advanced Manufacturing Systems - 1992. - P. 249-256.

ДОДАТКИ

Додаток А1

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор
ТОВ «ТеХС»
_____ Кущак І.В.
«__» _____ 2018р.

АКТ
впровадження затискного патрону і оснащення

Комісія у складі: завідувача кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя д.т.н., проф.. Луціва І.В., доцента кафедри к.т.н. Волошина В.Н., провідного інженера кафедри Буховця В.М., доцента кафедри к.т.н. Яреми І.Т. з однієї сторони та головного інженера ТОВ «ТеХС» Крекотень К.І. з другої сторони склали акт про те, що в результаті виконання науково-дослідної роботи в рамках договору «Енергоефективні технології обробки деталей із полімеркомпозитних матеріалів для обладнання магістральних газопроводів» Тернопільським національним технічним університетом імені Івана Пулюя спроектований, виготовлений та переданий для експлуатаційних випробувань затискний патрон адаптивного типу, а також дворізцева самоналагоджувальна головка для токарної обробки циліндричних деталей із полімеркомпозитних матеріалів.

Основні характеристики патрона адаптивного типу: типорозмір патрона – 200 мм; діапазон затиску заготовок комплектом затискних елементів, які адаптуються до поверхні затиску– 10 мм; максимальна сила затиску затискним патроном – 40 кН; максимальна частота обертання – 3000 об/хв.

Рекомендовані режими обробки комплексним самоналагоджувальним оснащенням: швидкість різання 80-100 м/хв.; подача – 0,2-0,4 мм/об; глибина різання – 0,2-0,4 мм. Оброблюваний матеріал – поліамід ПА-6 (капрон В).

Підтверджена висока ефективність використання комплексного самоналагоджувального оснащення із затискним патроном адаптивного типу при дворізцевій обробці деталей із полімеркомпозитних матеріалів порівняно із традиційною однорізцевою обробкою при ідентичних умовах і режимах різання: підвищення точності обробки деталей складає 2,1-3,2 рази; покращення шорсткості до 30%.

Від ТНТУ ім.. І.Пулюя

Луців І.В.
Волошин В.Н.
Буховець В.М.
Ярема І.Т.

Від ТОВ «ТеХС»

Крекотень К.І.

Додаток А2

ЗАТВЕРДЖУЮ
Заступник директора
УМГ «ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ»
_____ В.В. Костів
«22» 12 2014 р.

АКТ
впровадження направляючих кілець тросоукладчика
електроталі вантажопідіймального крану фірми «Демаг»

Комісія в складі: завідувача кафедрою конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету ім..І.Пулюя д.т.н., професора Луціва І.В., пров. інженера каф. ВІ Буховця В.М., аспіранта каф.ВІ Дячука Д.С., завідувача науково-дослідною лабораторією ТНТУ ім.І.Пулюя по застосуванню конструкційних полімерних матеріалів в газотранспортному обладнанні к.т.н. Яреми І.Т. з однієї сторони та заступника начальника відділу компресорних станцій УМГ «ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ» Тимківа Я.М. з другої сторони, склала даний акт про те,що в результаті виконання договору ДІ 201-13 «Енергоефективні технології обробки деталей з полімерних матеріалів для обладнання магістральних газопроводів» (замовник – МОН України) Тернопільським національним технічним університетом ім. І.Пулюя були спроектовані, виготовлені та передані для експлуатації дослідні зразки пластмасових направляючих кілець тросоукладчика талей вантажопідіймальних кранів «Демаг» (виробництва Німеччина), які встановлені в боксах агрегатів ГТК-10І (США) магістрального газопроводу «Союз» в УМГ «ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ».

Направляючі кільця тросоукладчика виготовлені методом механічної обробки з полімерних матеріалів із використанням багатолезового енергоефективного різального інструменту, кільця не потребують змін спряжених штатних деталей тросоукладчика, та показали свою ефективність, надійність та довговічність роботи в експлуатації талей.

Від ТНТУ ім. І.Пулюя

_____ І.В.Луців

_____ І.Т.Ярема

_____ В.М.Буховець

_____ Д.С.Дячук

Від УМГ «ПРИКАРПАТТРАНСГАЗ»

_____ Я.М.Тимків

Додаток А3

"ЗАТВЕРДЖУЮ"
Проректор з наукової роботи
Тернопільського національного
технічного університету
імені Івана Пулюя
_____ Рогатинський Р.М.
"29" _____ 2019р.

Довідка

про використання в навчальному процесі результатів дисертаційної роботи Буховця Валерія Миколайовича на тему " Комплексне самоналагоджувальне оснащення для високоефективного затиску та багато різцевої обробки»

Ми, що підписалися нижче, завідувач кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин, д.т.н., проф. Луців Ігор Володимирович, декан факультету інженерії машин, споруд та технологій, к.т.н., доц.. Лещук Роман Ярославович склали довідку про використання в навчальному процесі кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя результатів дисертаційної роботи, спрямованої на підвищення ефективності токарної обробки деталей малої жорсткості на основі створення комплексних конструкцій самоналагоджувальних систем багаторізцевої обробки із затискними патронами з рівномірно розподіленим зусиллям затиску, а саме в курсах:

- «Металообробне обладнання» для студентів освітнього рівня бакалавр для спеціальності 133 Галузеве машинобудування;
- «Проектування верстатів та верстатних комплексів» для студентів освітньо-наукового рівня магістр для спеціальності 133 Галузеве машинобудування.

Зав.кафедри конструювання
верстатів, інструментів та машин,
д.т.н., професор Луців І.В.

Декан факультету інженерії
машин, споруд та технологій,
к.т.н., доц. Лещук Р.Я.

Додаток Б1

Копія вірна

УКРАЇНА

ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 131072

ЦАНГА

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **10.01.2019.**

Заступник міністра економічного розвитку і торгівлі України Ю.П. Бровченко

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ ІДЕНТИФІКАЦІЙНИЙ КОД 37508596

МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

УКРАЇНА (19) UA (11) 131072 (13) U

(51) МПК
B23B 31/20 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

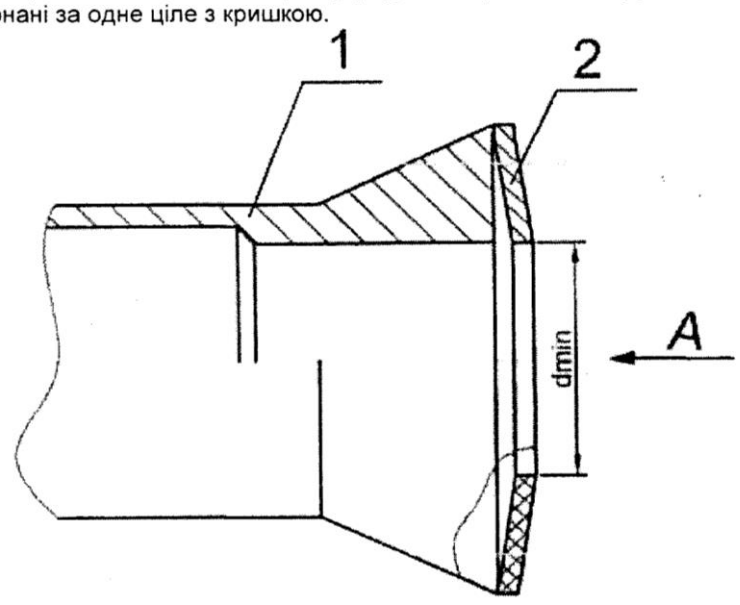
(21) Номер заявки: u 2018 06078
(22) Дата подання заявки: 01.06.2018
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2019
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2019, Бюл.№ 1

(72) Винахідник(и):
Буховець Валерій Миколайович (UA),
Кушик Валерій Григорович (UA),
Луців Ігор Володимирович (UA)
(73) Власник(и):
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)

(54) ЦАНГА

(57) Реферат:

Цанга, на торцевій поверхні якої встановлена кришка з отвором, причому зовнішня поверхня кришки виконана конічною з криволінійними твірними, які звужуються в сторону торця цанги, крім того в кришці з еластичного матеріалу радіально розміщені пружні елементи довільної форми, що виконані за одне ціле з кришкою.



Фіг. 1

UA 131072 U

Додаток В1

Зразок програми розрахунку оцінки точності комплексного оснащення в середовищі MathCAD

1. ВИХІДНІ ДАНІ

Коефіцієнт контактної податливості

$k=0.003$ мм/МПа

Приведена жорсткість супорта

$Js=3*10^4$ Н/мм

Приведена жорсткість опори

$Cr=10^5$ Н/мм

2. Сили різання

$Px=500$ Н

3. Сили затиску

T1=10000Н T2=9000Н T3=9500Н

4. Контактні жорсткості стиків

C1=Cr C2=Cr C3=Cr

5. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ВЕКТОРА ДЕФОРМАЦІЙНИХ ЗМІЩЕНЬ

5.1. Елементи вектора зміщень, викликаних поперечним заклинюванням заготовки в затискному патроні

5.1.1. Компоненти одиничних векторів напрямків і моментів осьових опор

ORIGIN=1

Кут між початковим і кінцевим положенням системи: φ=π

$$axk := \begin{pmatrix} \cos(\varphi) \\ \cos\left(\varphi + \frac{2\cdot\pi}{3}\right) \\ \cos\left(\varphi + \frac{4\cdot\pi}{3}\right) \end{pmatrix} \quad ayk := \begin{pmatrix} \sin(\varphi) \\ \sin\left(\varphi + \frac{2\cdot\pi}{3}\right) \\ \sin\left(\varphi + \frac{4\cdot\pi}{3}\right) \end{pmatrix} \quad ck := \begin{pmatrix} C1 \\ C2 \\ C3 \end{pmatrix} \quad mxk := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$myk := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

5.1.2. Елементи матриці жорсткості при умові що всі опори працюють

$$c11 := \sum_{i=1}^{3} \left(ck_i \cdot axk_i \cdot axk_i\right) \qquad c22 := \sum_{i=1}^{3} \left(ck_i \cdot ayk_i \cdot ayk_i\right)$$

$c11=0.5*10^5$ $c22=1.5*10^5$

$$c12 := \sum_{i=1}^{3} \left(ck_i \cdot axk_i \cdot ayk_i\right)$$

$c12=5.821*10^{-11}$ $c21=c12$

5.1.3. Елементи вектора деформаційних зміщень при умові, що всі опори сприймають навантаження

$$CC := \begin{pmatrix} c11 & c12 \\ c21 & c22 \end{pmatrix}$$

$$F := \begin{pmatrix} -T1 \cdot \cos(\varphi) - T2 \cdot \cos\left(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) - T3 \cdot \cos\left(\varphi + \frac{4 \cdot \pi}{3}\right) \\ -T1 \cdot \sin(\varphi) - T2 \cdot \sin\left(\varphi + \frac{2 \cdot \pi}{3}\right) - T3 \cdot \sin\left(\varphi + \frac{4 \cdot \pi}{3}\right) \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \delta x0 \\ \delta y0 \end{pmatrix} := CC^{-1} \cdot F \qquad \begin{pmatrix} \delta x0 \\ \delta y0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5 \times 10^{-3} \\ -2.887 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

5.2. Елементи вектора деформаційних зміщень, викликаних деформацією різцевих блоків під дією радіальних складових сил різння

$$\delta x3 := \frac{Px}{2 \cdot Js} \qquad \delta x3 = 8.333 \times 10^{-3}$$

6. Відхилення радіуса циліндричної поверхні в даній точці від номінального

$$\Delta R := (\delta x0 + \delta x3 \cdot \cos(\varphi)) \cdot \cos(\varphi) - (\delta y0 + \delta x3 \cdot \cos(\varphi)) \cdot \sin(\varphi)$$

$$\Delta R = 3.333 \times 10^{-3}$$

Додаток В2

Приклад програми в середовищі MathCad для побудови амплітудних фазочастотних характеристик

Ввведення вхідних даних

$k := 0.15$

$tk := 1.25$

$tx := 1.5$

$tm := 2$

$th := 0.1$

Визначення коефіцієнтів характеристичного рівняння для дворізцевої обробки

$t := 0.5$

$a1 := tk + th$ $\quad a1 = 1.35$

$a2 := tk \cdot th + tk \cdot tx + tk \cdot t + tm$ $\quad a2 = 4.625$

$a3 := tk \cdot (tm + tx \cdot th + th \cdot t + tx \cdot t)$ $\quad a3 = 3.687$

$a4 := tk \cdot (tm \cdot tx + tm \cdot t + tx \cdot th \cdot t)$ $\quad a4 = 5.094$

$a5 := tm \cdot tk \cdot tx \cdot t$ $\quad a5 = 1.875$

Зміна кругової частоти від 0 до нескінченості

$i := 0, 1 .. 2000$

$w_i := 0.001 + 0.001 \cdot i$

$b1_i := a4 \cdot (w_i)^4 - a2 \cdot (w_i)^2 + 1$

$b2_i := a5 \cdot (w_i)^5 - a3 \cdot (w_i)^3 + a1 \cdot w_i$

Визначення дійсної і уявної складових АФЧХ для дворізцевої обробки

$$R_i := k \cdot tk \cdot w_i \cdot \frac{(-tx \cdot w_i \cdot b1_i + b2_i)}{\left[(b1_i)^2 + (b2_i)^2\right]}$$

$z(x) := 0$

$$J_i := k \cdot tk \cdot w_i \cdot \frac{(tx \cdot w_i \cdot b2_i + b1_i)}{\left[(b1_i)^2 + (b2_i)^2\right]}$$

Визначення дійсної і уявної складових АФЧХ для однорізцевої обробки

$$tr := 2 \cdot t$$

$$b01_i := 1 - (tm + tr \cdot th) \cdot (w_i)^2$$

$$b02_i := w_i \cdot \left[tr + th - tm \cdot tr \cdot (w_i)^2 \right]$$

$$k1 := 0.075$$

$$Re_i := k1 \cdot \frac{b01_i}{(b01_i)^2 + (b02_i)^2}$$

$$Jm_i := -k1 \cdot \frac{b02_i}{(b01_i)^2 + (b02_i)^2}$$