

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення та дослідження затискного патрона плунжерного типу
з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного
верстату з ЧПК

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВмд-61
спеціальності _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Піхурська Т.Л.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Буховець В.М.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	_____
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Крупа В.В.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент	_____	_____
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. завідувача кафедри
Крупа В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)
студентці Піхурській Тетяні Леонідівні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення та дослідження затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстату з ЧПК

Керівник роботи Буховець Валерій Миколайович, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «16» 11 2023 року № 4/7-1064

2. Термін подання студентом завершеної роботи 16.12.2022р.

3. Вихідні дані до роботи Матеріали по швидкопереналаджувальних затискних патронах токарних верстатів з ЧПК; конструкторська документація по приводах головного руху токарних верстатів з ЧПК; матеріали наукових робіт в області затискних патронів для оснащення токарних верстатів

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ

2. Дослідно-проектний розділ

3. Науково-дослідна частина

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Структурно-функціональна схема швидкопереналаджувальних токарних патронів

2. Принципи переналадження затискних патронів токарних верстатів

3. Аналіз конструкцій затискних патронів з багатопрофільними позиційними затискними елементами

4. Кінематична схема токарного верстату з ЧПК

5. Шпиндельна бабка токарного верстата з ЧПК (складальне креслення)

6. Затискний патрон плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками (складальне креслення)

7. Результати моделювання напружено деформованого стану поворотних призматичних кулачків затискного патрона плунжерного типу

АНОТАЦІЯ

Піхурська Т.І. «Розроблення та дослідження затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстату з ЧПК». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2023 р.

Pikhurska T.L. «Development and investigation of a plunging-type clamping chuck with rotating prismatic cams for studying a CNC lathe». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2023.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстату з ЧПК та дослідження напружено-деформованого стану поворотних затискних елементів від дії статичного силового навантаження.

Проведено аналіз функціональної структури затискних патронів із швидким переналагодженням та її підсистем, а також функцій які вони виконують. Проаналізовано принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів та їх реалізацію. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла приводу головного руху токарного верстата з ЧПК та проведено розрахунок його статичних та динамічних характеристик. Спроектовано конструкцію затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичним кулачками для оснащення токарного верстата з ЧПК. З використанням CAD/CAE-системи проведено моделювання напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків під дією статичного силового навантаження.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ ІЗ ШВИДКИМ ПЕРЕНАЛАГОДЖЕННЯМ	7
1.1. Вимоги до затискних патронів із швидким переналагодженням та їх основні характеристики	7
1.2. Функціональна структура затискних патронів із швидким переналагодженням	9
1.3. Принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів	11
1.4. Аналіз конструкцій затискних патронів із поворотними багатопрофільними затискними елементами	14
1.4.1. Затискні патрони із поворотними багатопрофільними затискними елементами кулачкового типу	14
1.4.2. Затискні патрони із поворотними багатопрофільними затискними елементами плунжерного типу	18
1.5. Огляд існуючих досліджень і розробок по затискних патронах для затиску деталей в широкому діапазоні діаметрів	24
1.6. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	27
2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	31
2.1. Кінематика приводу головного руху токарного верстата з ЧПК	31
2.2. Проектування шпиндельного вузла приводу головного руху	32
2.2.1. Вибір компоновальної схеми шпиндельного вузла та типу опор	32
2.2.2. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпинделя	33
2.2.3. Визначення радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя	36
2.2.4. Динамічний розрахунок шпиндельного вузла із затискним патроном	39
2.2.4.1. Розрахункова схема і вихідні дані для розрахунку	39
2.2.4.2. Приведення мас до характерних точок шпинделя	39

2.2.4.3	Визначення власних частот коливань шпиндельного вузла із затискним патроном	42
2.3.	Висновки по розділу 2	47
3.	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	48
3.1.	Розроблення конструкції затискного патрона плунжерного типу з поворотними кулачками	48
3.2.	Моделювання напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків затискного патрона	50
3.2.1.	Вихідні рівняння методу кінцевих елементів для розрахунку напружено-деформованого стану і прикладні програми для його реалізації	50
3.2.2.	Оцінка напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків	54
3.3.	Висновки по розділу 3	59
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61
4.1.	Організація робочого місця на токарному верстаті з ЧПК	61
4.2.	Аналіз безпеки праці у цеху, в якому встановлений токарний верстат з ЧПК	65
4.3	Характеристика та причини появи виробничих аварій і катастроф	68
4.4.	Прогнозування надзвичайних ситуацій та розробка превентивних заходів	70
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	72
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	79
	ДОДАТКИ	80

ВСТУП

Скорочення життєвого циклу виробів машинобудування характеризується зростанням обсягів продукції, що виробляється в умовах багатомономенклатурного виробництва. Його частка становить 80-85% загального обсягу продукції машинобудування. Серійне виробництво повинно забезпечуватися обладнанням, що поєднує в собі достатньо високу продуктивність з необхідними універсальністю і гнучістю, що дає можливість оновлення продукції без суттєвої заміни основних фондів. Такі можливості дає обладнання з ЧПК для токарної обробки.

При токарній обробці співвідношення продуктивності та гнучкості металорізальних верстатів, які використовуються в дрібносерійному і серійному виробництві, значно залежить від технологічного оснащення для затиску заготовок, яким у більшості випадків служать механізовані токарні патрони. В умовах ринкової економіки це співвідношення має велике значення, а ефективність механічної обробки в значній мірі визначають можливість переналагодження затискного патрона при зміні типорозміру оброблюваної деталі, час та вартість такого переналагодження. Затискні патрони із швидким переналагодженням, якими оснащуються токарні верстати з ЧПК в основному передбачають наявність комплектів затискних елементів, а при вмонтуванні верстатів у верстатні комплекси – пристроїв їх накопичення та швидкої заміни. Це все відбивається на собівартості переналагодження.

Тому розроблення та дослідження затискних патронів, які дозволяють охопити робочий діапазон заготовок невеликою кількістю затискних елементів та за короткий час їх переналагодження є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ ІЗ ШВИДКИМ ПЕРЕНАЛАГОДЖЕННЯМ

1.1. Вимоги до затискних патронів із швидким переналагодженням та їх основні характеристики

До затискних патронів із швидким переналагодженням крім основних вимог, структура яких приведена в [1, 2], ставиться ряд нових, які в умовах обробки малих партій заготовок стають домінуючими. Вимоги до затискних патронів із швидким переналагодженням (рис.1.1) можна розділити на три групи. Основні вимоги поділяються на експлуатаційні та вимоги гнучкості. Експлуатаційні вимоги визначають кінцеву задачу затискних патронів із швидким переналагодженням – забезпечення потрібної точності і якості виготовлення деталей. До основних вимог забезпечення гнучкості відносяться переналагоджуваність, широкодіапазонність, універсальність, багатофункціональність. При проектуванні затискних патронів із швидким переналагодженням важливими також є допоміжні вимоги та ряд інших вимог, які потрібно враховувати.

Однією з важливих проблем підвищення продуктивності в умовах дрібносерійного виробництва є зниження часу на переналагодження затискних патронів при зміні типорозміру оброблюваної на верстаті деталі. За даними досліджень, приведеними у [3] при малих партіях заготовок (2 – 10 штук) допоміжний час складає від 30 до 50% від основного, значна доля якого припадає на переналагодження затискного патрона. Тому затискні патрони призначені для роботи в умовах дрібносерійного виробництва повинні забезпечувати мінімальний час та простоту переналагодження, а також забезпечувати можливість ручного чи автоматичного переналагодження.

Точність є однією із основних характеристик затискних патронів із швидким переналагодженням, оскільки встановлення деталі супроводжується

появою похибок положення її технологічних баз відносно баз верстату, що безпосередньо впливає на точність обробки.

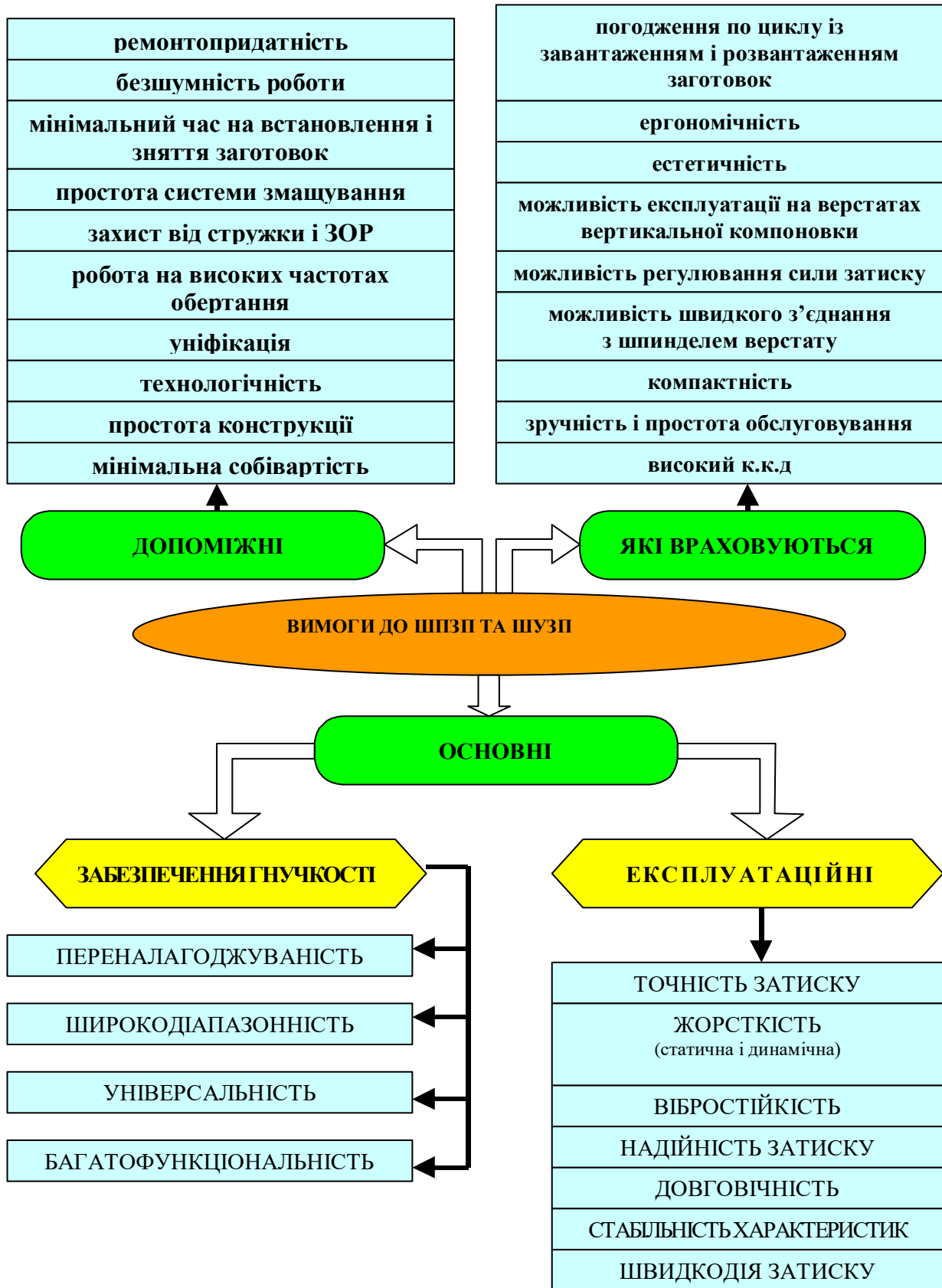


Рис.1.1. Вимоги до затискних патронів із швидким переналагодженням

Затискні патрони із швидким переналагодженням являють собою пружну систему, яка є однією з ланок пружної системи верстату [1, 2, 4]. Під впливом зусиль затиску і різання всі ланки затискного патрона деформуються та викликають зміщення оброблюваної деталі. Тому жорсткість є однією з основних характеристик яка впливає на точність, вібростійкість та надійність затискних патронів із швидким переналагодженням [1, 2, 4]. При недостатній жорсткості затискного патрона потрібну точність і продуктивність обробки можна не досягнути.

Надійність затискних патронів із швидким переналагодженням є експлуатаційною характеристикою яка проявляється в часі і відбиває зміни, що проходять в них на протязі всього періоду експлуатації [1, 2, 4]. Прогнозування можливої зміни параметрів затискного патрона в передбачуваних умовах експлуатації і їх технологічне і конструктивне забезпечення є основою для керування надійністю і забезпечення її потрібного рівня.

Вібростійкість затискних патронів із швидким переналагодженням є дуже важливою характеристикою, що визначає їх динаміку, оскільки виникнення вібрацій тягне за собою погіршення умов роботи інструменту та погіршення якості оброблюваної поверхні. Виникнення коливань може бути обумовлене непостійністю сил при різанні і змінною жорсткістю затискних патронів із швидким переналагодженням [1, 2, 4].

1.2. Функціональна структура затискних патронів із швидким переналагодженням

Затискні патрони із швидким переналагодженням повинні забезпечити виконання основної функції – закріплення деталей в умовах багатомноменклатурного виробництва. Ця основна функція повинна забезпечуватися функціональною структурою затискного патрона і вона розділяється на ряд підпорядкованих функцій. Ці підпорядковані функції

повинні бути реалізовані відповідними підсистемами затискного патрона, як системами (рис.1.2) [1, 2, 4].

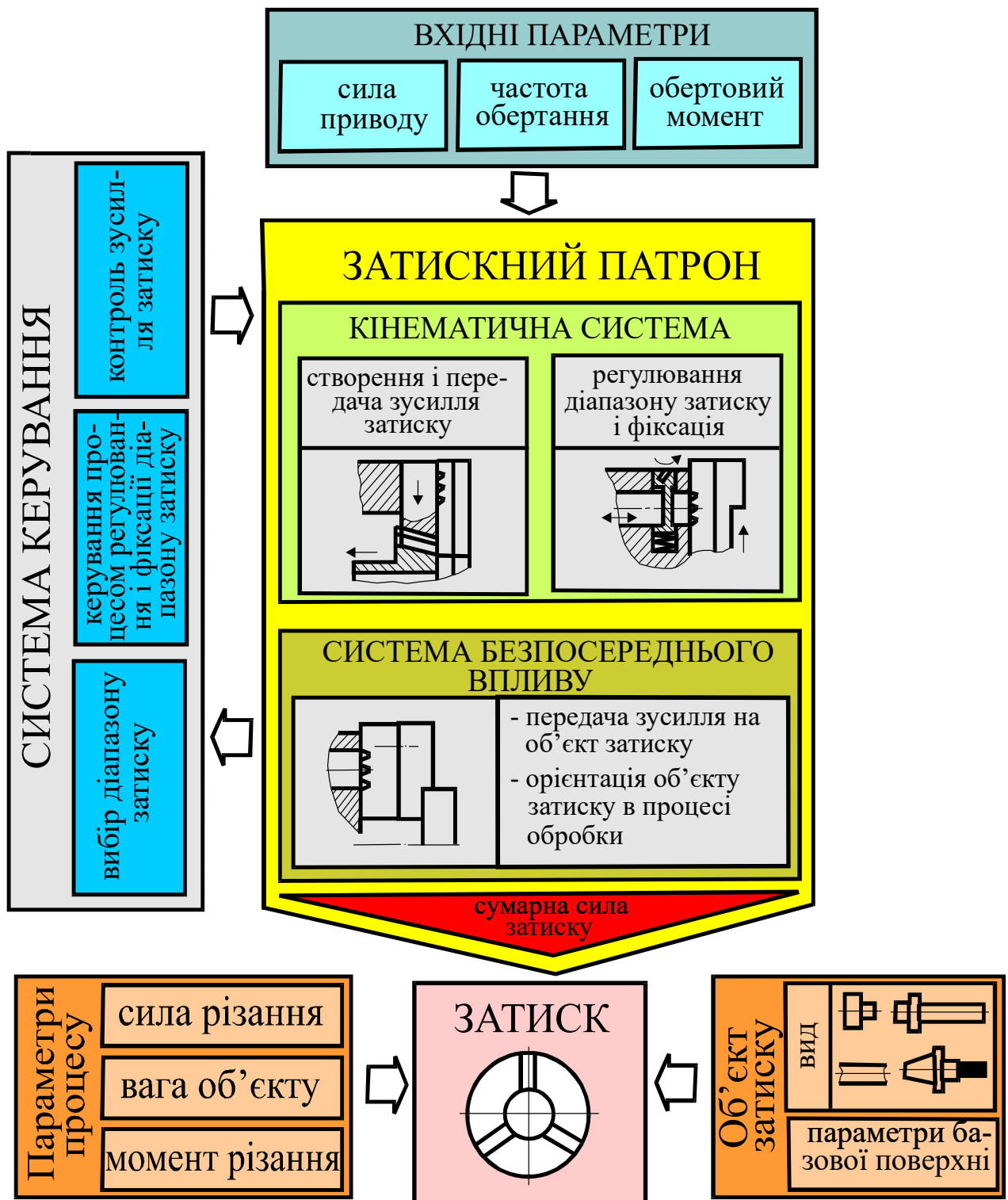


Рис.1.2. Взаємозв'язок функціональних підсистем затискних патронів із швидким переналадженням при закріпленні деталей в умовах багатомоделного виробництва

Функцію створення і передачі зусиль затиску на затискні елементи, які

безпосередньо утримують деталь в процесі обробки виконую кінематична підсистема затискного патрона із швидким переналагодженням [1, 2, 4]. Її виконання, як і у традиційних затискних пристроях, здійснюється за допомогою передавально-підсилювальних ланок. Кінематична підсистема також виконує ще одну важливу функцію у затискних патронах із швидким переналагодженням – регулювання діапазону затиску і його фіксація. Вона виконується за допомогою механізмів переналагодження. Вирішальне значення при виборі конструктивного рішення механізму переналагодження має спосіб переналагодження, тип затискного елемента та ступінь автоматизації цього процесу.

Завдання передачі зусилля затиску на об'єкт закріплення, підтримання положення і орієнтації об'єкту закріплення в процесі обробки при дії складових сили різання та сили тяжіння вирішує підсистема безпосереднього впливу [1, 2, 4]. Крім того, ця підсистема повинна передавати крутний момент для здійснення процесу різання.

Система керування виконує функції вибору діапазону затиску, керування процесом регулювання і фіксації діапазону затиску та контроль зусилля затиску [1, 2, 4]. Вибір діапазону затиску здійснюється виходячи із геометрії поверхні затиску та їх положення на затискних елементах. При цьому система керування повинна забезпечити регулювання та фіксацію діапазону затиску з мінімальними затратами часу. Важливим є забезпечення функції контролю зусилля затиску. Зменшення зусилля затиску деталі нижче допустимого рівня, яке регламентується виходячи із безпечної роботи, може призвести до виривання об'єкта закріплення із затискних елементів та спричинити непередбачувані наслідки [1, 2, 4].

1.3. Принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів

Запропоновані у [1, 2, 4] принципи переналагодження базуються на

евристичних прийомах диференціації (розчленування) затискних елементів та інтеграції (концентрації) декількох діапазонів затиску в одному затискному елементі.

Використання прийому розчленування (розбиття) затискного елемента на два (або більше) елементів (рис.1.3) дозволяє одному з них, який умовно названий об'єктом маніпулювання (ОМ), надавати різні положення відносно іншого, який умовно названий основним елементом (ОЕ) [1, 2, 4, 5]. Таким чином можна переналагоджувати затискний патрон на заданий діапазон затиску (рис.1.4). Зміна положення ОМ можлива лише за рахунок введення додаткових кінематичних ланцюгів у структуру затискного патрона.

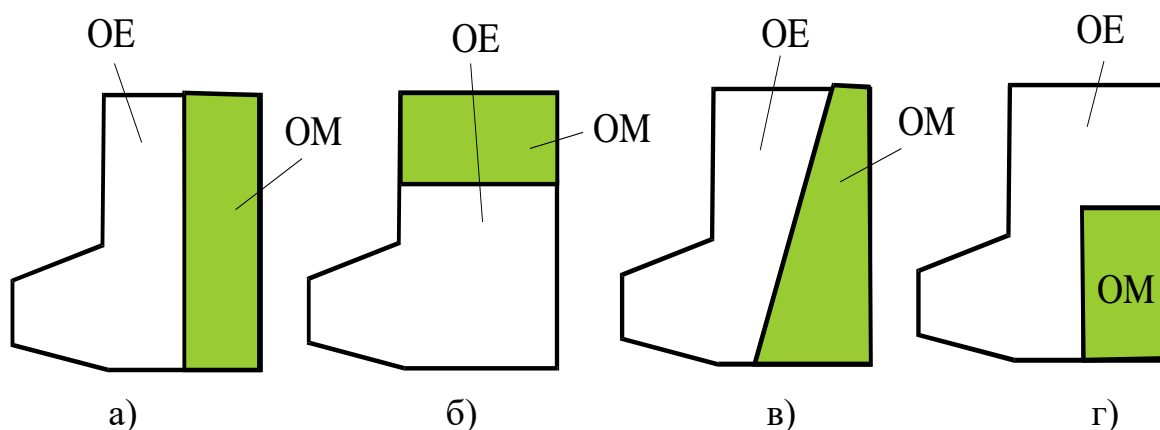


Рис.1.3. Деякі варіанти розчленування затискного кулачка: а) поздовжнє; б) поперечне; в) під кутом; г) комбіноване

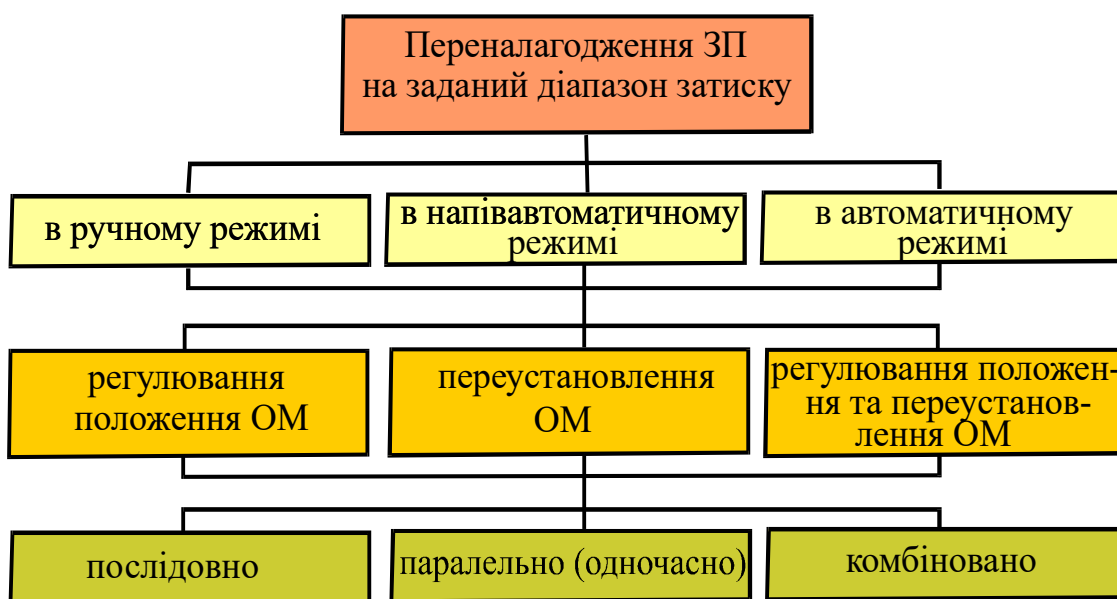


Рис.1.4. Способи переналагодження затискного патрона при розчленуванні затискних елементів

Принцип концентрації (об'єднання) реалізується за рахунок таких варіантів об'єднання діапазонів затиску в одному затискному елементі [1, 2, 4, 5]: виготовлення призматичних або клинових затискних елементів ступеневими (рис.1.5,а,е); виконання затискного елемента у вигляді фасонної призми або конуса (рис.1.5,в); розточування торців n-гранних призматичних затискних елементів під потрібні діапазони затиску (рис.1.5,б); розточування граней n-гранних призматичних або пірамідальних затискних елементів (рис.2.5,г); виготовлення затискних елементів з набору пластин однакового профілю, розвернутих одна відносно одної на деякий кут (рис.1.5,д).

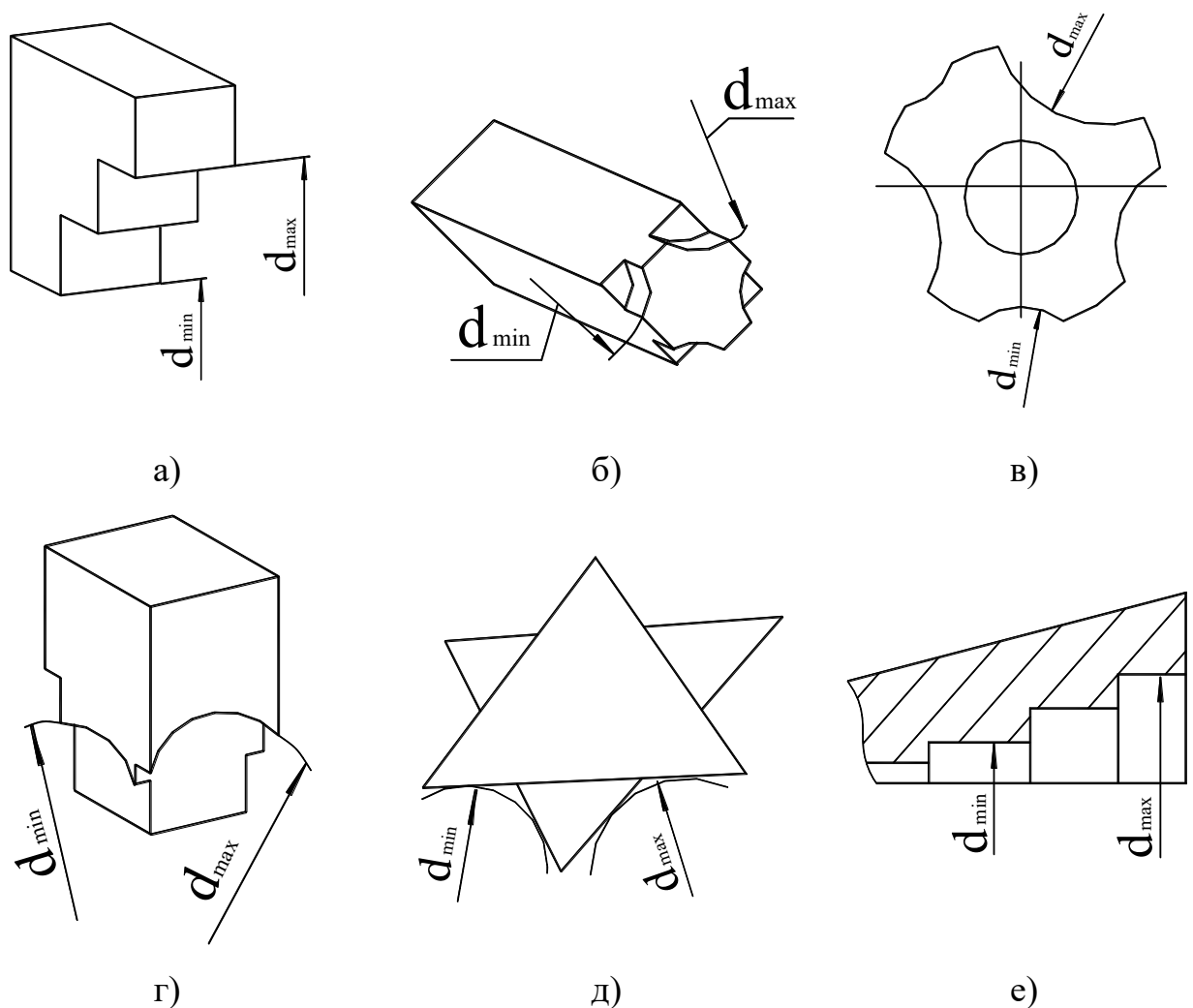


Рис.1.5. Варіанти об'єднання декількох діапазонів затиску в одному затискному елементі

Зміна діапазону закріплення залежить від типу затискного елемента і здійснюється за рахунок переходу на іншу ступінь, або маніпулюванням затискним елементом (рис.1.6).

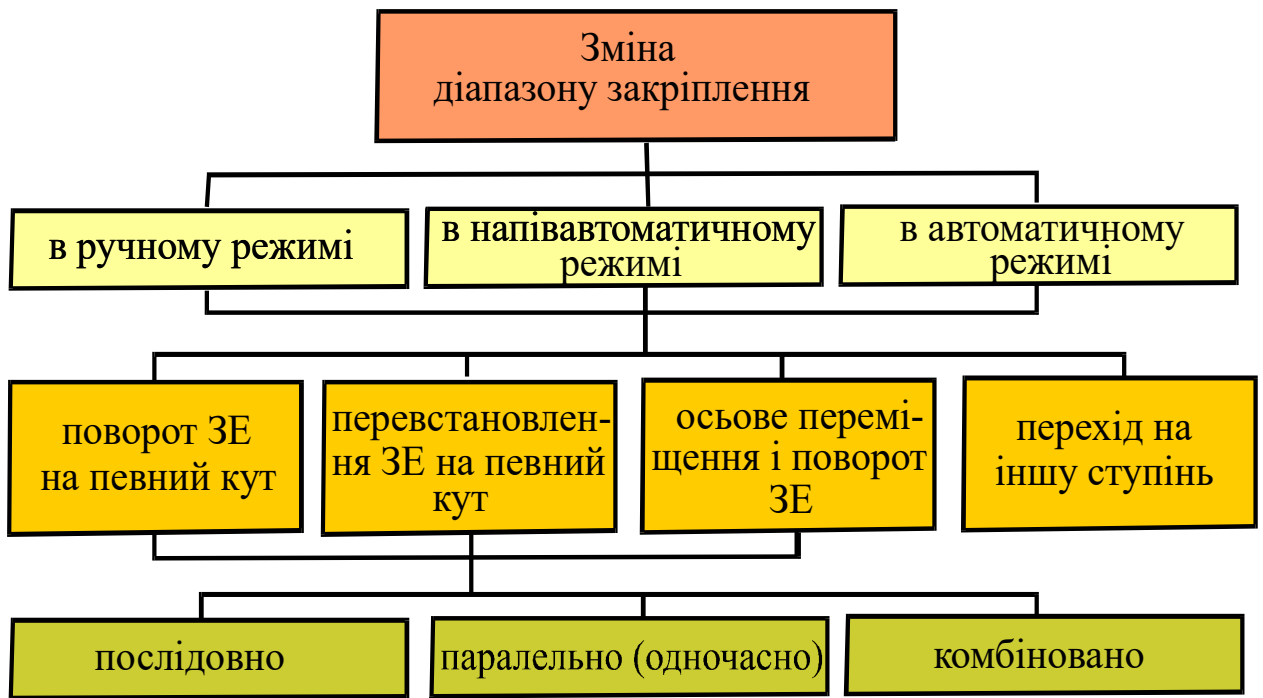


Рис.1.6. Способи переналагодження затискного патрона при об'єднанні декількох діапазонів затиску в одному затискному елементі

1.4. Аналіз конструкцій затискних патронів із поворотними багатопрофільними затискними елементами

1.4.1. Затискні патрони із поворотними багатопрофільними затискними елементами кулачкового типу

Затискний патрон із поворотними багатопрофільними затискними елементами та клинвою передавально-підсилювальною ланкою показаний на рис.1.7 (а.с. СРСР №1468674). Багатопрофільний затискний елемент виконаний у вигляді неправильної багатогранної піраміди з розточками під відповідний діапазон затиску.

Радіальне переміщення основного кулачка із змінним багатопрофільним затискним кулачком 5 здійснюється клинові пари головки 10, що приводиться в дію шляхом осьового переміщення тяги 9. Кут клину клинових пар головки 10 вибраний так, щоб отримати ефективне збільшення радіального зусилля затиску при прийнятній довжині ходу кулачка. Переналагодження змінних

багатопрофільних затискних кулачків 5 на необхідний діаметр здійснюється при натисненні на виступаючу частину фіксуючого механізму чеки 7 шляхом подолання опору пружини 8 і виведення із зачеплення бічних поверхонь чеки 7 і змінного багатопрофільного затискного кулачка 5. Як тільки змінний багатопрофільний затискний кулачок звільниться від клинового зачеплення чеки 7, у нього за рахунок того, що фігурне вікно чеки 7 виконане більшого діаметра, ніж діаметр хвостовика багатопрофільного затискного кулачка 5, з'явиться можливість осьового переміщення під дією пружини 6 на відстань, необхідну для виводу із зачеплення зв'язаних ділильних поверхонь. Для повернення багатопрофільного затискного кулачка 5 в робоче положення його осьовим переміщенням пересувають в початкове положення; при цьому чека 7 під дією пружини входить в зачеплення бічними поверхнями із багатопрофільним затискним кулачком і фіксує його від осьового переміщення.

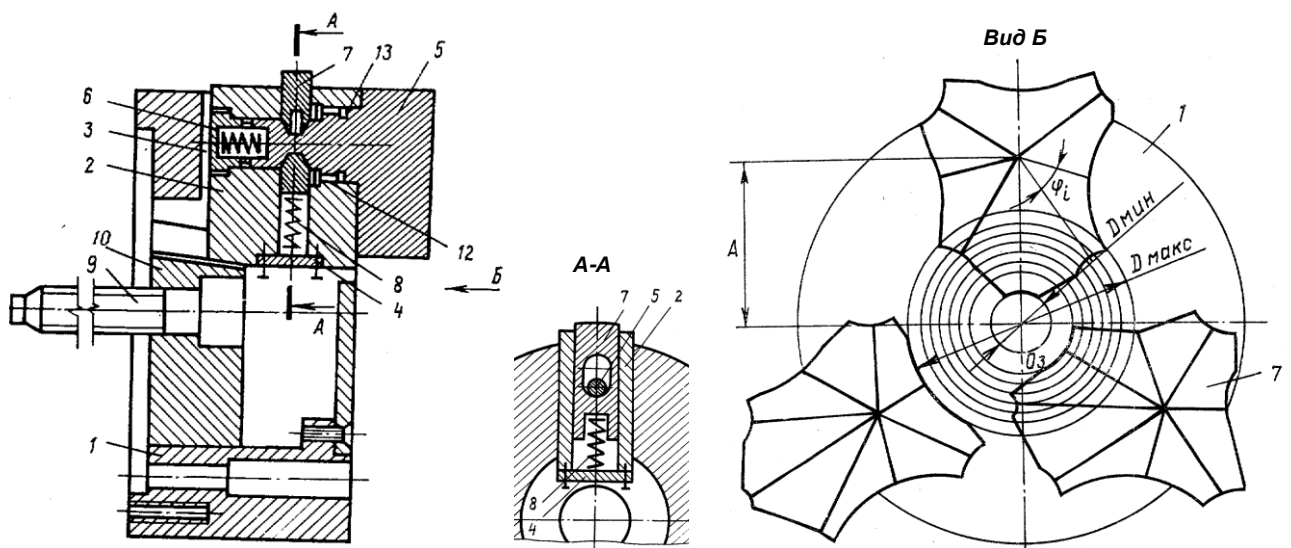


Рис.1.7. Швидкопереналагоджувальний токарний патрон із поворотними багатопрофільними затискними елементами

Токарний патрон із поворотними багатопрофільними затискними елементами циліндричного типу (патент US5460389) показаний на рис.1.8. Такий патрон містить основні затискні елементи 27, які переміщуються радіально по пазах корпусу 23. Кожен затискний елемент 27 містить зовнішню поверхню 28 та центральний Т-подібний канал 29. У цьому каналі з можливістю ковзання розташований сухар 31. На сухарях 31 виконані два

різбових отвори 33. На зовнішній поверхні 28 основних затискних елементів виконані V-подібні зубці 34.

По основних затискних елементах базуються змінні багатопрофільні затискні елементи 36 циліндричного типу. З однієї сторони затискних елементів 36 виконані чотири розточки під різні діаметри заготовки, що закріплюється. З іншої сторони затискних елементів 36 виконані 4 канавки 61 та виступи із V-подібними зубцями 71, 72, 73 і 74 для базування затискних елементів 36 на основних затискних елементах. Кріплення багатопрофільних затискних елементів 36 до основних кулачків здійснюється за допомогою болтів, які входять у різбові отвори сухарів 31. Переналагодження затискного патрона здійснюється шляхом повороту затискних елементів 36 на 90° навколо центральних осей затискних елементів при викручених із сухарів 31 болтах.

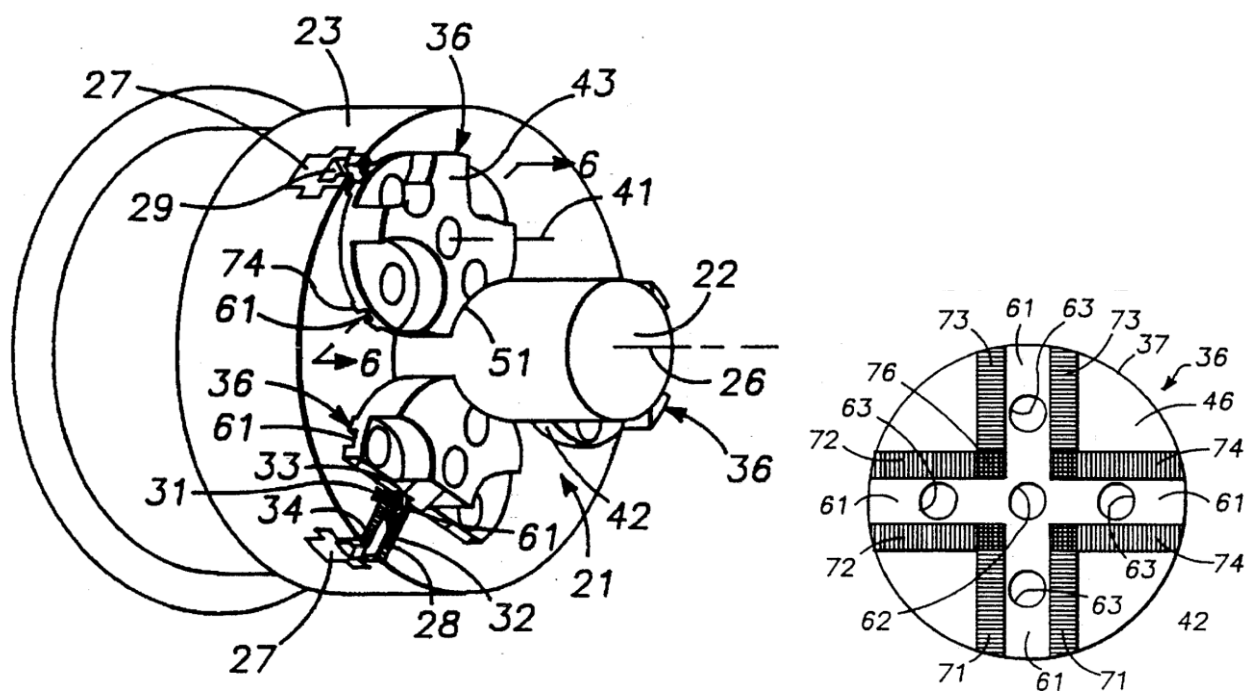


Рис.1.8. Токарний патрон із поворотними багатопрофільними затискними елементами циліндричного типу

Токарний патрон із багатопрофільними затискними елементами призматичного типу (патент JP2002137105) показаний на рис.1.9. У корпусі 22 токарного патрона розташовані напрямні 22В в яких розташовані основні кулачки 23. До основних кулачків 23 через адаптери 25 приєднані шестигранні

призматичні змінні кулачки 24. Шестигранний призматичний змінний кулачок 24 та адаптер 25 приєднуються до основного кулачка 23 за допомогою фіксуючого гвинта 26, який проходить через центральні отвори адаптера і змінного кулачка. На обох сторонах призматичних змінних кулачків 24 можна виконати по шість поверхонь затиску під різні діаметри закріплюваних заготовок. Переналагодження затискного патрона здійснюється шляхом відкручування фіксуючих гвинтів та повороту на відповідний кут, який кратний 60° , призматичних змінних кулачків 24.

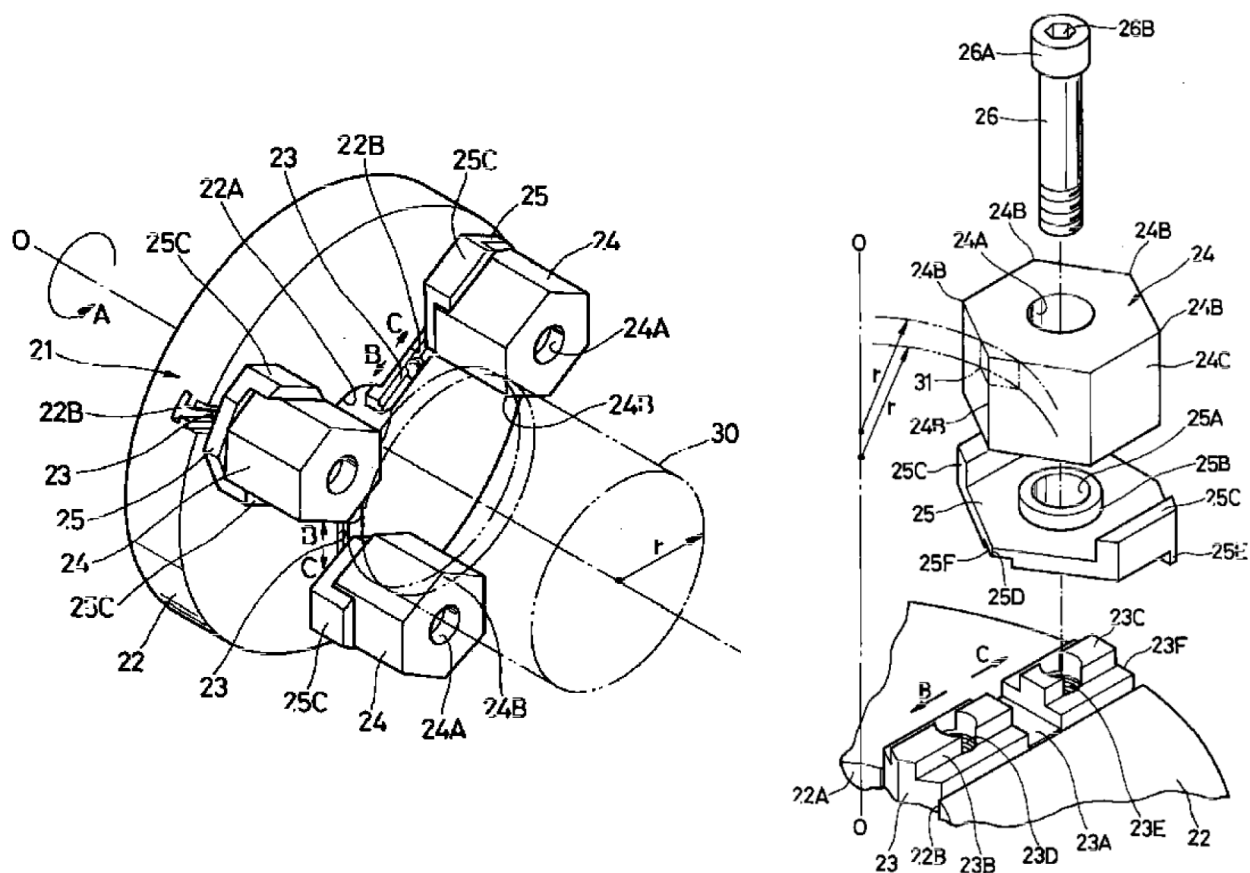


Рис.1.9. Токарний патрон із багатопрофільними затискними елементами призматичного типу

Токарний патрон із багатопрофільними затискними елементами призматичного типу (патент CN212443302) показаний на рис.1.10. Такий патрон містить основні затискні елементи 12, які переміщуються радіально по пазах корпусу 1. Кожен затискний елемент 12 містить зовнішню приєднувальну поверхню та центральний T-подібний паз. У цьому пазі розташований сухар 2.

На сухарях 2 виконаний центральний отвір і два різьбових отвори. На зовнішній поверхні основних затискних елементів 12 виконані V-подібні зубці.

По V-подібних зубцях основних затискних елементів 12 базуються монтажні блоки 3, які за допомогою гвинтів 7 та сухарів 2 закріплюються на основних затискних елементах. Шестигранні затискні елементи призматичного типу 4 базуються двома конічними отворами 9 на конічні штифти 8 монтажних блоків 3 та закріплюються на монтажних блоках за допомогою фіксуєчих гвинтів 10.

Переналагодження затискного патрона здійснюється шляхом відкручування фіксуєчих гвинтів 10 та повороту на відповідний кут, який кратний 60° , призматичних шестигранних затискних елементів 4.

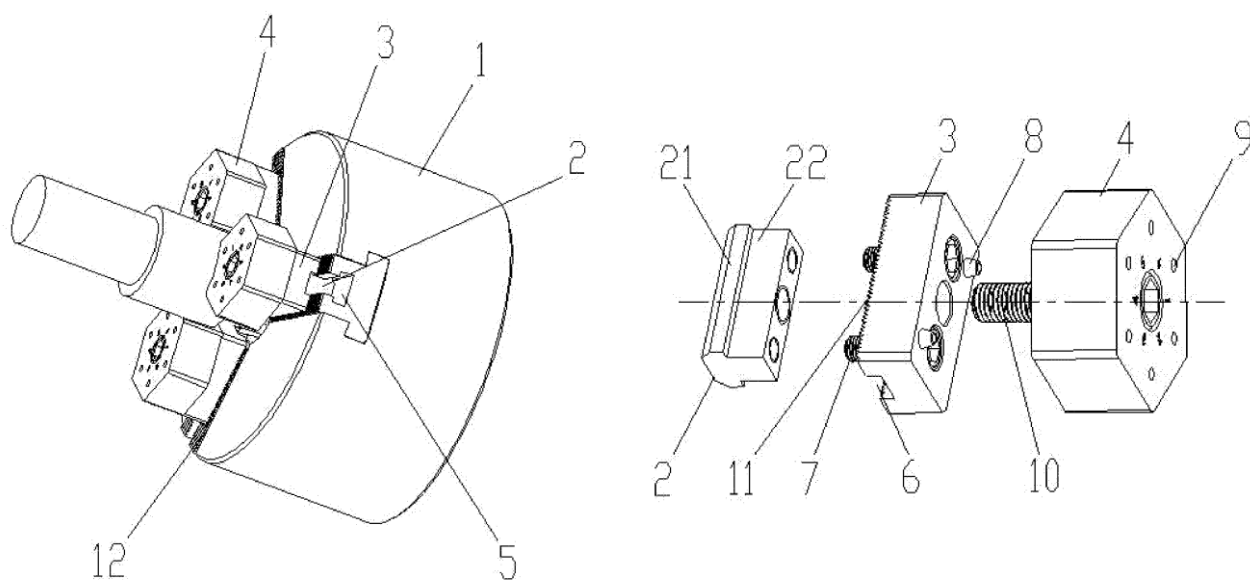


Рис.1.10. Токарний патрон із багатопрофільними затискними елементами призматичного типу

1.4.2. Затискні патрони із поворотними багатопрофільними затискними елементами плунжерного типу

Швидкопереналагоджувальний токарний патрон плунжерного типу з дискретним позиціонуванням багатопрофільних затискних елементів (рис.1.11) (а.с. СРСР №1593786) містить корпус 1, в якому під кутом розміщені плунжери 3 із затискними кулачками 2, привід переміщення плунжерів, зв'язаний із

штоком 4. Затискні кулачки 2 з плунжерами 3, оснащеними кільцевими канавками 5 для взаємодії з штоком 4, виконані поворотними навколо своєї осі з фіксацією по куту фіксатором 6 з ексцентриком 7. Затискні кулачки 2 виконані у вигляді неправильної багатокутної зрізаної піраміди, що являє собою сукупність граней 8 різного профілю і висоти. Профіль граней 8 пірамід виконаний відповідно до профілю закріплюваних заготовок 9. З одного боку плунжерів 3 встановлені підшипники 10.

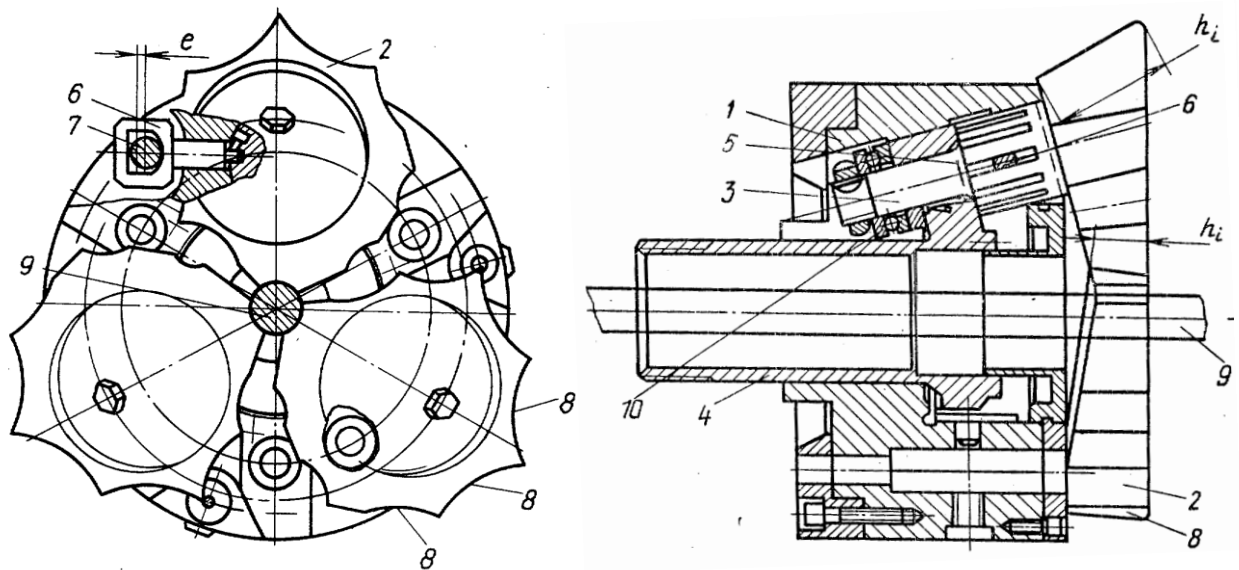


Рис. 1.11. Швидкопереналагоджувальний токарний патрон плунжерного типу з дискретним позиціонуванням багатопрофільних затискних елементів

Для переналагодження патрона спочатку здійснюють розфіксацію кулачків 2 шляхом обертання ексцентриків 7 і виведення фіксаторів 6 з фіксуючих пазів плунжерів 3. Обертанням затискних кулачків 2 з плунжерами 3 навколо своєї осі встановлюють потрібні грані 8 на позиції затиску. Після цього вводять фіксатор 6 у фіксуючий паз плунжерів 3 шляхом обертання ексцентрика 7. При переміщенні штока 4 приводом переміщення плунжерів 3 вліво відбувається затиск заготовки 9. Патрон дозволяє закріплювати прутки і штучні заготовки. Затискні кулачки 2 з плунжерами 3 можуть замінятися для додаткового розширення діапазону закріплюваних заготовок. Установка на

одну із сторін плунжера 3 підшипника 10 дозволяє зменшити необхідні сили повороту затискних кулачків 2 з плунжерами 3.

Швидкопереналагоджувальний токарний патрон плунжерного типу з одночасним позиціонуванням багатопрофільних затискних елементів вручну або автоматично (рис.1.12) (а.с. СРСР №1683884) містить корпус 1 з розташованими під кутом розточками, в яких розміщені з можливістю осьового переміщення змінні затискні кулачки 2 з хвостовиками 3, привід повороту хвостовиків, з'язаний з штоком 4. У корпусі 1 розміщена самогальмівна зубчата передача, вихідна ланка якої – черв'ячне колесо, а вхідна ланка – черв'як 6 встановлений з можливістю обертання в корпусі 1 і зв'язаний з системою управління зміни кутового положення (повороту) затискних кулачків 2, призначених для закріплення заготовок 7. На хвостовиках 3 закріплені конічні шестерні 8, що взаємодіють з центральним конічним колесом 9, встановленим на штоку 4 приводу повороту хвостовиків.

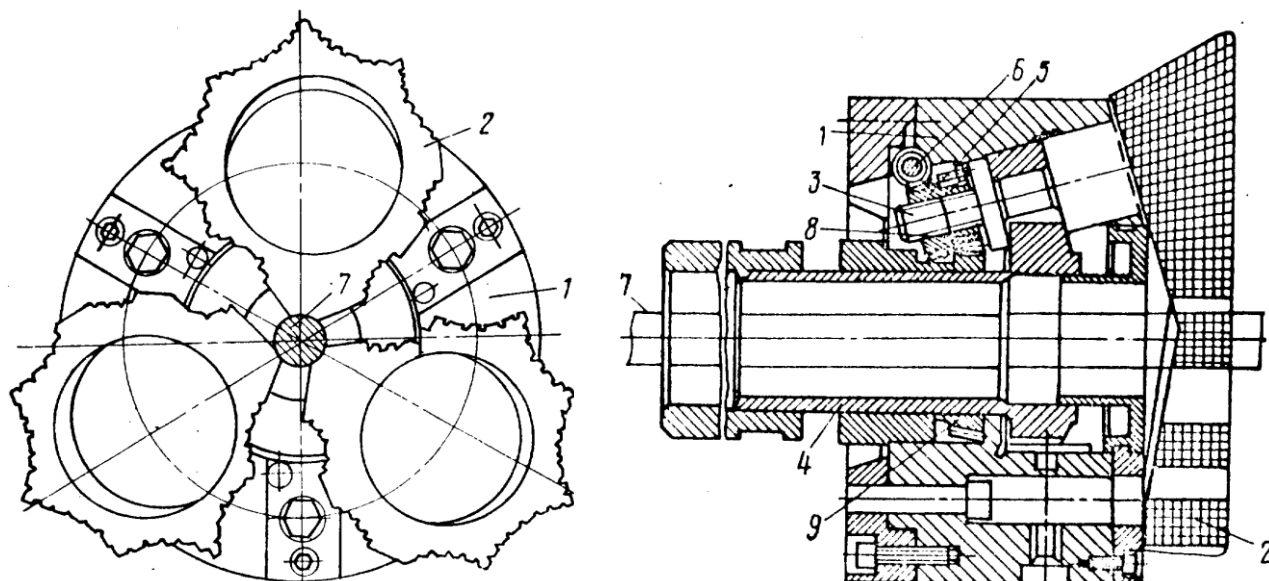


Рис. 1.12. Швидкопереналагоджувальний токарний патрон плунжерного типу з одночасним позиціонуванням багатопрофільних затискних елементів

Настроювання патрона на необхідний розмір затиску заготовки 7 проводиться при фіксованій зупинці шпинделя верстата шляхом взаємодії вхідного черв'яка 6 з системою управління зміни кутового положення кулачків 2, що закріплюють заготовку 7. При повороті на певний кут черв'яка 6

відбувається поворот черв'ячного колеса 5 і через рухоме шліцеве з'єднання між хвостовиком 3 і черв'ячним колесом 5, поворот хвостовика 3, а через центральне конічне колесо 9, встановлене на штоку 4 приводу переміщення хвостовиків і конічні шестерні 8, – одночасний синхронний поворот всіх хвостовиків 3 із затискними кулачками 2. При переміщенні штока вліво відбувається радіальне і осьове переміщення хвостовиків 3 із затискними кулачками 2 і, як наслідок, затиск заготовки 7. Розтиск заготовки 7 проводиться при переміщенні штока 4 вправо від приводу затиску.

Швидкопереналагоджувальний токарний патрон плунжерного типу з багатопрофільними затискними елементами і закритим силовим контуром для затиску коротких деталей (рис.1.13) (патент України №62143) містить корпус 2 з розташованими під кутом до осі патрона отворами, в яких розміщені плунжери 3. На задніх кінцях плунжерів 3 виконані пази, в яких розташований шток 1, що взаємодіє з приводом переміщення. Передні кінці плунжерів 3 охоплюються фасонними пазами, які виконані у виступах корпусу 2, що здійснюють силове замикання і запобігають провертанню плунжерів 3 відносно своїх осей. На передніх кінцях плунжерів виконані горизонтальні 8 (рис.1.13,а), або паралельні 9 (рис.1.13,а) до осі плунжера плоскі поверхні для приєднання призматичних 9 (рис.1.13,а), або пірамідальних 9 (рис.1.13,а) кулачків з розточками під різні діапазони діаметрів $\Delta D_1, \Delta D_2, \Delta D_3, \Delta D_4$ (рис.1.13,б; 1.13,б). В плунжерах 3 виконані отвори, осі яких перпендикулярні до плоских поверхонь в які входять хвостовики 3 і фіксуються пальцями 5, які входять у розточки 2 на хвостовиках 3 кулачків за допомогою гвинтів. Попередня фіксація кулачків по куту повороту здійснюється кульками 6, які западають у пази 1 і підпружинені пружинами 7. Центральний отвір патрона закритий кришкою 10.

При переміщенні штока 1 вліво проходить радіальне і осьове переміщення плунжерів 3 і затиск заготовки робочими поверхнями кулачків 9. При переміщенні штока 1 вліво проходить розтиск заготовки. Переналагодження патрона на інший діапазон діаметрів проходить в наступній

послідовності. При вигвинчуванні гвинта під дією пружини 4 кулачок опускається на незначну величину. Після цього його повертають на $+90^\circ$, -90° або на 180° в залежності від необхідного діапазону затиску, який фіксується підпружиненою кулькою 6. Фіксація кулачка здійснюється при його переміщенні вгору за допомогою гвинта і пальця 5.

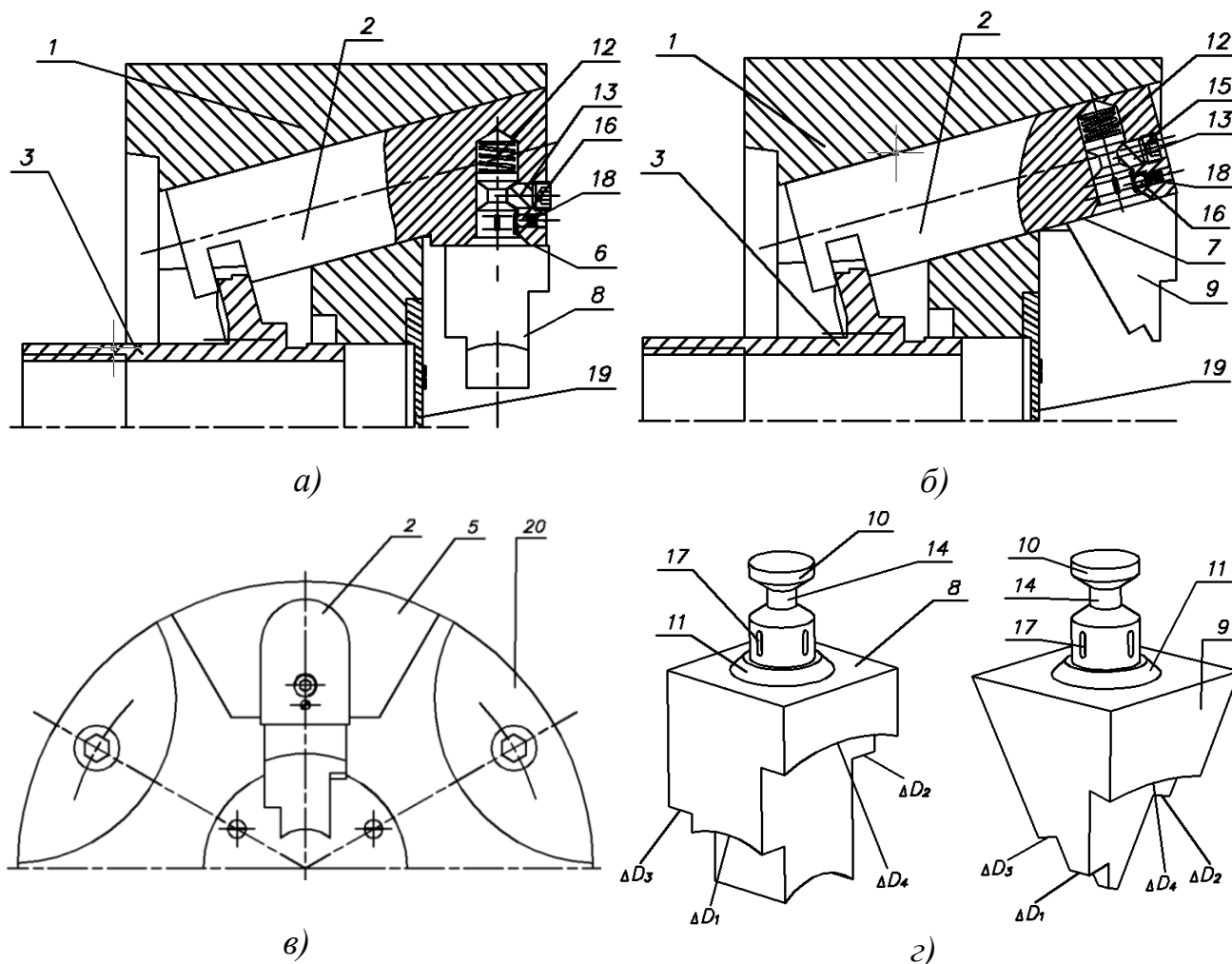


Рис. 1.13. – Швидкопереналагоджувальний токарний патрон плунжерного типу з багатопрофільними затискними елементами і закритим силовим контуром для затиску коротких деталей: а) виконання з призматичними затискними елементами; б) виконання з пірамідальними затискними елементами; в) вигляд спереду; г) багатопрофільні затискні елементи

Широкоуніверсальний затискний патрон для затиску пруткових і штучних заготовок у широкому діапазоні (патент України №43141А) приведений на рис. 1.14. Він містить короткий кінематичний ланцюг, кінцевою ланкою якого є плунжери, і довгий, кінцевою ланкою якого є затискні кулачки.

Розширення діапазону діаметрів, що затискаються, проходить за рахунок повного використання всіх кінематичних ланцюгів, що існують в патроні.

Патрон містить корпус 2 з розташованими під кутом до осі патрона отворами, в яких розміщені плунжери 3 з сухарями 4. На плунжерах 3 виконані пази, в яких розташований шток 1, що взаємодіє з приводом переміщення. На сухарях 4 плунжерів 3 виконані клинові поверхні 10, що взаємодіють з клиновими поверхнями 9 затискних кулачків 5. Кути нахилу плунжерів і клинових поверхонь протилежні. Затискні кулачки 5 мають фасонні отвори для розміщення плунжерів 3. На передніх торцях плунжерів 3 виконані приєднувальні поверхні в вигляді зубчастих торців 6, до яких кріпляться за допомогою гвинтів 8 змінні багатопрофільні затискні кулачки 7.

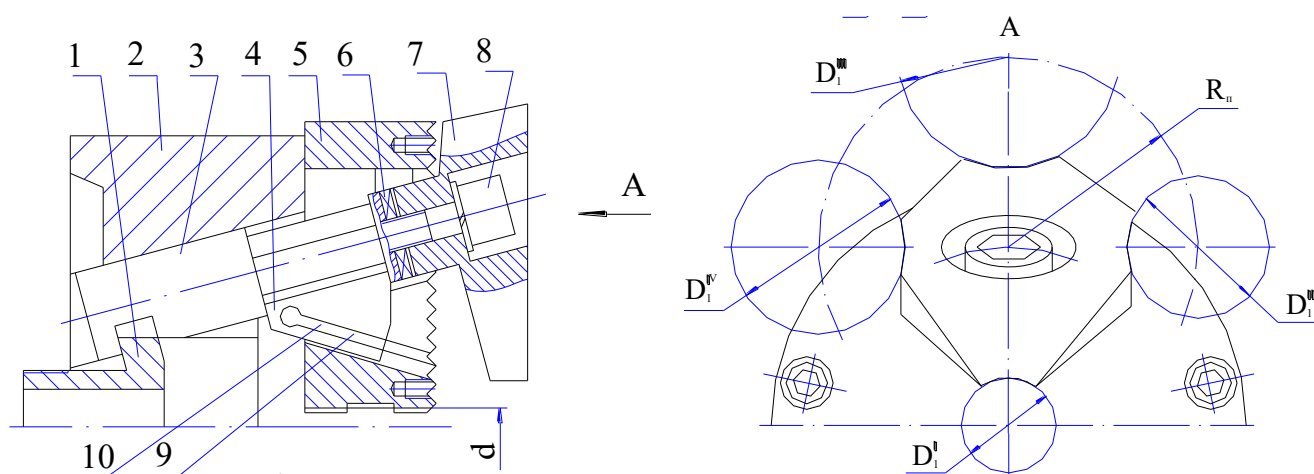


Рис. 1.14. – Широкоуніверсальний токарний патрон плунжерного типу із змінними позиційними багатопрофільними затискними елементами

При переміщенні штока 1 вліво проходить радіальне і осьове переміщення плунжерів 3. Сухарі 4 плунжерів взаємодіють з клиновими напрямними 9 затискних кулачків 5. Затискні кулачки 5 переміщуються по радіальних напрямних корпусу 2 і їх робочі поверхні затискають заготовку. При встановлених змінних багатопрофільних кулачках 7 заготовка встановлюється в їх робочі поверхні. При переміщенні штока 1 вліво плунжери 3 з встановленими на них змінними багатопрофільними кулачками 7 переміщуються в осьовому і радіальному напрямках, внаслідок чого проходить затиск заготовки. Розтиск проходить при переміщенні штока 1 вправо.

Налагодження змінних багатопрофільних кулачків 7 на затиск потрібного діапазону діаметрів здійснюється шляхом їх повороту на потрібний кут навколо осі плунжера при відпущених гвинтах 8.

1.5. Огляд існуючих досліджень і розробок по затискних патронах для затиску деталей в широкому діапазоні діаметрів

Підвищення гнучкості затискних патронів були предметом багатьох вітчизняних і зарубіжних вчених у галузі верстатобудування і механічної обробки.

Питанням оснащення автоматизованого обладнання для токарної обробки, яке працює в умовах переналагоджуваного виробництва, присвячені роботи вітчизняних і зарубіжних вчених.

В роботах Кузнецова Ю.М. і його наукової школи, пов'язаних із цим напрямком, [1, 2, 6-9] закладені наукові принципи створення самоналагоджувальних, широкодіапазонних, швидкопереналагоджуваних та багатофункціональних затискних механізмів. В них приведені типові конструкції і методики проектування таких затискних механізмів, запропонований диференціально-морфологічний метод структурно-схемного синтезу, який дозволяє створювати нові структури затискних патронів, що розширюють технологічні можливості автоматизованого обладнання для токарної обробки та верстатних модулів на його основі, а також підвищувати їх гнучкість.

Питанням створення і дослідження затискних патронів для затиску заготовок у широкому діапазоні присвячені роботи учнів Ю.М. Кузнецова – Кушика В.Г., Ахрамовича В.Н., Волошина В.Н.

В роботах Кушика В.Г. [8, 10-12] теоретично обґрунтовано і експериментально підтверджено новий принцип цангового затиску, який дозволяє синтезувати широкодіапазонні цангові патрони евристичним методом повного тангенціального розчленування затискного елемента в поперечному

перерізі, які забезпечують надійний затиск заготовок декількох діаметрів без переналадження. Приведені одержані аналітичні залежності для визначення геометричних параметрів, кінематичних і силових характеристик широкодіапазонного цангового патрона в статиці, виведено формули для розрахунку параметрів міцності, жорсткості і точності. Показано вплив багаторядної мультиплікації затискного елемента на розширення діапазону діаметрів, що затискаються, і перехід на нові принципи затиску з використанням рухомого середовища затискних елементів.

В роботах Юрчишин О.Я [8, 13] розвинута теорія створення і проектування широкодіапазонних цангових патронів стосовно визначення просторових коливань затиснутої в патроні заготовки шляхом врахування зміни радіальної динамічної жорсткості патрона по куту повороту шпинделя. Для комплексної оцінки впливу демпфуючих і пружних властивостей контактних груп широкодіапазонного цангового механізму на рівень коливань заготовки запропоновано пружно-деформаційну модель і нову математичну модель коливального процесу системи шпиндель-широкодіапазонний цанговий патрон-деталь.

Розроблені і реалізовані в нових конструкціях затискних патронів принципи розширення діапазону діаметрів закріплюваних заготовок на основі структурно-схемного синтезу з використанням двох передавально-підсилюючих ланок приведено у роботі Ахрамовича В.Н. [14]. У цій роботі проведений аналіз впливу граничних значень діаметрів заготовок, що затискаються, і частот обертання на статичні і динамічні характеристики. Приведена розроблена і досліджена багатомасова динамічна модель системи патрон-деталь, що враховує вплив статичних і динамічних характеристик на точність обробки з врахуванням прикладеної до неї змінної збуджуючої сили різання, що змінюється по кутовій координаті. У цій роботі також запропоновані аналітичні залежності розрахунку відтискань і биття вихідної ланки широкодіапазонних затискних патронів з врахуванням геометричних

факторів в спряженнях і приведенням в поперечному перерізі системи патрон-деталь до пружно-фрикційного шарніру.

Питанням створення і дослідження швидкопереналагоджуваних затискних патронів присвячені роботи Волошина В.Н. [1, 2, 4, 5, 15-17]. У цих роботах запропонований підхід до реалізації дискретно-безперервної схеми охоплення діапазону заготовок за допомогою евристичного прийому інтеграції діапазонів затиску в затискному елементі з подальшим його позиціонуванням. На підставі цього підходу розроблений матричний метод синтезу структур швидкопереналагоджуваних та широкоуніверсальних затискних патронів. На підставі розгляду схеми дії сил, прикладених до багатопрофільних затискних елементів, виконаних спільно з плунжером, виведені залежності для визначення коефіцієнтів розподілу радіальних сил затиску по довжині їх робочих поверхонь в статиці і в режимі усталеного обертання патрона. Це дозволило встановити ступінь впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів на характер розподілу радіальних сил затиску, їх рівень і визначити коефіцієнт підсилення патрона. Представлення затискного патрона у вигляді підланки реальної ланки формоутворювальної системи (вузла шпинделя) дозволило за допомогою розробленої моделі в комплексі оцінити похибки патрона, викликані дією силового навантаження, які впливають на величину відносного зміщення в зоні різання, що визначає точність оброблених поверхонь.

У роботах Луціва І.В., Волошина В.Н., Бици Р.О. [17-21] сформульовано, теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено новий принцип створення адаптивних затискних елементів (затискних елементів із автоматичним набуттям форми в процесі затиску), який полягає у навмисному введенні в їх конструкцію зон деформації, що дозволяє забезпечити прилягання контактуючої поверхні затискного елемента до поверхні затиску заготовки різних діаметрів. Також у цих роботах запропоновано використання конструктивно-функціонального синтезу для створення нових затискних пристроїв з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску, який базується на основі комплексного функціонального підходу до аналізу

взаємозв'язку між конструктивними елементами та конструктивними параметрами затискних елементів. Для вибору раціональних конструктивних параметрів та встановлення межі працездатного стану затискних елементів, які адаптуються до поверхні затиску, використано комп'ютерні моделі їх напружено-деформованого стану.

Питаннями створення і дослідження затискних патронів для затиску штучних заготовок в широкому діапазоні займався Інститут верстатів та технології виробництва Берлінського технічного університету (IWF TU-Berlin). У роботах [22, 23] приведені результати розробки і дослідження адаптивних затискних елементів з поперечним перерізом кругоподібної форми, які самостійно адаптуються до поверхні затиску деталі. У роботі за допомогою методу скінчених елементів проведено оцінку різних конструкцій затискних адаптивних затискних елементів. Було розглянуто взаємний вплив затискного елемента і заготовки в зоні контакту і отримано оптимальну структуру затискного елемента. Експериментально встановлено кореляційний зв'язок між адаптивними затискними елементами і затискними елементами із «жорсткою геометрією» поверхні затиску відносно точності і надійності затиску.

1.6. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Аналіз показав, що до затискних патронів із швидким переналагодженням крім основних вимог ставляться вимоги забезпечення гнучкості, до яких відносяться переналагоджуваність, широкодіапазонність, універсальність, багатофункціональність.

2. Виконання основної функції – закріплення деталей в умовах багатоменклатурного виробництва – забезпечується функціональною структурою затискного патрона із швидким переналагодженням. В цю структуру входять наступні підсистеми: кінематична підсистема, яка виконує функцію створення і передачі зусиль затиску на затискні елементи та

регулювання діапазону затиску; підсистема безпосереднього впливу, яка забезпечує передачу зусилля затиску на об'єкт закріплення, підтримання його положення орієнтацію в процесі обробки при дії складових сили різання; підсистема керування, яка виконує функції вибору діапазону затиску, керування процесом регулювання і фіксації діапазону затиску та контроль зусилля затиску.

3. Існуючі принципи швидкого переналагодження затискних патронів базуються на евристичних прийомах диференціації (розчленування) затискних елементів та інтеграції (концентрації) декількох діапазонів затиску в одному затискному елементі.

4. Проведений аналіз затискних патронів із поворотними багатопрофільними затискними елементами показав, що в основному вони виконуються на базі кулачкових та плунжерних затискних патронів. В якості багатопрофільних затискних елементів використовуються в основному призматичні n-гранні затискні елементи, розточені дискові та фасонні затискні елементи. Багатопрофільні затискні елементи в основному фіксуються на основних кулачках, які мають радіальне переміщення, або виконуються разом із плунжерами чи кріпляться до них за допомогою спеціально виконаних приєднувальних поверхонь.

5. Огляд існуючих досліджень і розробок по затискних патронах для затиску деталей в широкому діапазоні діаметрів показав:

5.1. Для створення нових перспективних конструкцій затискних патронів із швидким переналагодженням доцільно використовувати диференціально-морфологічний метод структурно-схемного синтезу, евристичні прийоми розчленування затискного елемента в поперечному перерізі, евристичні прийоми інтеграції діапазонів затиску в затискному елементі та матричного методу структурно-схемного синтезу, використання двох і більше передавально-підсилюючих ланок, навмисного введенні конструкцію затискних елементів зон деформації, що дозволяє затискним елементам автоматично набувати форму поверхні затиску.

5.2. Велика увага у проаналізованих роботах приділяється розробленню математичних моделей для визначення кінематичних, силових і динамічних характеристик затискних патронів із швидким переналагодженням. Також у багатьох роботах приведені динамічні моделі для визначення просторових коливань затиснутої в патроні заготовки шляхом врахування зміни радіальної динамічної жорсткості патрона по куту повороту шпинделя, пружно-деформаційні моделі, а також моделі точності, що дозволяють в комплексі оцінити похибки затискного патрона, викликані геометричними похибками та похибками, викликані дією силового навантаження.

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження в рамках виконуваної кваліфікаційної роботи та сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є розроблення затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстату з ЧПК та дослідження напружено-деформованого стану поворотних затискних елементів від дії статичного силового навантаження.

Об'єкт дослідження – затискний патрон плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстату з ЧПК.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан поворотних призматичних затискних елементів в залежності від сили затиску та положення поворотних призматичних затискних елементів.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній роботі магістра сформульовані для реалізації такі **задачі**:

1. Привести вимоги до затискних патронів із швидким переналагодженням та їх основні характеристики
2. Провести аналіз функціональної структури затискних патронів із швидким переналагодженням та її підсистем, а також функцій які вони виконують.

3. Проаналізувати принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів та їх реалізацію.

4. Провести аналіз відомих конструкцій затискних патронів із поворотними багатопрофільними затискними елементами кулачкового та плунжерного типів

4. Провести аналіз наукових досліджень і розробок по затискних патронах для затиску деталей в широкому діапазоні діаметрів.

5. Розробити конструкцію шпиндельного вузла приводу головного руху токарного верстата з ЧПК.

6. Провести розрахунок статичних та динамічних характеристик шпиндельного вузла токарного верстата з ЧПК.

7. Розробити конструкцію затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичним кулачками для оснащення токарного верстата з ЧПК.

8. Провести з використанням CAD/CAE-системи моделювання напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків під дією статичного силового навантаження.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Кінематика приводу головного руху токарного верстата з ЧПК

Кінематична схема приводу головного руху токарного верстата з ЧПК приведена на рис. 2.1. Джерелом руху є двигун M постійного струму потужністю 15 кВт з максимальною частотою обертання 3500 об/хв, який через двохвалову розширювальну коробку швидкостей через зубчатопасову передачу із шківками з числами зубів $z=84$ та $z=84$ передає рух на шпиндель.

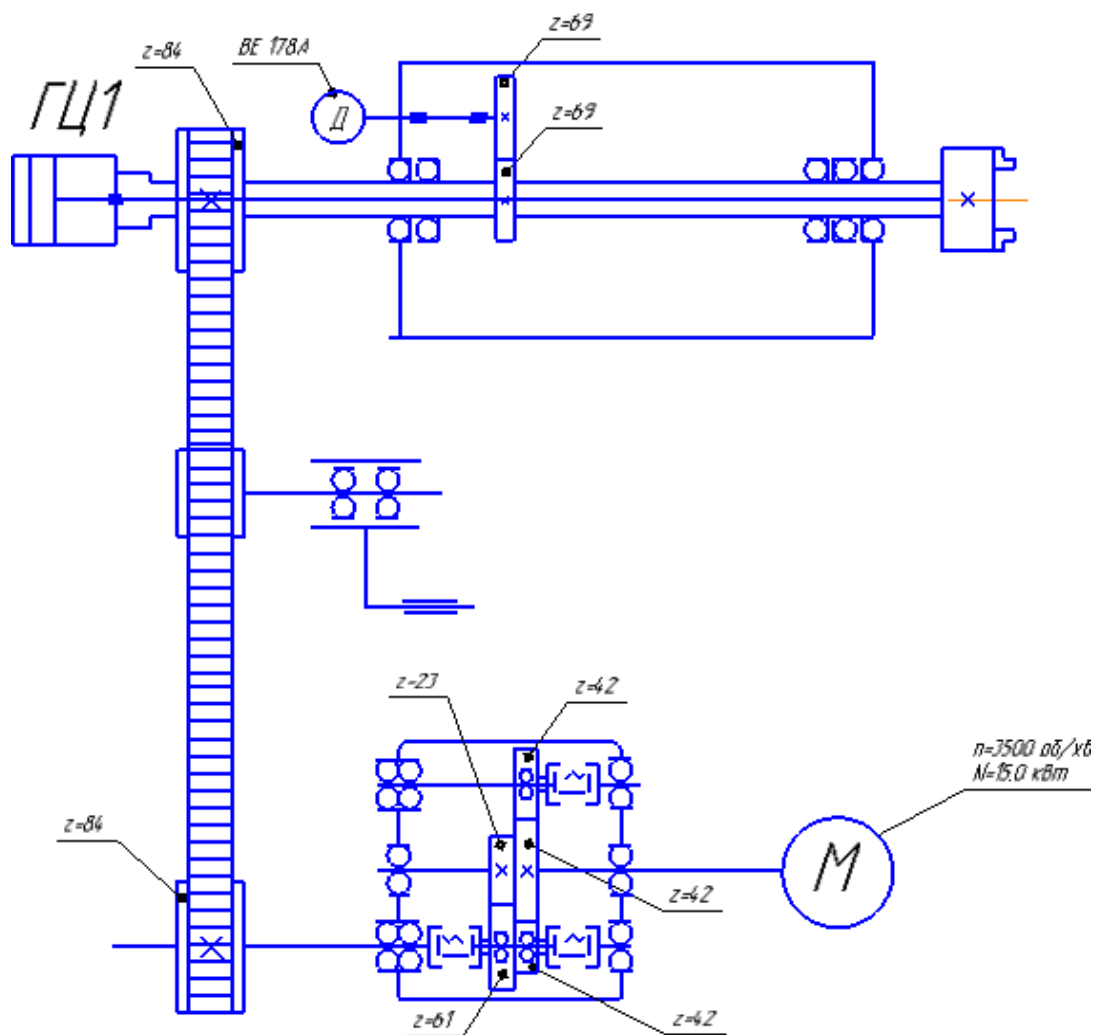


Рис. 2.1. Кінематична схема приводу головного руху токарного верстата з ЧПК

Верхній діапазон частот обертання шпинделя забезпечується включенням електромагнітної муфти, яка забезпечує передачу руху через циліндричні

зубчаті колеса $z=42$ та $z=42$. Нижній діапазон обертання шпинделя забезпечується включенням електромагнітної муфти, яка забезпечує передачу руху через циліндричні зубчаті колеса $z=23$ та $z=61$.

Фотоелектричний круговий перетворювач Д мод ВЕ 178А служить датчиком зворотного зв'язку, який зв'язаний із шпинделем через циліндричні зубчаті колеса із числами зубів $z=69$ та $z=69$. Переміщення труби затиску здійснюється від гідроциліндра Ц1.

2.2. Проектування шпиндельного вузла приводу головного руху

2.2.1. Вибір компоновальної схеми шпиндельного вузла та типу опор

Компоновальну схему шпиндельного вузла (рис. 2.2) вибираємо по максимальній частоті обертання шпинделя та потужності приводу головного руху [24]. Вона передбачає встановлення радіально-упорних підшипників по схемі триплекс тандем «О» в передній опорі та по схемі дуплекс «О» в задній опорі. Попередній натяг таких опор може бути легким, середнім та важким і забезпечується при виготовленні комплекту підшипників.



Рис. 2.2. Компоновальна схема шпиндельного вузла

Підшипники передньої опори вибираємо прийнявши діаметр шийки шпинделя під передню опору 90 мм. За [25] виберемо радіально-упорні шпиндельні підшипники марки 36118К. Підшипники задньої опори вибираємо прийнявши діаметр шийки шпинделя під задню опору 75 мм. За [25] виберемо радіально-упорні шпиндельні підшипники марки 36115К. Характеристики підшипників передньої та задньої опор приведені в табл. 2.1.

Максимально допустима частота обертання шпинделя для шпиндельних вузлів, встановлених на опорах кочення, згідно [25] визначається за залежністю:

$$[n_{max}] = n_{nmax} f_r, \quad (2.1)$$

де n_{nmax} – максимальна частота обертання підшипника, хв.⁻¹; f_r – фактор, який враховує компоновальну схему.

Таблиця 2.1. Характеристики радіально-упорних підшипників шпинделя

№п/п	Характеристика підшипника	Позначення	Значення	
			36118К	36115К
1.	Внутрішній діаметр	d, мм	90	75
2.	Зовнішній діаметр	D, мм	140	115
3.	Ширина підшипника	B, мм	24	20
4.	Динамічна вантажопідйомність	C _{dyn} , кН	56	37.5
5.	Статична вантажопідйомність	C ₀ , кН	55	34.5
6.	Максимальна частота обертання	n, хв. ⁻¹	7500	10000
7.	Сила натягу:			
	– легкий натяг	F _{VL} , Н	360	240
	– середній натяг	F _{VM} , Н	1080	720
8.	Кут контакту	α, град	15	15
9.	Вага підшипника	m, кг	1.2	0.665

При легкому натягу в підшипниках $f_r = 0,65$ [25] для вибраної компоновальної схеми (рис. 2.2) шпиндельного вузла. максимально допустима частота обертання шпинделя по передній опорі буде мати значення:

$$[n_{max}] = 7500 \cdot 0,65 = 4875 \text{ хв}^{-1} > n_{max} = 4000 \text{ хв}^{-1}.$$

Отже, підшипники шпинделя по допустимій частоті обертання вибрані правильно.

2.2.2. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпинделя

Відповідно до [25] комплексну опору, що складається з декількох підшипників, подають у вигляді передньої умовної опори 1 та задньої умовної

опори 2 (рис. 2.3).

При цьому одним дворядним підшипником рахують здвоєні підшипники, встановлені по схемі «тандем».

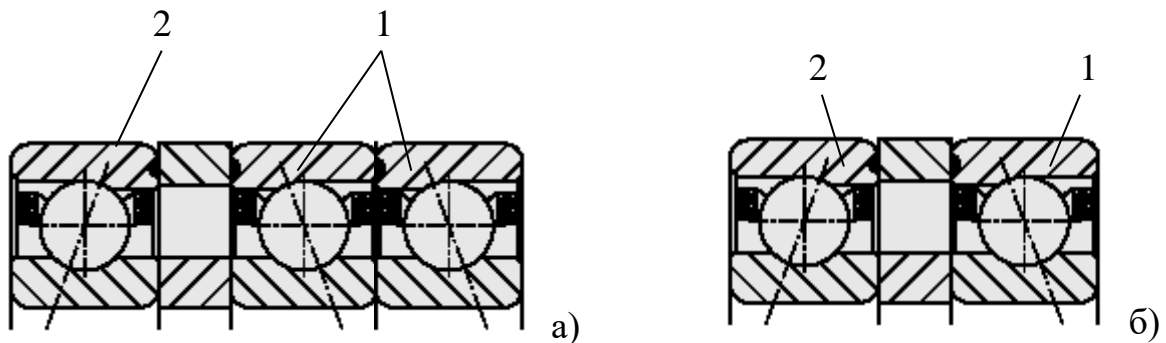


Рис. 2.3. Передня (а) та задня (б) опори шпиндельного вузла

За [25] осьова жорсткість комплексної передньої опори визначиться за залежністю:

$$j_{on} = 1,5 \cdot C^{\frac{2}{3}} \cdot F_H^{\frac{1}{3}} \cdot \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right), \quad (2.2)$$

де C – коефіцієнт жорсткості підшипника, $C = 10^5 \cdot z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} \alpha \cdot \sqrt{1.25 d_{uu}}$; F_H – сила натягу; z – число тіл кочення в підшипнику ($z=15$); d_{uu} – діаметр кульки ($d_{uu} = 14.3$); i_1, i_2 – число підшипників в умовних опорах 1 і 2; α – фактичний кут контакту в підшипнику, який змінюється під дією попереднього натягу. При $\frac{F_H \cdot 1000}{z \cdot (d_{uu})^2} = 117.37$, $\Delta\alpha = 0.8$ [25]. Тоді $\alpha = 15 + \Delta\alpha = 15.8^\circ$.

Підставивши всі значення отримаємо:

$$C = 10^5 \cdot 15 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 15.8 \cdot \sqrt{1.25 \cdot 14.3} = 24.53 \cdot 10^4,$$

$$j_{on} = 1,5 \cdot (24.53 \cdot 10^4)^{\frac{2}{3}} \cdot 360^{\frac{1}{3}} \cdot \left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right) = 10.82 \cdot 10^4 \text{ Н/мм.}$$

Осьова жорсткість комплексної задньої опори визначить аналогічно, але фактичний кут буде рівним при $\frac{F_H \cdot 1000}{z \cdot (d_{uu})^2} = 113.31$, $\Delta\alpha = 0.6$. Тоді $\alpha = 15 + \Delta\alpha = 15.6^\circ$.

Підставивши всі значення отримаємо:

$$C = 10^5 \cdot 14 \cdot \sin^{\frac{5}{2}} 15.6 \cdot \sqrt{1.25 \cdot 12.3} = 20.59 \cdot 10^4,$$

$$j_{oz} = 1,5 \cdot (20.59 \cdot 10^4)^{\frac{2}{3}} \cdot 240^{\frac{1}{3}} \cdot \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right) = 6.502 \cdot 10^4 \text{ Н/мм.}$$

Радіальна жорсткість умовної опори визначиться за залежністю:

$$j_{r(2)} = \frac{K_4 \cdot i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} \cdot j_a}{1,5 \cdot \text{tg}^2 \alpha \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}\right)}, \quad (2.3)$$

де K_4 – коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення; i_1, i_2 – число підшипників в першій та другій умовній опорі відповідно; α – фактичний кут контакту в підшипнику, град.

За [25] $K_4 = 0,4$.

Для передньої опори шпинделя:

- радіальна жорсткість умовної опори 1:

$$j_{p1}^n = \frac{0,4 \cdot 2^{\frac{2}{3}} \cdot 10.82 \cdot 10^4}{1,5 \cdot \text{tg}^2 15^\circ \left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right)} = 24.66 \cdot 10^4 \text{ Н/мм.}$$

- радіальна жорсткість умовної опори 2:

$$j_{p2}^n = \frac{0,4 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 10.82 \cdot 10^4}{1,5 \cdot \text{tg}^2 15^\circ \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right)} = 20.09 \cdot 10^4 \text{ Н/мм.}$$

Для задньої опори шпинделя радіальна жорсткість умовних опор 1 та 2:

$$j_{p1}^3 = j_{p2}^3 = \frac{0,52 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 6,502 \cdot 10^4}{1,5 \cdot \text{tg}^2 15^\circ \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}}\right)} = 12,07 \cdot 10^4 \text{ Н/мм.}$$

Радіальна жорсткість передньої опори сумарна:

$$j_p^n = j_{p1}^n + j_{p2}^n = 24.66 \cdot 10^4 + 20.09 \cdot 10^4 = 44.75 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}$$

Радіальна жорсткість задньої опори сумарна:

$$j_{p2} = j_{p1}^n + j_{p2}^n = 12.07 \cdot 10^4 + 12.07 \cdot 10^4 = 24.14 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}$$

2.2.3. Визначення радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя

При наближених проектних розрахунках шпиндель, встановлений на підшипникових опорах (рис. 2.4.), замінюють двохопоруною балкою, до якої на віддалі c від середини передньої опори прикладена сила F .

Загальна податливість шпиндельного вузла визначається за залежністю [25]:

$$k = \frac{c^2}{3E} \left[\frac{c}{I_2} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_1} \right] + k_1 \left[\frac{c(1-\varepsilon)+l}{l} \right]^2 + k_2 (1-\varepsilon) \left(\frac{c}{l} \right)^2, \quad (2.4)$$

де E – модуль пружності матеріалу шпинделя; c та l – відповідно виліт переднього кінця шпинделя та міжопорна віддаль; k_1, k_2 – податливості відповідно передньої і задньої опор шпинделя; I_1, I_2 – осьові моменти інерції перерізу шпинделя відповідно на робочому кінці і між опорами; ε – коефіцієнт, що враховує наявність в передній опорі моменту защемлення.

Виходячи із критерію отримання мінімальної податливості рівняння (2.4) диференціюється по l і прирівнюється до нуля: $dk/dl = 0$.

Після диференціювання отримуємо рівняння третього порядку для визначення l_{opt} :

$$l^3 - \left[\frac{6EI_1 k_1}{c} l + 6EI_1 (k_1(1-\varepsilon) + k_2) \right] = 0. \quad (2.5)$$

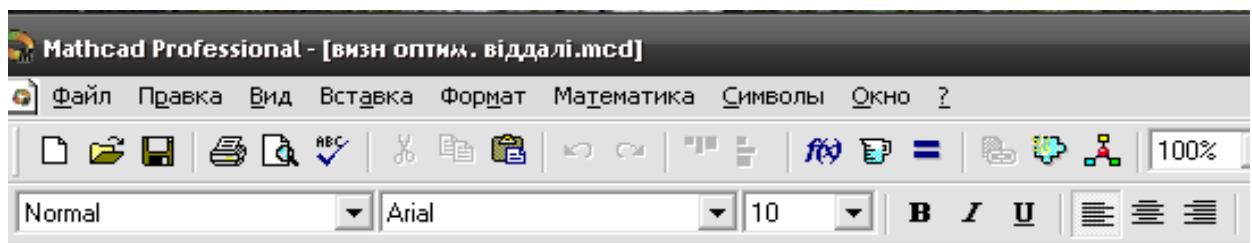
По вихідних даних для розрахунку (табл. 2.2), рівняння (2.5) розв'язувалось за допомогою пакета прикладних програм MathCAD.

Результати визначення міжопорної віддалі приведені на рис.2.4.

Зміна жорсткості шпинделя в залежності від зміни між осьової віддалі від l_{opt} до 500 мм приведена на рис. 2.5.

Таблиця 2.2. Вихідні дані для автоматизованого розрахунку міжопорної віддалі

№п/п	Назва величини	Позначення, одиниці вимірювання	Числове значення
1.	Момент інерції перерізу в міжопорній частині шпинделя	$I_1, \text{мм}^4$	$1.545 \cdot 10^6$
2.	Момент інерції перерізу переднього кінця шпинделя	$I_2, \text{мм}^4$	$2.612 \cdot 10^6$
3.	Модуль пружності	$E, \text{Н/мм}^2$	$2.1 \cdot 10^5$
4.	Податливість передньої опори	$k_1, \text{мм/Н}$	$2.235 \cdot 10^{-6}$
5.	Податливість задньої опори	$k_2, \text{мм/Н}$	$4.143 \cdot 10^{-6}$
6.	Виліт переднього кінця шпинделя	$c, \text{мм}$	53.7
7.	Коефіцієнт защемлення передньої опори	ε	0,15



ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ МІЖОПОРНОЇ ВІДДАЛІ

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad c := 53.7 \text{ мм} \quad I_1 := 1.545 \times 10^6 \text{ мм}^4 \quad I_2 := 2.612 \times 10^6 \text{ мм}^4$$

$$\varepsilon := 0.15 \quad k_1 := 2.235 \times 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}} \quad k_2 := 4.143 \times 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Перше наближення

$$l := 350 \text{ мм}$$

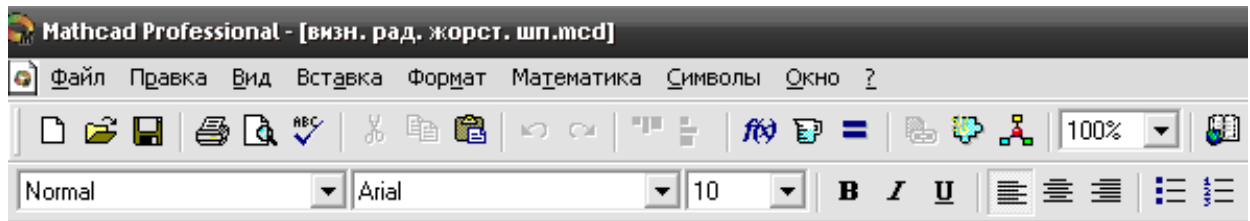
Рівняння для визначення оптимальної міжопорної віддалі:

$$f(l) := l^3 - \frac{6 \cdot E \cdot I_1 \cdot k_1}{c} - 6 \cdot E \cdot I_1 \cdot [k_1 \cdot (1 - \varepsilon) + k_2] \quad +$$

Оптимальна міжопорна віддаль:

$$\text{root}(f(l), l) = 227.949 \text{ мм}$$

Рис. 2.4. Визначення міжопорної віддалі шпиндельного вузла у пакеті прикладних програм MathCAD



ВИЗНАЧЕННЯ РАДІАЛЬНОЇ ЖОРСТКОСТІ ПЕРЕДНЬОГО КІНЦЯ ШПИНДЕЛЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad c := 55 \text{ мм} \quad I_1 := 1.545 \times 10^6 \text{ мм}^4 \quad I_2 := 2.612 \times 10^6 \text{ мм}^4$$

$$\nu := 0.15 \quad k_1 := 2.235 \times 10^{-6} \frac{\text{ММ}}{\text{Н}} \quad k_2 := 4.143 \times 10^{-6} \frac{\text{ММ}}{\text{Н}}$$

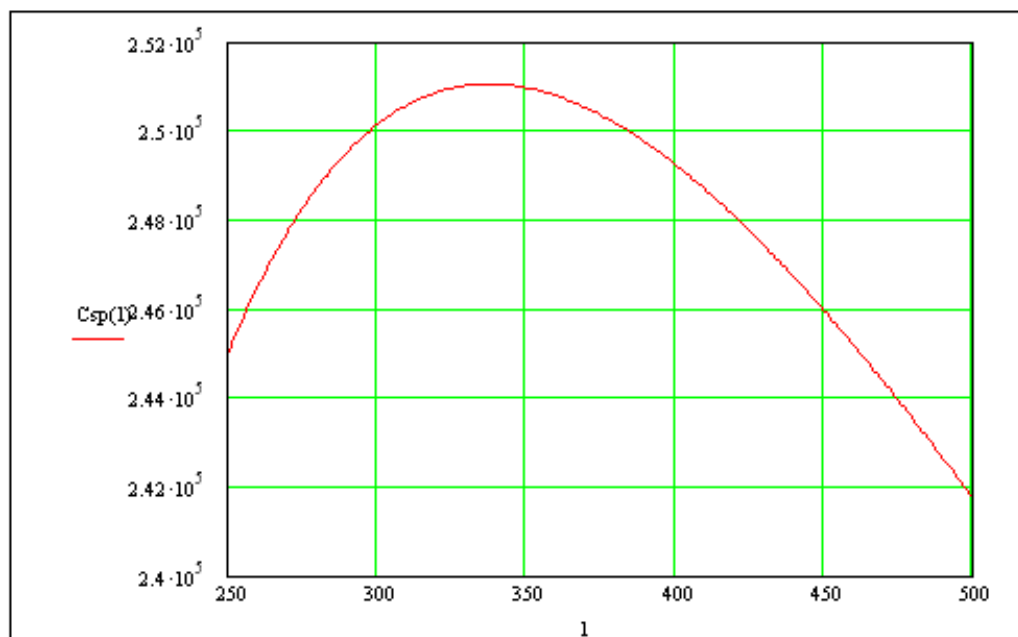
$$l := 250..500 \text{ мм}$$

Податливість переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла:

$$k(l) := \frac{c^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{c}{I_2} + \frac{1 \cdot (1 - \nu)}{I_1} \right] + k_1 \cdot \left[\frac{c \cdot (1 - \nu) + l}{l} \right]^2 + k_2 \cdot (1 - \nu) \cdot \left(\frac{c}{l} \right)^2$$

Жорсткість переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла:

$$C_{sp}(l) := \frac{1}{k(l)}$$



Жорсткість переднього кінця шпинделя при $l := 370$ $C_{sp}(370) = 2.505 \times 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

Рис. 2.5. Визначення радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя у пакеті прикладних програм MathCAD

Міжосьову віддаль $l = 370$ мм приймаємо виходячи із конструктивних міркувань.

Радіальна жорсткість переднього кінця шпindelного вузла за результатами розрахунку при $l = 370$ мм становить $j_{rSP} = 2.505 \cdot 10^5$ Н/мм.

2.2.4. Динамічний розрахунок шпindelного вузла мотор-шпindelя

2.2.4.1. Розрахункова схема і вихідні дані для розрахунку

Для визначення динамічних характеристик шпindelного вузла розроблена розрахункова схема, яка приведена на рис. 2.6.

Вихідні дані для розрахунку: маса затискного патрона – $m_{01} = 32.4$ кг; маса гідравлічного затискного циліндра – $m_{03} = 37.5$ кг; маса веденого шківa – $m_{02} = 7.82$ кг; маси ділянок шпindelя $m_1 = 1.74$ кг, $m_2 = 5.45$ кг, $m_3 = 4.1$ кг.

2.2.4.2. Приведення мас до характерних точок шпindelя

Приведення мас здійснюється із рівності перших власних частот коливань. Звідки випливає загальна формула для приведення мас, яка має вигляд:

$$m_j = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = \mu m_i, \quad (2.6)$$

де j та i – точка приведення маси та точка з якої переносять масу відповідно; m_j та m_i – приведена маса та маса, яка переноситься, відповідно; δ_{ii} та δ_{jj} – коефіцієнти впливу податливості від дії одиничної сили в точці де розташована маса, що приводиться, та в точці перенесення маси відповідно.

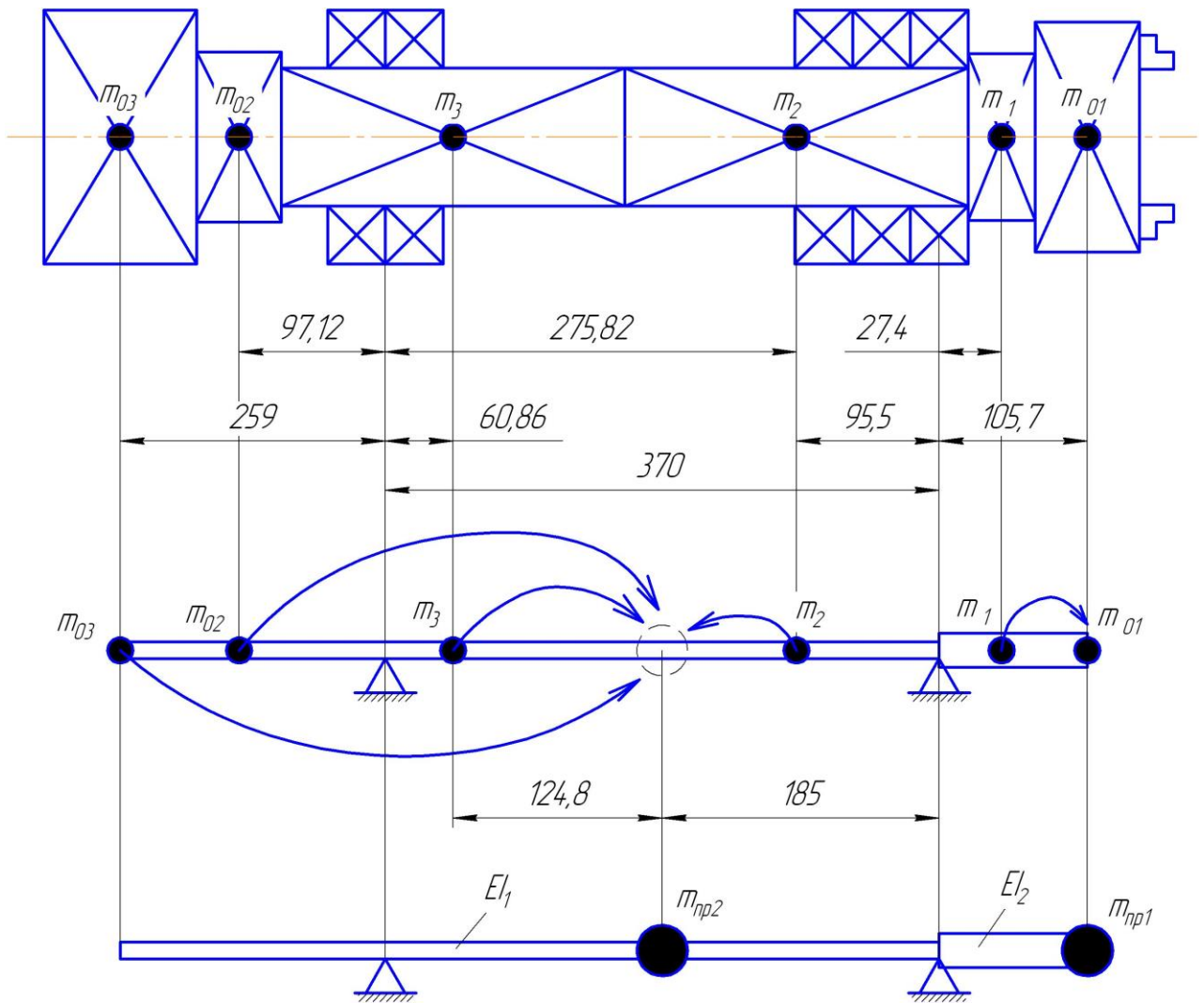


Рис. 2.6. Розрахункова схема для динамічного розрахунку шпиндельного вузла

Перенесення маси з передньої частини шпинделя до його кінця здійснюється за залежністю:

$$m_{np1} = m_{01} + m_1 \frac{a_1^2 (l + a_1)}{a_2^2 (l + a_2)}, \quad (2.7)$$

де l – відстань між опорами; a_1 – відстань від передньої опори до точки прикладання маси m_1 ; a_2 – відстань від передньої опори до точки прикладання маси m_{01} ;

Підставивши значення у формулу (2.7) отримаємо:

$$m_{np1} = 32.4 + 1.74 \cdot \frac{27.4^2 (370 + 27.4)}{105.7^2 \cdot (370 + 105.7)} = 32.5 \text{ кг.}$$

Перенесення маси m_{03} із заднього кінця шпинделя до середини міжопорної частини здійснюється за залежністю:

$$m_{np2}^I = m_{03} \frac{h^2 (h+l)l}{a_1^2 \cdot b_1^2}, \quad (2.8)$$

де a_1 – відстань від задньої опори до середини міжопорної частини шпинделя; b_1 – відстань від передньої опори до середини шпинделя; h – відстань від задньої опори до точки прикладання маси m_{03} .

Підставивши значення у формулу (2.8) отримаємо:

$$m_{np2}^I = 37.5 \cdot \frac{259^2 \cdot (259+370) \cdot 370}{185^2 \cdot 185^2} = 499.8 \text{ кг.}$$

Приведення маси m_{02} до середини міжопорної частини шпинделя здійснюється за залежністю:

$$m_{np2}^{II} = m_{np2}^I + m_{02} \frac{h^2 (h+l)l}{a_1^2 \cdot b_1^2}, \quad (2.9)$$

де h – відстань від задньої опори до точки прикладання маси m_{02} ; a_1 – відстань від задньої опори до середини між опорної частини шпинделя; b_1 – відстань від передньої опори до середини шпинделя.

Підставивши значення у формулу (2.9) отримаємо:

$$m_{np2}^{II} = 433.16 + 7.82 \cdot \frac{97.12^2 \cdot (97.12 + 370)^2}{185^2 \cdot 185^2} = 510.68 \text{ кг.}$$

Приведення маси m_3 до середини міжопорної частини шпинделя здійснюється за залежністю:

$$m_{np2}^{III} = m_{np2}^{II} + m_3 \cdot \frac{a_1^2 (b_1 + b_2)^2}{a_2^2 \cdot b_2^2}, \quad (2.10)$$

де a_1 – відстань від задньої опори до точки прикладання маси m_3 ; a_2 – відстань від задньої опори до точки приведення мас; b_1 – відстань від маси m_3 до точки приведення мас; b_2 – відстань від передньої опори до точки приведення мас.

Підставивши значення у формулу (2.10) отримаємо:

$$m_{np2}^{III} = 510.68 + 4.1 \cdot \frac{60.86^2 \cdot (124.8 + 185)^2}{185^2 \cdot 185^2} = 511.93 \text{ кг.}$$

Приведення маси m_2 до середини міжопорної частини шпинделя здійснюється за залежністю:

$$m_{np2} = m_{np2}^{III} + m_2 \frac{(a_2 + b_2)^2 b_2^2}{(b_1 + b_2)^2 a_1^2}, \quad (2.11)$$

де a_2 – відстань від задньої опори до точки прикладання маси m_2 ; a_1 – відстань від задньої опори до точки приведення мас; b_2 – відстань від маси m_2 до передньої опори; b_1 – відстань від точки приведення маси до точки прикладання маси m_2 .

Підставивши відповідні значення у формулу (2.11) отримаємо:

$$m_{np2} = 511.93 + 5.45 \cdot \frac{95.5^2 \cdot (95.5 + 275.82)^2}{185^2 \cdot (95.5 + 90.17)^2} = 517.74 \text{ кг.}$$

2.2.4.3. Визначення власних частот та амплітуд коливань шпиндельного вузла

Амплітуди форми коливань для двомасової системи визначаються за формулою [26]:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 m_{np1} u_1 \delta_{11} + p^2 m_{np2} u_2 \delta_{12} \\ u_2 = p^2 m_{np1} u_1 \delta_{21} + p^2 m_{np2} u_2 \delta_{22} \end{cases}, \quad (2.12)$$

де p – власна частота коливань; u_1 – амплітуда форми коливань на кінці шпинделя, що відповідає певній власній частоті коливань; u_2 – амплітуда форми коливань посередині міжопорної частини шпинделя, що відповідає певній власній частоті коливань; m_{np1}, m_{np2} – приведені маси відповідно на кінці та посередині міжопорної частини шпинделя; $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$ – коефіцієнти впливу податливостей;

Розрахункова схема для визначення δ_{11} приведена на рис. 2.7.

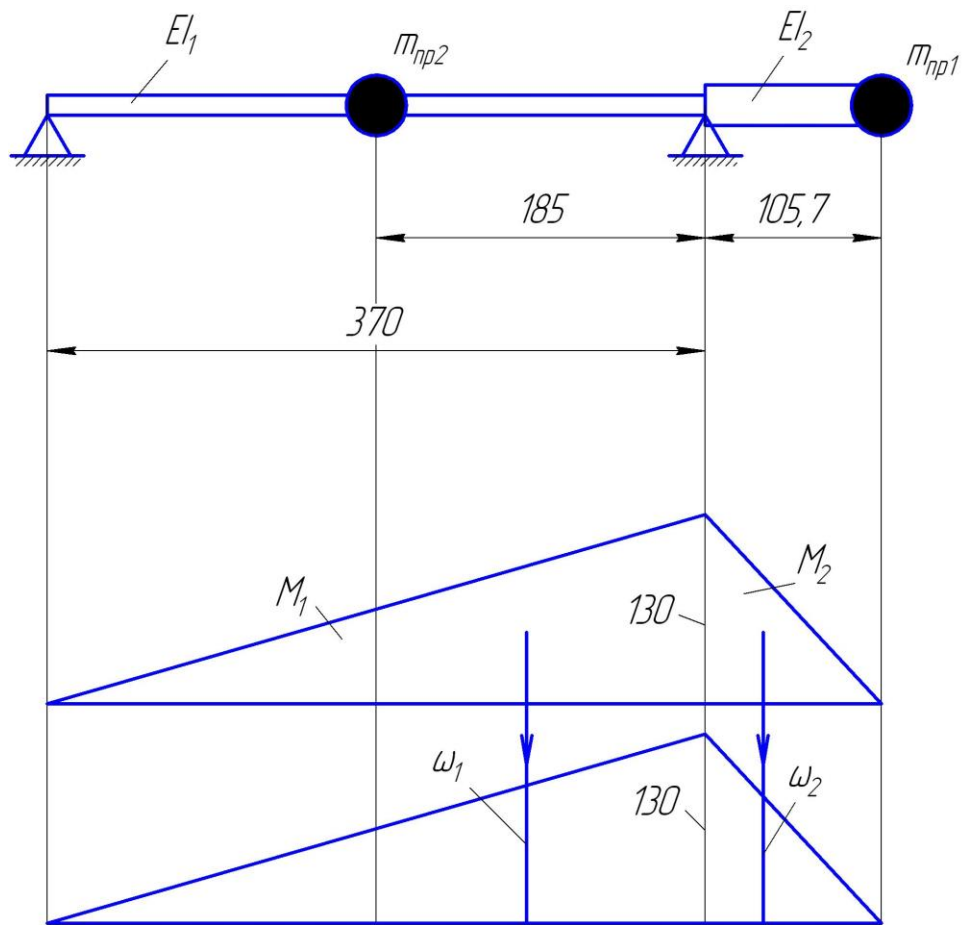


Рис. 2.7. Розрахункова схема для визначення δ_{11}

За правилом Верещагіна δ_{11} визначиться за залежністю [27]:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_1} M_1 \omega_1 + \frac{1}{EI_2} M_2 \omega_2, \quad (2.13)$$

де M_1, M_2 – площі частин епюри згинних моментів від навантаження одиничною силою; ω_1, ω_2 – величини одиничних моментів, що знаходяться під центрами ваги частин епюри M_1, M_2 відповідно.

Підставивши відповідні значення у формулу (2.13) отримаємо:

$$\delta_{11} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{2} \cdot 105,7 \cdot 105,7 \cdot \frac{2}{3} \cdot 105,7 + \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,612 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{2} \cdot 370 \cdot 105,7 \cdot \frac{2}{3} \cdot 105,7 = 4,965 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Розрахункова схема для визначення δ_{22} приведена на рис. 2.8.

За правилом Верещагіна δ_{22} визначиться за залежністю [27]:

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI_1} (M_3 \omega_3 + M_4 \omega_4), \quad (2.14)$$

де M_3, M_4 – площі частин епюри згинних моментів від навантаження одиничною силою; ω_3, ω_4 – величини одиничних моментів, що знаходяться під центрами ваги частин епюри M_3, M_4 відповідно.

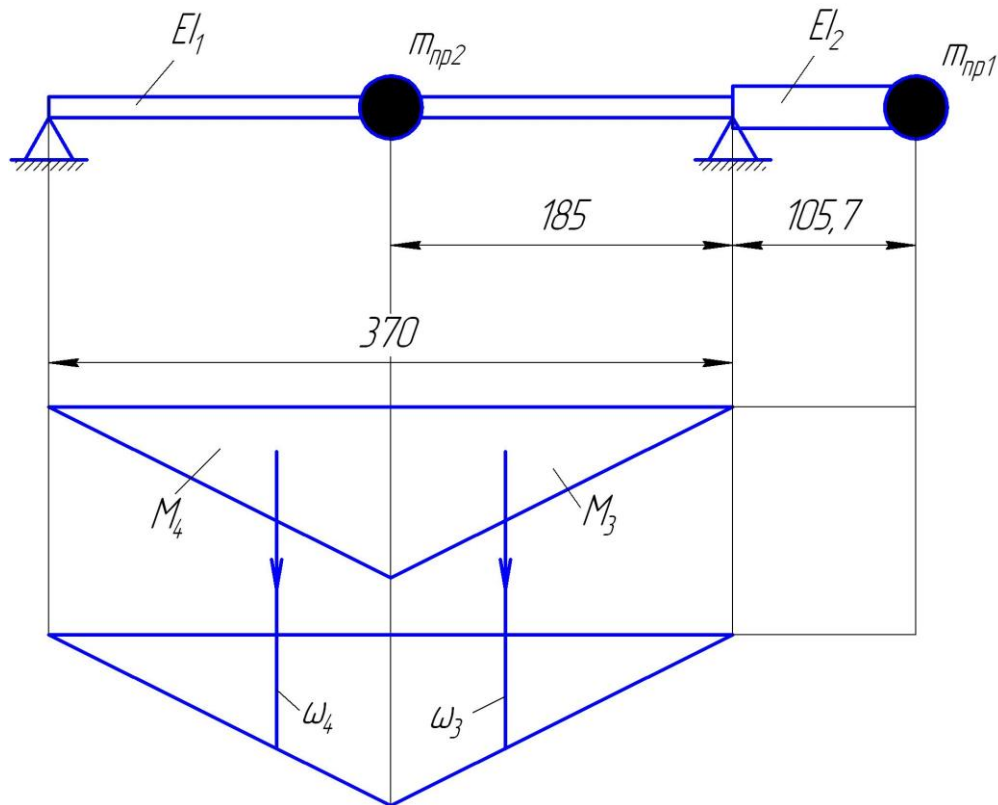


Рис. 2.8. Розрахункова схема для визначення δ_{22}

Підставивши значення у формулу (2.14) отримаємо:

$$\delta_{22} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6} \left(\frac{1}{2} \cdot 185 \cdot 92,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 92,5 + \frac{1}{2} \cdot 185 \cdot 92,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 92,5 \right) = 3,252 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Розрахункова схема для визначення δ_{12}, δ_{21} приведена на рис. 2.9.

За правилом Верещагіна $\delta_{12} = \delta_{21}$ визначиться за залежністю [27]:

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{EI_1} (M_5 \omega_5 + M_6 \omega_6), \quad (2.15)$$

де M_5, M_6 – площі частин епюри згинних моментів від навантаження одиничною силою; ω_5, ω_6 – величини одиничних моментів, що знаходяться під

центрами ваги частин епюри M_5, M_6 відповідно.

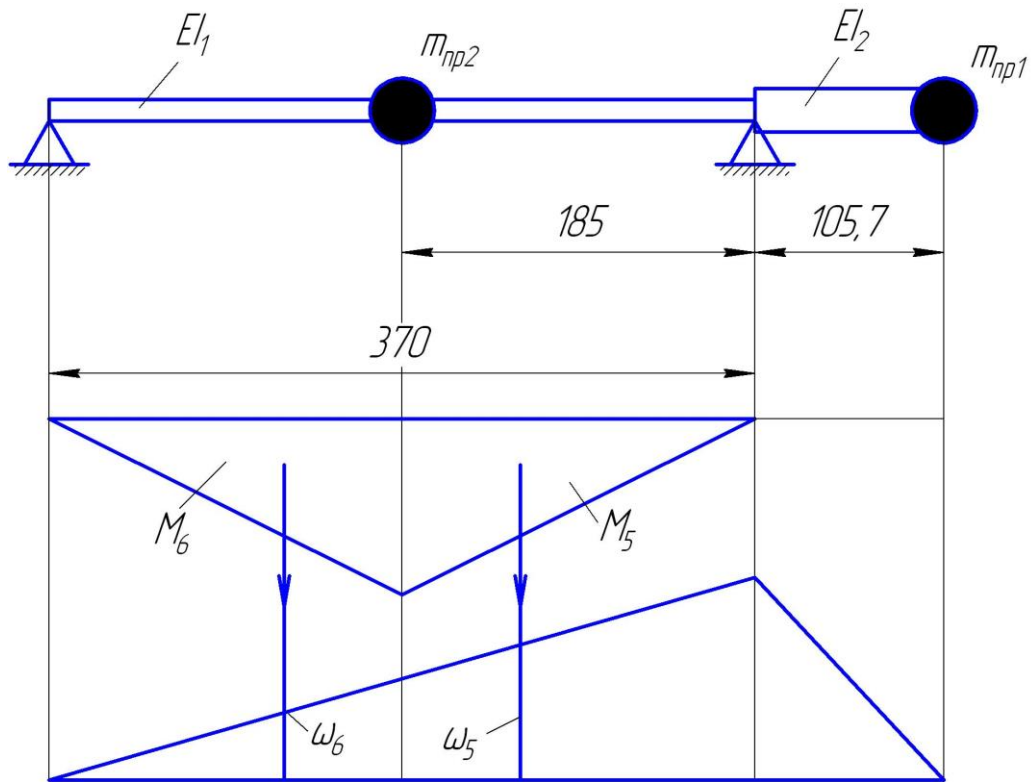


Рис. 2.9. Розрахункова схема для δ_{12}, δ_{21}

Підставивши відповідні значення у формулу (2.15) отримаємо:

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,545 \cdot 10^6} \left(\frac{1}{2} \cdot 185 \cdot 92,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 92,5 + \frac{1}{2} \cdot 185 \cdot 92,5 \cdot \frac{1}{3} \cdot 105,7 \right) = -2,555 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Підставивши значення приведених мас і коефіцієнтів впливу податливості і у рівняння (2.12) отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot 32,5 \cdot u_1 \cdot 4,965 \cdot 10^{-9} - p^2 \cdot 517,7 \cdot u_2 \cdot 2,555 \cdot 10^{-9} \\ u_2 = -p^2 \cdot 32,5 \cdot u_1 \cdot 2,555 \cdot 10^{-9} + p^2 \cdot 517,7 \cdot u_2 \cdot 3,252 \cdot 10^{-9} \end{cases} \quad (2.16)$$

Після перетворення системи рівнянь (2.16) отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 (1,614 \cdot 10^{-7} u_1 - 1,323 \cdot 10^{-6} u_2) \\ u_2 = p^2 (-8,304 \cdot 10^{-8} u_1 + 1,684 \cdot 10^{-6} u_2) \end{cases} \quad (2.17)$$

Прийнявши $p^2 = z$, отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = z (1,614 \cdot 10^{-7} u_1 - 1,323 \cdot 10^{-6} u_2) \\ u_2 = z (-8,304 \cdot 10^{-8} u_1 + 1,684 \cdot 10^{-6} u_2) \end{cases} \quad (2.18)$$

Після перетворень (2.18) отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} u_1 \cdot (1.614 \cdot 10^{-7} \cdot z - 1) - u_2 \cdot 1.323 \cdot 10^{-6} \cdot z = 0 \\ -u_1 \cdot 8.304 \cdot 10^{-8} \cdot z + u_2 \cdot (1.684 \cdot 10^{-6} \cdot z - 1) = 0 \end{cases} \quad (2.19)$$

Для знаходження z прирівнюємо визначник лівої частини до нуля:

$$\begin{bmatrix} 1.614 \cdot 10^{-7} \cdot z - 1 & -1.323 \cdot 10^{-6} \cdot z \\ -8.304 \cdot 10^{-8} \cdot z & 1.684 \cdot 10^{-6} \cdot z - 1 \end{bmatrix} = 0. \quad (2.20)$$

Знайшовши визначник і здійснивши його перетворення отримаємо рівняння для знаходження z :

$$1.601 \cdot 10^{-13} \cdot z^2 - 1.845 \cdot 10^{-6} \cdot z + 1 = 0. \quad (2.21)$$

Дискримінант квадратного рівняння:

$$D = (-1.845 \cdot 10^{-6})^2 - 4 \cdot (1.601 \cdot 10^{-13}) = 2.76 \cdot 10^{-12}.$$

Корені квадратного рівняння:

$$z_{1(2)} = \frac{1.845 \cdot 10^{-6} \pm \sqrt{2.76 \cdot 10^{-12}}}{2 \cdot (1.601 \cdot 10^{-13})} = \mp \begin{cases} 5.7 \cdot 10^5 \\ 1.1 \cdot 10^7 \end{cases}.$$

Власні частоти коливань шпинделя:

$$p_1 = \sqrt{5.7 \cdot 10^5} = 755 \text{ рад/с}, \quad p_2 = \sqrt{1.1 \cdot 10^7} = 3,31 \cdot 10^3 \text{ рад/с}.$$

Власні частоти коливань в Гц:

$$p_1 = \frac{3,14 \cdot 755}{60} = 40 \text{ Гц}, \quad p_2 = \frac{3,14 \cdot 3,31 \cdot 10^3}{60} = 173 \text{ Гц}.$$

Знайдемо відношення форм амплітуд коливань з першого рівняння системи рівнянь (2.19):

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{1.614 \cdot 10^{-7} \cdot z - 1}{1.323 \cdot 10^{-6} \cdot z}. \quad (2.22)$$

Прийmemo $u_{11} = u_{12}$. Тоді:

$$\frac{u_{21}}{u_{11}} = \frac{1.614 \cdot 10^{-7} \cdot 5.7 \cdot 10^5 - 1}{2,22 \cdot 10^{-10} \cdot 5.7 \cdot 10^5} = -0.129,$$

$$\frac{u_{22}}{u_{12}} = \frac{1.614 \cdot 10^{-7} \cdot 1.1 \cdot 10^7 - 1}{2,22 \cdot 10^{-10} \cdot 1.1 \cdot 10^7} = -0.128.$$

Форми коливань шпинделя подані на рис. 2.10.

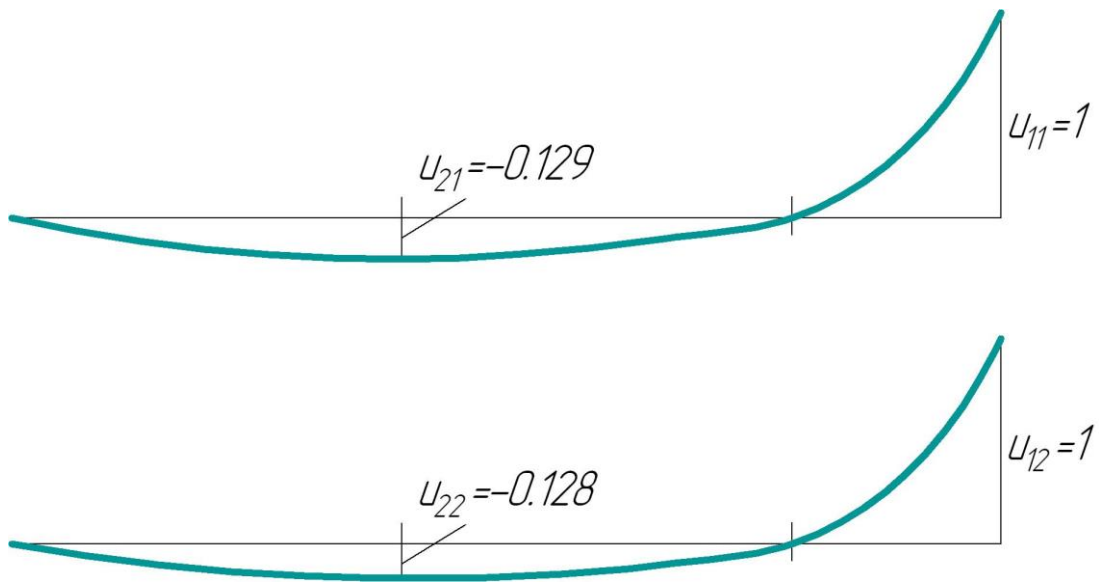


Рис. 2.10. Форми коливань на першій та другій власній частотах

2.3. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Розроблено конструкцію шпиндельного вузла приводу головного руху.
2. Проведено розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла. Сумарна радіальна жорсткість передньої опори становить 447 Н/мкм, задньої – 250 Н/мкм.
3. Визначено радіальну жорсткість переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла при $l = 370$ мм становить $j_{r_{SP}} = 205500$ Н/мм = 205,5 Н/мкм.
4. Розроблено дискретну динамічну модель шпиндельного вузла поданого у вигляді пружної невагомої балки і зосередженими масами. Здійснено приведення мас до характерних точок шпинделя. Визначено власні частоти та амплітуд коливань шпиндельного вузла з використанням методу коефіцієнтів впливу податливостей. Перша власна частота становить $p_1 = 40$ Гц, а друга власна частота $p_2 = 173$ Гц.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розроблення конструкції затискного патрона плунжерного типу з поворотними кулачками

Конструкцію затискного патрона плунжерного типу з поворотними кулачками розробляємо на основі конструктивної схеми, приведеної на рис.1.12 (розділ 1). Така конструктивна схема реалізує дискретно-неперервну схему охоплення діаметрів заготовок з одним кінематичним ланцюгом (рис.3.1) [1, 2, 4, 5].

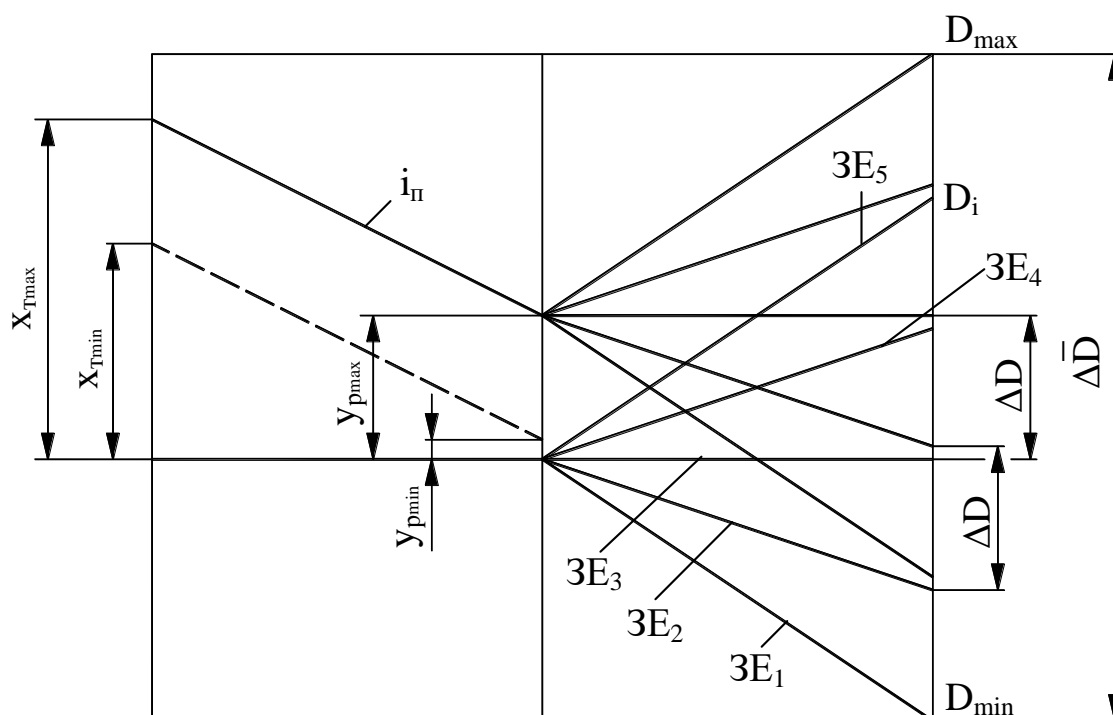


Рис. 3.1. Типова кінематична структура затискного патрона плунжерного типу із поворотними кулачками з дискретно-неперервною схемою охоплення

Така конструкція затискного патрону реалізує охоплення вузького діапазону ΔD та переходу на потрібний розмірний діапазон перепозиціюванням за рахунок повороту затискних елементів.

Число переналагоджень при такій схемі:

$$N_{II} = \frac{D_{max} - D_{min}}{\Delta D} - 1 = \frac{\Delta \bar{D}}{\Delta D} - 1, \quad (3.1)$$

де D_{max}, D_{min} - максимальний та мінімальний діаметри затиску заготовки.

При виконанні затискних елементів багатопрофільними з позиціонуванням при переналагодженні за рахунок їх повороту кількість комплектів затискних елементів:

$$n_K = \Delta \bar{D} / \Delta \bar{d} \quad (3.2)$$

де $\Delta \bar{d}$ - діапазон розмірних параметрів, що охоплюються без зміни поворотних затискних елементів.

На основі типової кінематичної структури та конструктивної схеми розроблено конструкцію затискного патрона плунжерного типу із поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстата з ЧПК, який має діаметр корпусу 200 мм (рис. 3.2).

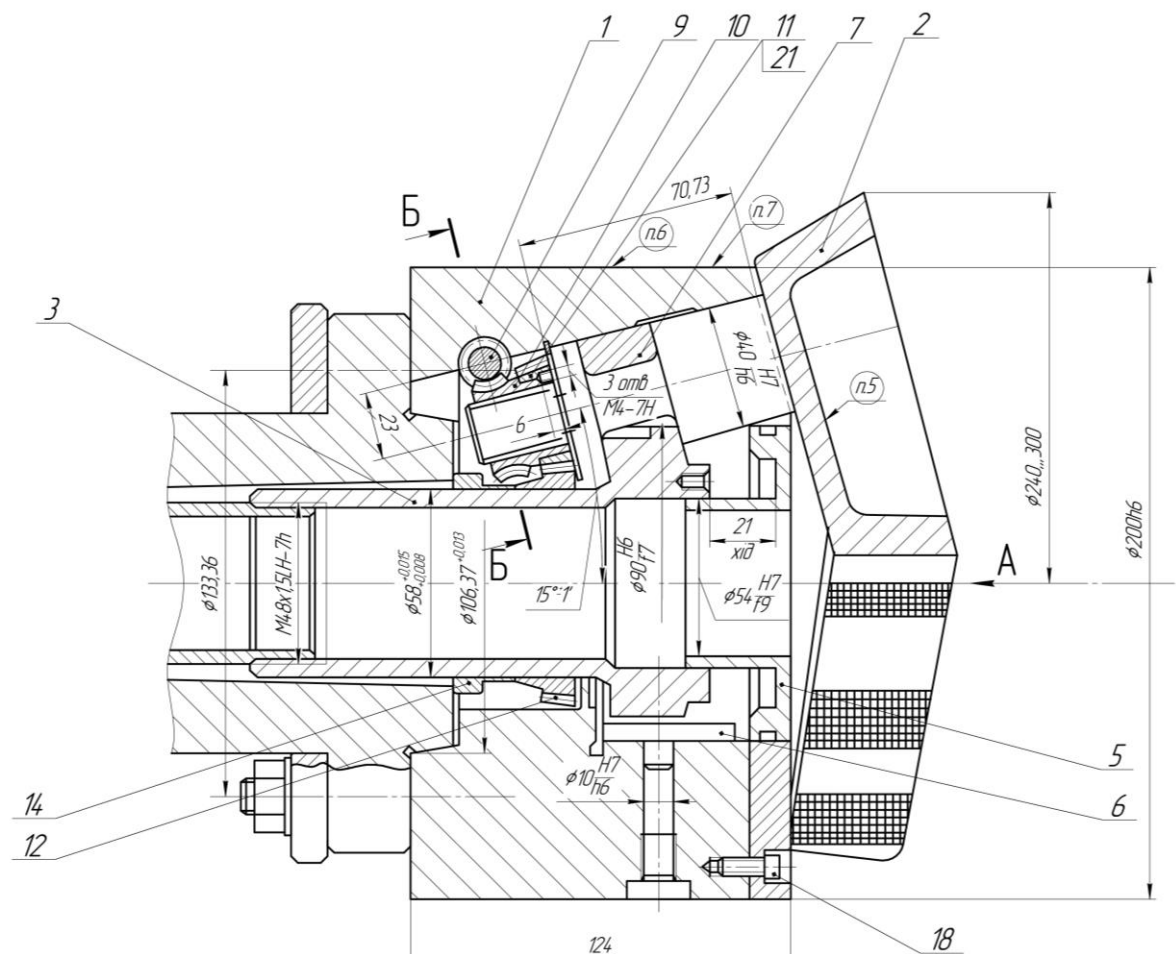


Рис. 3.2. Конструкція затискного патрона плунжерного типу із поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстата з ЧПК

Затискний патрон плунжерного типу з одночасним позиціюванням вручну або автоматично затискних елементів містить корпус 1, плунжери призматичними затискними кулачками 2, штоку 3 приводу плунжерів та механізм повороту плунжерів із затискними кулачками при переналагодженні.

Механізм повороту плунжерів із затискними кулачками містить розміщену у корпусі 1 самогальмівну зубчасту передачу, що складається із черв'яка 9 та черв'ячного колеса 10. Черв'як 9 встановлений з можливістю обертання в корпусі 1. На плунжерах із затискними кулачками 2 встановлені конічні шестерні 11, що взаємодіють з центральним конічним зубчатим колесом 12.

Переналагодження затискного патрона на необхідний діапазон затиску заготовок здійснюється шляхом повороту на певний кут черв'яка 9, який обертає черв'ячне колесо 10. Разом із черв'ячним колесом 10 обертається конічна шестерня 11 та плунжери із затискними кулачками 2, які приводяться в дію через центральне конічне колесо 12, встановлене на штоку 3 приводу переміщення плунжерів із затискними кулачками 2. Таким чином відбувається одночасний синхронний поворот всіх плунжерів із затискними кулачками 2.

Затиск заготовки відбувається при переміщенні штока 3, який здійснює радіальне і осьове переміщення плунжерів із затискними кулачками 2. Розтиск заготовки відбувається у зворотному порядку.

3.2. Моделювання напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків затискного патрона

3.2.1 Вихідні рівняння методу кінцевих елементів для розрахунку напружено-деформованого стану і прикладні програми для його реалізації

Для аналізу конструкції поворотних призматичних кулачків затискного патрона й вибору їх параметрів необхідно оцінити вплив діючих навантажень на їх напружено-деформований стан. Для цього використано метод кінцевих

елементів (МКЕ), який на даний час є фактичним світовим стандартом для розрахунку на міцність і інші види розрахунку конструкцій [29, 30].

Математичне рівняння рівноваги тіла в формі МКЕ для розрахунку напружено-деформованого стану конструкцій являє собою сукупність систем лінійних алгебраїчних рівнянь для всіх скінченних елементів, що виражають умови їх рівноваги, доповнену рівняннями зв'язків, накладених на тіло (граничні умови), має вигляд [29]:

$$\{K\} \cdot \{U\} = \{F\}, \quad (3.3)$$

де $\{K\}$ – глобальна матриця жорсткості тіла; $\{U\}$ – глобальний вектор вузлових зміщень; $\{F\}$ – вектор вузлових сил всієї системи.

Для визначення поля напружень і деформацій спочатку розв'язується рівняння (3.3) відносно глобального вектору вузлових зміщень $\{U\}$, по якому визначаються вектори вузлових зміщень точок скінченних елементів за залежністю [29]:

$$\{U^{(e)}\} = \{N^{(e)}\} \cdot \{a^{(e)}\} \cdot \{U\}, \quad (3.4)$$

де $\{N^{(e)}\}$ – матриці функцій форми скінченних елементів, що виражають зв'язок між вузловими зміщеннями і переміщеннями точок тіла; $\{a^{(e)}\}$ – матриці кінематичних зав'язків.

Після цього по вектору вузлових зміщень визначаються матриці повної деформації скінченних елементів [29]:

$$\{\varepsilon^{(e)}\} = \{B^{(e)}\} \cdot \{u^{(e)}\}, \quad (3.5)$$

де $\{B^{(e)}\}$ – матриця, що пов'язує деформації з вузловими зміщеннями (матриця градієнтів скінченного елемента).

Напруження із деформаціями пов'язані законом Гука [29]:

$$\{\sigma^{(e)}\} = \{H\} \cdot \{\varepsilon^{(e)}\}, \quad (3.6)$$

де H – матриця Гука, елементи якої визначаються модулем Юнга і коефіцієнтом Пуассона.

Велика кількість рівнянь, які необхідно розв'язувати сумісно, вимагає використання ЕОМ. Для реалізації МКЕ на ЕОМ розроблено ряд пакетів прикладних програм кінцево-елементного аналізу, які можна розділити на дві групи.

Перша група – програми кінцево-елементного аналізу (Cosmos/Works, MSC.visualNastranDesktop, DesingSpace та ін.), які вмонтовуються на рівні меню у відомі пакети систем автоматизованого проектування і, які мають необхідний інструментарій для швидкого розрахунку (експрес-аналіз) елементів або складальних одиниць в середовищі їх розробки. Для зручності користувачів при цьому реалізуються алгоритми автоматизованого розбиття конструкції на скінченні елементи, інтуїтивно зрозумілі схеми призначення граничних умов і прикладання навантажень.

Друга група – програми орієнтовані в першу чергу на підготовку повноцінної скінченно-елементної моделі з максимальними можливостями моделювання, врахування особливостей геометричного, силового характеру і різних видів розрахунків (ANSYS, MSC/NASTRAN for Windows та ін.). В них присутні необхідні інструменти для геометричного моделювання конструкцій і розвиток середовища експорту (імпорту) геометричних моделей із інших програм систем автоматизованого проектування.

При виконанні даної роботи було використано COSMOS Works – кінцево-елементний комплекс розроблений американською компанією Structural Research&Analysis Corporation у 1982р. спеціально для сумісного використання з системою твердотільного, параметричного моделювання Solid Works. Комплекс є відкритою системою модулів призначених для вирішення задач міцності, стійкості, динаміки механічних конструкцій. Функціональні можливості комплексу можуть бути доповнені з допомогою спеціалізованих модулів: Assemblies – розрахунок складних збірок; OPTSTAR – оптимізація і аналіз чутливості; Translators – перетворення кінцево-елементних форматів; Dynamic Designer/Motion – моделювання руху;

Узагальнена структурна схема даного програмного продукту зображена на рис. 3.3.



Рис. 3.3. Узагальнена схема програмного комплексу COSMOS Works

Узагальнену структурну схему продуктів серії COSMOS Works можна представити у вигляді двох віток. Перша вітка представляє собою сукупність модулів, що визначають функціональність програми COSMOS/M. Ця програма появилася раніше всіх інших пакетів своєї серії і першою серед програм цього рівня могла використовуватись на комп'ютерах. Друга вітка являє собою повний пакет програм, які увійшли в COSMOS/M. Універсальність пакету визначається єдиною методологією отримання рішень для надзвичайно широкого спектру задач математичної фізики.

В компетенції COSMOS/M задачі механіки деформованого твердого тіла - статика, динаміка і стійкість елементів конструкцій, в лінійному і нелінійному

вигляді, з врахуванням тимчасового фактору, втомна міцність; теплові процеси - стаціонарні і не стаціонарні, з різноманітними граничними умовами; задачі низькочастотного і високочастотного електромагнетизму, газової динаміки, спряжені задачі, і на кінець багатокритеріальна оптимізація конструкції. В основі всіх алгоритмів лежить метод кінцевих елементів. Центральним модулем пакету є GEOSTAR. Це своєрідний центр управління, що включає в себе:

- трьохмірний графічний CAD-подібний побудовувач;
- препроцесор, що дозволяє: створити кінцево-елементну сітку для моделі; оформити розрахункову схему; визначити параметри обчислювального процесу; запустити відповідний обчислювальний модуль.
- постпроцесор, що дозволяє представити результати обчислення в зручному для аналізу вигляді.

3.2.2. Оцінка напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків

Напружено-деформований стан поворотних призматичних кулачків затискного патрона визначався за допомогою МКЕ реалізованого на ЕОМ в середовищі спеціального програмного пакету.

Повний цикл аналізу напружено-деформованого стану за допомогою програмного комплексу твердотільного моделювання та інженерного аналізу (CAD/CAE-системи) включає наступні етапи [28, 29, 31]:

- розробку 3D-моделі;
- задання характеристик матеріалів;
- вибір типу параметрів скінченних елементів;
- розбиття 3D-моделі на скінченні елементи;
- задання граничних умов та формування системи навантажень;
- перевірка коректності розробленої скінченно-елементної моделі;
- моделювання та візуалізація напружено-деформованого стану.

Твердотільну параметричну модель конструкції поворотного призматичного кулачка виконано в системі автоматизованого проектування і імпортовано в програмний продукт, який реалізує МКЕ.

Для генерації скінченно-елементної сітки твердотільної параметричної моделі затискного кулачка використаний автоматизований спосіб формування вузлів і елементів, який включає етапи задання розмірів скінченних елементів на основі заданих установок. Для даної трьохмірної моделі автоматично сформовано сітку скінченних елементів у вигляді тетраедрів другого порядку (рис. 3.5). Їх перевага перед елементами з іншою топологією полягає в тому, що при їх використанні забезпечується можливість автоматичного розбиття геометричної моделі на скінченні елементи. Використання тетраедральних елементів другого порядку обумовлено тим, що вони дають більш точні результати в порівнянні з тетраедральними елементами першого порядку (без додаткових вузлів на середині сторін) при одній і тій же кількості вузлів в кінцево-елементній моделі [29].

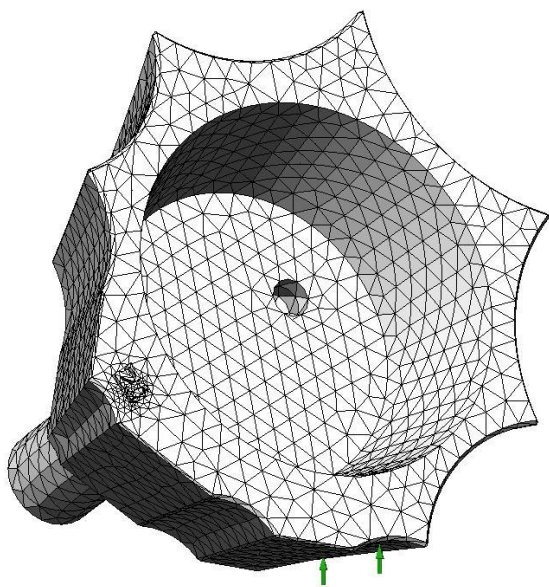


Рис. 3.4. Кінцево-елементна модель поворотного призматичного кулачка

затискний кулачок, а також задано граничні умови.

Прогнозований розмір елемента в сітці (глобальний розмір) вибирався в меню побудови сітки. При налаштуванні розмірів скінченних елементів при побудові кінцево-елементної моделі затискного кулачка за допомогою регулятора було обрано відповідний глобальний розмір.

Після створення кінцево-елементної сітки було задано навантаження на поворотний призматичний кулачок, яке включає розподілене навантаження, що моделює дію сили від приводу та дію сил затиску на затискний кулачок, а також задано граничні умови.

Остаточним етапом досліджень є візуалізація та аналіз результатів

моделювання. Після розрахунку в середовищі CAD/CAE-системи створені наступні папки результатів моделювання.

Результати моделювання напруженого стану при статичному навантаженні поміщалися у папку Stress (Напруження). Напруження розраховувались за гіпотезою енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса:

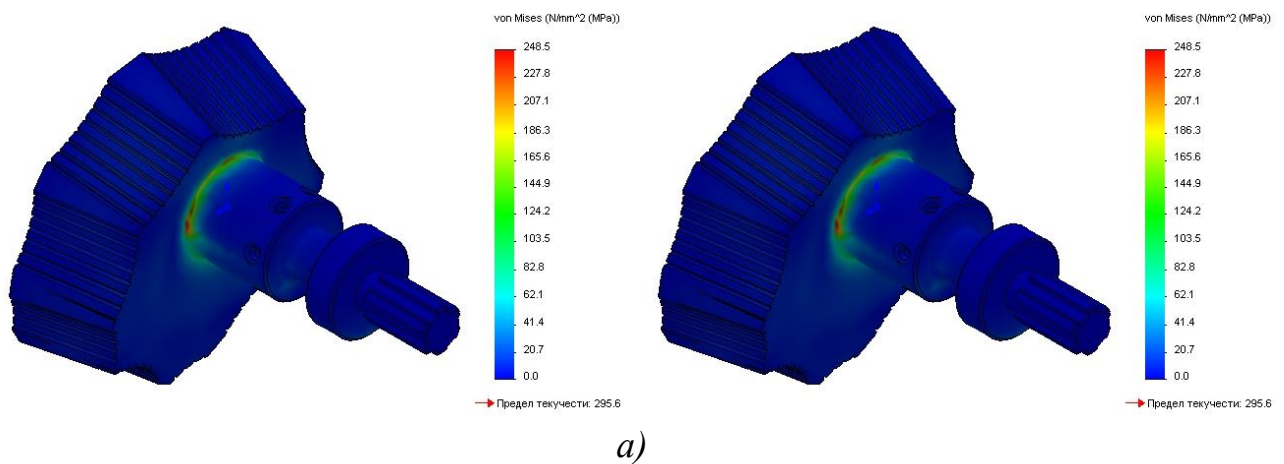
$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (3.7)$$

де $\sigma_x = \sigma_{11}, \sigma_y = \sigma_{22}, \sigma_z = \sigma_{33}, \tau_{xy} = \sigma_{12}, \tau_{yz} = \sigma_{23}, \tau_{zx} = \sigma_{31}$ – компоненти тензора напружень в розглядуваній точці поворотного затискного кулачка.

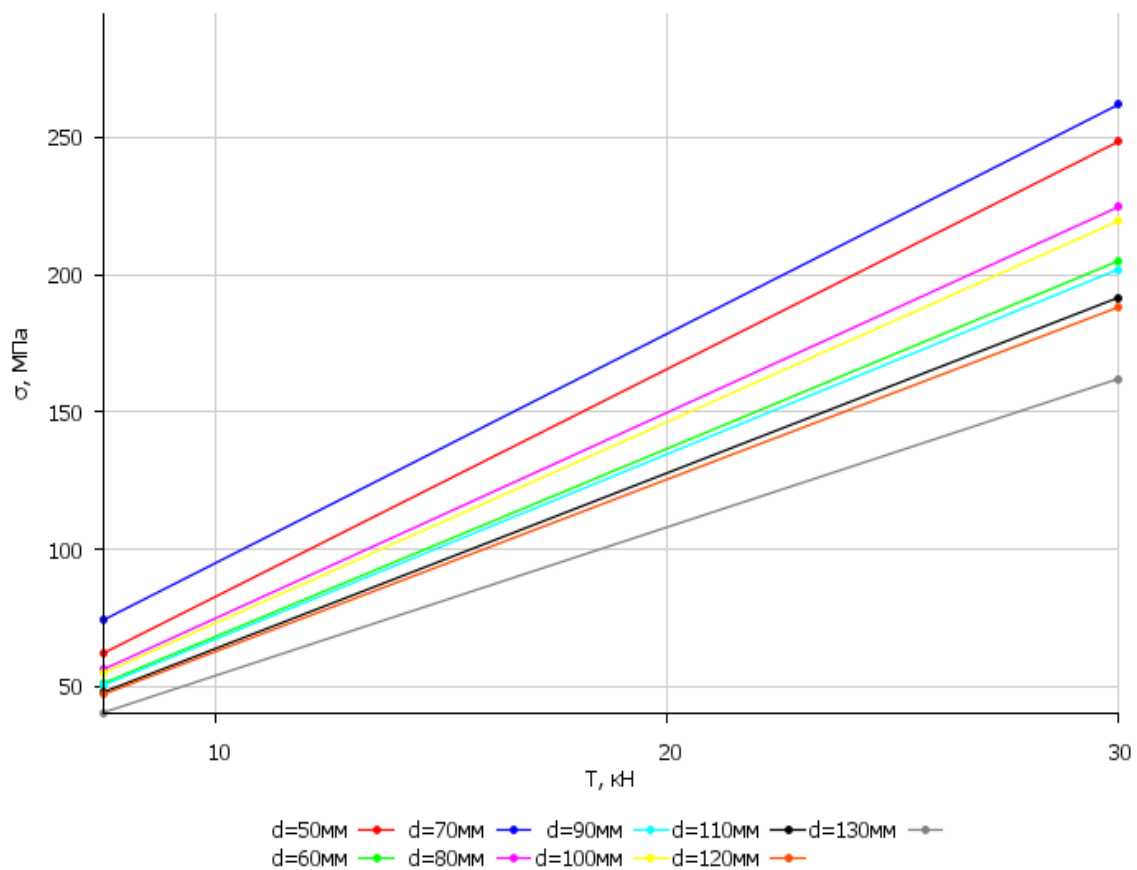
Результати моделювання деформованого стану при статичному навантаженні поміщалися у папку Displacement (Переміщення).

Результати моделювання напруженого стану поворотних призматичних кулачків для розробленої конструкції затискного патрона плунжерного типу з діаметром корпусу 200 мм приведені на рис. 3.5. Результатами моделювання напруженого стану для різних положень поворотного затискного кулачка, що відповідає різним діаметрам затиску d , навантаженого радіальною силою затиску T в діапазоні від 8 до 30 кН, є еквівалентні напруження σ , значення яких розраховувались по гіпотезі енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса.

Аналіз напруженого стану поворотного затискного кулачка у різних положеннях і радіальних силах затиску показує, що максимальні еквівалентні напруження виникають у перерізі з'єднання тіла затискного кулачка із плунжером (рис.3.5,а) [31]. У цьому перерізі нижні волокна працюють на розтяг і максимальне еквівалентне напруження при максимальній радіальній силі затиску становить $\sigma=265$ МПа. Із збільшенням зусилля затиску, яке припадає на один кулачок від мінімального до максимального (тобто в 3,75 раз), максимальні еквівалентні напруження також збільшуються майже у 6 раз (рис.3.5,б) [31]. Окрім того, спостерігається прямопропорційна лінійна залежність між навантаженнями та максимальними еквівалентними напруженнями.



a)

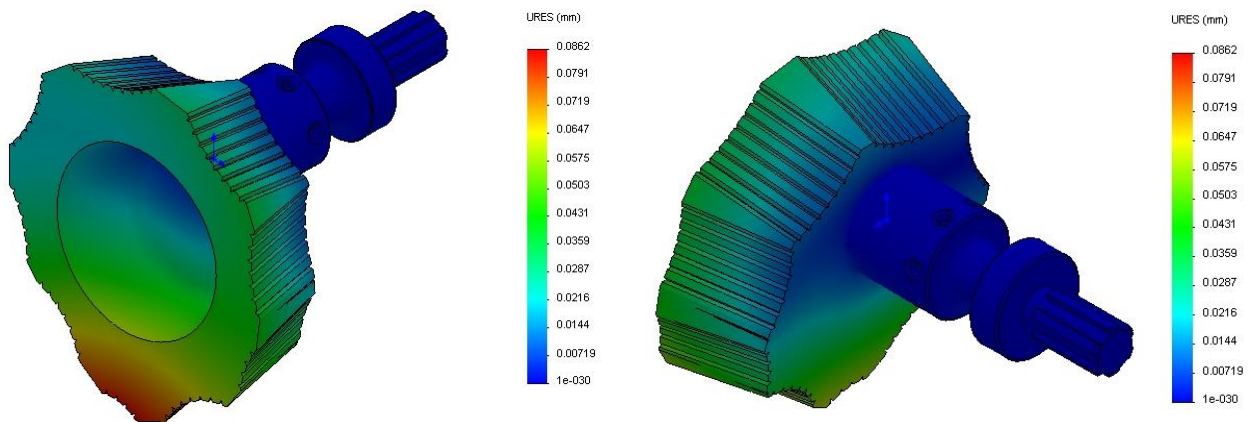


б)

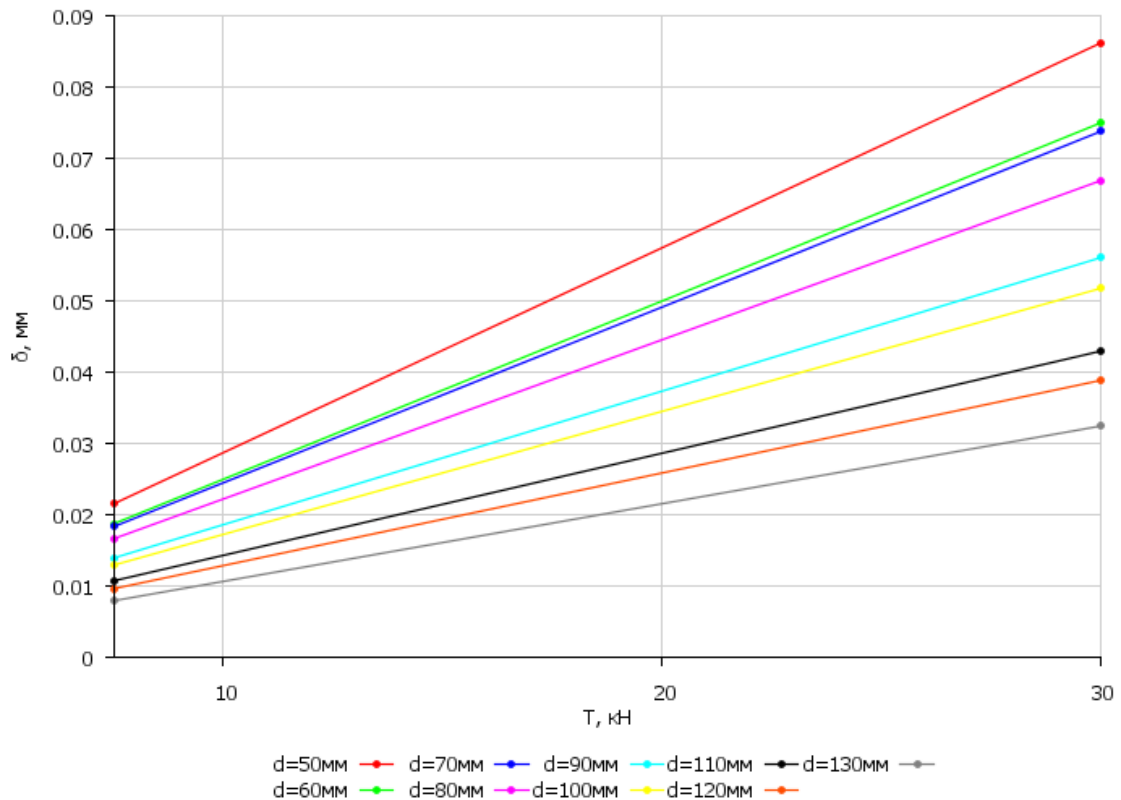
Рис. 3.5. Результати моделювання напруженого стану поворотного затискного кулачка: а) картина напруженого стану при $T=30$ кН та $d=50$ мм; б) графік залежності максимального еквівалентного напруження σ від сили затиску T

Результати моделювання деформованого стану поворотних призматичних кулачків для розробленої конструкції затискного патрона плунжерного типу з діаметром корпусу 200 мм приведені на рис. 3.6. Результатами моделювання напруженого стану для різних положень поворотного затискного кулачка, що відповідає різним діаметрам затиску d , навантаженого радіальною силою

затиску T в діапазоні від 8 до 30 кН, є переміщення переднього кінця затискного кулачка δ .



a)



b)

Рис. 3.6. Результати моделювання деформованого стану поворотних затискних кулачків: а) картина деформованого стану при $T=30$ кН та $d=50$ мм; б) графік залежності величини переміщення переднього кінця розточки δ від сили затиску T

Як і у випадку еквівалентних напружень, аналогічна прямопропорційна залежність спостерігається і для величини максимальної деформації на

передньому кінці розточування поворотного затискного кулачка при різних радіальних силах затиску та різних його положеннях (рис.3.6,б) [31].

3.3. Висновки по розділу 3

Відповідно до результатів, досягнутих у розділі 3 можна зробити такі висновки:

1. На основі типової кінематичної структури для дискретно-неперервної схеми охоплення діапазону діаметрів та конструктивної схеми розроблено конструкцію затискного патрона плунжерного типу із поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстата з ЧПК.

2. Приведено вихідні рівняння методу кінцевих елементів для розрахунку напружено-деформованого стану і описано особливості прикладних програм для його реалізації.

3. Для оцінки напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків за допомогою програмного комплексу твердотілого моделювання та інженерного аналізу (CAD/CAE-системи) здійснено наступні етапи: розробку 3D-моделі; задання характеристик матеріалів; вибір типу параметрів скінченних елементів; розбиття 3D-моделі на скінченні елементи; задання граничних умов та формування системи навантажень; перевірка коректності розробленої скінченно-елементної моделі; моделювання та візуалізація напружено-деформованого стану.

4. За результатами моделювання встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають у перерізі з'єднання тіла затискного кулачка із плунжером при різних положеннях поворотного затискного кулачка і радіальних силах затиску. Аналіз показує, що зі збільшенням зусилля затиску, від мінімального до максимального (тобто в 3,75 раз), максимальні еквівалентні напруження збільшуються майже у 6 раз. Окрім того, спостерігається прямопропорційна лінійна залежність між навантаженнями та максимальними еквівалентними напруженнями.

5. Аналіз результатів моделювання деформованого стану поворотних призматичних кулачків показує, що залежність величини максимальної деформації на передньому кінці розточування поворотного затискного кулачка при різних радіальних силах затиску та різних його положеннях є прямопропорційною.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Організація робочого місця на токарному верстаті з ЧПК

Конструкція робочого місця, його розміри та взаємне розташування його елементів повинні відповідати антропометричним, фізіологічним, психофізіологічним характеристикам людини, а також характеру роботи. Облаштоване згідно з вимогами стандартів робоче місце забезпечує положення людини. Це досягається регулюванням крісла, висоти і кута нахилу підставки для ніг, або висоти розмірів робочої поверхні. Повинне забезпечуватись виконання трудових операцій в зонах моторного поля (оптимальної досяжності, легкої досяжності) в залежності від необхідної точності і частоти дій.

Організація робочих місць повинна забезпечувати стійке положення та вільність рухів працівника, безпеку виконання трудових операцій, виключати або допускати лише в деяких випадках роботу в незручних позиціях, котрі зумовлюють підвищену втомлюваність.

Загальні принципи організації робочого місця [32]:

- на робочому місці не повинно бути нічого зайвого;
- всі для роботи предмети повинні знаходитися поряд з працівником, але не заважати йому;
- ті предмети, котрими користуються частіше, розташовують ближче, ніж ті предмети, котрими користуються рідше;
- предмети, які беруть лівою рукою, повинні бути зліва, а ті предмети, які беруть правою – справа;
- якщо використовують обидві руки, то місце розташування пристосувань вибирається з врахуванням зручності захоплення його двома руками;
- небезпечніше, з точки зору можливості травмування працівника, обладнання повинне розташовуватися вище, ніж менш небезпечне. Однак слід

враховувати, що важкі предмети під час роботи зручніше та легше опускати, ніж піднімати;

- робоче місце не повинне захламлюватися заготовками і готовими деталями;

- організація робочого місця повинна забезпечувати необхідну оглядовість.

Засоби відображення інформації повинні бути розташовані в зонах інформаційного поля робочого місця з врахуванням частоти та значущості інформації, типу засобів відображення інформації, точності і швидкості спостереження та зчитування.

Місце праці – це зона, де є необхідні технічні засоби, де відбувається трудова діяльність людини. Місце праці обладнане засобами відображення інформації, органами керування та допоміжним обладнанням.

Організацією місця праці називається проведення системи заходів щодо його обладнання засобами та предметами праці і їх розташуванням у визначеному порядку з метою досягнення: оптимізації умов трудової діяльності; безпеки праці; максимальної ефективності; комфортності роботи людини.

До робочого місця ставляться такі вимоги [32]:

- достатній робочий простір, який дозволяє працюючій людині здійснювати необхідні рухи та переміщення;

- достатні фізичні, зорові та слухові зв'язки між людиною та обладнанням, а такою між людьми під час виконання загального трудового завдання;

- необхідний рівень освітленості;

- допустимий рівень шуму і вібрацій та інших негативних факторів, які генерує обладнання місця праці та інші джерела;

- наявність необхідних засобів захисту;

- оптимальне розташування робочих місць, а також безпечні та достатні проходи для працюючих.

Засоби відображення інформації повинні забезпечити своєчасність отримання людиною потрібної інформації аналізу, логічної обробки та прийняття потрібного рішення.

Відображена інформація повинна відповідати наступним вимогам [32]:

- за змістом – адекватно відобразити стан об'єктів керування та навколишнього природного середовища;

- за кількістю – відобразити дані, які потрібні оператору для прийняття рішення та виконання окремих дій;

- за формою – відповідати завданням оператора та його психофізіологічним можливостям для сприймання та опрацювання інформації.

Органи керування повинні забезпечити перехід дій людини до машини. Вони повинні бути надійними у роботі та зручними в користуванні, не допускати аварій, травм при перевантаженнях та помилкових діях людини. Вони повинні виключати з трудового процесу зайві, мало ефективні та стомлюючі рухи і дії.

За призначенням органи керування ділять на 4 основні класи: вмикання, вимикання, перемикання; виконання повторних операцій; безперервного регулювання; аварійні органи.

Органи керування мають захист від випадкового довільного вмикання (механічний опір, блокування, укриття тощо).

При організації робочого місця враховують основні антропометричні дані людини. Найважливішою характеристикою робочого місця є зона досягнення моторного поля.

Моторне поле – це простір робочого місця, в якому органи керування та інші технічні засоби, в якому людина здійснює рухові дії для виконання робочого завдання. Під зоною досягнення моторного поля розуміють частину простору, обмежену крайніми точками, яких можуть досягнути руки та ноги людини, котра не змінює свого положення.

Розрізняють зони легкого та оптимального досягнення.

Легке досягнення – при русі рук у плечовому суглобі з опорою. Оптимальне досягнення рук у ліктьових суглобах з опорою.

При організації місця праці потрібно враховувати [32]: ступінь рухливості оператора (сидячи, стоячи, сидячи-стоячи); конфігурацію і спосіб розміщення каналів індикаторів та органів керування; потребу в огляді робочого простору; необхідність використання робочої поверхні для писання та інших робіт, розміщення телефонів, розташування інструкцій та ін.

Велике значення має правильний вибір робочого сидіння. Конструкція робочого сидіння повинна забезпечувати підтримку основної робочої пози, не затруднювати робочих рухів, зміну положення, забезпечувати умови для відпочинку.

Ергономіка виробила конкретні вимоги до антропометричних показників обладнання:

- загальна висота: «сидячи» - 1650 мм, «стоячи» не більше 1800 мм;
- висота розміщення органів керування для положення «сидячи» - 530...1040 мм, «стоячи» - 1000...1500 мм.

Досягнення органів керування по горизонталі півколо радіусом 6000 мм. Встановлені також відстань між органами керування, їх розміри, зусилля переміщення, величина переміщення, напрямок переміщення.

Вимоги до робочого місця [32]:

1. Температура робочого місця, °C: оптимальна – 21...23; допустима: верхня межа – 28; нижня межа – 21.
2. Відносна вологість робочого місця, %: оптимальна – 40...60; допустима – не більше 60 (при 27 °C).
3. Швидкість руху повітря, м/с: оптимальна – не більше 0,2; допустима – 0,1...0,3.
4. Освітленість робочого місця: при комбінованому освітленні – 750...300; при загальному освітленні – 300...150.
5. Всі металічні частини, які можуть бути під напругою вищою 42 В повинні бути заземлені.

6. Для зниження інтенсивності ультра звукових коливань використовують звукоізолюючі кожухи з товщиною стінки не менше 1,5 мкм. Також використовують облицювання зі сторони джерела звуку, поглинаючим матеріалом.

7. Оптимальний рівень звуку на робочому місці не повинен перевищувати 80 дБ.

4.2. Аналіз безпеки праці у цеху, в якому встановлений токарний верстат з ЧПК

Існує велика кількість факторів, що характеризують умови праці на робочих місцях виробничих приміщень. Ці чинники різні за своєю природою, формами прояви, характером на людини. При механічній обробці металів, на металорізальних верстатах виникає ряд фізичних, хімічних, психофізіологічних та біологічних небезпечних (НФ) та шкідливих (ШФ) виробничих факторів.

Виходячи зі складу дільниці, на якій встановлений токарний верстат з ЧПК, проаналізуємо її на наявність небезпечних і шкідливих факторів.

Небезпечні фізичні фактори [32]:

- рухомі частини виробничого обладнання;
- пересувні вироби та заготовки;
- стружка оброблюваних матеріалів;
- уламки інструментів;
- висока температура поверхні оброблюваних деталей та інструменту;
- підвищена напруга в електроланцюзі або статична електрика, при якій може статися замикання через тіло людини.

При обробці крихких матеріалів (чавуну, латуні, бронзи, графіту, карболіту, текстоліту) на високих швидкостях різання стружка від верстата розлітається на значну відстань (3-5 м).

Металева стружка, особливо при точінні в'язких металів, що має високу температуру (400-600 С) і велику кінетичну енергію, є серйозною небезпекою

не тільки для працюючого на верстаті, але і для осіб, що знаходяться поблизу верстата. Найбільш поширеними у верстатників є травми очей. Очі пошкоджувалися стружкою, що відлітає, пиловими частинками оброблюваного матеріалу, осколками різального інструменту і частинками абразиву.

У зв'язку з цими проблемами на дільниці, де встановлений токарний верстат з ЧПК, використовується обладнання із закритою зоною обробки. До для видалення стружки використовується автоматизована система видалення стружки, яка є розведенням труб по дільниці, а робочим агрегатом є вакуумна турбіна. Вся стружка автоматично видаляється із зони обробки та надходить на місце складування та подальшої переробки.

Фізично шкідливі виробничі фактори [32]:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- високий рівень шуму та вібрації;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена пульсація світлового потоку.

Запиленість повітряного середовища в зоні дихання верстатників при точінні крихких матеріалів може перевищувати гранично допустимі концентрації лише за наявності засобів захисту. При точінні латуні та бронзи кількість пилу у повітрі приміщення відносно невелика (14,5-20 мл/куб.м.). Однак деякі сплави (латунь ЛЦ40С та бронза Бр ОЦС 6-6-3) містять свинець, тому токсичність пилу, що утворюється при їх точінні, слід оцінювати з урахуванням кількості сплаву в сплаві, прийнявши його гранично допустиму концентрацію. Розмір пилових частинок у зоні дихання коливається у широкому діапазоні – від 2 до 60 мкм. При обробці латуні, бронзи, карболіту, графіту на підвищених швидкостях різання ($V=300-400$ м/хв) кількість пилових часток розміром до 10 мкм становить 50-60 % від загального їх числа.

При обробці полімерних матеріалів відбуваються механічні та фізико-хімічні зміни їх структури. При роботі різальним тупим інструментом відбувається інтенсивне нагрівання, внаслідок чого пил і стружка перетворюються на пароподібний та газовий стан, а іноді виникає займання

матеріалу, наприклад, при обробці текстоліту. Таким чином, при обробці пластмас у повітря робочої зони надходить складна суміш пари, газів та аерозолів, що є хімічними шкідливими виробничими факторами.

Продукти термоокислювальної деструкції можуть викликати наркотичну дію, зміни центральної нервової системи, судинної системи, кровотворних органів, внутрішніх органів, а також шкірно-трофічні порушення. Аерозоль нафтових масел, що входять до складу змащувально-охолоджувальної рідини, може викликати подразнення слизових оболонок верхніх дихальних шляхів, сприятиме зниженню імунобіологічної реактивності.

За ступенем ураження людини електричним струмом дільниця, на якій встановлений токарний верстат з ЧПК, відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою, оскільки є в наявності три умови, що створюють підвищену небезпеку [32]:

- струмопровідний металевий технологічний пил;
- струмопровідна залізобетонна підлога;
- можливість одночасного дотику людини до металоконструкцій складів, технологічного обладнання та до металевих корпусів електроустаткування, що мають з'єднання із землею.

Основні заходи захисту від ураження струмом [32]:

- забезпечення недоступності струмопровідних частин, що знаходяться під напругою, для випадкового дотику (ізоляція, розташування їх на недоступній висоті і т.д.);
- електричний поділ мережі на окремі електрично не пов'язані між собою ділянки за допомогою спеціальних розподільних трансформаторів;
- усунення небезпеки ураження при появі напруги на корпусах, кожухах та інших частинах електроустаткування, що досягається використанням подвійної ізоляції, вирівнюванням потенціалу, захисним заземленням, зануленням, захистом.

4.3. Характеристика та причини появи виробничих аварій і катастроф

Причини виникнення аварій і катастроф різноманітні, але основними з них є помилки проектувальників й експлуатаційників, порушення вимог техніки безпеки, недбале ставлення керівників підприємств та працівників до таких вимог [33]. Частину з цих причин становлять стихійні лиха. Інколи виробничі аварії та катастрофи виникають через недостатнє знання законів дії та природи процесів, які протікають при експлуатації обладнання та механізмів, їх збереження й використання.

Так як характер виробничих аварій та катастроф неоднаковий, різними є й способи ведення рятувальних та відновлювальних робіт. Але при всій різниці способів, які використовуються, можна дати й загальні рекомендації відносно проведення робіт, їх треба розпочинати без затримки, вести безперервно, зосереджуючи основні зусилля на врятуванні людей і локалізації аварій. При веденні рятувальних робіт слід ретельно додержуватися техніки безпеки з урахуванням характеру аварій. Крім того, велику увагу керівники робіт повинні приділяти чіткій взаємодії формувань різних спеціальностей та інших сил, які притягуються для ведення робіт.

На основі аналізу цілої низки виробничих аварій та катастроф встановлено найбільш поширені причини їх виникнення. Основними з них є [33]:

- дефекти й похибки, які були припущені при проектуванні, будівництві й монтуванні систем та обладнання;
- порушення технології виробництва, правил експлуатації обладнання й техніки безпеки;
- аварії, які виникли внаслідок аварій на газових, енергетичних та комунальних мережах і сусідніх підприємствах.

Залежно від характеру виробничої діяльності найбільш типовими аваріями є [33]:

- аварії та катастрофи, які пов'язані з виникненням вибухів, пожеж та їх наслідками;

- аварії на хімічно небезпечних об'єктах з викидами в навколишнє середовище сильнодіючих отруйних речовин;

- аварії на транспорті.

Прогнозування техногенних надзвичайних ситуацій засноване на оцінці технічного стану обладнання, техніки, оцінці людського фактора й факторів навколишнього середовища.

Джерела енергії, що представляють небезпеку [33]: звичайне паливо, вибухові речовини, заряджені конденсатори, ємності під тиском, пружинні механізми, підвісні пристрої, газогенератори, акумуляторні батареї, приводні пристрої, катапультовані предмети, нагрівальні прилади, механізми, що обертаються, електричні генератори, статичні електричні заряди, насоси, вентилятори, повітрорудки й ін.

Процеси й умови, що представляють небезпеку [32]: швидкість, корозія, нагрівання, охолодження, тиск, вологість, радіація, забруднення, хімічна дисоціація, хімічне заміщення, механічні удари, окиснення, витіки, електричний пробій, пожежі, вибухи й ін.

Підприємства машинобудівної промисловості відрізняються підвищеною пожежонебезпекою, тому що їх характеризує складність виробничих установок, значна кількість легкозаймистих і горючих рідин, зріджених горючих газів, твердих спалених матеріалів, велика кількість ємностей і апаратів, у яких перебувають пожежонебезпечні продукти під тиском; розгалужена мережа трубопроводів із запірно-пусковою регулюючою арматурами; велика освітленість електроустановками.

Причини пожеж технічного характеру, що виникають на машинобудівних підприємствах і частота, що їй відповідає їм, випадків (%) наступні [33]:

- порушення технологічного режиму (33%);
- несправність електроустаткування (коротке замикання, перевантаження й т.д.) (16%);

- погана підготовка обладнання до ремонту (13%);
- самозаймання промасленого дрантя й ін. матеріалів (10%);
- недотримання графіків планового ремонту, зношування й корозія (8%);
- несправність запірної арматур і відсутність заглушок (6%);
- іскри при електро- і газозварювальних роботах (4%);
- конструктивні недоліки обладнання (7%);
- ремонт обладнання на ходу (2%);
- реконструкція установок з відхиленням від технологічних схем (1%).

Ці дані показують, що основною причиною пожеж на машинобудівних підприємствах є порушення технологічного режиму. Певною мірою це пов'язане з більшою різноманітністю й складністю технологічних процесів. Вони, як правило, крім операцій механічної обробки матеріалів і виробів включають процеси очищення й знежирення, сушіння й фарбування, пов'язані з використанням речовин, що володіють високою пожежною небезпекою. Аналіз зареєстрованих великих пожеж на машинобудівельних заводах показав, що при пожежах на цих підприємствах створюється складна обстановка для пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру й обладнання систем пожежогасіння й вибухозахисту.

При аналізі місця розташування підприємства видно, що воно розташоване по сусідству з іншими підприємствами, а також житловими кварталами, тому у випадку пожежі вогонь може перекинутися на розташовані поруч об'єкти й споруди, що може заподіяти величезний матеріальний збиток.

4.4. Прогнозування надзвичайних ситуацій та розробка превентивних заходів

Для профілактики надзвичайних ситуацій на ділянці, на якій встановлений токарний верстат з ЧПК, передбачене наступне:

- обладнання місць для паління з наявністю ємності з водою;

- установлення сміттєприймачів і збір промасленого дрантя;
- розміщення в приміщеннях вогнегасників і пожежних щитів (лопати, багор, лом, пісок, ємність із водою), а також протипожежних гідрантів.

При виникненні пожежі персоналу необхідно:

- сповістити пожежну службу по телефону 101;
- сповістити керівництво;
- організувати винос найцінніших документів;
- використовувати до приїзду пожежних команд первинні засоби гасіння (пожежні крани, пісок, відра, вогнегасники пінні, повітрепінні, вуглекислотні).

Для запобігання надзвичайної ситуації у вигляді пожежі, необхідні заходи щодо пожежної профілактики:

- організаційні – передбачають правильну експлуатацію машин і внутрішньозаводського транспорту; правильний утримання будинків, споруд, територій; протипожежний інструктаж робітників та службовців; організацію добровільних пожежних дружин, пожежно-технічних комісій; видання указів з питань посиленої пожежної безпеки;

- технічні – дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будинків, при обладнанні електропроводів і встаткування, опалення, вентиляції, освітлення, правильне розміщення обладнання;

- режимні – заборона паління в невстановлених місцях; проведення зварювальних і інших вогневих робіт у пожежонебезпечних приміщеннях і т.п.;

- експлуатаційні – своєчасні профілактичні огляди, ремонти й випробування технологічного обладнання.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення затискного патрона плунжерного типу з поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстату з ЧПК та дослідження напружено-деформованого стану поворотних затискних елементів від дії статичного силового навантаження.

2. Аналіз показав, що виконання функціональна структура затискних патронів із швидким переналагодженням містить підсистеми: кінематичну, яка виконує функцію створення і передачі зусиль затиску на затискні елементи та регулювання діапазону затиску; підсистему безпосереднього впливу, яка забезпечує передачу зусилля затиску на об'єкт закріплення, підтримання його положення орієнтацію в процесі обробки при дії складових сили різання; підсистему керування, яка виконує функції вибору діапазону затиску, керування процесом регулювання і фіксації діапазону затиску та контроль зусилля затиску.

3. Приведені принципи швидкого переналагодження затискних патронів базуються на евристичних прийомах диференціації (розчленування) затискних елементів та інтеграції (концентрації) декількох діапазонів затиску в одному затискному елементі. Проведений аналіз затискних патронів із поворотними багатопрофільними затискними елементами показав, що в основному вони виконуються на базі кулачкових та плунжерних затискних патронів.

4. Огляд існуючих досліджень і розробок по затискних патронах для затиску деталей в широкому діапазоні діаметрів показав, що для створення нових перспективних конструкцій затискних патронів із швидким переналагодженням доцільно використовувати диференціально-морфологічний метод структурно-схемного синтезу, евристичні прийоми розчленування затискного елемента в поперечному перерізі, евристичні прийоми інтеграції діапазонів затиску в затискному елементі та матричного методу структурно-схемного синтезу, використання двох і більше передавально-підсилюючих

ланок, навмисного введенні конструкцію затискних елементів зон деформації, що дозволяє затискним елементам автоматично набувати форму поверхні затиску.

5. Розроблено конструкцію шпindelного вузла приводу головного руху. Проведено розрахунок радіальної жорсткості опор шпindelного вузла. Визначено радіальну жорсткість переднього кінця шпindelя шпindelного вузла. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпindelного вузла при $l = 370$ мм становить $j_{r_{sp}} = 205500$ Н/мм = 205,5 Н/мм.

6. Розроблено дискретну динамічну модель шпindelного вузла поданого у вигляді пружної невагомої балки і зосередженими масами. Здійснено приведення мас до характерних точок шпindelя. Визначено власні частоти та амплітуд коливань шпindelного вузла з використанням методу коефіцієнтів впливу податливостей. Перша власна частота становить $p_1 = 40$ Гц, а друга власна частота $p_2 = 173$ Гц.

7. На основі типової кінематичної структури для дискретно-неперервної схеми охоплення діапазону діаметрів та конструктивної схеми розроблено конструкцію затискного патрона плунжерного типу із поворотними призматичними кулачками для оснащення токарного верстата з ЧПК.

8. Оцінку напружено-деформованого стану поворотних призматичних кулачків здійснено за допомогою програмного комплексу твердотілого моделювання та інженерного аналізу (CAD/CAE-системи), яка включала наступні етапи: розробку 3D-моделі; задання характеристик матеріалів; вибір типу параметрів скінченних елементів; розбиття 3D-моделі на скінченні елементи; задання граничних умов та формування системи навантажень; перевірка коректності розробленої скінченно-елементної моделі; моделювання та візуалізація напружено-деформованого стану.

9. За результатами моделювання встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають у перерізі з'єднання тіла затискного кулачка із плунжером при різних положеннях поворотного затискного кулачка

і радіальних силах затиску. Аналіз показує, що зі збільшенням зусилля затиску, від мінімального до максимального (тобто в 3,75 раз), максимальні еквівалентні напруження збільшуються майже у 6 раз. Окрім того, спостерігається прямопропорційна лінійна залежність між навантаженнями та максимальними еквівалентними напруженнями.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. . Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.
2. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
3. Pegels H. Die Spanntechnik stellt sich auf die Entwicklung numerisch gesteuerter Drehmaschine ein// Techn. Zbl. prakt. Metallbearbeitung. – 1973. - №9. – S.393–396.
4. Волошин В.Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами для токарних верстатів. – Дис... канд. техн. наук. – К.: НТУУ «КПІ», 2003. – 234 с.
5. Кузнецов Ю.М. Принципи швидкого переналадження затискних патронів токарних верстатів/ Ю.М. Кузнецов, В.Н. Волошин// Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. – 2002. – №43. – С.126 – 128.
6. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. – Дисс... докт. техн. наук. – Москва, 1983. – 561 с.
7. Кузнецов Ю. М., Срібний Л. М. Підвищення ефективності токарних автоматів. – К.: Техніка, 1989 – 168 с.
8. Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я. Широкодиапазонные и многофункциональные зажимные механизмы: теория и практика: монография. – К.: ООО «ГНОЗИС», 2011 – 424 с.
9. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Ю.Н.Кузнецов, А.А.Вачев, С.П.Сяров, А.Й.Цървенков; под ред. Ю.Н.Кузнецова. – К.: Техника; София: Техника, 1988. – 222 с.

10. Кушик В.Г. Анализ и синтез широкодиапазонных цанговых патронов прутковых автоматов. Дисс... канд. техн. наук. – К.: КПИ, 1993. – 199 с.

11. Кушик В.Г. Широкодiапазоннi цанговi патрони токарних горизонтальних багатопшпindelних автоматiв// Вiсник Тернопiльського державного технiчного унiверситету. – 1999 – №2. – С. 81 – 85.

12. Кушик В.Г. Характеристики широкодiапазонних затискних патронiв// Машини i автоматизованi комплекси. – 2005 – №3. – С. 66 – 72.

13. Юрчишин О.Я. Пружно-демпфуючi характеристики та прогнозування меж використання широкодiапазонних цангових патронiв Дис.... канд. техн. наук. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 180 с.

14. Ахрамович В.Н. Анализ и синтез клиноплунжерных широкодиапазонных зажимных патронов токарных автоматов. Дисс... канд. техн. наук. – К.: КПИ, 1991. – 209 с.

15. Волошин В.Н. Матричнi моделi способiв переналагодження затискних патронiв токарних верстатiв/ В.Н. Волошин, Ю.М. Кузнєцов// Вiсник Житомирського iнженерно-технологiчного iнституту. Технiчнi науки. – 2002. – №3. – С.37 – 42

16. Кузнєцов Ю.М. Силовi характеристики токарних патронiв з позицiйними багатопрофiльними затискними елементами/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин// Вiсник ТДТУ. – 2004. - №3. – С. 43 – 48.

17. Кузнєцов Ю.М. Моделювання динамiчних силових характеристик плунжерних токарних патронiв з багатопрофiльними затискними елементами/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин// Збiрник наукових праць КНТУ. Технiка в сiльськогосподарському виробництвi, галузеве машинобудування, автоматизацiя. – 2008.– Випуск 20. – С.173 – 176.

18. Бица Р.О. Обгрунтування характеристик токарних кулачкових патронiв з адаптивними затискними елементами; – Дис.... канд. техн. наук. – Тернопiль: ТНТУ iм. Iвана Пулюя, 2017. – 164 с.

19. Луцiв I.В. Пiдвищення гнучкостi токарних патронiв шляхом адаптацiї кулачкiв до поверхнi затиску/ I.В. Луцiв, В.Н. Волошин, Р.О. Бица//

Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2013. – Випуск 41, частина I. – С. 166 – 170.

20.Луців І.В. Адаптивні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарного оброблення/ І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні. – 2013. – Випуск 772. – С.62 – 66.

21.Lutsiv I. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface/ I. Lutsiv, V. Voloshyn, R. Bytsa// Machines, Technologies, Materials. International journal. Bulgaria. 2015. Issue 12/2015. pp. 64-67.

22.Bahrke U. Flexible Spannbacken für die Drehbearbeitung: Diss. Berlin: IPK., 1998. 168 s.

23.Spur G., Bahrke U. Flexible clamping jaws for circular sections/ G. Spur, U. Bahrke// Seventh International Conference on Production Precision Engineering, 4th International Conference on High Technology, 15–17 September 1994., Chiba, Japan. Chiba, 1994. pp.277-282.

24.Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с.

25.Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование. – Минск: Выш. шк., 1991. – 382с.

26.Сур'янінов М.Г. Теоретичні основи динаміки машин/ Сур'янінов М.Г., Дашенко О.Ф., Білоус П.О., Оборський Г.О. – Одеса: Астропринт, 2008. – 412с.

27.Опір матеріалів: Підручник/ Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – К.: Вища школа, 2004. – 665с.

28.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 в машинобудуванні. – 2012.– Випуск 746. – С.28 – 31.

29. Основи методу кінцевих елементів і його застосування в інженерних розрахунках: навчальний посібник/ Овчаренко В.А., Подлесний С.В., Зінченко С.М. – Краматорськ: ДДМА, 2008. – 380 с.

30. Substantiation of parameters for three-cutter boring head with allowance and feed distribution and asymmetric cutter position / Petro Kryvyi, Volodymyr Krupa, Volodymyr Kobelnyk, Yaroslav Kosiv// Scientific Journal of TNTU. — Ternopil : TNTU, 2019. — Vol 96. — No 4. — P. 57–69.

31. Волошин В.Н. Застосування CAD/CAE-систем для дослідження напружено-деформованого стану багатопрофільних кулачків токарних патронів/ В.Н. Волошин, В.М. Буховець, Т.Л. Піхурська// Збірник тез доповідей XII міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (6–7 грудня 2023р.). – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2023.– С. 24-25.

32. Охорона праці в машинобудівному виробництві/ Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456 с.

33. Цивільний захист: навчальний посібник/ Левчук К.О., Романюк Р.Я., Толок А.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – р325 с.

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Лев. пап'єн.				Документація			
			KPM MBд-22-38.02.00.000 СК	Складальне креслення			
				Складальні одиниці			
		1	KPM MBд-22-38.02.01.000	Корпус			
		9	KPM MBд-22-38.02.02.000	Гідроциліндр			
	Справ. №				Деталі		
			2	KPM MBд-22-38.02.00.002	Стакан	1	
			4	KPM MBд-22-38.02.00.004	Кришка	1	
			5	KPM MBд-22-38.02.00.005	Маслопровід	1	
			7	KPM MBд-22-38.02.00.007	Прокладка	1	
			8	KPM MBд-22-38.02.00.008	Ущільнення	1	
			10	KPM MBд-22-38.02.00.010	Шланг	1	
			13	KPM MBд-22-38.02.00.013	Шків	1	
			14	KPM MBд-22-38.02.00.014	Шток	1	
			18	KPM MBд-22-38.02.00.018	Лабіринтне ущільнення	1	
			22	KPM MBд-22-38.02.00.022	Шиндель	1	
			27	KPM MBд-22-38.02.00.027	Простановочне кільце	1	
		28	KPM MBд-22-38.02.00.028	Лабіринтне ущільнення	1		
Підп. і дата			29	KPM MBд-22-38.02.00.029	Гайка штопорна	1	
		30	KPM MBд-22-38.02.00.030	Простановочна втулка	1		
		31	KPM MBд-22-38.02.00.031	Втулка	1		
		32	KPM MBд-22-38.02.00.032	Гайка штопорна	1		
		36	KPM MBд-22-38.02.00.036	Півмуфта	1		
		40	KPM MBд-22-38.02.00.040	Півмуфта	1		
		42	KPM MBд-22-38.02.00.042	Штопорне кільце	1		
		47	KPM MBд-22-38.02.00.047	Кришка	1		
	Взам. інв. №						
Інв. № діал.							
Взам. інв. №							
Підп. і дата							
Інв. № подл.							

KPM MBд-22-38.02.00.000

Ізн. Лист № докум. Підп. Дата

Разраб. Пихурська Т.Л.
Проб. Буховець В.И.
Н.контр. Кбелник В.Р.
Утв. Крива В.В.

Шиндельна бадка
токарного
верстата з ЧПК

Лит. Лист Листов
1
ТНТУ, ФМТ
гр. МВмд - 61

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
		48	KPM MBa-22-38.02.00.048	Датчик положення шпинделя	1			
		49	KPM MBa-22-38.02.00.049	Штопорне кільце	1			
		51	KPM MBa-22-38.02.00.051	Стакан	1			
		52	KPM MBa-22-38.02.00.052	Вал	1			
		53	KPM MBa-22-38.02.00.053	Кришка	1			
		54	KPM MBa-22-38.02.00.054	Гвинт штопорний	1			
		55	KPM MBa-22-38.02.00.055	Втулка	1			
		56	KPM MBa-22-38.02.00.056	Штопорне кільце	1			
		57	KPM MBa-22-38.02.00.057	Голчатий підшипник	1			
		58	KPM MBa-22-38.02.00.058	Лабіринтне ущільнення	1			
				Стандартні вироби				
		3		Шпонка 20x12x76 ГОСТ 23360-78	1			
		6		Гвинт М6 ГОСТ 11738-84	6			
		11		Шпонка 25x14x76 ГОСТ 23360-78	1			
		12		Гвинт М8 ГОСТ 11738-84	4			
		15		Шпилька М8 ГОСТ 22040-76	4			
		16		Гайка М8 ГОСТ 5927-70	4			
		17		Шайба ГОСТ 6402-70	4			
		19		Гвинт М4 ГОСТ 1491-80	8			
		20		Гвинт М6 ГОСТ 11738-84	6			
		21		Підшипник 36115 ГОСТ 831-75	2			
		23		Підшипник 36118 ГОСТ 831-75	3			
		24		Гвинт М10 ГОСТ 11738-84	6			
		33		Шпонка 22x14x15 ГОСТ 23360-78	1			
		34		Гвинт М4 ГОСТ 17475-80	4			
		38		Підшипник 1000915 ГОСТ 8338-75	2			
		39		Гвинт М4 ГОСТ 1491-80	4			
		41		Шпонка 22x14x50 ГОСТ 23360-78	1			
Інв. № подл.	Позн. і дата	Взам. інв. №	Інв. № діляк	Позн. і дата	KPM MBa-22-38.02.00.000			Лист
								Ізм.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	К-сть.	Прим.
				Документація		
А1			<i>КРМ МВд 22-38.03.00.000 СК</i>	<i>Плунжерний затискний патрон з поворотними кулачками</i>		
				Складальні одиниці		
				Деталі		
		1	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.001</i>	<i>Корпус</i>	1	
		2	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.002</i>	<i>Поворотний кулачок</i>	2	
		3	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.003</i>	<i>Привідна втулка</i>	1	
		4	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.004</i>	<i>Конічна шестерня</i>	2	
		5	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.005</i>	<i>Передня кришка</i>	1	
		6	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.006</i>	<i>Напрямна шпонка</i>	1	
		7	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.007</i>	<i>Сегмент</i>	3	
		8	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.008</i>	<i>Планка</i>	3	
		9	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.009</i>	<i>Черв'як</i>	1	
		10	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.010</i>	<i>Черв'ячне колесо</i>	1	
		11	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.011</i>	<i>Конічна шестерня</i>	1	
		12	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.012</i>	<i>Конічне колесо</i>	1	
		13	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.013</i>	<i>Втулка</i>	1	
		14	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.014</i>	<i>Кільце</i>	1	
		15	<i>КРМ МВд 22-38.03.00.015</i>	<i>Пружина</i>	3	

					<i>КРМ МВд 22-38.03.00.000</i>						
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Плунжерний затискний патрон з поворотними кулачками</i>			<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
<i>Розроби</i>	<i>Піхурська</i>									1	2
<i>Перевіри</i>	<i>Буховець</i>										
<i>Реценз.</i>											
<i>Н. контр.</i>	<i>Кобельник</i>										
<i>Затверд</i>	<i>Крупа</i>						<i>ТНТУ, ФМТ гр. МВд-61</i>				

*Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів
«АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ» – Тернопіль, 6-7 грудня 2023 року*

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)
Університет імені П'єра і Марії Кюрі (Франція)
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Міжнародний університет цивільної авіації (Марокко)
Наукове товариство ім. Т.Шевченка

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

**Збірник
тез доповідей**

**XII Міжнародної науково-практичної
конференції молодих учених та студентів
6-7 грудня 2023 року**



**УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2023**

A43

Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. – 500.

ISBN 978-617-7875-71-9

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова: Митник Микола Мирославович – к.т.н., доцент, Ректор ТНТУ ім. І. Пулюя. (Україна)

Заступник голови: Марущак Павло Орестович – д.т.н., проф. ТНТУ ім. І. Пулюя. (Україна)

Вчений секретар: Довбуш Тарас Анатолійович – к.т.н., доц. ТНТУ ім. І. Пулюя. (Україна)

Члени: Вухерер Т. – професор факультету інженерної механіки Маріборського університету (Словенія); Вінаш Я. – професор кафедри технології металів Технічного університету у Кошице (Словаччина); Прентковскіс О. – декан факультету Вільнюського технічного університету ім. Гедимінаса (Литва); Стахович Ф. – завідувач кафедри обробки матеріалів тиском Жешувського політехнічного університету ім. Лукасевича (Польща); Мену А. – д.т.н., професор Міжнародного університету цивільної авіації (Марокко); Андрейків О. – д.т.н., професор кафедри механіки Львівського національного університету ім. І. Франка, член-корр. НАН України.

Адреса оргкомітету:

ТНТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 46001,
тел. **0506689327**, факс (0352) 255798
E-mail: confmolstud@gmail.com
Редагування, оформлення, верстка: Довбуш Т.А.

СЕКЦІЇ КОНФЕРЕНЦІЇ, ЯКІ ПРЕДСТВЛЕНІ В ЗБІРНИКУ

- фізико-технічні основи розвитку нових технологій;
- нові матеріали, міцність і довговічність елементів конструкцій;
- сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні;
- сучасні технології на транспорті;
- електротехніка та енергозбереження;
- фундаментальні проблеми харчових, біо- та нанотехнологій;
- економічні та соціальні аспекти нових технологій;
- комп'ютерно-інформаційні технології та системи зв'язку.

ISBN 978-617-7875-71-9

УДК 621.941.2-229.323

В. Н. Волошин, к.т.н., доцент, В. М. Буховець, к.т.н., Т. Л. Піхурська, М. І. Бей
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна)

ЗАСТОСУВАННЯ CAD/CAE-СИСТЕМ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БАГАТОПРОФІЛЬНИХ КУЛАЧКІВ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ

V. N. Voloshyn, Ph.D., Assoc. Prof., V. M. Buhovets, Ph.D., T. L. Pikhurska, M. I. Bey
APPLICATION OF CAD/CAE SYSTEMS FOR RESEARCH THE STRESS-
DEFORMED STATE OF MULTIPROFILE JAWS OF LATHE CHUCKS

Можливість переналадження затискного патрона при зміні типорозміру оброблюваної деталі, час та вартість такого переналадження в значній мірі визначають ефективність механічної обробки. Одним із напрямків підвищення гнучкості і зменшення собівартості обробки в умовах дрібносерійного виробництва є розроблені на основі евристичного прийому інтеграції діапазонів затиску в одному затискному елементі автоматичні токарні патрони з поворотними багатопрофільними затискними кулачками [1, 2]. Вони повинні надійно утримувати заготовку в процесі обробки при дії силових навантажень зі сторони процесу різання та інерційних навантажень, а також володіти високою жорсткістю. Тому питання оцінки напружено-деформованого стану багатопрофільних затискних кулачків в залежності від сил затиску та їх конструктивних параметрів є актуальними.

Серед методів дослідження напружено-деформованого стану машинобудівних конструкцій широко використовуються програмні комплекси твердотільного моделювання та інженерного аналізу (CAD/CAE-системи) [3, 4]. Повний цикл аналізу напружено-деформованого стану за їх допомогою включає наступні етапи: розробку 3D-моделі; задання характеристик матеріалів; вибір типу параметрів скінченних елементів; розбиття 3D-моделі на скінченні елементи; задання граничних умов та формування системи навантажень; перевірка коректності розробленої скінченно-елементної моделі; моделювання та візуалізація напружено-деформованого стану [3, 4].

Результати моделювання напружено-деформованого стану поворотних багатопрофільних затискних кулачків для розробленої конструкції швидкопереналаджувального токарного патрона плунжерного типу з діаметром корпусу 200 мм приведені на рис.1. Результатами моделювання для різних положень поворотного багатопрофільного затискного кулачка, що відповідає різним діаметрам затиску d , навантаженого радіальною силою затиску T в діапазоні від 8 до 30 кН, є еквівалентні напруження σ , значення яких розраховувалися по гіпотезі енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса, та переміщення δ .

Аналіз напружено-деформованого стану багатопрофільного затискного кулачка у різних положеннях і радіальних силах затиску показує, що максимальні еквівалентні напруження виникають у перерізі з'єднання тіла затискного кулачка із плунжером (рис.1,а). У цьому перерізі нижні волокна працюють на розтяг і максимальне еквівалентне напруження при максимальній радіальній силі затиску становить $\sigma=265$ МПа. Із збільшенням зусилля затиску, яке припадає на один кулачок від мінімального до максимального (тобто в 3,75 раз), максимальні еквівалентні напруження також збільшуються майже у 6 раз (рис.1,б). Окрім того, спостерігається прямопропорційна лінійна залежність між навантаженнями та максимальними еквівалентними напруженнями.

Як і у випадку еквівалентних напружень, аналогічна прямопропорційна залежність спостерігається і для величини максимальної деформації на передньому

кінці розточування багатопрофільного затискного кулачка при різних радіальних силах затиску та різних його положеннях (рис. 1, в, г).

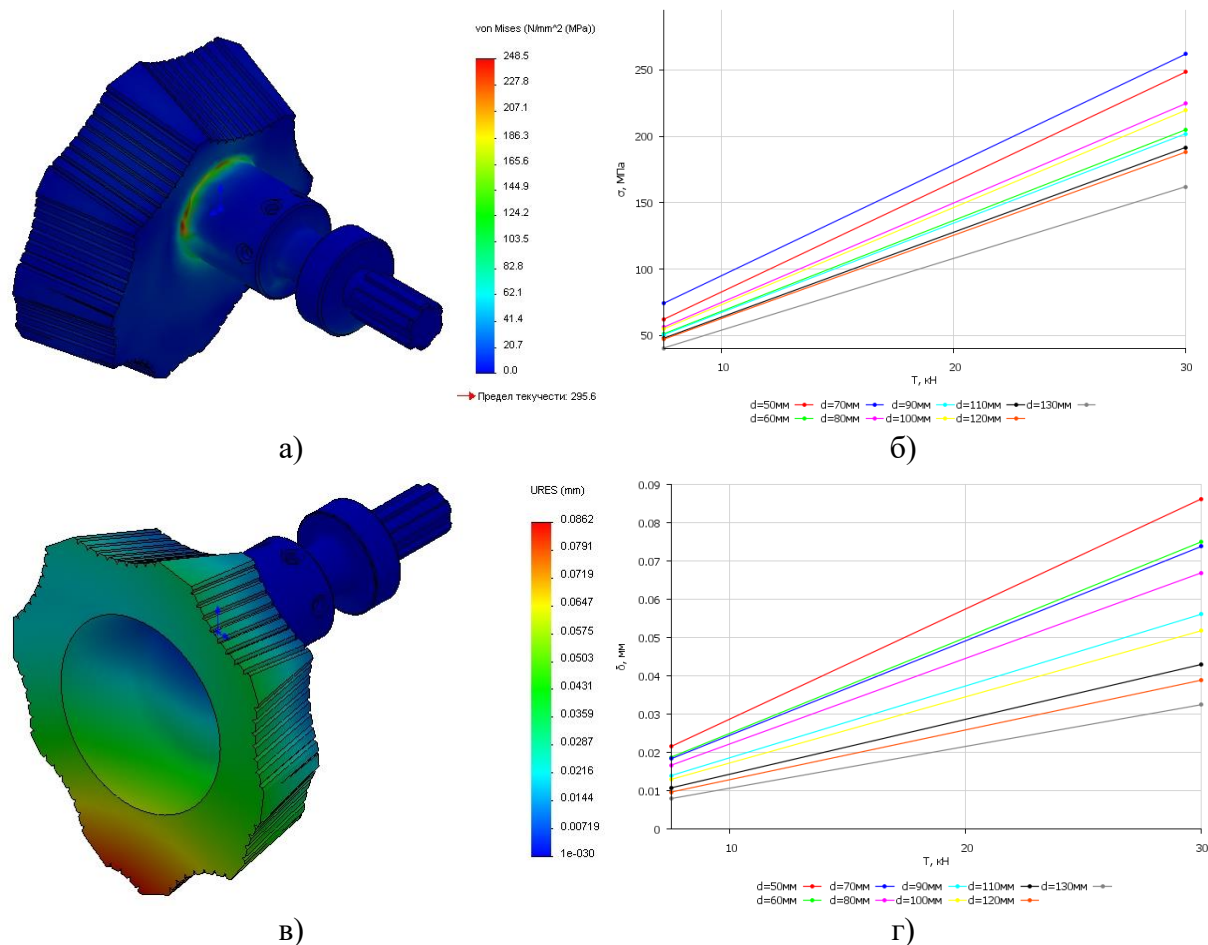


Рисунок 1. Результати моделювання напружено-деформованого стану багатопрофільних затискних кулачків: а) картина напруженого стану при $T=30$ кН та $d=50$ мм; б) графік залежності максимального еквівалентного напруження σ від сили затиску T ; картина деформованого стану при $T=30$ кН та $d=50$ мм; графік залежності величини переміщення переднього кінця розточки δ від сили затиску T .

Література

1. Технологічне оснащення для вискоєфективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія/ [Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н.]. – К.: – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
2. Волошин В.Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами для токарних верстатів. – Дис.... канд. техн. наук. – К.: НТУУ «КПІ», 2003. – 234 с.
3. Кроль О.С., Соколов В.І. Тримірне моделювання металорізальних верстатів та інструментального оснащення: навчальний посібник/ О.С. Кроль, В.І. Соколов. – Сєвєродонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2016. – 160 с.
4. 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 в машинобудуванні. – 2012.– Випуск 746. – С.28 – 31.

ЗМІСТ

СЕКЦІЯ: ФІЗИКО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ РОЗВИТКУ НОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

1. **Ю. Ю. Гудак, В. І. Яськів** 7
МОБІЛЬНА СИСТЕМА БЕЗПРОВІДНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ
ДЛЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ
2. **П. В. Чикало, В. І. Яськів** 9
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ДОПЛЕРІВСЬКОГО МЕТОДУ ПРИ
АКТИВНОМУ ШУМОПОДАВЛЕННІ В СИСТЕМАХ РАДІОУПРАВЛІННЯ

СЕКЦІЯ: НОВІ МАТЕРІАЛИ, МІЦНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

1. **С. Е. Трошкін** 11
ОЦІНКА ВОГНЕСТІЙКОСТІ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ СТІН ВЕРТИКАЛЬНИХ
КАБЕЛЬНИХ ТУНЕЛІВ ПІД ВПЛИВОМ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ,
НАБЛИЖЕНОГО ДО РЕАЛЬНОГО
2. **С. Е. Трошкін** 14
МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ РОЗМІЩЕННЯ КАБЕЛІВ В ТУНЕЛЯХ ТА
КОЛЕКТОРАХ КРУГЛОГО ПЕРЕТИНУ ЗА ДОПОМОГОЮ SKETCHUP
3. **Т. А. Довбуш, Н. І. Хомик, І. Г. Ткаченко** 15
АНАЛІЗ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ У КРІПЛЕННІ
ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН
4. **Г. Б. Цьонь, А. Д. Довбуш** 17
ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОЩІ КОНТАКТНИХ ПОВЕРХОНЬ ГОЛОВОК
ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ В ЕКСТРЕМАЛЬНИХ УМОВАХ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ
5. **О. О. Окунський, Г. Б. Цьонь** 19
ТЕХНІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ
ГИЧКОЗРІЗУВАЛЬНИХ АПАРАТІВ
6. **О. П. Конончук, М. Р. Лещук, М. В. Винницький, О. В. Лещишена,
С. В. Бариш, Я. В. Антоняк** 20
ВИВЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТАВРОВОГО ПРОФІЛЮ
7. **Т. Ю. Гинда** 21
ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК
8. **О. П. Конончук, П. О. Погребняк, С. В. Чаплінський, В.В. Штогрин** 23
ТЕХНІЧНЕ ОБСТЕЖЕННЯ СТАНУ БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ
БУДІВЛІ ГОТЕЛЮ «ГАЛИЧИНА» В МІСТІ ТЕРНОПІЛЬ
9. **В. Н. Волошин, В. М. Буховець, Т. Л. Піхурська, М. І. Бей** 24
ЗАСТОСУВАННЯ САД/САЕ-СИСТЕМ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БАГАТОПРОФІЛЬНИХ
КУЛАЧКІВ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ
10. **Д. А. Баб'як, Г. М. Крамар, Л. Г. Бодрова** 26
ЛЕГУВАННЯ ТВЕРДИХ СПЛАВІВ НА ОСНОВІ КАРБІДУ ТИТАНУ
КОМПОНЕНТАМИ НАНОРОЗМІРІВ
11. **Р. І. Гаврилишин; І. В. Коваль** 27
ВОГНЕСТІЙКІСТЬ EPS СЕНДВІЧ-ПАНЕЛЕЙ