

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження пружних оболонок гідравлічних затискних патронів для затиску тонкостінних циліндричних виробів

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

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

	_____	<u>Штогрін Є.М.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Волошин В.Н.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	_____	<u>Кобельник В.Р.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	_____	<u>Кобельник В.Р.</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
Завідувач кафедри
Кобельник В.Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » грудня 2022 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Штогрину Євгенію Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження пружних оболонок гідравлічних затискних патронів для затиску тонкостінних циліндричних виробів

Керівник роботи Волошин Віталій Несторович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 14 » 11 2022 року № 4/7-908

2. Термін подання студентом завершеної роботи 16.12.2022р.

3. Вихідні дані до роботи Матеріали по токарних патронах для затиску тонкостінних виробів; конструкторська документація по мехатронних приводах головного руху верстатів з ЧПК; матеріали наукових робіт в області затиску тонкостінних циліндричних виробів

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. Типи затискних систем для токарної обробки
2. Конструкції затискних пристроїв для затиску тонкостінних виробів
3. Будова, класифікація та переваги гідравлічних затискних патронів з пружними оболонками
5. Мехатронний привід головного руху токарно-револьверного верстата з ЧПК (складальне креслення)
6. Гідравлічний затискний патрон з пружною оболонкою (складальне креслення)
7. Математична модель переміщень пружної оболонки гідравлічного затискного патрона
8. Результати моделювання впливу геометричних параметрів та сили радіального тиску на пружні переміщення оболонки гідравлічного затискного патрона

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях			
Нормоконтроль	ст. викладач Клепчик В.М.		
	к.т.н., доцент Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 15.11.2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	Тиждень 1	
2.	Аналіз конструкцій затискних пристроїв для затиску тонкостінних виробів токарної обробки деталей малої жорсткості та огляд існуючих досліджень і розробок по затиску тонкостінних кільцевих та циліндричних виробів	Тиждень 2	
3.	Постановка мети і завдань дослідження	Тиждень 2	
4.	Проектування конструкції мехатронного приводу головного руху з механізмом затиску	Тиждень 3	
5.	Розробка конструкції гідравлічного затискного патрона з пружним оболонковим затискним елементом	Тиждень 4	
6.	Розробка математичної моделі для визначення переміщень пружної оболонки гідравлічного затискного патрона	Тиждень 5	
7.	Дослідження впливу геометричних параметрів та сили радіального тиску на пружні переміщення оболонки	Тиждень 5	
8.	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	Тиждень 5	
9.	Оформлення кваліфікаційної роботи	Тиждень 5	
10.	Захист кваліфікаційної роботи	Тиждень 6	

Студент

_____ (підпис)

Штогрін Є.М.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Волошин В.Н.

_____ (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Штогрін Є.М. «Дослідження пружних оболонок гідравлічних затискних патронів для затиску тонкостінних циліндричних виробів». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022 р.

Shtohrin Y.M. «Research of elastic shells of hydraulic clamping chuck for clamping thin-walled cylindrical parts». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2022.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу встановлення впливу геометричних параметрів пружної оболонки та сил радіального тиску, що створюється в гідравлічному затискному патроні, на пружні радіальні переміщення оболонкового затискного елемента, який безпосередньо контактує із тонкостінним циліндричним виробом. Спроектовано конструкцію приводу головного руху, що являє собою мехатронну привідну систему прямої дії (мотор-шпindel) та конструкцію гідравлічного затискного патрона з пружним оболонковим затискним елементом. Розроблено математичну модель пружних деформацій оболонкового затискного елемента. За допомогою розробленої моделі проведено моделювання впливу радіального силового навантаження на пружні переміщення пружного оболонкового затискного елемента; пружних переміщень оболонкового затискного елемента в залежності від зміни його товщини при різних значеннях радіального силового навантаження.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ЗАТИСКУ ТОНКОСТІННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ВИРОБІВ	7
1.1. Характеристика та типи затискних систем для токарної обробки заготовок	7
1.2. Аналіз конструкцій затискних пристроїв для затиску тонкостінних виробів	10
1.2.1. Самоцентруючі затискні патрони	10
1.2.2. Багатопелюсткові цангові патрони	13
1.2.3. Затискні патрони із затискними пружними елементами	14
1.2.4. Гідравлічні затискні патрони із втулковими затискними елементами	15
1.2.5. Гідравлічні затискні патрони із пружними оболонками	17
1.3. Огляд існуючих досліджень і розробок по затиску тонкостінних кільцевих та циліндричних виробів	20
1.4. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	23
2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	27
2.1. Аналіз конструкції токарно-револьверного верстата та приводу головного руху з механізмом затиску	27
2.2. Проектування конструкції мехатронного приводу головного руху з механізмом затиску	28
2.2.1. Вибір типу та структури приводу	28
2.2.2. Вибір параметрів і технічних характеристик приводу. Графік зміни потужності та обертового моменту на шпинделі	30
2.2.3. Конструювання та розрахунок жорсткості шпиндельного вузла мотор-шпинделя	32
2.2.3.1. Вибір компоновальної схеми шпиндельного вузла та типу опор	32
2.2.3.2. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла	35

2.2.3.3.	Визначення оптимальної міжопорної віддалі та радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла	37
2.2.4.	Динамічний розрахунок шпиндельного вузла мотор-шпинделя	39
2.2.4.1.	Розрахункова схема і вихідні дані для розрахунку	39
2.2.4.2.	Приведення мас до передньої частини шпинделя і середини міжопорної віддалі	40
2.2.4.3	Визначення власних частот та амплітуд коливань шпиндельного вузла	42
2.2.4.	Опис конструкції та принципу дії привідної системи	47
2.3.	Висновки по розділу 2	48
3.	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	49
3.1.	Теоретичні основи керування властивостями оболонок і їх реакція на силове навантаження	49
3.2.	Конструкція гідравлічного затискного патрона з пружним оболонковим затискним елементом	55
3.3.	Теоретична модель для визначення переміщень пружної оболонки гідравлічного затискного патрона	57
3.3.1.	Розрахункова схема силового навантаження оболонкового затискного елемента	57
3.3.2.	Теоретичні залежності для визначення пружних переміщень оболонкового затискного елемента	58
3.3.3.	Дослідження впливу геометричних параметрів та сили радіального тиску на пружні переміщення оболонки	61
3.4.	Висновки по розділу 3	65
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	67
4.1.	Характеристика токарно-револьверного верстата з ЧПК з точки зору охорони праці	67
4.2.	Вимоги ергономіки до організації робочого місця оператора токарно-револьверного верстата з ЧПК	68

4.3	Заходи по забезпеченню безпечної роботи токарно-револьверного верстата з ЧПК	71
4.4.	Оцінка стійкості системи управління промислового об'єкта	72
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	77
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	80
	ДОДАТКИ	84

ВСТУП

На даний час кількість тонкостінних виробів в загальній номенклатурі виробів в машинобудівних конструкціях постійно збільшується. Оболонкові циліндричні вироби, забезпечуючи високу міцність і щільність компоновки, знаходять широке застосування в самих різних галузях промисловості і, що особливо важливо, в найбільш важливих областях машинобудування: літако- і ракетобудуванні, криогенній техніці і холодильних установках, космічних і військово-промислових розробках.

Разом із збільшенням частки тонкостінних циліндричних виробів в загальній масі оброблюваних деталей, підвищуються і технічні вимоги до точності розмірів оболонкових поверхонь, форми їх взаємного розташування, вимоги до якості поверхневого шару. Із-за основної особливості тонкостінних виробів – їх малої жорсткості, виконання цих вимог є досить складним завданням.

Найбільші труднощі при обробці оболонкових циліндричних деталей виникають при вирішенні питання їх закріплення на верстаті. Одним з найважливіших чинників, який впливає на якість деталей, є сила закріплення заготовки в технологічному пристосуванні. Накладення сил закріплення на оброблювану заготовку приводить до виникнення деформацій і, як наслідок, виникнення похибки. Для тонкостінних виробів, що характеризуються малою жорсткістю, похибки, пов'язані з накладенням сил закріплення можуть приймати досить значних величин, тому цей чинник є визначальний при конструюванні пристосування і підборі оптимальних режимів обробки.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ЗАТИСКУ ТОНКОСТІННИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ВИРОБІВ

1.1. Характеристика та типи затискних систем для токарної обробки заготовок

Система затиску деталі є підсистемою функціональної системи деталі, яка взаємодіє із системою інструменту (рис.1.1). Система затиску деталі та система інструменту приводяться в дію від інформаційної системи (системи керування) через енергетичну та кінематичну системи верстата [1]. На практиці система затиску заготовки виконується у вигляді затискних пристосувань або затискних механізмів.

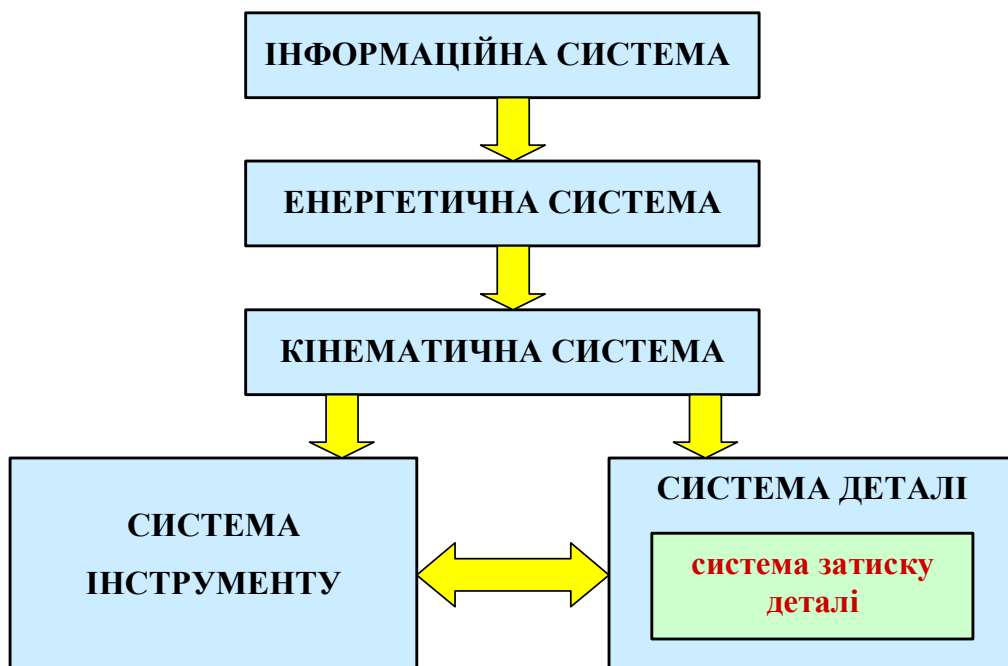


Рис.1.1. Місце системи затиску деталі у структурній схемі функціональної системи верстата

Аналіз показав, що незалежно від призначення, схеми роботи і конструктивного виконання системи затискних механізмів мають спільні структурну та функціональну схеми, що включають джерело і перетворювач енергії в рухомі сили (моменти), вузол керування, привід з передавально-

підсилюючими механізмами, пружною і регулювальною ланками для перенесення рухомої сили чи моменту і передавання на виконавчий механізм (патрон), що перетворює рухому силу в силу затиску, який безпосередньо впливає на деталь або декілька деталей [2].

Система затиску деталі при токарній обробці повинна виконувати три основні завдання: точне встановлення деталі відносно осей обробки (радіальне центрування та осьове встановлення); утримання деталі в процесі обробки при дії сил різання та моментів сил різання; передача деталі необхідного моменту та потужності для забезпечення процесу обробки [2].

Виконання цих завдань ставить відповідні вимоги до затискного пристрою [2, 3]: точна і відтворювана на протязі періоду експлуатації орієнтація та позиціонування деталі, висока радіальна та осьова точність а також повторна точність встановлення; стабільна сила затиску, яка повинна бути постійною в усьому діапазоні частот обертання; висока експлуатаційна надійність, що визначається можливістю протидії силам та моментам згину при передачі обертового моменту; хороші динамічні властивості, що визначаються невисокою масою, малим моментом інерції, незначним дисбалансом та компактною конструкцією; хороша адаптація при затиску деталей різної геометрії та діаметра затиску, що дає можливість зовнішнього та внутрішнього затиску, а також затиску пруткових заготовок; високий коефіцієнт корисної дії; мінімальний час затискання-розтискання; невисока вартість.

Затискні системи для токарної обробки в залежності від джерела енергії поділяються на механічні, гідравлічні, пневматичні, вакуумні, електричні, електромеханічні, магнітні, електромагнітні, відцентрові, електрогідравлічні та інші [2].

В залежності від характеру силового пристрою затискні системи поділяються на пристрої [2]: з непружним силовим замиканням внаслідок дії зовнішніх сил на протязі всього періоду роботи затискного механізму в затиснутому стані, тобто силовий контур затискного механізму відкритий і завжди зв'язаний з джерелом і перетворювачем енергії; з пружним силовим

замиканням за рахунок потенціальної енергії стискуваної при розтисканні пружної ланки у вигляді пружини чи пакета тарілчастих пружин; з геометричним замиканням, при якому сила затиску визначається натягом (пружною деформацією) ланцюга, відключеної від приводу, в сторону об'єкта закріплення; з фрикційним замиканням у вигляді самогальмування, що визначається геометрією передавальних ланок, і який забезпечує зростання сили тертя при виключенні навантаження від приводу після досягнення потрібної величини сили затиску і заклинювання; комбіновані.

Затискні системи для токарної обробки в залежності від напрямку дії сили затиску поділяються на затискні пристрої з радіальним, осьовим та комбінованим затиском [3] (рис.1.2).

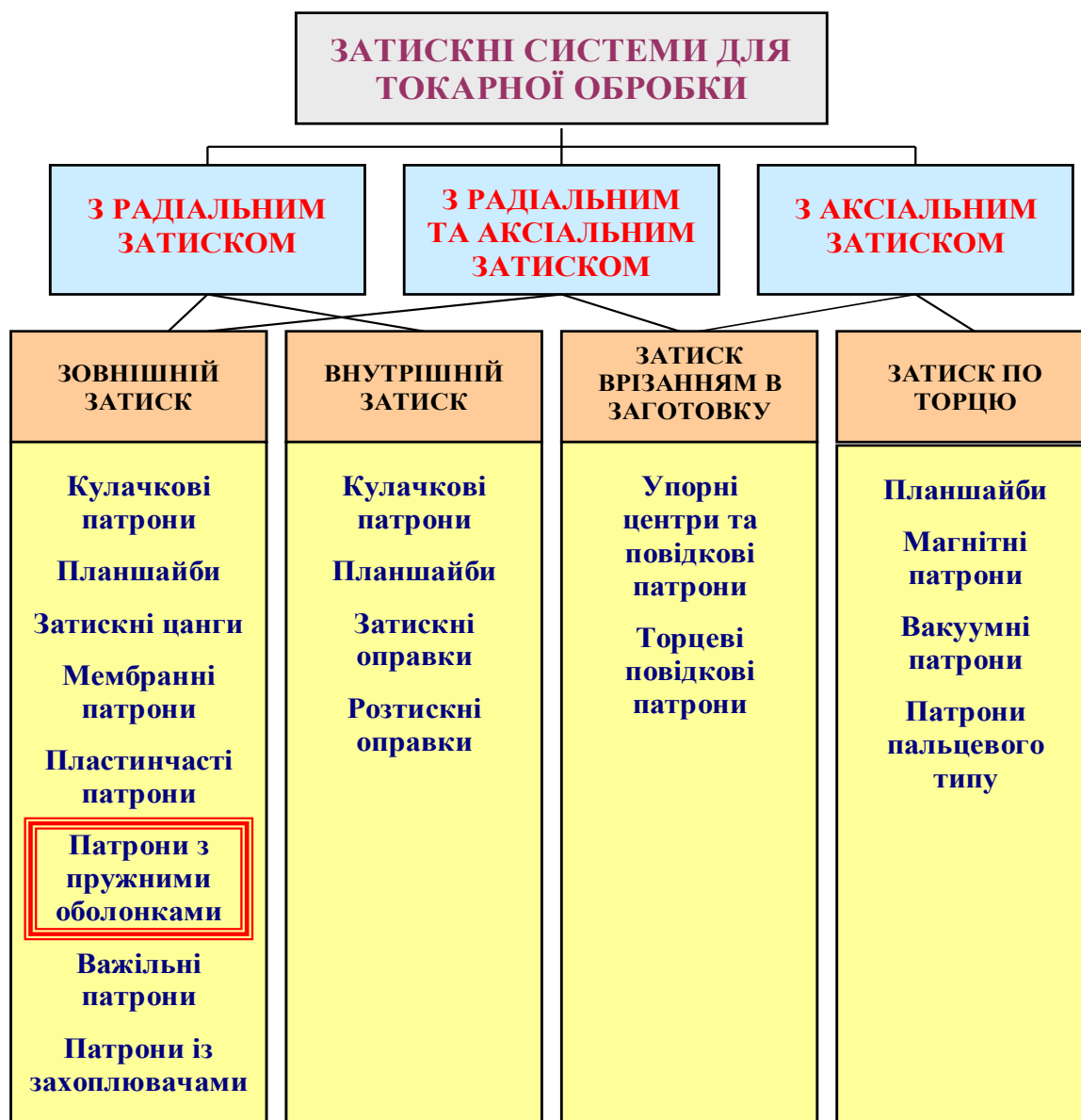


Рис.1.2. Типи затискних систем для токарної обробки

1.2. Аналіз конструкцій затискних пристроїв для затиску тонкостінних виробів

1.2.1. Самоцентруючі затискні патрони

Одним із найдавніших та ефективних рішень для затиску тонкостінних виробів, яке пропонується на ринку затискного оснащення, це використання стандартних трикулачкових патронів, оснащених маятниковими кулачками [4]. Конструкція цих кулачків являє собою жорстку опору, на якій встановлено коромисло, що має можливість переміщення в межах $1-3^\circ$. На крайніх точках коромисла встановлюються або загартовані накладки з рифленням, або сирі накладки, які можна розточити (рис. 1.3).



а)



б)



б)

Рис. 1.3. Токарні затискні патрони із маятниковими кулачками фірми SCHUNK: а) конструкція маятникового кулачка; б) токарний затискний патрон з маятниковими кулачками з двоточковим контактом; в) токарний затискний патрон з маятниковими кулачками з чотириточковим контактом

Таке рішення дозволяє забезпечити на стандартному трикулачковому патроні рівномірний розподіл затискного зусилля за рахунок збільшення числа точок контакту ($6 \times 60^\circ$, або $12 \times 30^\circ$) і за рахунок збільшення площі затиску. Це

дозволяє понизити затискне зусилля і підвищити крутний момент, що передається, і тим самим значно понизити деформації деталі.

Стандартні маятникові кулачки випускають практично всі потужні фірми, які працюють на ринку затискного оснащення (SCHUNK, RÖHM, SMW Autoblok та ін.)

Другим ефективним рішенням для затиску тонкостінних виробів, яке дозволяє збільшити число точок контакту є багатокулачкові токарні патрони.

Токарні 6-кулачкові патрони ROTA NCR фірми SCHUNK (рис.1.4) – унікальне технічне рішення для ефективного затиску тонкостінних деталей [5]. Конструкція цього патрона заснована на русі затискних кулачків, що попарно коливаються. Два базові кулачки завжди попарно зв'язані один з одним маятниковим мостом. Це дозволяє підвищити точність центрування заготовки. Якщо маятниковий міст заблокувати, то патрон працюватиме як самоцентрівний. Окрім цього за рахунок рівномірного розподілу затискного зусилля по 6 точках знижуються деформації. Аналогічну конструкцію мають патрони моделі SJL-C фірми SMW Autoblok.

Концепція 6-кулачкового патрона з кулачками, що коливаються, знайшла розвиток в серії патронів ROTA NCS фірми SCHUNK (рис. 1.5). Це повністю герметичні токарні патрони з ефектом притягування оброблюваної деталі до бази. Патрон дозволяє не лише зцентрувати заготовку з високою точністю за рахунок кулачків, що попарно коливаються, зменшити деформації деталі за рахунок рівномірного розподілу затискного зусилля, але і забезпечити мінімальне радіальне і торцеве биття деталі за рахунок ефекту притягування [6]. Аналогічну конструкцію мають патрони моделі TEF-C фірми SMW Autoblok.

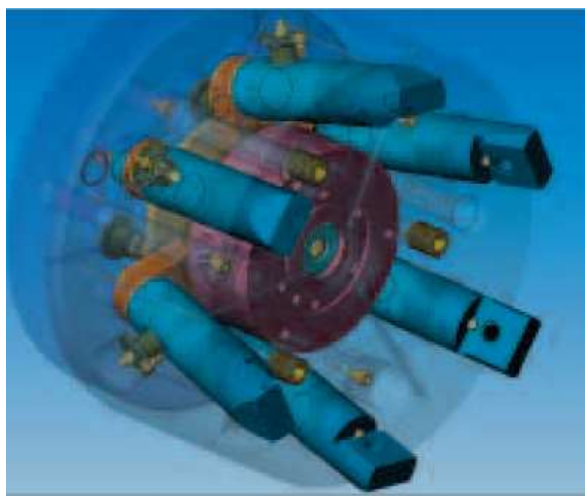
Затискні 6-ти кулачкові патрони плунжерного типу моделі SBF фірми (рис.1.6) STIEFELMAYER мають запатентовану систему гідравлічного зрівноважування плунжерів із затискними елементами; тобто кожен плунжер приводиться в дію поршнем під дією тиску масла від центральної привідної втулки. Таким чином створюється рівномірне зусилля затиску на кожному плунжері із кулачком [7].



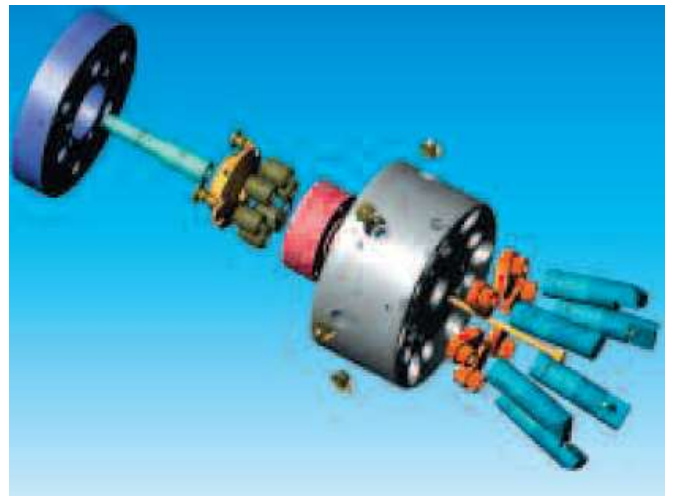
Рис. 1.4. Токарний 6-кулачковий патрон ROTA NCR фірми SCHUNK:
 1 – стандартна система спряження кулачків; 2 – система зрівноваження відцентрових сил; 3 – фланець; 4 – система змащування; 5 – маятниковий міст для попарного з'єднання основних кулачків; 6 – корпус патрона; 7 – система для зміни режиму роботи з маятникового в самоцентрівний; 8 – система центральної подачі повітря і змащувально-охолоджувальної рідини; 9 – привідна втулка



Рис. 1.5. Токарний 6-кулачковий патрон ROTA NCS фірми SCHUNK:
 1 – маятниковий міст; 2 – опора маятникового моста; 3 – шарова опора важеля; 4 – привідна втулка; 5 – важіль



а)



б)

Рис. 1.6. Затискні 6-ти кулачкові патрони плунжерного типу моделі SBF фірми STIEFELMAYER: а) патрон в зібраному стані; б) патрон в розібраному стані

1.2.2. Багатопелюсткові цангові патрони

Ще одним ефективним рішенням для затиску тонкостінних деталей, яке дозволяє збільшити число точок контакту є багатопелюсткові цангові патрони.

Багатопелюстковий цанговий патрон моделі KOF (рис.1.7) фірми RINGSPANN може забезпечувати за рахунок зміни цанг деталі діаметром від 40 до 340 мм з високою точністю (радіальне биття менше 0,01 мм) [8]. Має невелику довжину, коротку довжину ходу привідної втулки. Багатопелюстковий цанговий патрон (рис.1.7,а) складається із корпусу 5 в центральній розточці якого монтується привідна втулка у вигляді гвинта 1. Привідна втулка взаємодіє із багатопелюстковою цангою 3, що базується в корпусі патрона. Для виставлення деталі по довжині служать або установочні гвинти 4, або установочне кільце 2, які приєднуються до корпусу патрона.

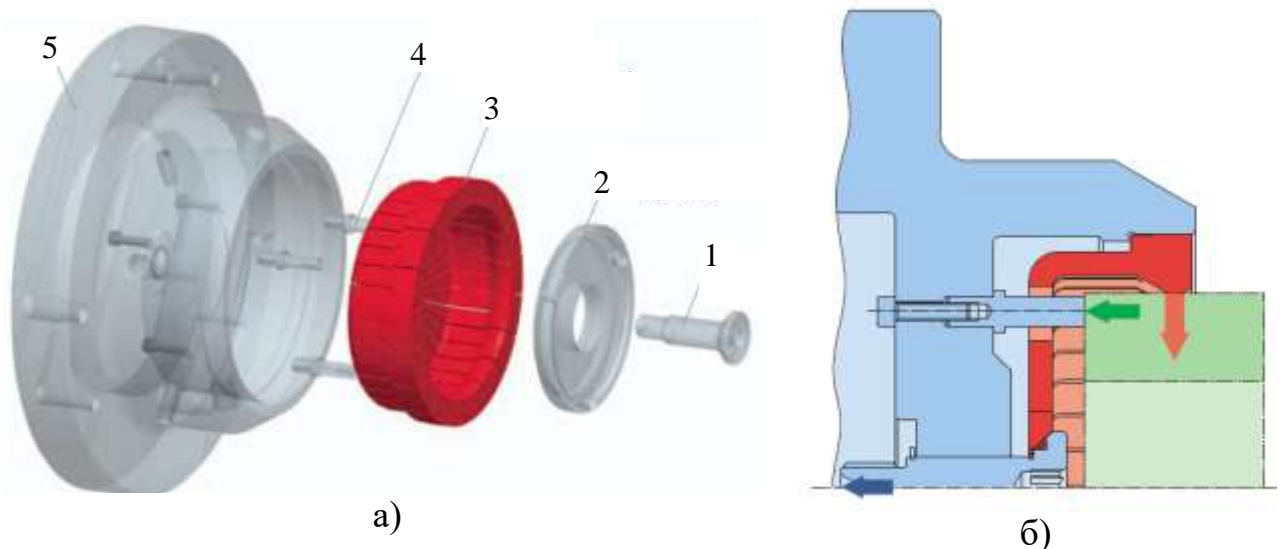


Рис. 1.7. Багатопелюстковий цанговий патрон моделі KOF фірми RINGSPANN: а) конструкція патрону; б) принцип затиску

Аналогічну конструкцію має багатопелюстковий цанговий патрон моделі KZF (рис.1.8) фірми RÖHM, який може працювати на частотах обертання до 6000 хв^{-1} і вище, дозволяє отримувати високі зусилля затиску, має мінімальні втрати відцентрових сил та високу точність повторного затиску [9].

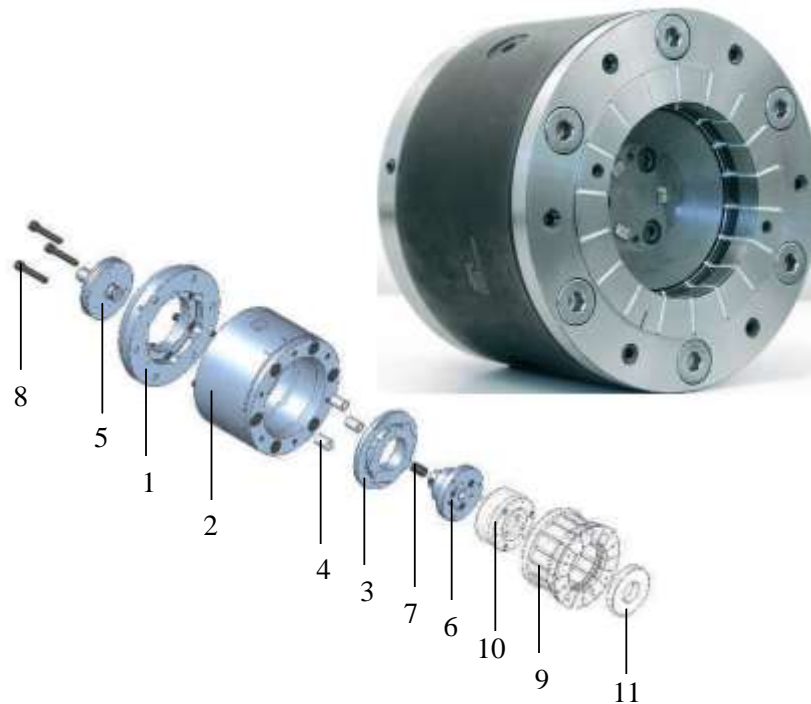


Рис. 1.8. – Багатопелюстковий патрон моделі KZF фірми RÖHM: 1 – кільце проміжного адаптера; 2- корпус; 3 – кільце затиску 4 – втулка; 5 – витяжний фланець; 6 – упорний фланець; 7 – зворотний картридж клапана; 8- гвинти; 9 – затискна цанга; 10 – упор; 11 – контрольне кільце

1.2.3. Затискні патрони із затискними пружними елементами

Патрони із затискними пружними елементами застосовуються для затиску коротких тонкостінних виробів. Принцип дії таких патронів побудований на деформаційних властивостях пружних елементів. Схеми затискних оправок з пружними елементами фірми Ringspann GmbH [8] приведені на рис.1.9. В якості пружних елементів використовуються тарілчасті пружини (рис.1.9,а), які при стисканні збільшуються в діаметрі і затискають заготовку, мембрани (рис.1.9,б), пружинні шайби (рис.1.9,в) та ін.

Затискний патрон із елементом затиску у вигляді блоку тарілчастих пружин (рис.1.9,а) складається з корпусу, втулкової кришки, поперечного пальця і привідної тяги, блоку тарілчастих пружин, натискного кільця, та натискної втулки. Затискний патрон приводиться в дію за допомогою привідної тяги, яка приєднана до приводу затиску верстата. Блок тарілчастих пружин встановлюється з попереднім натягом в опорному діаметрі корпусу. Для

затиску блок тарілчастих пружин зводиться шляхом прикладання осьового зусилля. Заготовка центрується, притискається до опорного кільця і точно затискається. За рахунок кута нахилу тарілчастих пружин осьова сила приводу перетворюється на радіальну силу затиску.

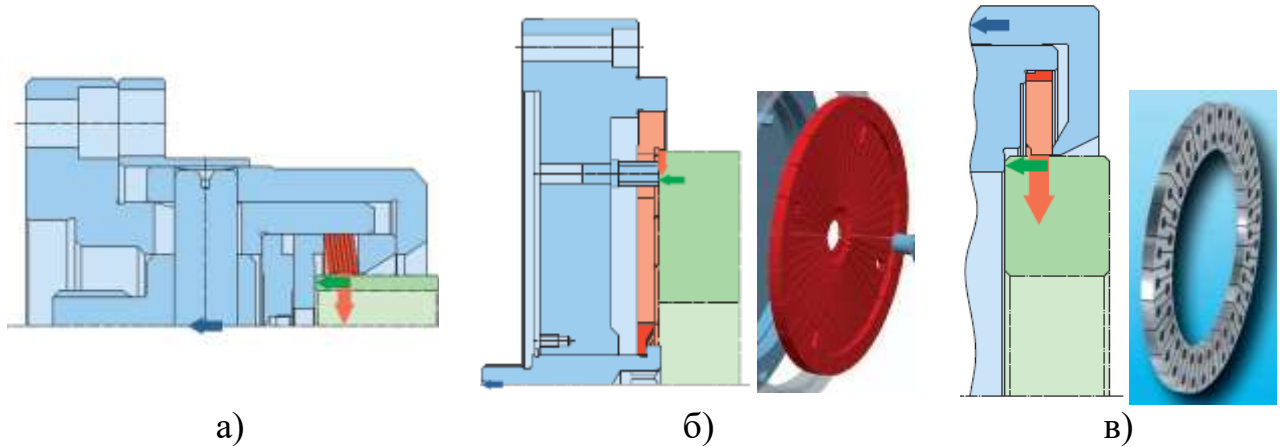


Рис.1.9. Схеми затискних патронів з пружними елементами фірми Ringspann GmbH

Затискний патрон із мембранним елементом затиску (рис.1.9,б) складається з корпусу, мембрани та привідної тяги. Мембрана приводиться в дію привідною тягою, яка приєднана до приводу затиску верстата. Мембрана монтується з попереднім натягом в опорному діаметрі корпусу. Для затиску мембрана пружно деформується за допомогою осьової сили приводу, тим самим центрує заготовку та рівномірно затискає її.

Затискний патрон із пружинною шайбою (рис.1.9,в) є подальшим розвитком затискного патрона із елементом затиску у вигляді блоку тарілчастих пружин при затиску заготовок діаметром понад 170 мм. Пружинна шайба встановлюється з попереднім натягом в опорному діаметрі корпусу. Для затиску пружинна шайба пружно деформується за допомогою осьової сили приводу; деталь центрується і рівномірно затискається.

1.2.4. Гідравлічні затискні патрони із втулковими затискними елементами

Зменшити похибки форми від дії сил затиску, або їх уникнути взагалі,

можна при використанні принципово нових затискних пристроїв, робота яких базується на замиканні силового контуру по колу. Такі схеми затиску реалізовані в гідравлічних затискних патронах (рис.1.10,а) із втулковими затискними елементами (рис.1.10,б). Ці затискні пристрої дуже добре поєднуються із приводом затиску верстата (гідравлічним, електромеханічним), і, як свідчать результати досліджень [10, 11], створюють зусилля затиску майже по всій поверхні кільцевої заготовки та забезпечують його регулювання в потрібному діапазоні.

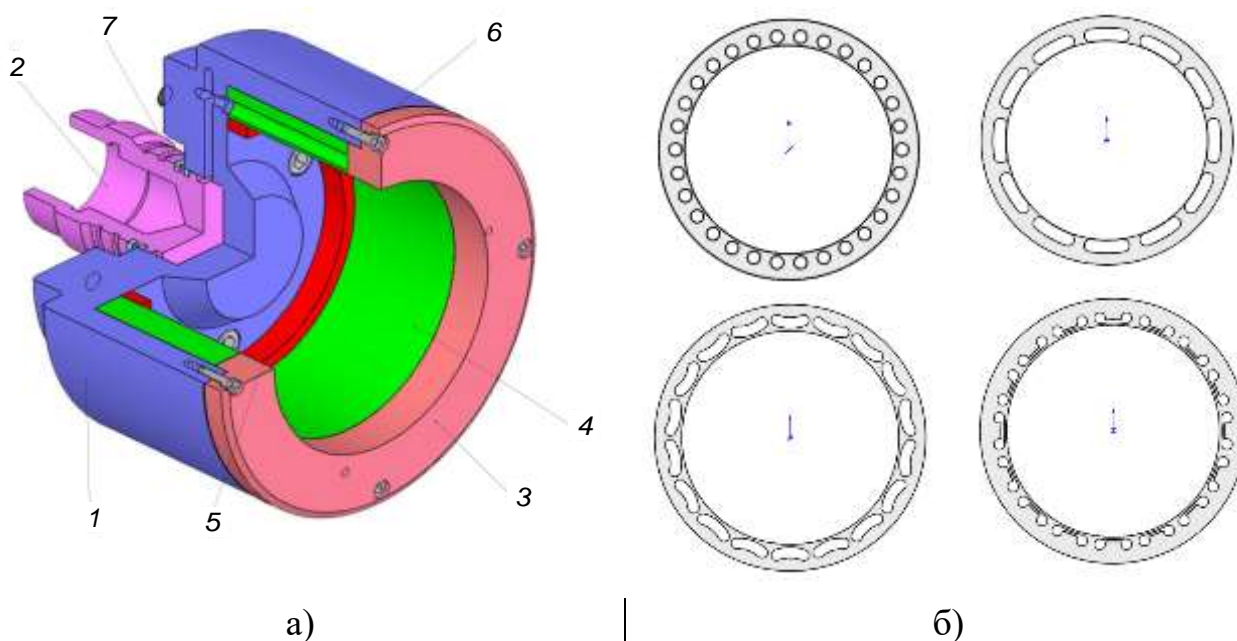


Рис. 1.10. Гідравлічний затискний патрон із втулковим затискним елементом (а) та конструктивні варіанти втулки (б):

1 – корпус; 2 – поршень; 3 – фланець; 4- затискний елемент; 5 – кільце; 6 – гвинти; 7 – манжети

Гідравлічний затискний патрон із втулковим затискним елементом (рис.1.10,а) складається із корпусу 1, в якому рухається поршень 2 приводу. Для забезпечення не витікання і герметичності робочої рідини гідравлічного патрона служать манжети 7 [10, 11]. Затиск заготовки у патроні здійснюється за допомогою затискного елемента 4. Кільце 5 служить для підтискання затискного елемента з допомогою фланця 3 і гвинтів 7.

Принцип роботи такого патрона наступний: під дією осьової сили поршень починає тиснути на рідину, яка знаходиться в гідравлічній системі

патрона, досягнувши стінок втулкового затискного елемента починає їх деформувати внаслідок прикладеного гідравлічного тиску [10, 11]. В результаті цього відбувається затиск тонкостінного циліндричного виробу.

Втулковий затискний елемент є циліндричною втулкою із осьовими отворами, які рівномірно розташовані по контуру втулки. Форма цих отворів, кількість рядів та радіальне розташування у втулці впливають на діапазон затиску і коефіцієнт підсилення гідравлічного затискного патрона. Затискні втулки можуть бути із циліндричними, овальними, трикутними та іншого типу фасонними осьовими отворами, розташованими на різних діаметрах втулкового затискного елемента [10, 11].

1.2.5. Гідравлічні затискні патрони із пружними оболонками

Затискні патрони з пружними оболонками із гідравлічним чи гідропластовим затиском легко пристосувати до неточностей форми базової циліндричної поверхні. Такі затискні патрони затискають заготовки завдяки деформуванню тонкостінної оболонки, що знаходиться під рівномірним тиском зсередини. Для створення тиску використовується рідина або гідропласт.

Переваги затискних патронів з пружними оболонками [12]:

- точність радіального биття і точність повторного встановлення заготовки завдяки високоякісним легованим матеріалам, високій точності виготовлення та практично повному усуненню залишкових напружень в матеріалі;
- хороші демпфуючі характеристики завдяки гасінню за допомогою гідравлічної системи вібрацій, що виникають в процесі обробки;
- тривалий термін експлуатації завдяки тонкостінній сталевій оболонці, що деформується і розтягується тільки в межах допустимого модуля пружності (0,3% від діаметру) і як наслідок – немає втоми матеріалу;
- невисоке зношення поверхонь затиску, так як пружні оболонки мають твердість поверхонь 54...58 HRC (на поверхню затиску може бути нанесене

тверде покриття до 70 HRC), що забезпечує хорошу зносостійкість, а при встановленні забезпечується гарантований зазор;

- практично не вимагає техобслуговування завдяки нечутливій затискній системі і використанню спеціальних прокладок і високоякісних спеціальних сталей;

- велика кількість затисків (до 50000 затисків; якщо затиск не здійснюється з максимальним розтягуванням в 0,3%, кількість затисків може бути збільшено до 100000) завдяки використанню високоякісних спеціальних легованих сталей.

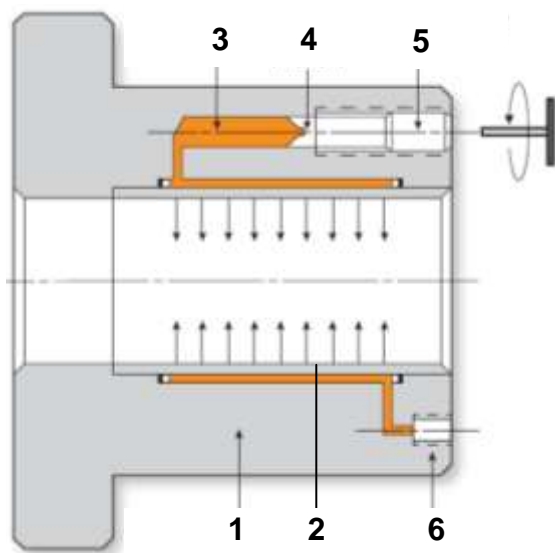


Рис. 1.11. Будова гідравлічного затискного патрона з пружною оболонкою

Принцип роботи гідравлічних затискних патронів з пружними оболонками наступний (рис.1.11). Патрон складається із корпусу 1, який металеві сполучений з деформаційною втулкою 2. У особливих випадках деформаційна втулка кріпиться різьбовим з'єднанням і оснащена ущільнюючими кільцями, що дозволяє її легко замінити при зношенні по діаметру затиску. В корпусі виконаний отвір 3, в якому знаходиться робоча

рідина. По сполучних отворах робоча рідина поступає камеру розтягування. Затискним гвинтом 5, який затягується шестигранним ключем приводиться в дію затискний поршень 4. Затискний поршень вводить під тиском гідравлічну рідину в камерну систему. Герметизація масляної камери здійснюється ущільнюючим елементом. При переміщенні робочої рідини створюється постійний тиск на деформаційну втулку 2, в результаті чого вона прилягає до внутрішньої поверхні деталі. Гвинт 6 служить для прокачування системи.

Гідравлічні затискні патрони з пружними оболонками класифікуються з наступними ознаками [12].

1. По стороні активації патрона: з аксіальною активацією; з радіальною активацією; з тангенціальною активацією.

2. По способу активації патрона: з ручною активацією; з допомогою гідроциліндра та штока; з допомогою гідроциліндра та тяги; з активацією через гідроагрегат (прямий привід).

3. По способу закріплення патрона: через конус Морзе; через конус (SK, BT, HSK); через зовнішній фланець; через внутрішній фланець; на шпindelний конус; через центруючий діаметр.

4. По способу закріплення заготовки: безпосередньо в патроні; через проміжні втулки.

5. По кількості місць затиску: з одним місцем затиску; з кількома місцями затиску;

6. По формі отвору затиску: з гладким отвором; із ступінчастим отвором.

Гідравлічні затискні патрони з пружними оболонками на ринку затискного оснащення пропонують зарубіжні фірми Schunk GmbH, Positrol Workholding, Hydralock Corporation, Acugrip Ltd та ін. [12-15].



Рис. 1.12. Гідравлічний затискний патрон з пружною оболонкою фірми Schunk GmbH

елементами. Заготовка торцем базується по кільцю 5. Із шпindelем верстата затискний патрон кріпиться через з'єднувальний фланець 6.

Гідравлічний затискний патрон з пружною оболонкою фірми Schunk GmbH (рис.1.12) для затиску заготовки 3 складається із корпусу 1, з яким металеву сполучена деформаційна втулка 2 зовнішнього затиску [12]. Приведення в дію деформаційної втулки зовнішнього затиску здійснюється завдяки тиску робочої рідини, що створюється затискним гвинтом, який приводить в дію поршень 4 із ущільнюючими елементами.

1.3. Огляд існуючих досліджень і розробок по затиску тонкостінних кільцевих та циліндричних виробів

В даний час ведуться наукові дослідження, присвячені обробці тонкостінних виробів, при цьому особлива увага приділяється дослідженням закріплення нежорсткої заготовки.

В роботі [16] доведено, що основними факторами, які впливають на відхилення від круглості тонкостінних кільцевих виробів є сила затиску, кількість і площа контакту затискних елементів. Між утриманням заготовки в затискному пристрої та оптимальною силою затиску існує певне співвідношення. Невелика сила затиску не може надійно утримувати заготовку в процесі механічної обробки; занадто велика сила затиску приводить до надмірної пружної деформації кільцевої заготовки і значних відхилень від круглості.

В роботі [17] використано теорію зігнутої балки для отримання теоретичної моделі опису пружних деформацій кільцевих заготовок, закріплених в двох, трьох, і чотирикулачкових патронах. Теоретичні і експериментальні результати показали істотні відмінності по цілому ряді досліджуваних товщин стінок. Головна причина відмінності – дія сил різання, якими нехтували при розробці теоретичної моделі.

В роботі [18] приведено результати прогнозу деформації кільцевої штампованої заготовки. Для підтвердження деформаційної моделі кільцевої заготовки було проведено порівняння результатів отриманих за допомогою запропонованої моделі з результатами, отриманими за допомогою скінченно-елементної моделі. Було встановлено, що вплив сили різання на деформацію заготовки був невеликим порівняно із деформаціями, що створюються силами затиску затискних кулачків [18].

Аналогічну теоретичну модель для прогнозування статичних деформацій і кінцевого профілю після обробки заготовок типу кільце внаслідок дії сил в площині затиску приведено у роботі [19]. Метод, який автор використовував

для поєднання впливу різання і затиску був не надто неточним. Було знехтувано тим фактором, що сила затиску змінюється в процесі обробки, що викликає радіальну силу реакції, яка діє на кулачку.

Підвищенню точності затискних патронів для затиску кільцевих заготовок присвячені роботи Кузнецова Ю.М. та Литвина А.В. [20-22]. Ними виявлено основні фактори, що впливають на утворення радіальних похибок установки тонкостінних кілець в затискних пристроях. Теоретично та експериментально досліджено роботу різних типів затискних механізмів. На основі отриманих результатів було спроектовано нові затискні патрони, що забезпечують більш високу точність в порівнянні з кулачковими і традиційними цанговими патронами. В роботі [21] проведено аналіз деформаційних зміщень кулачків затискних патронів плунжерного типу і їх вплив на зони контакту затискних елементів із кільцевою деталлю. Робота [22] присвячена дослідженню впливу частоти обертання на величину сили затиску затискних патронів плунжерного типу і її вплив на зони контакту затискних елементів із кільцевою деталлю.

Робота [23] присвячена дослідженню затискних кулачків із пружними компенсаційними ланками, які володіють властивостями адаптації до поверхонь затиску тонкостінних деталей та забезпечують точність їх центрування. З використанням методу скінченно-елементного аналізу з використанням CAD/CAE-системи отримано залежності деформацій затискної секції затискного кулачка в залежності від її товщини стінки та силового навантаження на плунжери. За результатами моделювання встановлені місця концентрації максимальних еквівалентних напружень у затискному кулачку з пружною компенсаційною ланкою та їх величини.

В роботі [24] приведені результати визначення динамічних характеристик токарної обробки тонкостінної циліндричної заготовки, затиснутої в патроні. За результатами числового та експериментального аналізу вібраційних характеристик тонкостінної циліндричної заготовки можна зробити наступні висновки: явище вібрації в основному визначається відношенням внутрішнього

діаметру до товщини стінки тонкостінної циліндричної заготовки і завжди відбувається в одному з режимів звичайної вібрації; під час процесу різання коефіцієнт жорсткості оболонки стає меншим, а частота вібрацій поступово зменшується; коли співвідношення внутрішнього діаметру до товщини стінки збільшується, коефіцієнт жорсткості оболонки зменшується, а коефіцієнт демпфування оболонки стає дуже малим, що спричиняє легке збудження тонкостінної циліндричної заготовки.

У дослідженні [25] демпфовану тонкостінну циліндричну заготовку, затиснуту в трикулачкову патроні розглядали як параметрично збуджену динамічну систему. Було досліджено зв'язок між параметричними коливаннями та структурою системи заготовки та методом чисельного моделювання проаналізовано еквівалентну стабільність глибини різання тонкостінної циліндричної заготовки. Приведено результати дослідження впливу коефіцієнта жорсткості тонкостінної циліндричної заготовки, закріпленої трьома кулачками, та положення різального інструменту відносно затискного кулачка на динамічні характеристики системи.

Розроблена модель динаміки різання, яка враховує як деформацію тонкостінної циліндричної заготовки та динаміку інструменту, приведена у роботі [26]. Була побудована математична модель оптимізації параметрів різання з умовами обмеження та цільовою функцією, включаючи силу різання, потужність різання, шорсткість поверхні, стабільність різання та ефективність різання. Також шляхом додавання критичної ширини різання до математичної моделі були отримані оптимальні параметри різання тонкостінної циліндричної заготовки.

У статті [27] представлено модель для оцінки загальної деформації тонкостінних кілець при точінні. Вона враховує значення сил затиску при різних кутових положеннях заготовки, а також сили різання під час обробки. Модель базується на теоремі Кастільяно та використовує поліноми Чебишева для отримання стабільного розв'язку диференціального рівняння деформації. Випробування при різанні проводилися на токарному верстаті та здійснювалися

вимірювання відхилення від круглості. Результати показали хороший збіг з результатами, отриманими за розробленою моделлю.

Модель пружної багатомасової системи для внутрішнього точіння тонкостінних циліндрів представлена у роботі [28]. Модель враховує зміну вхідної та вихідної поведінки заготовки при обертанні заготовки та подачі інструменту, а також зміну динаміки заготовки через видалення матеріалу. Для врахування ефекту видалення матеріалу використовується параметричний підхід. Таким чином, кілька систем попередньо розраховуються для різних станів обробки, які потім інтерполюються для отримання моделі для бажаного стану обробки. Оскільки різні системи зазвичай мають різні вектори ступенів вільності, додано етап попередньої обробки, щоб гарантувати сумісність і, таким чином, потрібну інтерполяцію. У цій роботі представлено два способи отримання параметричної моделі, які призводять до схожих результатів. Отриману параметричну модель використано для аналізу стабільності операції внутрішнього точіння тонкостінних циліндрів. Беручи до уваги різну динаміку заготовки, пропонується покращена подача інструменту, що дозволить значно скоротити час циклу.

У статті [29] приведений спосіб компенсації похибок при точінні тонкостінних циліндричних деталей, який заснований розробленій комплексній моделі компенсації похибок обробки. Цей розроблений спосіб реалізований за допомогою інтелектуального, адаптивного та взаємозамінного різцетримача токарного інструменту з вбудованими датчиками та п'єзоприводами.

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

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Найбільший вплив на якість обробки тонкостінних циліндричних виробів чинить затискний пристрій, тому вирішення проблеми закріплення таких заготовок зводиться до досліджень в області технологічного оснащення.

2. Незалежно від призначення, схеми роботи і конструктивного виконання системи пристрої для затиску тонкостінних циліндричних заготовок мають однакову структурну та функціональну схеми.

3. Узагальнюючи аналіз конструкцій затискних механізмів для обробки тонкостінних циліндричних заготовок найраціональніше застосовувати пристосування з розподіленими силами затиску, якими є багатокулачкові та багатоплунжерні самоцентрівні затискні патрони, багатопелюсткові цангові патрони, затискні патрони із затискними пружними елементами, гідравлічні затискні патрони із втулковими затискними елементами.

4. Пристосуваннями, які орієнтовані на рівномірний розподіл зусиль затиску є гідравлічні затискні патрони із пружними оболонками. Встановлено, що рівномірно розподілені сили затиску, які створюють гідравлічні затискні патрони із пружними оболонками приводять до рівномірної деформації тонкостінної поверхні тонкостінних циліндричних та кільцевих деталей.

5. Огляд багатьох робіт в області затиску і токарної обробки тонкостінних циліндричних та кільцевих виробів, що основними методами дослідження є теоретичні та експериментальні.

6. В результаті аналізу встановлено, що для теоретичної оцінки впливу сил затиску на точність форми при токарній обробці кільцевих та циліндричних тонкостінних деталей використовуються:

- теорія зігнутої балки для отримання теоретичної моделі опису пружних деформацій кільцевих заготовок, закріплених в двох, трьох, і чотирикулачкових патронах;

- метод скінченно-елементного аналізу для аналізу пружних деформацій кільцевих заготовок, закріплених в багатокулачкових токарних патронах, в статиці та в процесі усталеного обертання;

- модель загальної деформації тонкостінних кілець при точінні, що базується на теоремі Кастільяно та використовує поліноми Чебишева для отримання стабільного розв'язку диференціального рівняння деформації, яка

враховує сили затиску при різних кутових положеннях заготовки, а також сили різання під час обробки.

7. Для оцінки динаміки точіння тонкостінних циліндричних та кільцевих виробів використовуються в основному моделі пружної багатомасової системи, які враховують зміну вхідної та вихідної поведінки заготовки її обертанні заготовки та подачі інструменту.

8. На основі аналізу робіт по дослідженню затискних пристроїв для токарної обробки тонкостінних циліндричних та кільцевих виробів мало уваги приділено гідравлічним затискним патронам із пружними оболонками. Геометричні параметри оболонкового затискного елемента та сили радіального тиску будуть суттєво впливати силові параметри таких затискних патронів.

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

Метою даного дослідження є теоретичне дослідження впливу сил радіального тиску, що створюється в гідравлічному затискному патроні, на пружні переміщення оболонкового затискного елемента, який безпосередньо контактує із тонкостінним циліндричним виробом.

Об'єкт дослідження – пружний оболонковий затискний елемент гідравлічного патрона для затиску тонкостінних циліндричних та кільцевих виробів для подальшої обробки на токарному верстаті з ЧПК.

Предмет дослідження – пружні переміщення оболонкового затискного елемента, який безпосередньо контактує із тонкостінним циліндричним виробом, при дії сил радіального тиску, що створюються в гідравлічному затискному патроні.

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

1. Встановити основні завдання, які повинна виконувати система затиску тонкостінних циліндричних виробів для токарної обробки та вимоги до затискних пристроїв.

2. Провести аналіз відомих конструкцій затискних механізмів для обробки тонкостінних циліндричних виробів по зовнішній поверхні.
3. Провести класифікацію гідравлічних затискних патронів із пружною оболонкою та проаналізувати їх конструкції.
4. Провести аналіз наукових досліджень і розробок по затиску та токарній обробці тонкостінних кільцевих та циліндричних виробів.
5. Розробити конструкцію шпиндельного вузла із механізмом затиску токарно-револьверного верстата з ЧПК.
6. Провести розрахунок статичних та динамічних характеристик шпиндельного вузла токарно-револьверного верстата з ЧПК.
7. Розробити конструкцію гідравлічного затискного патрона із пружною оболонкою для оснащення токарно-револьверного верстата з ЧПК.
8. Розробити теоретичну модель для визначення переміщень пружної оболонки затискних оправок під дією сил радіального тиску.
9. Провести моделювання впливу геометричних параметрів та сили радіального тиску на пружні переміщення оболонки.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Аналіз конструкції токарно-револьверного верстата та приводу головного руху з механізмом затиску

Токарно-револьверний верстат багатоопераційний патронно-прутковий з оперативною системою ЧПК мод. 1П420ПФ40 (рис. 2.1) призначений для виконання токарної і додаткової свердлильно-фрезерної обробки деталей із прутка діаметром до 50 мм в автоматичному циклі і штучних заготовок діаметром до 200 мм в напівавтоматичному циклі в умовах дрібносерійного і серійного виробництва . Верстат забезпечує точність обробки деталей при обточуванні h6, розточуванні H7, по довжині 0,05 мм.



Рис. 2.1. Токарно-револьверний верстат багатоопераційний патронно-прутковий з ЧПК мод. 1П420ПФ40

Головний привід шпинделя здійснюється через поліклинову пасову передачу від двигуна постійного струму потужністю 30 кВт. Шпиндель змонтовано на високоточних радіально-упорних підшипниках в жорсткому корпусі.

Гідравлічний привід затиску затискного патрона 3, який приєднується до шпинделя за допомогою перехідного фланця 4 та гвинтів 5, містить обертовий гідравлічний циліндр 1, корпус якого за допомогою гвинтів 6 приєднується до шпинделя, та труби затиску 2. Один кінець труби затиску з'єднується за

допомогою різьби із привідною втулкою затискного патрона, інший – із поршнем обертового гідравлічного циліндра

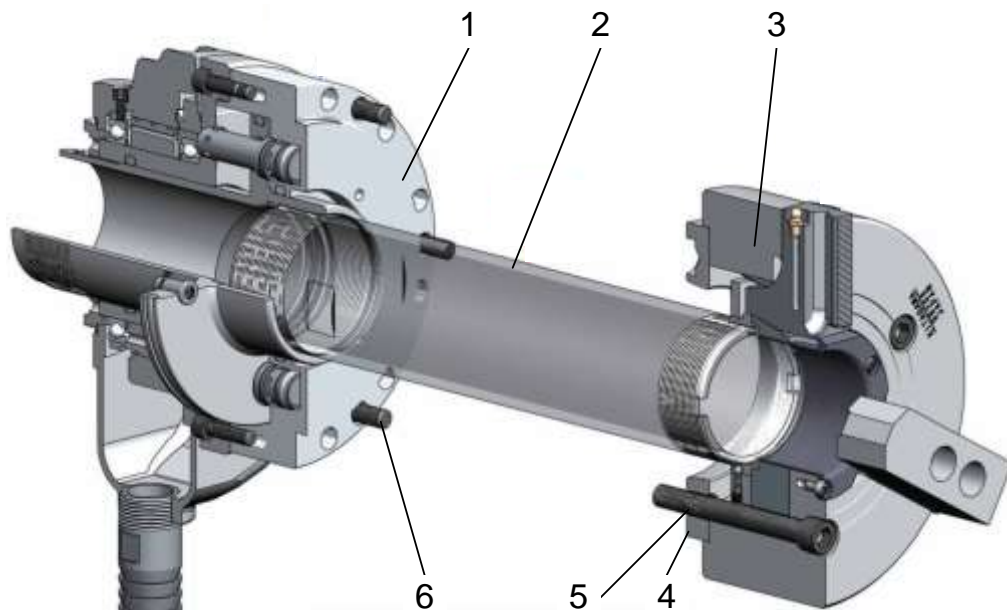


Рис. 2.2. Гідравлічний привід затискного патрона токарно-револьверного верстата з ЧПК мод. 1П420ПФ40

При подачі рідини у праву порожнину обертового гідроциліндра, поршень переміщається вліво та за допомогою труби затиску приводить в дію затискний патрон, який здійснює затиск. При подачі рідини у ліву порожнину обертового гідроциліндра, поршень переміщається вправо та за допомогою труби затиску приводить в дію затискний патрон, який здійснює розтиск. Сила приводу, яку створює обертовий гідроциліндр, настраюється гідравлічною системою. Обертові гідроциліндри є уніфікованими вузлами та містять датчики контролю положення поршня обертового гідроциліндра та тиску в гідросистемі.

2.2. Проектування конструкції мехатронного приводу головного руху з механізмом затиску

2.2.1. Вибір типу та структури приводу

В якості приводу головного руху вибрано прямий привід [30] у вигляді

мехатронного вузла, який поєднує в собі привідний та робочий органи. Така привідна система являє собою мотор-шпиндель із вмонтованим асинхронним (або синхронним) двигуном та у порівнянні із традиційними розділеними приводами має наступні переваги: забезпечує високу максимальну частоту обертання ($5000...20000 \text{ хв}^{-1}$); високу крутильну жорсткість; компактну конструкцію; високі динамічні характеристики.

Така привідна система [31] (рис. 2.3) складається із шпинделя 1, підшипникових вузлів 2, 3 між якими встановлено ротор 4. У корпусі 5 нерухомо встановлюється статор 6, струмопровідні шини якого з'єднуються через приєднувальний термінал 7.

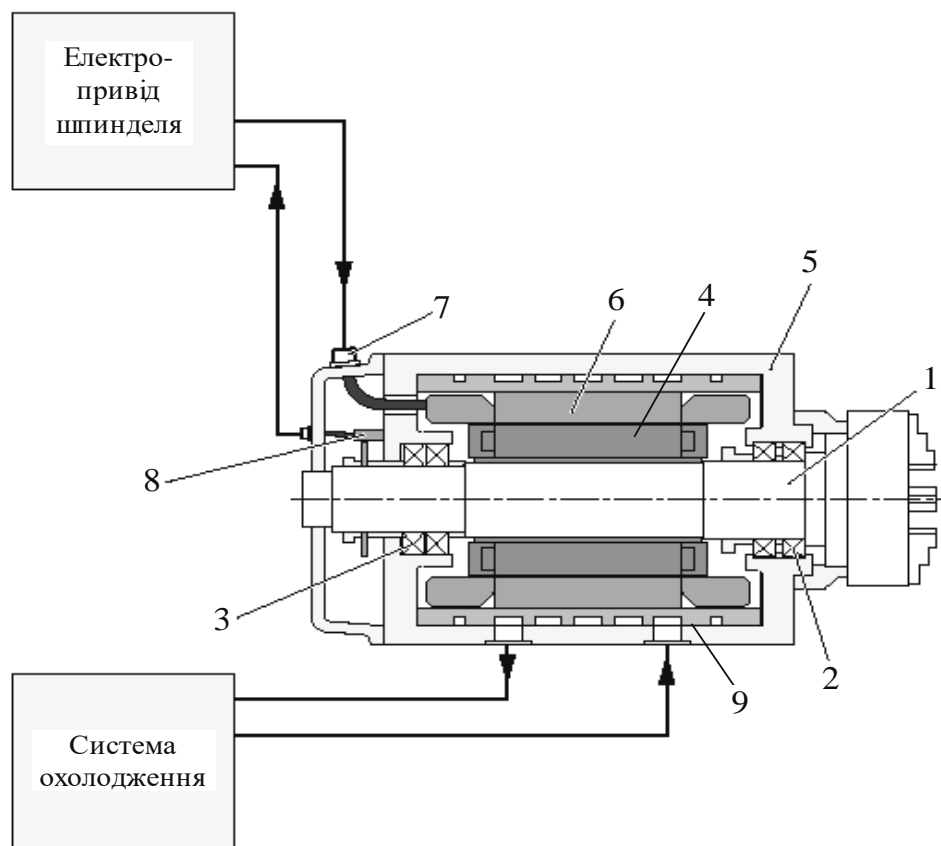


Рис. 2.3. Мехатронна система приводу головного руху

Ротор із статором являють собою асинхронний привідний двигун, який забезпечує безступеневе регулювання частот обертання шпинделя 1. Контроль швидкості обертання та позиціонування шпинделя 1 по координаті С здійснюється за допомогою датчика 8, який приєднується до електроприводу. Для відведення тепла від статора служить пристрій для подачі охолоджуючої

рідини через трубопроводи до гільзи статора 9, на зовнішній поверхні якої нарізана гвинтова канавка, що з'єднується із каналами підводу і відводу рідини.

Для контролю позиціонування шпинделя та контролю його частоти обертання служить високоточний датчик положення [31]. Вимірювальна система складається із барабана та тестової головки. Барабан має розміщену по колу магнітну аксіальну сітку із періодом сигналу 395 мкм. В тестовій головці монтується магніторезистивний датчик. Барабан встановлюється на шпиндель, а тестова головка прикріплюється до корпусу шпиндельної бабки.

Елементи інтегрованого частотно-регульованого асинхронного двигуна приводу шпинделя [31] показані на рис. 2.4.

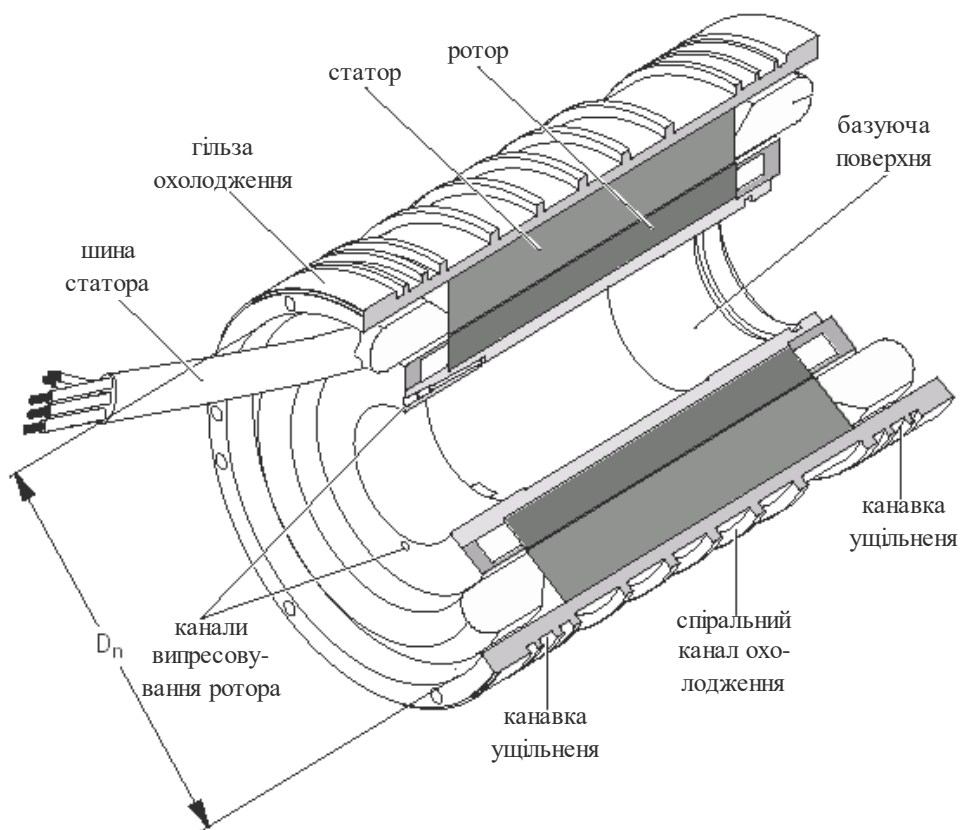


Рис. 2.4. Привідний частотно-регульований асинхронний електродвигун

2.2.2. Вибір параметрів і технічних характеристик приводу. Графік зміни потужності та обертового моменту на шпинделі

Виходячи потужності приводу головного руху, крутного моменту та частот обертання шпинделя верстата мод. 1П420ПФ40 за даними фірми

Indramat, що виготовляє асинхронні двигуни мотор-шпинделів [31], вибрано привідний двигун 1MB310B, технічні характеристики якого подані у табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Технічні характеристики привідного двигуна 1MB310B фірми Indramat GmbH

№п/п	Характеристика	Позначення, одиниці вимірювання	Значення характеристики
1.	Номінальна потужність	P_n , кВт	27
2.	Номінальний обертовий момент	M_n , Н·м	260
3.	Номінальна частота обертання	$n_{ном}$, XB^{-1}	1000
4.	Номінальна напруга	U_n , В	380
5.	Номінальний струм	I_n , А	79
6.	Максимальна частота обертання	$n_{ном}$, XB^{-1}	8000
7.	Момент інерції ротора	J_m , $кг \cdot м^2$	0.477
8.	Маса ротора	m_p , кг	65
9.	Маса статора	m_c , кг	84

Розміри ротора 1MR310B-A108 та статора 1MB310B-6B-A108A1 привідного двигуна показані на рис. 2.5 та рис. 2.6.

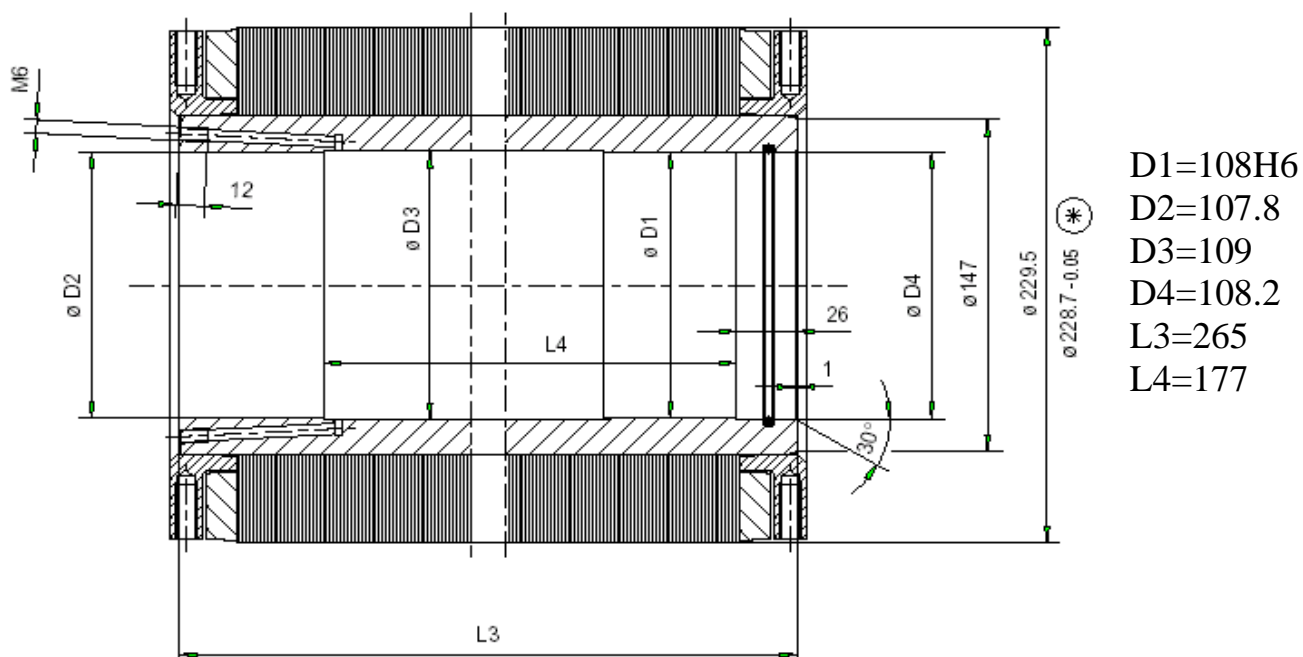


Рис. 2.5. – Розміри ротора 1MR310B-A108 привідного двигуна

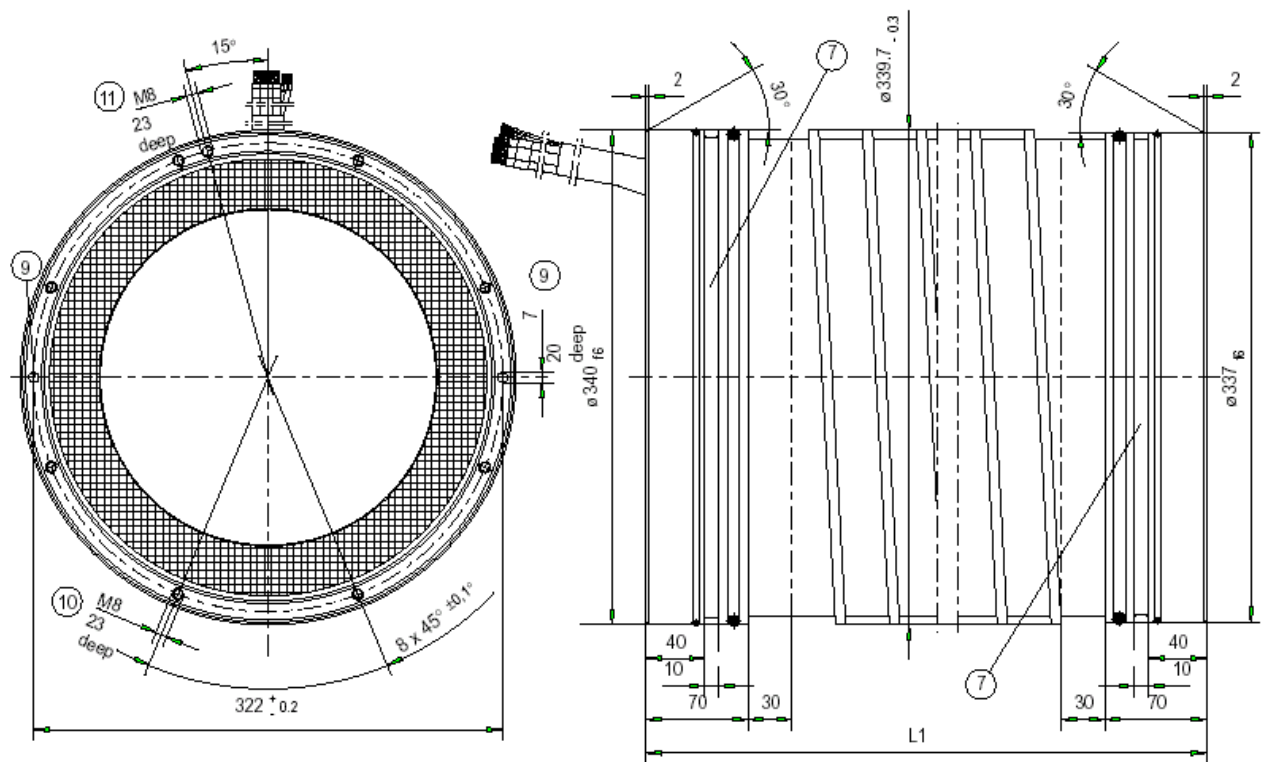


Рис. 2.6. – Розміри статора 1МВ310В-6В-А108А1 привідного двигуна

При регулюванні частоти обертання двигуна змінюються крутний момент, що ним розвивається та потужність, що ним віддається. В діапазоні частот обертання $n_{min} \dots n_{ном}$ обертовий момент, що розвивається двигуном, постійний, а потужність міняється. В діапазоні частот обертання $n_{ном} \dots n_{max}$ регулювання частоти обертання проходить при постійній потужності двигуна та обертовому моменті, що міняється. Графік зміни потужності від частоти обертання приведений на рис. 2.7.

2.2.3. Конструювання та розрахунок жорсткості шпindelного вузла мотор-шпинделя

2.2.3.1. Вибір компоувальної схеми шпindelного вузла та типу опор

За даними [32] на даний час більше 95% верстатів виготовляються із шпindelними вузлами на опорах кочення. По максимальній частоті обертання та потужності, яка передається, вибираємо компоувальну схему шпindelного

вузла, зображену на рис. 2.8.

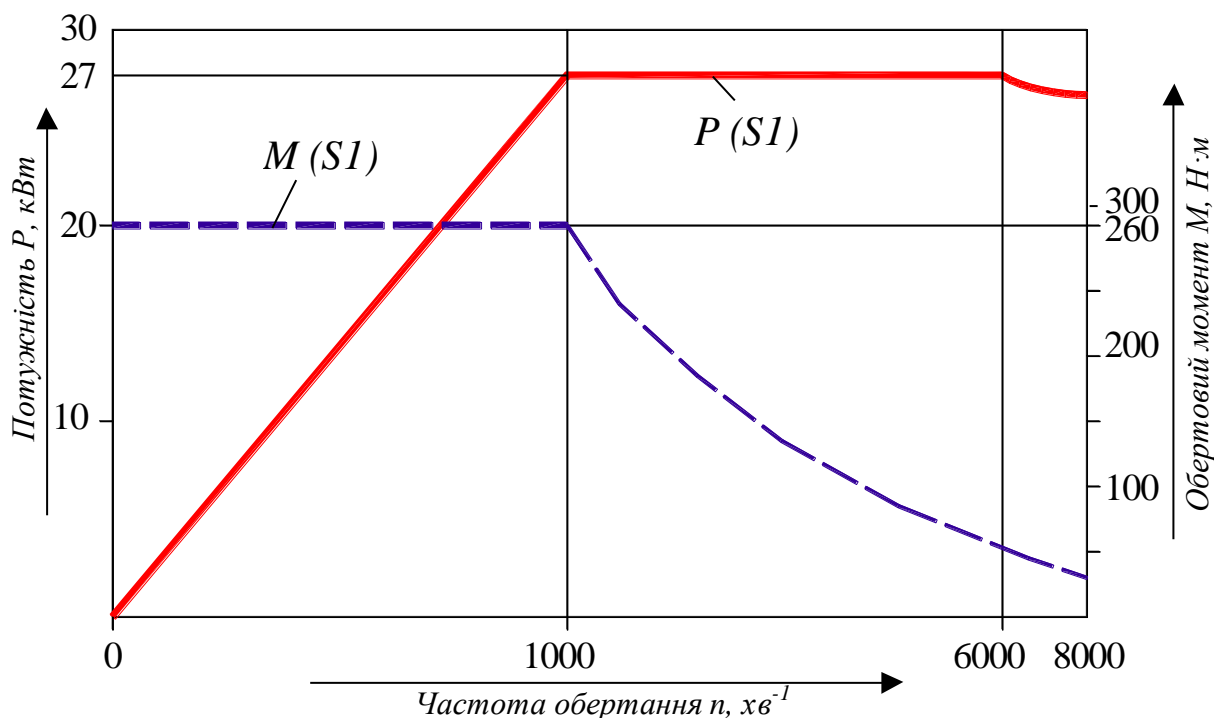


Рис. 2.7. Графік зміни потужності та обертового моменту в залежності від частоти обертання для режиму роботи S1

Така компоновальна схема шпиндельного вузла передбачає в передній опорі встановлення радіально-упорних підшипників по схемі триплекс тандем «О», а в задній опорі по схемі дуплекс «О». Такі опори можуть працювати з легким, середнім та важким попереднім натягом. Натяг забезпечується при виготовленні комплекту підшипників.



Рис. 2.8. Компоновальна схема шпиндельного вузла

Прийнявши діаметр шийки шпинделя під передню опору 110 мм (як у верстата 1П420ПФ40) згідно [33] виберемо підшипники передньої опори марки 1922НС фірми Varden Corporation (США). Діаметр шийки шпинделя під задню опору приймемо рівним 100 мм. Тоді для задньої опори виберемо підшипник марки 1920НС. Характеристики підшипників передньої та задньої опор приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Характеристики підшипників опор шпинделя

№п/п	Характеристика підшипника	Позначення	Значення	
			1922НС	1920НС
1.	Внутрішній діаметр	d, мм	110	100
2.	Зовнішній діаметр	D, мм	150	140
3.	Ширина підшипника	B, мм	20	20
4.	Динамічна вантажопідйомність	C _{dyn} , кН	58.5	58.5
5.	Статична вантажопідйомність	C ₀ , кН	67	64
6.	Максимальна частота обертання	n, хв. ⁻¹	13000	15000
7.	Сила натягу:			
	– легкий натяг	F _{VL} , Н	316	318
	– середній натяг	F _{VM} , Н	1056	1059
	– важкий натяг	F _{VH} , Н	2191	2194
8.	Осьова жорсткість при:			
	– легкий натяг	j _{aL} , Н/мкм	96.5	94.6
	– середній натяг	j _{aM} , Н/мкм	164.8	161.7
	– важкий натяг	j _{aH} , Н/мкм	237.9	233.7
9.	Кут контакту	α, град	15	15
10	Вага підшипника	m, кг	0.8	0.79

Для шпиндельних вузлів максимально допустима частота обертання шпинделя, встановленого на опорах кочення, згідно [34] 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 компоувальну схему шпиндельного вузла.

Для вибраної компоувальної схеми (рис. 2.8) шпиндельного вузла при легкому натягу в підшипниках $f_r = 0,65$ [34]. Тоді максимально допустима

частота обертання шпинделя з діаметром шийки під підшипник передньої опори 110 мм буде мати значення:

$$[n_{max}] = 13000 \cdot 0,65 = 8450 \text{ хв}^{-1} < n_{max} = 8000 \text{ хв}^{-1}.$$

Отже, по допустимій частоті обертання підшипники шпинделя вибрані правильно.

2.2.3.2. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла

Комплексну опору, що складається з декількох підшипників, подають у вигляді двох умовних опор [34]. (рис. 2.9): 1 – передня умовна опора; 2 – задня умовна опора.

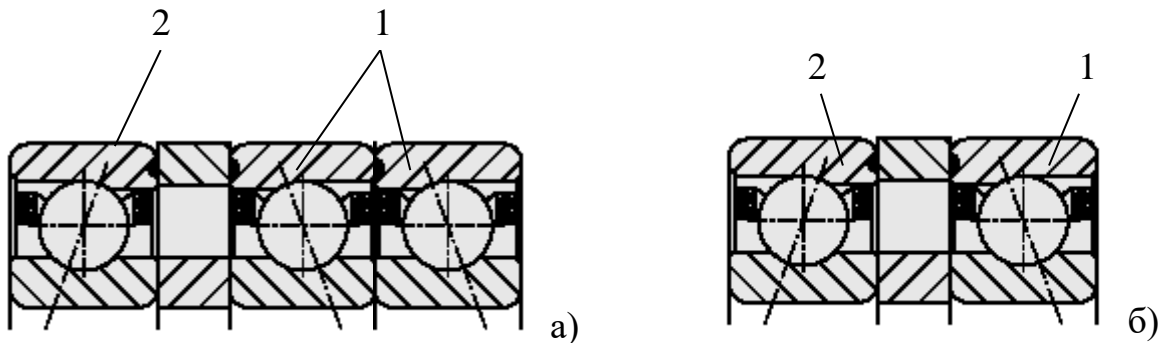


Рис. 2.9. Передня (а) та задня (б) опори шпиндельного вузла

Здвоєні підшипники, встановлені по схемі «тандем» рахують одним двохранним.

За [34] осьова жорсткість комплексної передньої опори визначиться за залежністю:

$$j_{ap} = 1,64 \cdot j_{aL}, \quad (2.2)$$

де j_{aL} – осьова жорсткість підшипника при легкому натягу.

Осьова жорсткість передньої опори:

$$j_{ap} = 1,64 \cdot 95,6 = 158,26 \text{ Н/мкм.}$$

Осьова жорсткість задньої опори за [34] визначиться за залежністю:

$$j_{az} = 1,0 \cdot j_{aL}. \quad (2.3)$$

Підставивши відповідні значення отримаємо осьову жорсткість задньої опори:

$$j_{az} = 1,0 \cdot 94,6 = 94,6 \text{ Н/мкм.}$$

Радіальна жорсткість умовної опори визначиться за залежністю:

$$j_{r1(2)} = \frac{K_4 \cdot i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} \cdot j_a}{1,5 \cdot \text{tg}^2 \alpha \left(i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}} \right)}, \quad (2.4)$$

де K_4 – коефіцієнт, що характеризує розподіл навантаження між тілами кочення; i_1 – число підшипників в першій умовній опорі; i_2 – число підшипників в другій умовній опорі; α – фактичний кут контакту в підшипнику, град. За [34] $K_4 = 0,52$.

Радіальна жорсткість умовної опори 1 передньої опори шпинделя:

$$j_{r1}^p = \frac{0,52 \cdot 2^{\frac{2}{3}} \cdot 158,26}{1,5 \cdot \text{tg}^2 15^\circ \left(2^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 468 \text{ Н/мкм.}$$

Радіальна жорсткість умовної опори 2 передньої опори шпинделя:

$$j_{r2}^p = \frac{0,52 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 158,26}{1,5 \cdot \text{tg}^2 15^\circ \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 380 \text{ Н/мкм.}$$

Радіальна жорсткість умовних опор 1 та 2 задньої опори шпинделя:

$$j_{r1}^z = j_{r2}^z = \frac{0,52 \cdot 1^{\frac{2}{3}} \cdot 94,6}{1,5 \cdot \text{tg}^2 15^\circ \left(1^{\frac{2}{3}} + 1^{\frac{2}{3}} \right)} = 228 \text{ Н/мкм.}$$

Сумарна радіальна жорсткість передньої опори:

$$j_{r1} = j_{r1}^p + j_{r2}^p = 468 + 380 = 848 \text{ Н/мкм}$$

Сумарна радіальна жорсткість задньої опори:

$$j_{r2} = j_{r1}^z + j_{r2}^z = 228 + 228 = 456 \text{ Н/мкм}$$

2.2.3.3. Визначення оптимальної міжопорної віддалі та радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла

При наближених проектних розрахунках шпиндель заміняють балкою на двох опорах із силою F , прикладеною на консолі, тобто на віддалі c від середини передньої опори. Загальна податливість шпиндельного вузла визначається за залежністю [34]:

$$k = \frac{c^2}{3E} \left[\frac{c}{I_2} + \frac{l(1-\varepsilon)}{I_1} \right] + k_1 \left[\frac{c(1-\varepsilon)+l}{l} \right]^2 + k_2(1-\varepsilon) \left(\frac{c}{l} \right)^2, \quad (2.5)$$

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

Виходячи із критерію отримання мінімальної податливості рівняння (2.5) диференціюється по l і прирівнюється до нуля: $dk/dl = 0$. В результаті отримується рівняння третього порядку для визначення l_{opt} :

$$l^3 - \left[\frac{6EI_1k_1}{c} l + 6EI_1(k_1(1-\varepsilon) + k_2) \right] = 0. \quad (2.6)$$

Рівняння (2.6) по вихідних даних для розрахунку, поданих у табл. 2.3, розв'язувалось за допомогою пакета прикладних програм MathCAD.

Результати визначення міжосьової віддалі та зміна жорсткості шпинделя в залежності від зміни між осьової віддалі від l_{opt} до 500 мм приведені на рис.2.10, 2.11.

Виходячи із конструктивних міркувань встановлення ротора привідного двигуна між опорами приймаємо міжосьову віддаль $l = 420$ мм.

За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла при $l = 420$ мм $j_{r_{sp}} = 205500$ Н/мм = 205,5 Н/мкм

Таблиця 2.3. Вихідні дані для автоматизованого розрахунку міжопорної віддалі

№п/п	Назва величини	Позначення, одиниці вимірювання	Числове значення
1.	Момент інерції перерізу в міжопорній частині шпинделя	$I_1, \text{мм}^4$	5087781
2.	Момент інерції перерізу переднього кінця шпинделя	$I_2, \text{мм}^4$	8164000
3.	Модуль пружності	$E, \text{Н/мм}^2$	$2,1 \cdot 10^5$
4.	Податливість передньої опори	$k_1, \text{мм/Н}$	$1,18 \cdot 10^{-6}$
5.	Податливість задньої опори	$k_2, \text{мм/Н}$	$2,19 \cdot 10^{-6}$
6.	Виліт переднього кінця шпинделя	$c, \text{мм}$	100
7.	Коефіцієнт защемлення передньої опори	ε	0,15

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ МІЖОПОРНОЇ ВІДДАЛІ

$E := 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ $c := 140 \text{ мм}$ $I_1 := 5087781 \text{ мм}^4$ $I_2 := 8164000 \text{ мм}^4$
 $\varepsilon := 0.15$ $k_1 := 1.18 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$ $k_2 := 2.19 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$

Перше наближення
 $l := 350$

Рівняння для визначення оптимальної міжопорної віддалі

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

Оптимальна міжопорна віддаль

$$\text{root}(f(l), l) = 273.788 \text{ мм}$$

Рис. 2.10. Визначення між опорної віддалі шпиндельного вузла у пакеті прикладних програм MathCAD

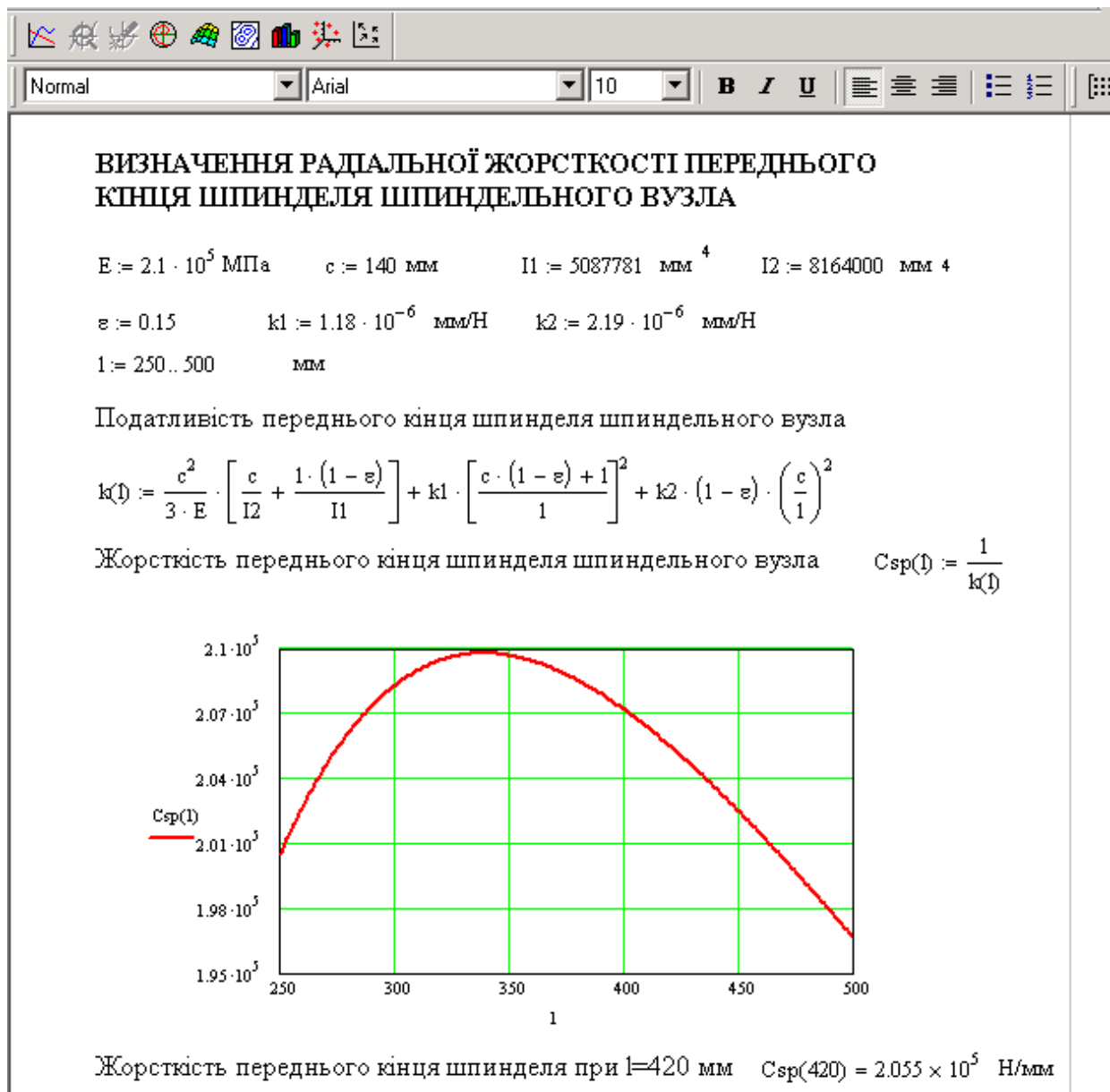


Рис. 2.11. – Визначення радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя у пакеті прикладних програм MathCAD

2.2.4. Динамічний розрахунок шпиндельного вузла мотор-шпинделя

2.2.4.1. Розрахункова схема і вихідні дані для розрахунку

Розрахункова схема для визначення динамічних характеристик шпиндельного вузла приведена на рис. 2.12.

Вихідні дані для розрахунку: маса гідравлічного затискного патрона – $m_{01} = 20 \text{ кг}$; маса гідравлічного затискного циліндра SZS65/157 фірми Röhм –

$m_{03} = 37,5$ кг; маса ротора мотор-шпинделя 1MR310B-A108 фірми Indramat GmbH – $m_{02} = 65$ кг; маси ділянок шпинделя $m_1 = 5,5$ кг, $m_2 = 11,23$ кг, $m_3 = 11,23$ кг.

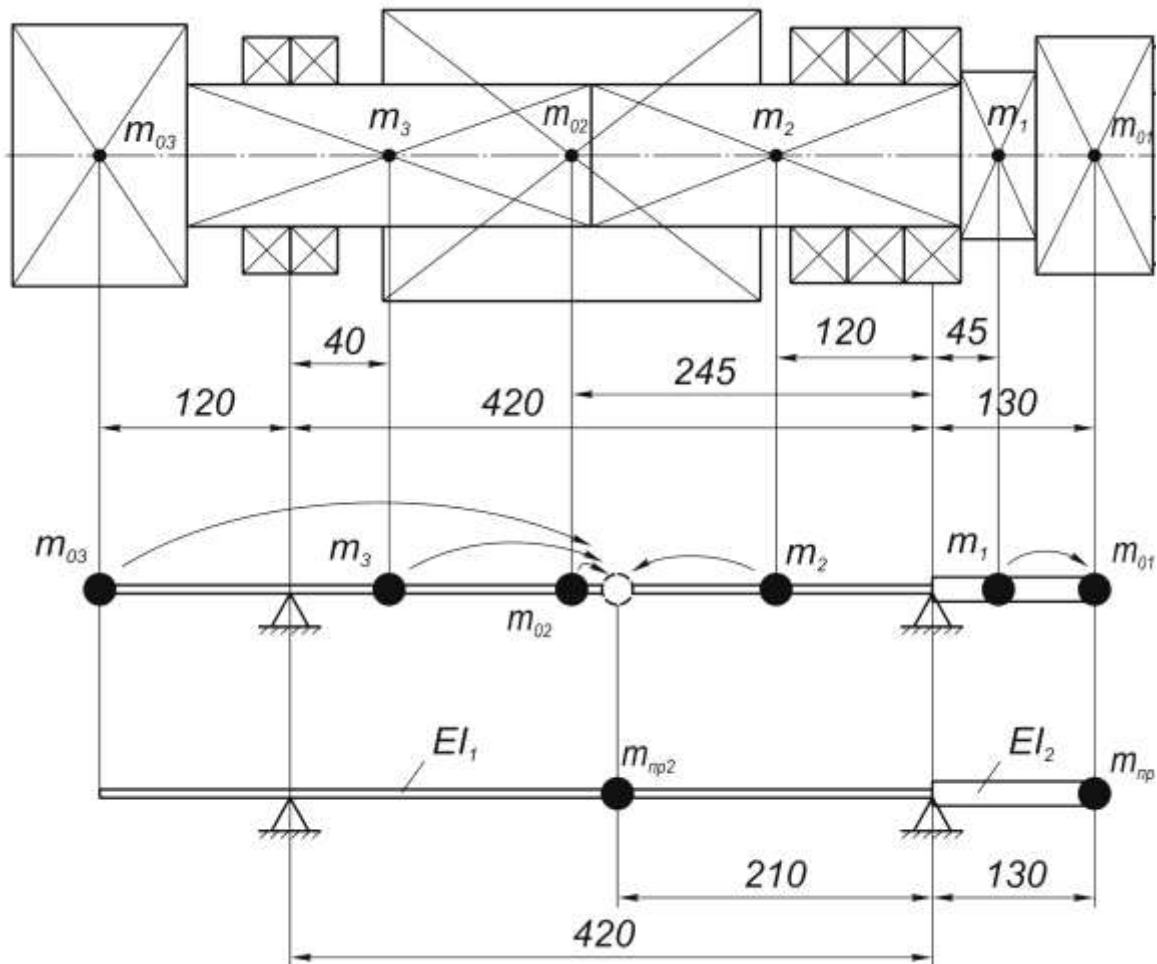


Рис. 2.12. Розрахункова схема для динамічного розрахунку шпиндельного вузла

2.2.4.2. Приведення мас до передньої частини шпинделя і середини міжопорної віддалі

Загальна формула для приведення мас впливає із рівності перших власних частот коливань і має вигляд [35]:

$$m_j = m_i \frac{\delta_{ii}}{\delta_{jj}} = \mu m_i, \quad (2.7)$$

де j – точка приведення маси; i – точка з якої переносять масу; m_j –

приведена маса; m_i – маса, яка переноситься; δ_{ii} – коефіцієнт впливу податливості від дії одиничної сили в точці де розташована маса, що приводиться; δ_{jj} – коефіцієнт впливу податливості від дії одиничної сили в точці перенесення маси.

Перенесення маси з передньої частини шпинделя до його кінця здійснюється за залежністю [35]:

$$m_{np1} = m_{01} + m_1 \frac{a_1^2(l + a_1)}{a_2^2(l + a_2)}, \quad (2.8)$$

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

Підставивши відповідні значення у формулу (2.8) отримаємо:

$$m_{np1} = 20 + 5,5 \cdot \frac{45^2(420 + 45)}{130^2 \cdot (420 + 130)} = 20,6 \text{ кг.}$$

Перенесення маси m_{03} із заднього кінця шпинделя до середини міжопорної частини здійснюється за залежністю [35]:

$$m_{np2}^I = m_{03} \frac{h^2(h + l)l}{a_1^2 \cdot b_1^2}, \quad (2.9)$$

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

Підставивши відповідні значення у формулу (2.9) отримаємо:

$$m_{np2}^I = 37,5 \cdot \frac{120^2 \cdot (120 + 420) \cdot 420}{210^2 \cdot 210^2} = 63 \text{ кг.}$$

Приведення маси m_{02} до середини міжопорної частини шпинделя здійснюється за залежністю [35]:

$$m_{np2}^{II} = m_{np2}^I + m_{02} \frac{a_1^2(b_1 + b_2)^2}{a_2^2 \cdot b_2^2}, \quad (2.10)$$

де a_1 – відстань від задньої опори до точки прикладання маси m_{02} ; b_1 – відстань від маси m_{02} до точки приведення мас; a_2 – відстань від задньої опори до точки приведення мас; b_2 – відстань від передньої опори до точки приведення мас;

Підставивши відповідні значення у формулу (2.10) отримаємо:

$$m_{np2}^{II} = 63 + 65 \cdot \frac{175^2 \cdot (45 + 245)^2}{210^2 \cdot 210^2} = 149,1 \text{ кг .}$$

Аналогічно приводимо масу m_3 до середини шпинделя:

$$m_{np2}^{III} = 149,1 + 11,23 \cdot \frac{40^2 \cdot (170 + 210)^2}{210^2 \cdot 210^2} = 149,1 \text{ кг .}$$

Приведення маси m_2 до середини міжопорної частини шпинделя здійснюється за залежністю [35]:

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

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

Підставивши відповідні значення у формулу (2.11) отримаємо:

$$m_{np2} = 150,4 + 11,23 \cdot \frac{120^2 \cdot (210 + 210)^2}{210^2 \cdot (90 + 120)^2} = 165,8 \text{ кг .}$$

2.2.4.3. Визначення власних частот та амплітуд коливань шпиндельного вузла

Для двомасової системи амплітуди форми коливань визначаються за формулою [35]:

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

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; $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$ – коефіцієнти впливу податливостей; m_{np1}, m_{np2} – приведені маси відповідно на кінці та посередині міжопорної частини шпинделя.

Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості δ_{11} приведена на рис. 2.13.

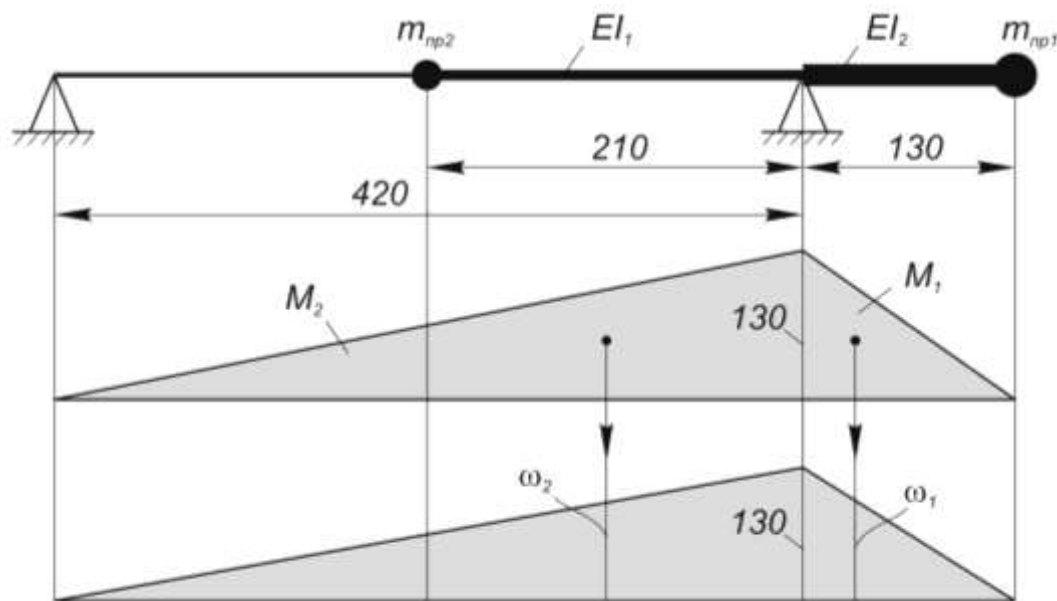


Рис. 2.13. Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості δ_{11}

За правилом Верещагіна коефіцієнт впливу податливості δ_{11} визначиться за залежністю:

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

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:

$$\delta_{11} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 8164000} \cdot \frac{1}{2} \cdot 130 \cdot 130 \frac{2}{3} \cdot 130 + \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5087781} \cdot \frac{1}{2} \cdot 420 \cdot 130 \cdot \frac{2}{3} \cdot 130 = 2,64 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості δ_{22} приведена на рис.2.14.

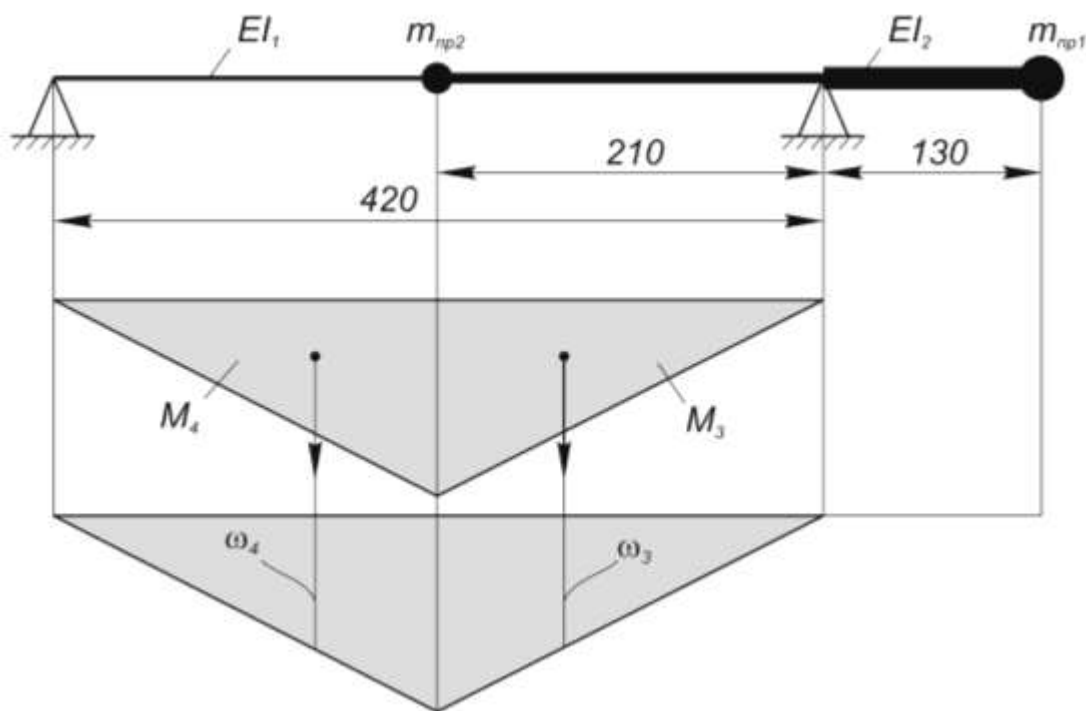


Рис. 2.14. Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості δ_{22}

За правилом Верещагіна коефіцієнт впливу податливості δ_{22} визначиться за залежністю :

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

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.

Підставивши відповідні значення у формулу (2.14) отримаємо:

$$\delta_{22} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5087781} \left(\frac{1}{2} \cdot 210 \cdot 105 \frac{2}{3} \cdot 105 + \frac{1}{2} \cdot 210 \cdot 105 \frac{2}{3} \cdot 105 \right) = 1,44 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості δ_{12}, δ_{21} приведена на рис. 2.15.

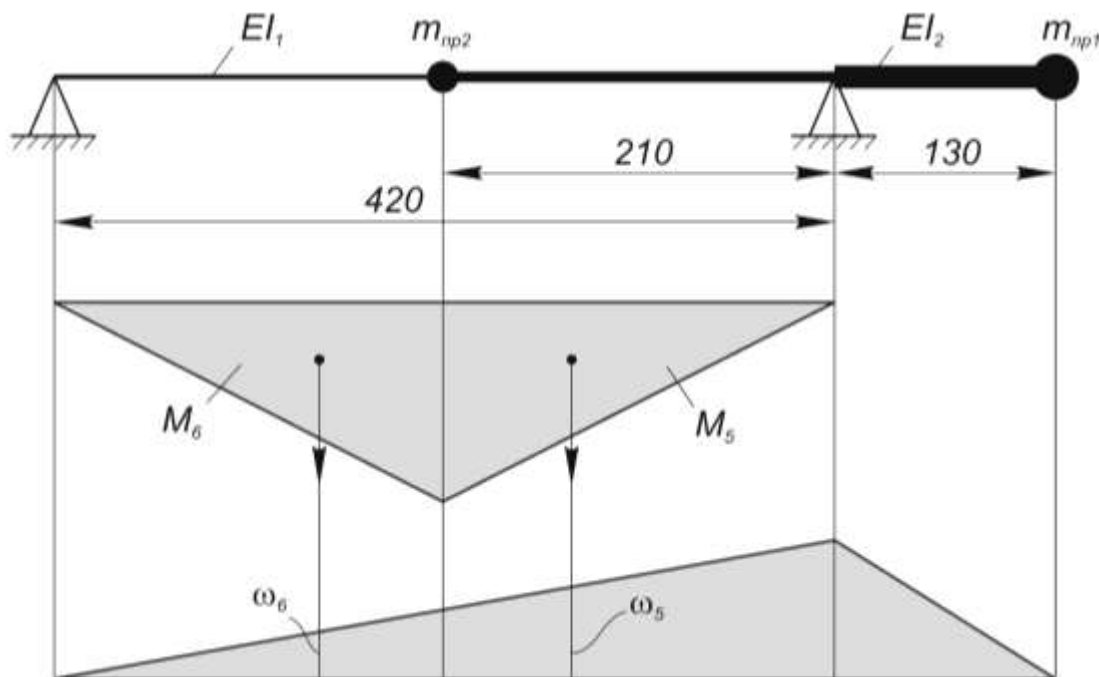


Рис. 2.15. Розрахункова схема для визначення коефіцієнту впливу податливості δ_{12}, δ_{21}

За правилом Верещагіна коефіцієнт впливу податливості $\delta_{12} = \delta_{21}$ визначиться за залежністю:

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

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.

Підставивши відповідні значення у формулу (4.15) отримаємо:

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5087781} \left(\frac{1}{2} \cdot 210 \cdot 105 \frac{2}{3} \cdot 105 + \frac{1}{2} \cdot 210 \cdot 105 \frac{1}{3} \cdot 130 \right) = -1,34 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

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

$$\begin{cases} u_1 = p^2 \cdot 20,6 \cdot u_1 \cdot 2,64 \cdot 10^{-9} - p^2 \cdot 165,8 \cdot u_2 \cdot 1,34 \cdot 10^{-9} \\ u_2 = -p^2 \cdot 20,6 \cdot u_1 \cdot 1,34 \cdot 10^{-9} + p^2 \cdot 165,8 \cdot u_2 \cdot 1,44 \cdot 10^{-9} \end{cases} \quad (2.16)$$

Після перетворення системи рівнянь (2.16) отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = p^2(5,44 \cdot 10^{-8} u_1 - 2,22 \cdot 10^{-7} u_2) \\ u_2 = p^2(-2,76 \cdot 10^{-8} u_1 + 2,39 \cdot 10^{-7} u_2) \end{cases} \quad (2.17)$$

Прийнявши $p^2 = z$, отримаємо:

$$\begin{cases} u_1 = z(5,44 \cdot 10^{-8} u_1 - 2,22 \cdot 10^{-7} u_2) \\ u_2 = z(-2,76 \cdot 10^{-8} u_1 + 2,39 \cdot 10^{-7} u_2) \end{cases} \quad (2.18)$$

Після перетворень (2.18) отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} u_1 \cdot (5,44 \cdot 10^{-8} \cdot z - 1) - u_2 \cdot 2,22 \cdot 10^{-7} \cdot z = 0 \\ -u_1 \cdot 2,76 \cdot 10^{-8} \cdot z + u_2 \cdot (2,39 \cdot 10^{-7} \cdot z - 1) = 0 \end{cases} \quad (2.19)$$

Для знаходження z прирівняємо визначник лівої частини до нуля:

$$\begin{bmatrix} 5,44 \cdot 10^{-8} \cdot z - 1 & -2,22 \cdot 10^{-7} \cdot z \\ -2,76 \cdot 10^{-8} \cdot z & 2,39 \cdot 10^{-7} \cdot z - 1 \end{bmatrix} = 0. \quad (2.20)$$

Після знаходження визначника і його перетворень отримаємо квадратне рівняння для знаходження z :

$$6,87 \cdot 10^{-15} \cdot z^2 - 2,93 \cdot 10^{-7} \cdot z + 1 = 0. \quad (2.21)$$

Дискримінант квадратного рівняння:

$$D = (-2,93 \cdot 10^{-7})^2 - 4 \cdot 6,87 \cdot 10^{-15} = 5,83 \cdot 10^{-14}.$$

Корені квадратного рівняння:

$$z_{1(2)} = \frac{2,93 \cdot 10^{-7} \pm \sqrt{5,83 \cdot 10^{-14}}}{2 \cdot 6,87 \cdot 10^{-15}} = \mp \begin{cases} 3751534 \\ 38897665 \end{cases}.$$

Власні частоти коливань:

$$p_1 = \sqrt{3751534} = 1937 \text{ рад/с}, \quad p_2 = \sqrt{38897665} = 6237 \text{ рад/с}.$$

Власні частоти коливань в Гц:

$$p_1 = \frac{3,14 \cdot 1937}{60} = 100 \text{ Гц}, \quad p_2 = \frac{3,14 \cdot 6237}{60} = 326 \text{ Гц}.$$

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

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{5,44 \cdot 10^{-8} \cdot z - 1}{2,22 \cdot 10^{-7} \cdot z}. \quad (2.22)$$

Прийmemo $u_{11} = u_{12}$. Тоді:

$$\frac{u_{21}}{u_{11}} = \frac{5,44 \cdot 10^{-8} \cdot 3751534 - 1}{2,22 \cdot 10^{-7} \cdot 3751534} = -0,96,$$

$$\frac{u_{22}}{u_{12}} = \frac{5,44 \cdot 10^{-8} \cdot 38897665 - 1}{2,22 \cdot 10^{-7} \cdot 38897665} = 0,13.$$

Форми коливань шпинделя подані на рис. 2.16.

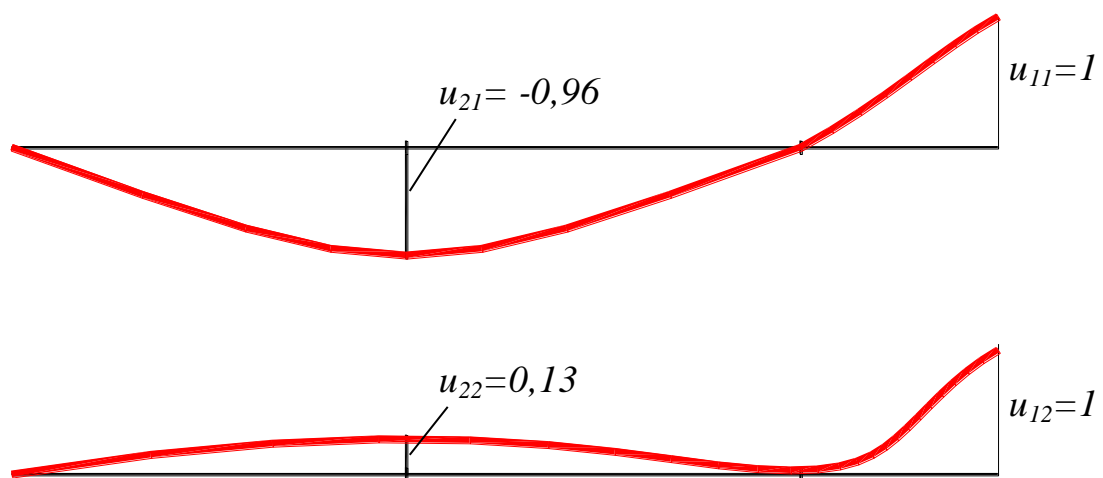


Рис. 2.16. Форми коливань на першій та другій власній частотах

2.3. Опис конструкції та принципу дії привідної системи

Основним елементом шпиндельної бабки є шпиндель 2, змонтований на високошвидкісних підшипниках в жорстких фланцях 4, 5. В передній опорі встановлені три радіально-упорних підшипники 51, 52, скомплектованих по схемі «тандем-О», в задній опорі – два радіально-упорних підшипники 50, скомплектовані по схемі «О». Привід обертання шпинделя виконаний у вигляді вмонтованого частотно-регульованого асинхронного двигуна, який складається із ротора 53, встановленого в міжопорній частині шпинделя, та статора 54, встановленого в алюмінієвій гільзі 3. Гільза 3 та фланці 4, 5 з опорами шпинделя базуються в корпусі 1.

Охолодження двигуна здійснюється від окремої установки, з якої через штуцер 19 подається охолоджуюче середовище у гвинтові канали гільзи 3. Контроль кутового положення шпинделя здійснюється за допомогою магніторезистивної вимірювальної системи 55, що складається з магнітного барабана та вимірювальної головки. Приєднання гідроциліндра затиску здійснюється через фланець 7 за допомогою кріпильних гвинтів 33.

2.3. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Розроблено конструкцію приводу головного руху, що являє собою мехатронну привідну систему прямої дії (мотор-шпиндель), що забезпечує безступеневе регулювання частот обертання 1...8000 об/хв., максимальний крутний момент 260 Н·м і максимальну потужність 27 кВт.

2. Проведено розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла. Сумарна радіальна жорсткість передньої опори становить 848 Н/мкм, задньої – 456 Н/мкм.

3. Визначено радіальну жорсткість переднього кінця шпинделя шпиндельного вузла. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпиндельного вузла при $l = 420$ мм $j_{r_{sp}} = 205500$ Н/мм = 205,5 Н/мкм.

4. Розроблено дискретну динамічну модель шпиндельного вузла мотор-шпинделя поданого у вигляді пружної невагомої балки і зосередженими масами. Здійснено приведення мас до передньої частини шпинделя і середини міжопорної віддалі. З використанням методу коефіцієнтів впливу податливостей визначено власні частоти та амплітуд коливань шпиндельного вузла. Власні частоти коливань в Гц: перша власна частота $p_1 = 100$ Гц; друга власна частота $p_2 = 326$ Гц.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Теоретичні основи керування властивостями оболонок і їх реакція на силове навантаження

Оболонками в теорії пружності прийнято називати тіла, обмежені двома криволінійними поверхнями, відстань між якими мала в порівнянні з іншими розмірами тіла [36].

Геометричне місце точок, рівно віддалених від обох поверхонь, є серединною поверхнею оболонки. Серединна поверхня, товщина і граничний контур в сукупності повністю визначають оболонку з геометричної точки зору.

Завданням теорії оболонок, як розділу теорії пружності, є вивчення їх деформації під дією заданого навантаження. При цьому вважатимемо матеріал оболонки ізотропним і який підпорядковується закону Гука, а переміщення її точок – малими порівняно з товщиною [36].

Розрізняються оболонки тонкі і товсті. Тонкою називатимемо таку оболонку, для якої максимальним значенням відношення товщини до радіусу кривизни серединної поверхні можна нехтувати в порівнянні з одиницею [36]. Відповідно товстою назвемо таку оболонку, для якої подібна зневага неприпустимо [36]. Припускаючись звичайної для технічного розрахунку відносної похибки 5%, вважатимемо тонкими такі оболонки, у яких

$$\max\left(\frac{h}{R}\right) \leq \frac{1}{20}, \quad (3.1)$$

де h – товщина оболонки; R – найменший радіус кривизни її серединної поверхні.

Оболонки володіють дуже вигідними пружними властивостями і при раціональному проектуванні можуть витримувати значне навантаження при мінімальній товщині. Дана властивість оболонок дозволяє створювати з них конструкції дуже легкі при достатній міцності і сприяє широкому застосуванню подібних конструкцій в різних галузях машинобудування [36]. При цьому

переважна більшість оболонок, що зустрічаються на практиці, мають товщину, яка лежить в діапазоні $\frac{1}{1000} \leq \frac{h}{R} \leq \frac{1}{50}$, тобто вони належать до тонких оболонок, унаслідок чого саме теорія тонких оболонок представляє найбільший практичний інтерес.

Розглянемо основні залежності для випадку згину замкнутої циліндричної кругової оболонки, навантаженої рівномірним радіальним тиском q (рис.3.1) [36].

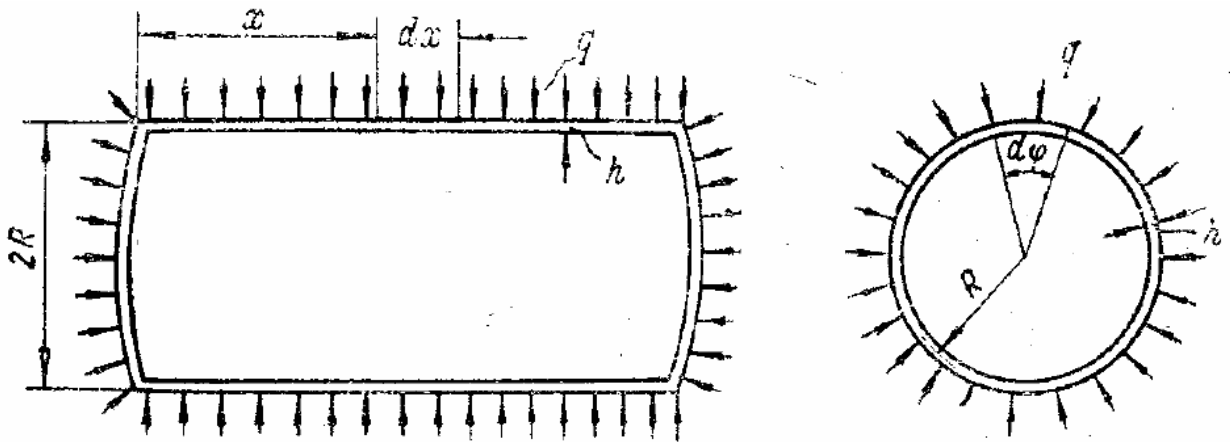


Рис. 3.1. Замкнута циліндрична кругова оболонка, навантажена рівномірним радіальним тиском q

Вважаємо, що відношенням товщини оболонки до радіусу кривизни $\frac{h}{R}$ можна нехтувати зважаючи на його малу величину в порівнянні з одиницею [36]. У такому разі при згині деформації і напруження пропорційні відстані z від волокна до серединної поверхні, а за відсутності згину розподіляються рівномірно по товщині оболонки.

Виділимо з оболонки елемент двома поперечними перетинами, що знаходяться на відстані dx один від одного, і двома радіальними перетинами, що утворюють між собою кут $d\varphi$. Зусилля, що діють на вирізаний елемент, показані на рис.3.2.

Внаслідок кругової симетрії оболонки і навантаження щодо осі циліндра поперечні сили Q_y і крутні моменти H відсутні, а поздовжня сила N_y і

згинний момент M_y постійні по довжині кола. Внаслідок того, що тиск q перпендикулярний до серединної поверхні, то сили зсуву T відсутні.

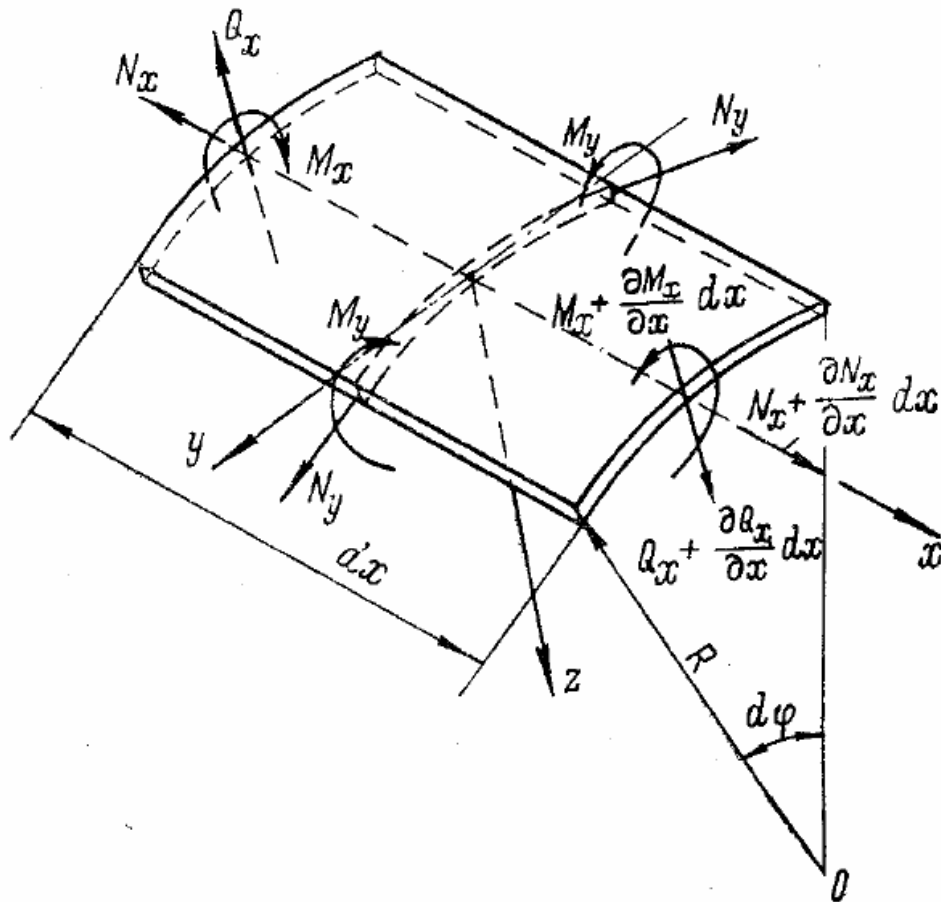


Рис. 3.2. Зусилля, що діють на вирізаний елемент

Тоді рівняння рівноваги елемента (рис.3.2) будуть мати вигляд [36]:

$$\sum x = \frac{\partial N_x}{\partial x} dx R d\varphi = 0; \quad (3.2)$$

$$\sum z = 2N_y dx \sin \frac{d\varphi}{2} + \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx R d\varphi + q R d\varphi dx = 0; \quad (3.3)$$

$$\sum L_y = Q_x R d\varphi dx + \frac{\partial Q_x}{\partial x} dx R d\varphi \frac{dx}{2} - \frac{\partial M_x}{\partial x} dx R d\varphi = 0. \quad (3.4)$$

На основі рівняння (3.2) можна зробити висновок, що $\frac{\partial N_x}{\partial x} = 0$, тобто поздовжня сила N_x постійна. Зокрема, вона може дорівнювати нулю за відсутності у циліндричній оболонки торцевих днищ.

Рівняння (3.3) після заміни $\sin \frac{d\varphi}{2}$ на $\frac{d\varphi}{2}$, скорочення двійки в першому члені і всіх членів на $dx d\varphi$ набере вигляду:

$$\frac{N_y}{R} + \frac{\partial Q_x}{\partial x} = -q. \quad (3.5)$$

В рівнянні (3.4) другий член вищого порядку малості може бути відкинутий. Тоді після скорочення на $R dx d\varphi$ воно прийме вигляд:

$$Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial x}. \quad (3.6)$$

Це рівняння показує, що встановлена для стержнів залежність між поперечною силою і згинним моментом справедлива і у відношенні до оболонки, що розглядається. Підставивши цю залежність у формулу (3.5) і перейшовши від часткових похідних до повних диференціалів, зважаючи на те, що залишилася єдина змінна x , отримаємо :

$$\frac{N_y}{R} + \frac{d^2 M_x}{dx^2} = -q. \quad (3.7)$$

Рівняння (3.7) містить два невідомих: N_y і M_x , тому для їх знаходження необхідне ще одне рівняння, яке складається виходячи із відомої величини поздовжньої сили

$$N_x = -q \frac{R}{2}. \quad (3.8)$$

Від диференційного рівняння (2.7) в зусиллях необхідно перейти до диференційного рівняння в радіальних переміщеннях w . Для цього зусилля виражаються через деформації, а деформації через переміщення.

На основі закону Гука при $\sigma_z = 0$ [36]:

$$N_x = \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_x + \mu\varepsilon_y). \quad (3.9)$$

$$N_y = \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_y + \mu\varepsilon_x). \quad (3.10)$$

При прирівнянні правих частин рівняння:

$$\varepsilon_x = -\frac{qR}{2} \cdot \frac{(1-\mu^2)}{Eh} - \mu\varepsilon_y. \quad (3.11)$$

Відносна колова деформація

$$\varepsilon_y = -\frac{w}{R}. \quad (3.12)$$

Тоді формула для визначення поздовжньої сили буде мати вигляд:

$$N_y = \frac{Eh}{1-\mu^2} \left[-\frac{w}{R}(1-\mu^2) - \mu \frac{qR}{2} \cdot \frac{(1-\mu^2)}{Eh} \right]. \quad (3.13)$$

Після розкриття дужок

$$N_y = -\frac{Eh}{R}w - \mu \frac{qR}{2}. \quad (3.14)$$

Згинні моменти, виражені через переміщення w , визначаться з врахуванням додаткового моменту $(M_x)_{N_x} = Nw$, який дає поздовжня сила:

$$M_x = (M_x)_q + (M_x)_{N_x}. \quad (3.15)$$

Так як при рівномірному радіальному стиску поперечний переріз циліндра залишається коловим, радіальне переміщення w однакове у всіх точках кола і кривизна зігнутої серединної поверхні в екваторіальному напрямку від згину [36]:

$$\frac{1}{\rho_2} = -\frac{d^2w}{dy^2} = 0. \quad (3.16)$$

Тому згинні моменти від поперечного навантаження q :

$$(M_x)_q = D \left(\frac{1}{\rho_1} + \mu \frac{1}{\rho_2} \right) = -D \frac{d^2w}{dx^2}, \quad (2.17)$$

$$(M_y)_q = D \left(\frac{1}{\rho_2} + \mu \frac{1}{\rho_1} \right) = -D\mu \frac{d^2w}{dx^2} = \mu(M_x)_q, \quad (3.18)$$

а згинний момент

$$M_x = -D \frac{d^2w}{dx^2} - N_x w. \quad (3.19)$$

Після підстановок та перетворень, отримаємо рівняння рівноваги елемента циліндричної оболонки в переміщеннях:

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{qR}{2} \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{Eh}{R^2} w = q \left(1 - \frac{\mu}{2} \right), \quad (3.20)$$

Поздовжня сила N_x впливає на величину переміщення w незначно.

Тоді наближене диференціальне рівняння рівноваги елемента циліндричної оболонки в переміщеннях:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{q}{D}, \quad (3.21)$$

$$\text{де } 4\beta^4 = \frac{Eh}{R^2 D}.$$

Величина $\beta = \sqrt[4]{\frac{Eh}{4R^2 D}}$ називається коефіцієнтом затухання переміщень.

Вона показує, наскільки затухають переміщення по місці віддалення зусилля.

Розрахунок циліндрової оболонки, як точний за допомогою формули (3.20), так і наближений за допомогою формули (3.21), дає близькі результати. Тому надалі користуватимемося рівнянням (3.21). Якщо проінтегрувати його і отримати наближене рівняння зігнутої серединної поверхні оболонки $w=f(x)$ (без урахування впливу подовжньої сили N_x), то всі зусилля і переміщення, що характеризують напружено-деформований стан оболонки, отримуються по виведених формулах.

Кут нахилу дотичної до зігнутої серединної поверхні:

$$\varphi \approx \operatorname{tg} \varphi = \frac{dw}{dx}, \quad (3.22)$$

Слід мати на увазі, що знаки в перерахованих формулах передбачають навантаження зовнішнім радіальним тиском q . При внутрішньому тиску знаки повинні бути змінені на зворотні.

Інтеграл диференціального рівняння (3.21) складається з інтеграла однорідного рівняння і часткового розв'язку рівняння (3.21); він може бути представлений за допомогою показникових функцій у вигляді:

$$w = e^{\beta x} (C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x) + e^{-\beta x} (C_3 \sin \beta x + C_4 \cos \beta x) + f(x). \quad (3.23)$$

У випадку радіального навантаження інтенсивністю q , рівномірно розподіленого по поверхні оболонки, частковий розв'язок буде мати вигляд:

$$w = f(x) = \frac{qR^2}{Eh}. \quad (3.24)$$

Коефіцієнти C_1, \dots, C_4 є довільними постійними, які визначаються з граничних умов. Якщо зусилля і переміщення на одному кінці циліндричної оболонки не впливають на зусилля і переміщення, що виникають на іншому кінці, оболонка вважається довгою. Якщо ці фактори впливають один на одного, то оболонка вважається короткою.

Якщо в диференціальному рівнянні (3.21) прийняти праву частину рівною нулю (за відсутності радіального навантаження q), то воно набере вигляду:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = 0, \quad (3.25)$$

Рівняння (3.25) являє собою рівняння балки на пружній основі.

3.2. Конструкція гідравлічного затискного патрона з пружним оболонковим затискним елементом

Конструкція гідравлічного токарного патрона із пружним оболонковим затискним елементом приведена на рис.3.3.

Гідравлічний токарний патрон складається із корпуса 8 у передній розточці якого встановлений пружний оболонковий елемент 7, фланець якого приєднаний до корпуса вісьмома гвинтами 9. В задній частині корпуса 8 виконаний центральний отвір, в який встановлений поршень 3. Напрямою поршня 3 служить втулка 2, яка прикріплена до задньої частини корпуса шістьма гвинтами 11. На лівий кінець поршня нагвинчена перехідна різьбова втулка 1, яка служить для з'єднання поршня з трубою затиску гідравлічного приводу токарно-револьверного верстата з ЧПК. Гідравлічний токарний патрон базується по внутрішній конусній поверхні корпуса 8 на шпинделі токарно-револьверного верстата з ЧПК та приєднується до шпинделя трьома гвинтами

10. Порожнина 4 корпуса 8 з'єднана гідравлічними каналами 5 і 6 із камерою пружного оболонкового елемента 7. Порожнина 4 корпуса 8 та гідравлічні канали 5 і 6 та камера пружного оболонкового елемента 7 заповнена рідиною.

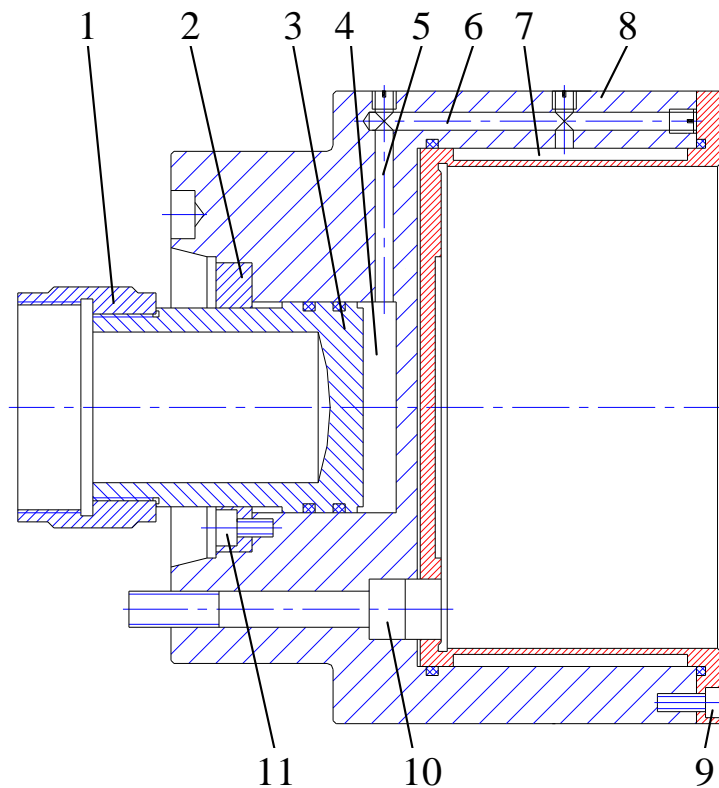


Рис. 3.3. Конструкція гідравлічного токарного патрона із пружним оболонковим затискним елементом

При русі поршня 3 вправо в порожнині 4 і гідравлічних каналах 5 і 6 створюється тиск, який передається у камеру пружного оболонкового елемента 7. В результаті рівномірної дії тиску в камері пружного оболонкового елемента 7 він деформується і здійснює затиск тонкостінного циліндричного виробу. При русі поршня 3 вліво в порожнині 4, гідравлічних каналах 5 і 6 та камері пружного оболонкового елемента 7 тиск знижується і в результаті цього за рахунок пружних властивостей оболонковий елемент 7 повертається у попередній стан та відбувається розтиск тонкостінного циліндричного виробу.

3.3. Теоретична модель для визначення переміщень пружної оболонки гідравлічного затискного патрона

3.3.1. Розрахункова схема силового навантаження оболонкового затискного елемента

Розрахункова схема силового навантаження оболонкового елемента приведена на рис. 3.4. Оболонковий елемент навантажений із зовні радіальним рівномірно розподіленим навантаженням інтенсивністю q . Пружну оболонку товщиною h , довжиною l та радіусом R можна рахувати короткою та із защемленими кінцями.

Циліндрична жорсткість оболонки:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^3)}. \quad (3.26)$$

Коефіцієнт затухання переміщень:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{Eh}{4R^2D}}. \quad (3.27)$$

Переміщення w будемо знаходити накладанням рішень для незащемленої оболонки, навантаженої зовнішнім радіальним тиском q , а також для оболонки навантаженої зусиллями M_o та Q_o на торцях (рис.3.5).

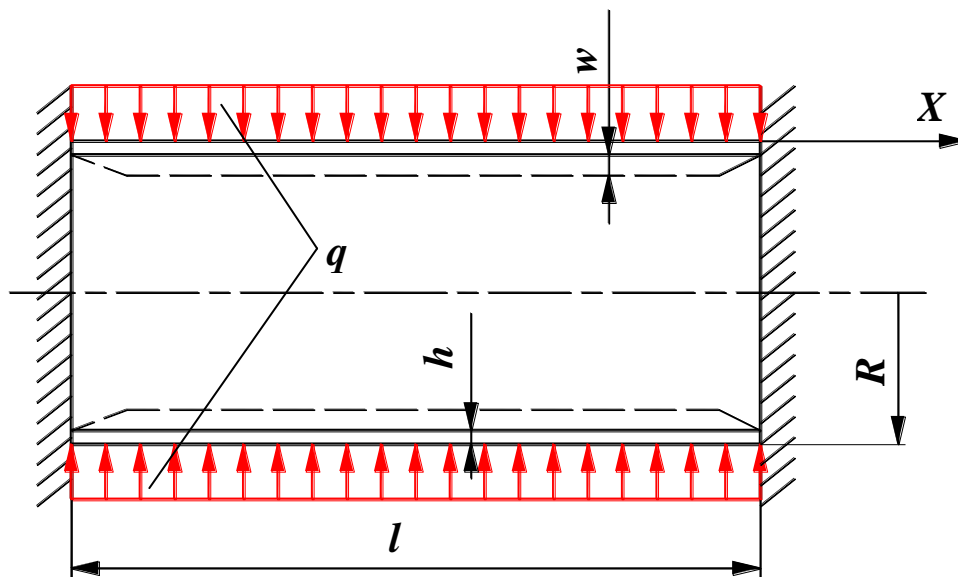


Рис. 3.4. Розрахункова схема силового навантаження оболонкового елемента

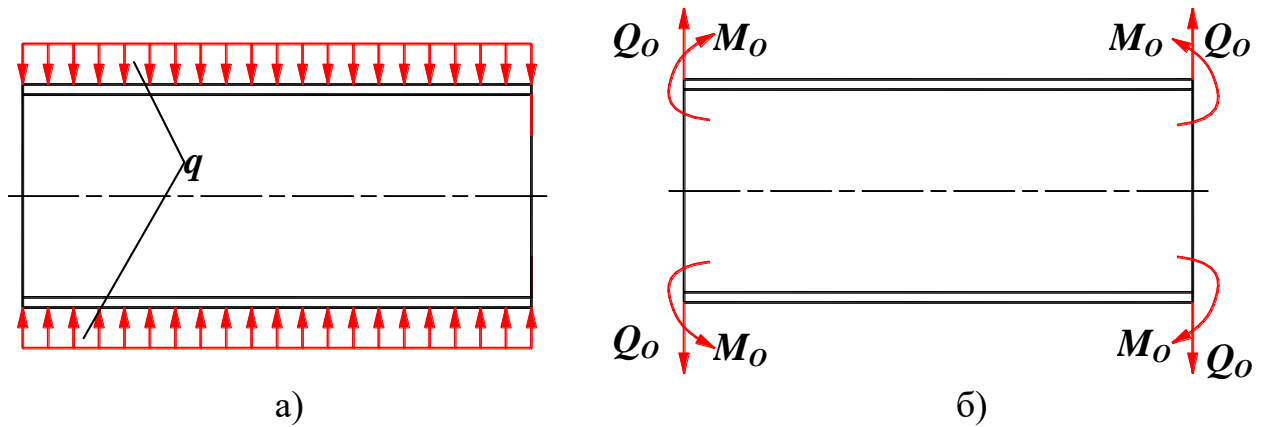


Рис. 3.5. Розрахункові схеми для визначення переміщення оболонкового елемента: а) – незащемлена оболонка навантажена радіальним тиском; б) – оболонка навантажена зусиллями на торцях

3.3.2. Теоретичні залежності для визначення пружних переміщень оболонкового затискного елемента

Вирішення задачі про визначення переміщень оболонкового елемента можливе із застосуванням залежностей для циліндричної оболонки, яка підкріплена абсолютно жорсткими кільцями [36]. Задача визначення радіальних зміщень w для такої оболонки статично невизначена і для її вирішення необхідно скласти рівняння сумісності деформацій.

Силу взаємодії, що виникає між оболонкою та защемленням, позначимо X . Тоді погонна поперечна сила визначиться за залежністю [36]:

$$Q_0 = \frac{X}{2}. \quad (3.28)$$

Рівняння сумісності деформацій являє собою умову того, що радіальне переміщення оболонки в перерізі $x=0$, в якому розташоване защемлення, відбутися не може [36]:

$$(w_{x=0})_{M_0 Q_0} - w_q = 0. \quad (3.29)$$

Переміщення оболонки w_q від навантаження q , яке могло б бути при відсутності защемлення, знищується переміщенням оболонки $(w_{x=0})_{M_0 Q_0}$, що

викликане погонними зусиллями Q_0 та M_0 , що виникають в перетині $x=0$ внаслідок наявності в останньому защемлення [36].

Переміщення оболонки від навантаження по безмоментній теорії:

$$w_q = \frac{qR^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right). \quad (3.30)$$

Радіальне переміщення оболонки під дією погонної поперечної сили Q_0 і погонного згинного моменту M_0 визначається за залежністю [36]:

$$(w_{x=0})_{M_0 Q_0} = -\frac{1}{2\beta^3 D} (\beta M_0 + Q_0). \quad (3.31)$$

Рівняння, яке зв'язує абсолютні значення переміщень, має вигляд [36]:

$$\frac{qR^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) - \frac{1}{2\beta^3 D} (\beta M_0 + Q_0) = 0. \quad (3.32)$$

Рівняння для заміни M_0 на X знайдемо з умови, що в силу симетрії згину оболонки дотична до зігнутої серединної поверхні оболонки в перерізі $x=0$ повинна бути горизонтальна [36]:

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_{x=0} = 0, \quad (3.33)$$

або

$$\frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M_0 + Q_0) = 0. \quad (3.34)$$

З врахуванням формули (3.28)

$$M_0 = -\frac{Q_0}{2\beta} = -\frac{X}{4\beta}. \quad (3.35)$$

Підставивши у рівняння (3.29) вирази для Q_0 та M_0 отримаємо:

$$\frac{qR^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) = \frac{1}{2\beta^3 D} \left(-\frac{X}{4} + \frac{X}{2}\right), \quad (3.36)$$

звідки

$$X = \frac{8qR^2 D \beta^3}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right), \quad (3.37)$$

Так як за допомогою виразу для коефіцієнта згасання переміщень можна записати [36]

$$\beta^3 = \frac{Eh}{4R^2 D\beta}, \quad (3.38)$$

то в кінцевому варіанті вираз для визначення погонної сили взаємодії буде мати вигляд:

$$X = \frac{2q}{\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right). \quad (3.39)$$

Тоді погонна поперечна сила Q_0 та згинний момент M_0 в перерізі $x = 0$ визначаються за формулами:

$$Q_0 = \frac{q}{\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right). \quad (3.40)$$

$$M_0 = -\frac{q}{2\beta^2} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right). \quad (3.41)$$

Знаючи ці зусилля, переміщення в будь-якій точці можна обчислити за формулою [36]:

$$w_x = (w_x)_{M_0 Q_0} - w_q. \quad (3.42)$$

Перший член цієї залежності обчислюється за формулою:

$$(w_x)_{M_0 Q_0} = \frac{e^{-\beta x}}{2D\beta^3} [M_0\beta(\sin\beta x - \cos\beta x) - Q_0 \cos\beta x]. \quad (3.43)$$

Підставивши залежності (3.40) та (3.41) у залежність (3.43) отримаємо:

$$(w_x)_{M_0 Q_0} = \frac{e^{-\beta x}}{2D\beta^3} \left[-\frac{q}{2\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) (\sin\beta x - \cos\beta x) - \frac{q}{\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cos\beta x \right]. \quad (3.44)$$

Тоді сумарне переміщення з врахуванням (3.30) визначиться за залежністю:

$$w_x = \frac{e^{-\beta x}}{2D\beta^3} \left[-\frac{q}{2\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) (\sin\beta x - \cos\beta x) - \frac{q}{\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cos\beta x \right] - \frac{qR^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right). \quad (3.45)$$

3.3.3. Дослідження впливу геометричних параметрів та сили радіального тиску на пружні переміщення оболонки

Дослідження впливу радіального силового навантаження на пружні переміщення пружного оболонкового затискного елемента здійснювалося для розробленого гідравлічного токарного патрона з діаметром корпусу 200 мм для діаметра робочої поверхні затиску 160 мм, товщиною пружного оболонкового елемента 2 мм та його довжиною 100 мм. Матеріал пружного оболонкового елемента – високоякісна легована сталь 40ХНМ з твердістю робочої поверхні 55...58 HRC, для якої модуль пружності $2,1 \cdot 10^5$ МПа та коефіцієнт Пуасона $\mu = 0,3$.

Дослідження проводилися за допомогою пакета MathCAD в діапазоні силового навантаження $q = 10 \dots 40$ Н/мм на половині довжини пружної оболонки ($x = 0,5l$).

РОЗРХУНОК СУМАРНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ПРУЖНОЇ ОБОЛОНКИ

$E := 2.1 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності

$\mu := 0.3$ - коефіцієнт Пуасона

$h := 2.0$ мм - товщина оболонкового елемента

$R := 80$ мм - радіус серединної поверхні пружної оболонки

$l := 100$ мм - довжина пружної оболонки

Циліндрична жорсткість пружної оболонки, Н*мм

$$D := \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^3)} \quad D = 1.439 \times 10^5$$

Коефіцієнт затування переміщень пружної оболонки, 1/мм

$$\beta := \sqrt[4]{\frac{E \cdot h}{4 \cdot R^2 \cdot D}} \quad \beta = 0.103$$

Розподілене навантаження, яке діє на пружну оболонку

$$q := 10 \text{ Н/мм} \quad q1 := 20 \text{ Н/мм} \quad q2 := 30 \text{ Н/мм} \quad q3 := 40 \text{ Н/мм}$$

Довжина, на якій визначеться сумарне радіальне переміщення, мм

$$x := 0..50$$

Сумарне радіальне переміщення пружної оболонки:

$$w(x) := \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \cdot \left[\frac{q}{2 \cdot \beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot (\sin(\beta \cdot x) - \cos(\beta \cdot x)) + \frac{q}{\beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot \cos(\beta \cdot x) \right] - \frac{q \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)$$

$$w1(x) := \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \cdot \left[\frac{q1}{2 \cdot \beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot (\sin(\beta \cdot x) - \cos(\beta \cdot x)) + \frac{q1}{\beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot \cos(\beta \cdot x) \right] - \frac{q1 \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)$$

$$w2(x) := \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \cdot \left[\frac{q2}{2 \cdot \beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot (\sin(\beta \cdot x) - \cos(\beta \cdot x)) + \frac{q2}{\beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot \cos(\beta \cdot x) \right] - \frac{q2 \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)$$

$$w3(x) := \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \cdot \left[\frac{q3}{2 \cdot \beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot (\sin(\beta \cdot x) - \cos(\beta \cdot x)) + \frac{q3}{\beta} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \cdot \cos(\beta \cdot x) \right] - \frac{q3 \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)$$

На рис. 3.6 приведені результати моделювання радіального зміщення $w(x)$ по довжині пружної оболонки x при різних значеннях розподіленого навантаження.

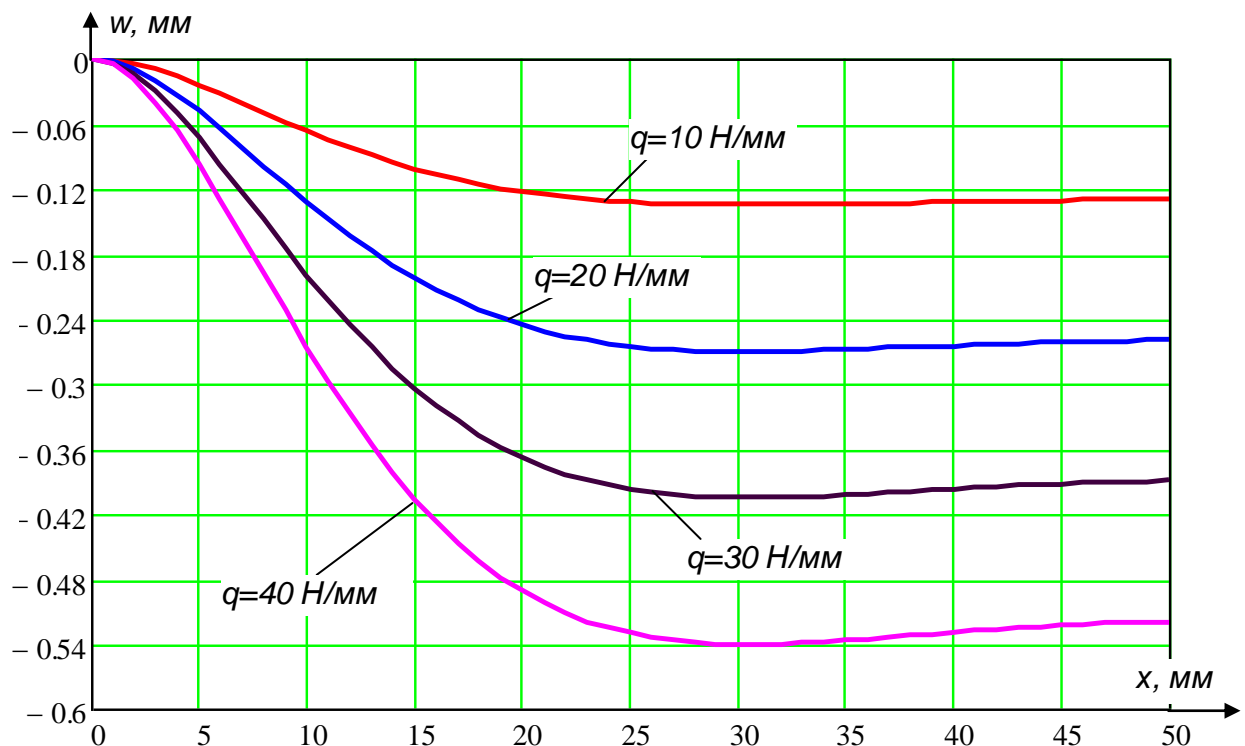


Рис. 3.6. Графічні залежності радіального зміщення $w(x)$ по довжині пружної оболонки x при різних значеннях розподіленого навантаження q

Аналіз графічних залежностей величини радіального зміщення $w(x)$ по довжині оболонкового елемента x показує, що від защемлення оболонкового

елемента ($x=0$) до віддалі $x=27$ мм від защемлення оболонковий елемент деформується по нелінійному закону. Починаючи від $x=27$ мм деформація оболонкового елемента постійна.

При зміні силового радіального навантаження оболонкового елемента в діапазоні $q=10..40$ Н/мм радіальні зміщення $w(x)$ знаходяться в межах від 0,13 до 0,54 мм, тобто із збільшенням силового розподіленого навантаження у 4 рази радіальні переміщення пружного оболонкового елемента зростають 4 рази.

Використовуючи залежність (3.45) та пакет MathCAD можна проаналізувати радіальні зміщення пружного оболонкового затискного елемента в залежності від зміни його товщини при різних значеннях силового радіального навантаження.

На рис. 3.7 приведені графічні залежності радіального зміщення $w(x)$ по довжині оболонкового елемента x для товщини оболонкового елемента $h=1,5$ мм, $h=2$ мм, $h=2,5$ мм при радіальних силових навантаженнях $q=20$ Н/мм та $q=30$ Н/мм.

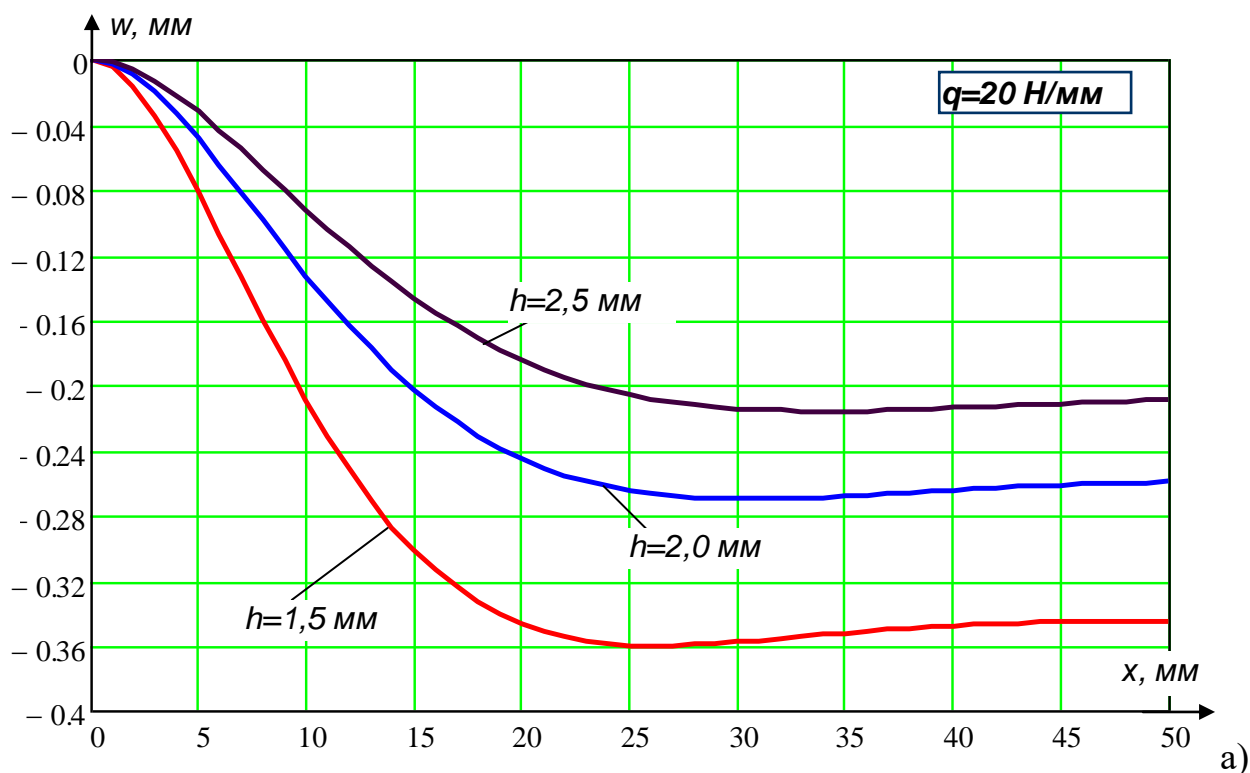
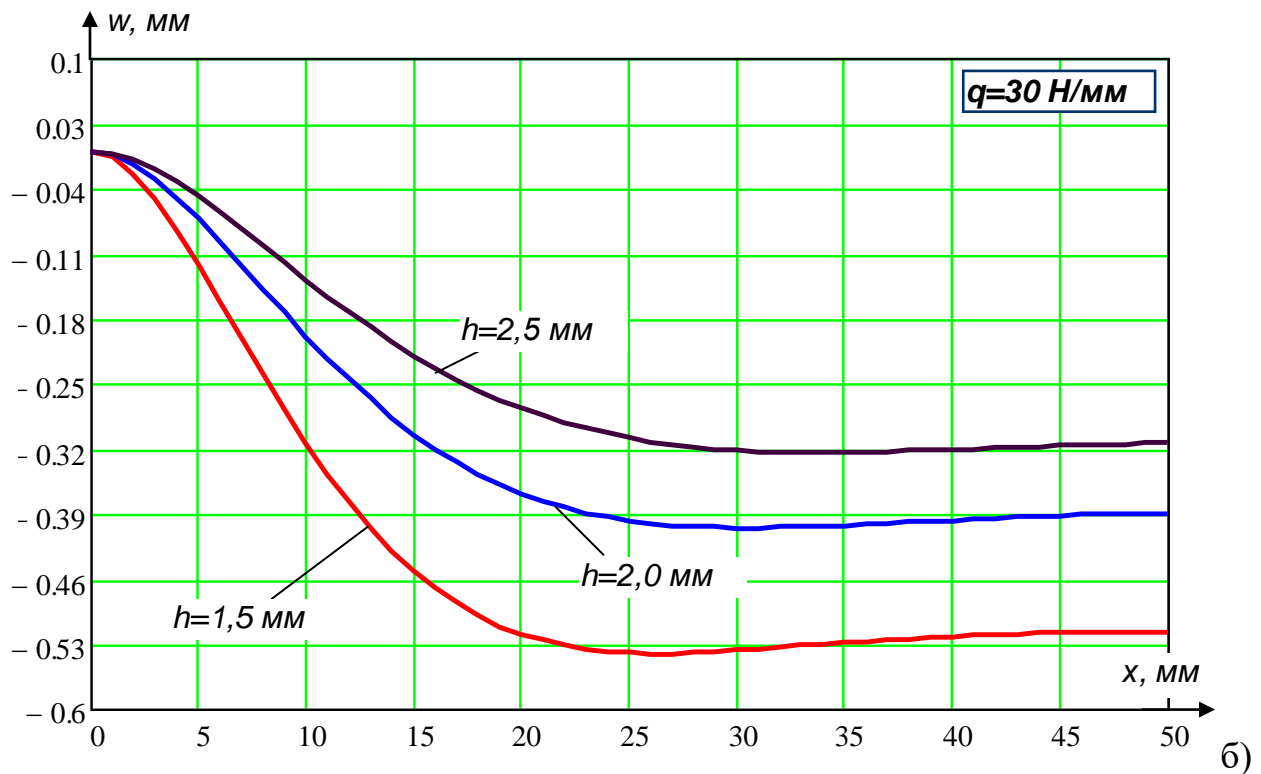


Рис. 3.7. Графічні залежності радіального зміщення $w(x)$ по довжині пружного оболонкового елемента x при дії розподіленого навантаження $q=20$ Н/мм (а) та при $q=30$ Н/мм (б) та різних його товщині стінки



Продовження рис. 3.7

Аналіз графічних залежностей показує, що із збільшенням товщини стінки пружного оболонкового елемента з 1,5 мм до 2,5 мм, його радіальне максимальне зміщення зменшилося також у 1,71 рази при розподіленому навантаженні $q = 20 \text{ Н/мм}$ та у 1,69 рази при розподіленому навантаженні $q = 30 \text{ Н/мм}$.

Аналіз радіальних зміщень $w(x)$ показує, що вони складають від 0,037% до 0,34% від діаметра затиску $d = 160 \text{ мм}$ відповідно при зміні розподіленого навантаження q від 10 до 40 Н/мм та при товщині стінки $h = 2 \text{ мм}$.

При зміні товщини стінки від h від 1,5 мм до 2,5 мм радіальні зміщення $w(x)$ складають від 0,34% до 0,2% від діаметра затиску $d = 160 \text{ мм}$ при розподіленому навантаженні $q = 30 \text{ Н/мм}$, а при тих самих умовах і при розподіленому навантаженні $q = 20 \text{ Н/мм}$ радіальні зміщення $w(x)$ складають від 0,23% до 0,13% від діаметра затиску $d = 160 \text{ мм}$.

3.4. Висновки по розділу 3

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

1. Приведено теоретичні основи керування властивостями осесиметричних циліндричних оболонок і їх реакція на силове навантаження при рівномірному радіальному стиску

2. Розроблено конструкцію гідравлічного затискного патрона з пружним оболонковим затискним елементом та розрахункову схему силового навантаження оболонкового елемента. Розроблено розрахункові схеми для визначення радіального переміщення шляхом накладання переміщень незащемленої оболонки, навантаженої радіальним тиском, та оболонки навантаженої поперечними силами та згинними моментами на торцях.

3. Розроблено математичну модель пружних деформацій оболонкового затискного елемента із застосуванням залежностей для циліндричної оболонки, яка підкріплена абсолютно жорсткими кільцями. Математична модель враховує радіальні пружні переміщення оболонки від навантаження радіальним тиском по безмоментній теорії та радіальні пружні переміщення оболонки під дією погонної поперечної сили і погонного згинного моменту.

4. З використанням пакету прикладних програм MathCAD для розробленого гідравлічного токарного патрона з діаметром корпусу 200 мм для діаметра робочої поверхні затиску 160 мм проведено моделювання: впливу радіального силового навантаження на пружні переміщення пружного оболонкового затискного елемента; пружних переміщень оболонкового затискного елемента в залежності від зміни його товщини при різних значеннях силового радіального навантаження.

5. В результаті моделювання встановлено, що існують дві ділянки пружної оболонки, які починається від защемлень, на яких оболонковий елемент деформується по нелінійному закону. Між цими ділянками деформація оболонкового елемента має постійну величину.

6. Аналіз радіальних зміщень $w(x)$, отриманих за результатами моделювання показує, що вони складають від 0,037% до 0,34% від діаметра затиску $d = 160$ мм відповідно при зміні розподіленого навантаження q від 10 до 40 Н/мм при товщині стінки $h = 2$ мм. При зміні товщини стінки від h від 1,5 мм до 2,5 мм радіальні зміщення $w(x)$ складають від 0,34% до 0,2% від діаметра затиску $d = 160$ мм при розподіленому навантаженні $q = 30$ Н/мм, а при тих самих умовах і при розподіленому навантаженні $q = 20$ Н/мм радіальні зміщення $w(x)$ складають від 0,23% до 0,13% від діаметра затиску $d = 160$ мм.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Характеристика токарно-револьверного верстата з ЧПК з точки зору охорони праці

Для забезпечення безпечної роботи верстата повинні бути передбачені наступні технічні засоби: захисні огорожі; запобіжні та блокуючі пристрої; засоби сигналізації та індикації.

Для закриття травмонебезпечних зон на верстаті повинні бути передбачені захисні огорожі. В першу чергу це огорожа, виконана у вигляді захисного екрану, яка захищає оператора від стружки, змащувально-охолоджувальних рідин та уламків зруйнованого інструменту або вириву заготовки із затискного патрона. Крім цього повинні бути передбачені огорожі, виконані у вигляді захисних щитків пасових передач приводу револьверних супортів та щитків електрошаф [37].

Блокувальні пристрої повинні забезпечити блокування огороження електрошаф, переміщень револьверних супортів в зони обмеження та аварійні зони [37]. Крім того повинно передбачатись неможливість включення електродвигуна при відсутності тиску в системах гідроприводу верстата та централізованій системі змащення. Також повинна передбачатись аварійна зупинка верстата при падінні тиску в гідросистемі, неможливість розтиску заготовки при шпинделі, що обертається та неможливість запуску шпинделя при розтиснутому патроні, а також автоматичне відключення верстата від мережі при відкриванні дверей електрошаф і зупинку верстата при закінченні прутка.

Повинне бути також передбачене заземлення всіх струмопровідних частин: електрошаф, пульта, пристрою ЧПК, станції гідроприводу, електродвигунів і панелей, станції охолодження електрошпинделя.

Засоби сигналізації та індикації передбачені на верстаті для сповіщення обслуговуючого персоналу про подачу напруги на верстат, його пуск,

несправності відповідальних вузлів та порушення режимів роботи, виникнення аварійних ситуацій [37]. Засоби індикації повинні бути виконані у вигляді світлодіодів, що винесені на пульт оператора. На верстаті передбачаються наступні типи сигналізації: сигналізація про включення верстата в мережу; сигналізація включення гідравліки; сигналізація включення головного приводу та приводів подач; сигналізація обмежень переміщень по координатах; сигналізація про вихідні положення супортів; сигналізація про перевантаження приводів подач та приводу головного руху.

На верстаті передбачається пристрій для забезпечення автоматичної подачі пруткового матеріалу, зміни інструменту, лотки для відрізаних із прутка деталей, автоматична система затиску заготовки та контролю розмірів за допомогою вимірювальної головки із щупом контакту.

4.2. Вимоги ергономіки до організації робочого місця оператора токарно-револьверного верстата з ЧПК

Робоче місце оператора – це місце в системі «людина-техніка», оснащене засобами відображення інформації, органами керування і допоміжним обладнанням, на якому здійснюється його трудова діяльність. Правильна організація робочого місця передбачає розв'язання таких основних завдань [37]:

- вибір раціональної робочої пози;
- раціональне розміщення індикаторів і органів керування у відповідності з їх важливістю і частотою користування в межах поля зору і зон досягання;
- забезпечення оптимального огляду робочого місця;
- відповідність конструкції технічних пристроїв і робочих меблів антропометричним, фізіологічним і психологічним характеристикам людини;
- відповідність інформаційних потоків можливостям людини щодо сприймання і переробки інформації;

- забезпечення сприятливих санітарно-гігієнічних умов праці;
- забезпечення умов для відпочинку оператора в процесі роботи.

Безпосередній вплив на функціональний стан і працездатність оператора, а також надійність, швидкість і точність його роботи має виробниче середовище. Воно може бути комфортним, відносно дискомфортним, екстремальним та надекстремальним.

З метою зменшення несприятливого впливу елементів виробничого середовища на оператора при проектуванні токарно-револьверного верстата з ЧПК необхідно враховувати такі вимоги [37]:

- нормовані виробничі елементи при їх комплексній взаємодії не повинні негативно впливати на здоров'я оператора протягом тривалого часу (роки);
- допустимі параметри несприятливих факторів за тривалістю та інтенсивністю впливу не повинні викликати протягом робочого дня зниження надійності і ефективності діяльності оператора.

Інформація про стан керованого об'єкта поступає від засобів відображення інформації, якими є різні прилади і які формують сенсорне поле на робочому місці. За функціями інформації засоби відображення інформації поділяються на командні (цільові) і ситуаційні. Перші дають відомості про необхідні дії для досягнення мети, другі - інформацію щодо протікання технологічного процесу та описують наявну ситуацію.

За способом використання показників засоби відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК поділяються на три групи [37]:

- для контрольного читання; оператор встановлює наявність чи відсутність умов роботи, норму чи відхилення від неї якихось параметрів;
- для кількісного читання; ці індикатори передають інформацію у вигляді числових значень;
- для якісного читання; інформація вказує на напрямок зміни керованого параметра.

Засоби відображення інформації є технічною основою для побудови інформаційної моделі процесу керування.

Інформаційна модель процесу керування токарно-револьверним верстатом з ЧПК повинна відповідати таким вимогам [37]:

- за змістом адекватно відобразити об'єкти керування і навколишнє середовище;
- за кількістю інформації забезпечувати оптимальний інформаційний баланс і запобігати як дефіциту, так і перевантаженню інформацією оператора;
- за формою і композицією відповідати завданням оператора щодо управління і його психофізіологічним можливостям щодо сприймання і переробки інформації.

Системи відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК виконана у вигляді дисплею промислового комп'ютера та приладових панелей .

Основні принципи компонування засобів відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК такі [37]:

- принцип лаконічності; засіб відображення інформації містить лише ті елементи, які необхідні для забезпечення оператора інформацією про стан верстата і вибір оптимального способу впливу;
- принцип узагальнення і уніфікації означає;
- принцип акценту на елементах контролю і керування; це значить, що незалежно від розмірів цих елементів їх символи повинні виділятися дуже чітко на засобах відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК;
- принцип просторового співвідношення елементів контролю і керування; розміщення індикаторів на токарно-револьверному верстаті з ЧПК має бути погоджено з розміщенням відповідних їм органів керування;
- принцип використання звичних асоціацій; доцільно застосувати символи, які асоціюються з об'єктами і явищами, які вони позначають.

Рухи оператора характеризуються швидкістю, темпом, силою, точністю. Встановлено, що максимальний темп кругових рухів становить $4,0 \dots 4,8 \text{ с}^{-1}$; ударних рухів – від 5 до 14 ударів/с. При збільшенні зусиль темп зменшується. До просторових характеристик рухів оператора відносяться розміри моторного

поля (зони досягання) і траєкторії рухів. Розміри моторного поля для оператора визначаються довжиною витягнутої руки. В моторному полі розрізняють три зони – максимального, допустимого і оптимального досягання. У зонах оптимального і допустимого досягання можливі найбільш точні і швидкі рухи. У зоні максимального досягання точність і швидкість рухів зменшуються, а втома настає швидше.

4.3. Заходи по забезпеченню безпечної роботи токарно-револьверного верстата з ЧПК

При підготовці токарно-револьверного верстата з ЧПК до роботи потрібно:

- перевірити наявність і справність кожухів та кришок;
- особливу увагу звертати на надійність кріплення кожухів та кришок, що закривають пасові передачі приводів револьверного супорта та зону різання;
- перевіряти надійність заземлення верстату і його складових частин, правильність роботи блокувальних пристроїв верстату.

При першопочатковому пуску перевірити дію кнопки «аварійний стоп» з грибовидним штовхачем червоного кольору, розташованою на пульті керування верстатом, що забезпечує відключення всього електрообладнання верстата незалежно від циклу його роботи.

В процесі роботи токарно-револьверного верстата з ЧПК необхідно дотримуватись загальних вимог безпеки при роботі на металорізальних верстатах. При цьому необхідно:

- періодично перевіряти надійність заземлення верстата і його складових частин;
- слідкувати за попереджувальною сигналізацією пульта керування і за нормальною освітленістю верстата;
- не включати верстат, якщо який-небудь щит огороження або екран зняті;

- під час роботи верстата забороняється проводити регулювання або налагодження його механізмів;
- не працювати на верстаті без екрана, що закриває зону різання, та кожухів і кришок, що закривають пасові передачі приводів поперечного та поздовжнього переміщень револьверного супорта;
- не працювати при відкритих дверцях електрошаф;
- замінити деталь потрібно тільки при повністю зупиненому шпинделі верстата;
- чищення та витирання верстату проводити тільки після його зупинки і відключення від електромережі;
- слідкувати за тим, щоб робоче місце біля верстата не було загромождjenим.

4.4. Оцінка стійкості системи управління промислового об'єкта

Принципами стійкості роботи промислових підприємств (об'єктів) в надзвичайних ситуаціях є єдина нормативна і директивна база, яка включає: - Конституцію України, Закон України «Про цивільний захист», нормативні документи по стійкості роботи об'єктів.

Основним керівним документом, відповідно до якого повинні плануватися та здійснюватися інженерно-технічні заходи цивільної оборони є «Будівельні норми і правила», що зберігають свою чинність на всій території України. Інженерно-технічні заходи цивільної оборони – це комплекс заходів, спрямованих на: захист населення та зниження можливих втрат і збитків від наслідків великих виробничих аварій, катастроф та стихійних лих, а також застосування засобів збройної боротьби під час конфліктних ситуацій; підготовку галузей промисловості та об'єктів господарювання до стабільної роботи при загрозі і виникненні великих виробничих аварій, катастроф, стихійних лих та під час розгортання конфліктних ситуацій; створення умов

для проведення рятувальних та інших невідкладних робіт та ліквідації наслідків виробничих аварій, катастроф, стихійних лих [38].

Норми інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту розповсюджуються: на категорійні міста по цивільному захисту і окремо розташовані об'єкти особливої важливості і першої категорії; на об'єкти які розташовані в категорійних містах, на території, де можливі руйнування і ураження людей; на всю територію України і стосуються захисту населення від радіоактивного зараження місцевості, отруйних речовин і біологічних засобів.

Норми проектування інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту повинні здійснюватись [38]:

- при плануванні і забудові нових житлових і промислових районів і міст, будівель і споруд, промислових підприємств, систем і об'єктів електро-, газо-, водопостачання і зв'язку, транспорту, захисних споруд і ін.;

при реконструкції міст, підприємств, комунально-енергетичних систем, засобів зв'язку, транспорту.

При проектуванні та здійсненні інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту використовується диференційований метод. Великі адміністративні та промислові центри (міста) відносять до груп з цивільного захисту за такою класифікацією: міста «особливої групи», 1-ї, 2-ї та 3-ї груп з цивільного захисту [38].

Великі промислові та інші господарські об'єкти відносять до об'єктів «особливої важливості», 1-ї та 2-ї категорій з цивільного захисту, при цьому об'єкти атомної енергетики виділяють в окрему групу [38].

Надалі міста та об'єкти господарювання, що відносяться до груп та категорій з цивільного захисту будуть існувати як «категорійні міста та об'єкти».

Відповідно до вимог проектування інженерно-технічного забезпечення цивільного захисту здійснюється зонування території, на якій розташовані категорійні міста та об'єкти господарювання.

Територія, де може виникнути надмірний тиск у фронті повітряної ударної хвилі $\Delta P_{\phi} = 10$ кПа і більше, складає зону можливих руйнувань. Частина території зони можливих руйнувань, у межах якої надмірний тиск у фронті повітряної ударної хвилі $P_{\phi} = 10$ кПа і більше, складає зону можливих сильних руйнувань [38].

Для оцінки стійкості функціонування підприємства керівника комісії з цивільного захисту об'єкта експлуатації, комісією з цивільного захисту і головними спеціалістами проводяться спеціальні дослідження. До них залучаються виконавці від об'єкта експлуатації, робітники галузевих проектно-технологічних і науково-дослідних інститутів.

Робота проводиться в чотири етапи [38].

На першому етапі дослідження відпрацьовуються необхідні документи:

- наказ керівника комісії з цивільного захисту об'єкта експлуатації на проведення дослідження;
- календарний план підготовки і проведення дослідження, де визначаються виконавці, терміни виконання робіт, керівники і склад груп, що вирішують специфічні завдання;
- завдання групам на проведення дослідження по конкретним питанням.

Перша група (від відділу капітального будівництва) визначає фізичну зношеність елементів об'єкту (мінімальний надлишковий тиск, який вони можуть витримати), а також захисних споруд і індивідуальних укриттів для персоналу, що обслуговує агрегати безперервного циклу [38].

Друга група (від відділу головного механіка) оцінює стійкість технологічного і лабораторного обладнання; можливість виникнення вторинних факторів ураження; достатність захисту унікального і цінного обладнання [38].

Третя група (від відділу головного енергетика) оцінює стійкість функціонування енергооб'єктів, мереж і комунікацій, стійкість функціонування зовнішніх і внутрішніх джерел електроенергії, а також їх введів [38].

Четверта група (від відділу головного технолога) визначає найбільш уразливі ділянки технологічного процесу; можливі руйнування верстатного обладнання, місця порушення технологічних процесів внаслідок деформації або обвалу елементів будівель; можливість зміни технологічного процесу при виході зі строю уразливих ділянок; можливість заміни матеріалів, сировини, комплектуючих виробів, палива з врахуванням місцевих ресурсів [38].

П'ята група (від відділу постачання і збуту) оцінює: наявність, умови зберігання і забезпечення збереження запасів і резервів матеріальних цінностей (паливо-мастильних матеріалів, сировини, комплектуючих), їх захищеність від впливу факторів ураження; стійкість виробничих зв'язків і умов отримання пального, сировини, комплектуючих виробів від постачальників; можливість переходу на підвищення норми запасів; можливість постачання за рахунок дублерів і місцевих ресурсів в умовах надзвичайних ситуацій; доцільність розвитку мережі доріг, під'їзних шляхів; терміни роботи об'єкту без поставок необхідних матеріалів [38].

Шоста група (від комісії з надзвичайних ситуацій і служб цивільного захисту) оцінює стійкість систем управління, оповіщення, зв'язку, захисні властивості будівель в радіаційному відношенні; визначає забезпеченість персоналу засобами індивідуального захисту, наявність цих засобів і їх готовність до використання за призначенням. Уточнює план цивільного захисту об'єкту.

Сьома група, під керівництвом головного інженера об'єкта організовує і контролює роботу всіх груп, оформлює усі необхідні документи стосовно дослідження [38].

Другий етап дослідження (оцінка стійкості) починається з вивчення району розташування об'єкту (місто, рівнинна або болотиста місцевість), дослідження його планування, комунікацій. При цьому проводиться аналіз уразливості елементів, а також об'єкту в цілому в умовах надзвичайних ситуацій, визначаються інженерно-технічні заходи, виконання яких дозволить забезпечити підвищення стійкості об'єкту [38].

На даному етапі проводиться аналіз [38]:

- наслідків аварій окремих систем виробництва;
- розповсюдження ударної вибухової хвилі по території об'єкту (місця і характер вибухів, їх потужність і ймовірні наслідки);
- розповсюдження вогню при різних видах пожежі;
- надійність комунікацій і промислових комплексів;
- розповсюдження хмари зараженого повітря при викиді шкідливих речовин;
- можливості утворення токсичних і пожежонебезпечних сумішей.

При організації робіт другого етапу можна застосовувати різноманітні методи аналізу пошкоджень і дефектів [38]:

а) метод оцінки зростання пошкоджень в системі після аварії з побудовою «древа відмов»;

б) метод побудови «древа подій» для визначення імовірності аварії.

При цьому використовується інформація про несправності компонентів обладнання і про можливості зниження їх негативного впливу на навколишнє середовище.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу стосовно встановлення впливу сил радіального тиску, що створюється в гідравлічному затискному патроні та геометричних параметрів пружної оболонки, на пружні радіальні переміщення оболонкового затискного елемента, який безпосередньо контактує із тонкостінним циліндричним виробом.

2. На основі аналізу конструкцій затискних механізмів для обробки тонкостінних циліндричних заготовок встановлено, що найраціональніше застосовувати пристосування з розподіленими силами затиску, якими є багатокулачкові та багатоплунжерні самоцентрівні затискні патрони, багатопелюсткові цангові патрони, затискні патрони із затискними пружними елементами, гідравлічні затискні патрони із втулковими затискними елементами, гідравлічні затискні патрони із пружними оболонками. Встановлено, що рівномірно розподілені сили затиску, які створюють гідравлічні затискні патрони із пружними оболонками приводять до рівномірної деформації тонкостінної поверхні тонкостінних циліндричних та кільцевих деталей.

3. В результаті аналізу багатьох робіт в області затиску і токарної обробки тонкостінних циліндричних та кільцевих виробів встановлено, що для теоретичної оцінки впливу сил затиску на точність форми при токарній обробці кільцевих та циліндричних тонкостінних деталей використовуються: теорія зігнутої балки для отримання теоретичної моделі опису пружних деформацій кільцевих заготовок, закріплених в двох, трьох, і чотирикулачкових патронах; метод скінченно-елементного аналізу для аналізу пружних деформацій кільцевих заготовок, закріплених в багатокулачкових токарних патронах, в статиці та в процесі усталеного обертання; модель загальної деформації тонкостінних кілець при точінні, що базується на теоремі Кастільяно та використовує поліноми Чебишева для отримання стабільного розв'язку

диференціального рівняння деформації, яка враховує сили затиску при різних кутових положеннях заготовки, а також сили різання під час обробки. Для оцінки динаміки точіння тонкостінних циліндричних та кільцевих виробів використовуються в основному моделі пружної багатомасової системи, які враховують зміну вхідної та вихідної поведінки заготовки її обертанні заготовки та подачі інструменту.

4. Розроблено конструкцію приводу головного руху, що являє собою мехатронну привідну систему прямої дії (мотор-шпindel), що забезпечує безступеневе регулювання частот обертання 1...8000 об/хв., максимальний крутний момент 260 Н·м і максимальну потужність 27 кВт.

5. Проведено розрахунок радіальної жорсткості опор шпindelного вузла. Сумарна радіальна жорсткість передньої опори становить 848 Н/мм, задньої – 456 Н/мм.

6. Визначено радіальну жорсткість переднього кінця шпindelа шпindelного вузла. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпindelного вузла при $l = 420$ мм $j_{r_{sp}} = 205500$ Н/мм = 205,5 Н/мм.

7. Розроблено дискретну динамічну модель шпindelного вузла мотор-шпindelа поданого у вигляді пружної невагомої балки і зосередженими масами. Здійснено приведення мас до передньої частини шпindelа і середини міжопорної віддалі. З використанням методу коефіцієнтів впливу податливостей визначено власні частоти та амплітуд коливань шпindelного вузла. Власні частоти коливань в Гц: перша власна частота $p_1 = 100$ Гц; друга власна частота $p_2 = 326$ Гц.

8. Розроблено конструкцію гідравлічного затискного патрона з пружним оболонковим затискним елементом та розрахункову схему силового навантаження оболонкового елемента. Розроблено розрахункові схеми для визначення радіального переміщення шляхом накладання переміщень незащемленої оболонки, навантаженої радіальним тиском, та оболонки навантаженої поперечними силами та згинними моментами на торцях.

9. Розроблено математичну модель пружних деформацій оболонкового затискного елемента із застосуванням залежностей для циліндричної оболонки, яка підкріплена абсолютно жорсткими кільцями. Математична модель враховує радіальні пружні переміщення оболонки від навантаження радіальним тиском по безмоментній теорії та радіальні пружні переміщення оболонки під дією погонної поперечної сили і погонного згинного моменту.

10. З використанням пакету прикладних програм MathCAD для розробленого гідравлічного токарного патрона з діаметром корпусу 200 мм для діаметра робочої поверхні затиску 160 мм проведено моделювання: впливу радіального силового навантаження на пружні переміщення пружного оболонкового затискного елемента; пружних переміщень оболонкового затискного елемента в залежності від зміни його товщини при різних значеннях силового радіального навантаження.

11. В результаті моделювання встановлено, що існують дві ділянки пружної оболонки, які починається від защемлень, на яких оболонковий елемент деформується по нелінійному закону. Між цими ділянками деформація оболонкового елемента має постійну величину.

12. В результаті моделювання для розробленої конструкції гідравлічного затискного патрона встановлено, що радіальні зміщення складають від 0,037% до 0,34% від діаметра затиску при зміні розподіленого навантаження q від 10 до 40 Н/мм і при товщині стінки пружної оболонки $h = 2$ мм. При зміні товщини стінки пружної оболонки від h від 1,5 мм до 2,5 мм радіальні зміщення складають від 0,34% до 0,2% від діаметра затиску при розподіленому навантаженні $q = 30$ Н/мм, а при тих самих умовах і при розподіленому навантаженні $q = 20$ Н/мм радіальні зміщення складають від 0,23% до 0,13% від діаметра затиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. . Bahrke U. Flexible Spannbacken für die Drehbearbeitung: Diss. Berlin: IPK., 1998. 168 s.
2. 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.
3. Pingfa Feng. Berechnungsmodel zur Ermittlung von Spannkraften beim Backenfutter. Technische Universität Berlin, Diss., 2003. – 213 S.
4. Chuck Jaws. Проспект фірми SCHUNK GmbH & Co. Lauffen/Neckar, 2015. – 728 p.
5. ROTA NCR. Power lathe chucks without through-hole. Проспект фірми SCHUNK GmbH & Co. Lauffen/Neckar, 2015. – 18 p.
6. ROTA NCS. Power lathe chucks without through-hole. Проспект фірми SCHUNK GmbH & Co. Lauffen/Neckar, 2015. – 8 p.
7. Vielalt in Spanntechnik. Проспект фірми Stiefelmayer-Spanntechnik GmbH & Co. Denkendorf, 2011. – 16 S.
8. Präzisions-Spannzeuge. Проспект фірми RINGSPANN GmbH. Hamburg, 2014. – 112 S.
9. Power operated collet chuck KZF, with axial tightening. Проспект фірми Röhm Spannzeuge. Sontheim/Brenz, 2007. – 6 p.
10. Луців, І.В. Комп'ютерний аналіз підсистем затиску та самоналагоджувального оснащення для багатолезової обробки адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, В.М.Буховець // Науковий Вісник Херсонської державної морської академії, №2(9) Херсон, 2013, с. 183-190.
11. Lutsiv, I. Ring-shaped parts form accuracy improvement in lathe machining using complex self-adjusting equipment / Ihor Lutsiv, Vitaliy Voloshyn, Valeriy Buhovets // Professional Studies: Theory and Practise. Technological Sciences.

Siauliai State College. Tallinn University of Applied Sciences. Lithuania, 2016/1 (16) , pp. 80-85.

12. Hydraulic expansion technology. Customer-specific solutions. Проспект фірми SCHUNK GmbH & Co. Lauffen/Neckar, 2014. – 68 p.

13. Hydraulic expanding chuck, Arbor & rotary intensifiers. Проспект фірми Positrol Workholding. Cincinnati, 2007. – 12 p.

14. Precision Arbors & Chucks/ <https://hydraulic.com/precision-arbors-chucks/>

15. Precision workholding equipment. Проспект фірми Acugrip Ltd. Hertfordshire, 2008. – 10 p.

16. Pegels A. Werkstückdeformation ein Problem beim Spannen auf Werkzeugmaschinen// Industrieanzeiger. – 1977. – №46. – S.819 – 820.

17. Davis, T. L., Kahg, C. H., and Lord, H. W. The Effect of Chucking Methods on Roundness Error in the Boring Process// Journal of Engineering for Industry– 1976. – February. – p. 233 – 238.

18. Walter, M. F. and Stahl, J. E. Theories for Adaptive Control of Chucking Devices in NC-Turning Centers// Proc. of the Information Technology for Advanced Manufacturing Systems – 1992. – p. 249-256.

19. Sathyanarayana, S., Melkote, S. N. Determination of Clamping Force Based on Minimization of Workpiece Elastic Deformation// Transaction of NAMRI/SME. – 2002. – Vol. 3. – p. 597-604.

20. Кузнецов Ю.Н., Литвин А.В. Повышение точности зажимных патронов // Вестник машиностроения. – 1988, – №2. – с.31-35.

21. Литвин А. В. Конструкторско-технологическое обеспечение точности зажима деталей// Вестник Гомельського державного технічного університету ім. П.О. Сухого. – 2009, - №2. – с. 5-11.

22. Литвин О.В., Клавак .М. Дослідження точності обробки кільцевих деталей із зміною вхідних параметрів технологічної системи// Вісник СевНТУ, серія: машиноприладобудування та транспорт. – 2012, вип. 129. – с. 143-148.

23. Ihor Lutsiv, Vitalii Voloshyn, Ihor Los. Computer simulation of clamping jaws with elastic compensating links for thin-walled parts clamping// Professional studies: Theory and Practice. – 2021 – №9(24) – pp. 70-74.

24. Chang J.Y., Lairs G.J., Chen M.F. A study on the chatter characteristics of the thin wall cylindrical workpiece// Int. J. Mach. Tools Manufact. – 1994. – Vol.34, No.4. – p. 489-498.

25. Lairs G.J., Chang J.Y. Stability analysis of chatter vibration for a thin-wall cylindrical workpiece// Int. J. Mach. Tools Manufact. – 1995. – Vol.35, No.3. – p. 431-444.

26. Dong Chen, Bin Lin, Zhilin Han, Yanbin Zhang. Study on the optimization of cutting parameters in turning thin-walled circular cylindrical shell based upon cutting stability// The International Journal of Advanced Manufacturing Technology.– 2013. – Vol.69 – p. 891-899.

27. Estrems M., Arizmendi M., Zabaleta A. J., Gil A. Numerical method to calculate the deformation of thin rings during turning operation and its influence on the roundness tolerance// Procedia Engineering – 2015 – Vol.132 – p 872-879.

28. Fischer A., Eberhard P., Ambrósio J. Parametric flexible multibody model for material removal during turning// Journal of Computational and Nonlinear Dynamics – 2014 – Vol.9, No.1.

29. Heisel U. Kang C. Model-based form error compensation in the turning of thin-walled cylindrical parts// Production Engineering. – 2011. – vol.5. – p 151–158.

30. Uwe Ronde. Drehmaschinen mit Hohlwellen-Motoren// Werkstatt und Betrieb. – 1993. - №9. – S. 561 – 563.

31. 1MB framelless spindle motors. Projekt Planning Manual. Проспект фірми Indramat GmbH, 1997. – 156 с.

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

33. Super precision bearings machine tool products. Проспект фірми The Barden Corporation, 2002. – 202 с.

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

35. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

36. Осесимметричные задачи теории упругости/ П.А. Белоус. – Одесса: ОГПУ, 2000. – 183 с.

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

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

ДОДАТКИ

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Позначення</i>	<i>Найменування</i>	<i>К-сть.</i>	<i>Прим.</i>	
				Документація			
A			<i>ДР 22-000.02.00.000 СБ</i>	<i>Патрон токарний гідравлічний</i>			
				Складальні одиниці			
				Деталі			
		1	<i>ДР 22-000.02.00.001</i>	<i>Корпус</i>	1		
		2	<i>ДР 22-000.02.00.002</i>	<i>Привідний поршень</i>	1		
		3	<i>ДР 22-000.02.00.003</i>	<i>Затискний елемент</i>	1		
		4	<i>ДР 22-000.02.00.004</i>	<i>Втулка</i>	1		
		5	<i>ДР 22-000.02.00.005</i>	<i>Втулка перехідна</i>	1		
		6	<i>ДР 22-000.02.00.006</i>	<i>Пробка</i>	6		
		7	<i>ДР 22-000.02.00.007</i>	<i>Пробка</i>	3		
				Стандартні вироби			
				<i>Гвинти ГОСТ 11738-84</i>			
		10		<i>М6-6gx12.109.40X-016</i>	6		
		11		<i>М6-6gx16.109.40X-016</i>	8		
		12		<i>М12-6gx80.109.40X-016</i>	3		
			ДР 22-000.02.00.000				
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Патрон токарний гідравлічний		
<i>Розроби</i>	<i>Штогрін</i>						
<i>Перевіри</i>	<i>Волошин</i>						
<i>Реценз.</i>							
<i>Н. контр.</i>							
<i>Затверд</i>	<i>Луців І.В.</i>				<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
						1	2
					<i>ТНТУ, ФМТ гр. МВм-61</i>		

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**

**XI Міжнародної науково-практичної
конференції молодих учених та студентів
7-8 грудня 2022 року**



**УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2022**

УДК 001

A43

Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XI міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 7-8 грудня 2022) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – 202.

ISBN 978-617-7875-49-8

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: Дозорський Василь Григорович – 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); Меноу 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: Дозорський В.Г.

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.

УДК 621.941.2-229.323

В.Н. Волошин, к.т.н., доцент, І.Г. Лось, Є.М. Штогрін

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СИЛ РАДІАЛЬНОГО ТИСКУ НА ПЕРЕМІЩЕННЯ ПРУЖНОЇ ОБОЛОНКИ ГІДРАВЛІЧНОГО ЗАТИСКНОГО ПАТРОНА

V.N. Voloshyn, Ph.D., Assoc. Prof., I.G. Los, Y.M. Shtohrin

THEORETICAL RESEARCH OF THE INFLUENCE OF RADIAL PRESSURE FORCES ON THE DISPLACEMENT OF THE ELASTIC SHELL OF THE HYDRAULIC CLAMPING CHUCK

На даний час кількість тонкостінних виробів в загальній номенклатурі виробів в машинобудівних конструкціях постійно збільшується. Вирішальне значення на експлуатаційні властивості тонкостінних виробів чинить точність їх форми і розмірів. Токарна обробка тонкостінних циліндричних виробів зустрічає труднощі, обумовлені їх деформацією під дією сил різання і закріплення [1]. З опублікованих досліджень відомо, що найбільший вплив на точність форми оброблених тонкостінних циліндричних виробів чинить затискний пристрій. Тому вирішення проблеми закріплення таких заготовок зводиться до досліджень в області технологічного оснащення. Для обробки таких виробів найраціональніше застосовувати пристосування з розподіленими силами затиску [2-4], до яких відносяться гідравлічні затискні патрони (ЗП). Такі пристосування орієнтовані на рівномірний розподіл зусиль затиску. Вважається, що рівномірно розподілені сили затиску приводять до рівномірної деформації тонкостінної поверхні заготовки. Ряд гідравлічних ЗП в якості затискних елементів використовують пружні оболонки, які жорстко закріплені з обох сторін. Геометричні параметри оболонкового затискного елемента та сили радіального тиску суттєво впливають на кінематичні та силові параметри гідравлічного ЗП. Тому дослідження впливу геометрії оболонкового затискного елемента та сил радіального тиску на його деформований стан є важливою та актуальною задачею.

Метою роботи є теоретичне дослідження впливу сил радіального тиску, що створюється в гідравлічному ЗП, на пружні переміщення оболонкового затискного елемента, який безпосередньо контактує із тонкостінним циліндричним виробом.

Оболонковий затискний елемент гідравлічного ЗП (рис.1) навантажений із зовні радіальним рівномірно розподіленим навантаженням інтенсивністю q , має товщину h , довжину l , радіус R та защемлені обидва кінці (рис.2). Вирішення задачі про визначення переміщень оболонкового затискного елемента можливе із застосуванням залежностей для циліндричної оболонки, яка підкріплена абсолютно жорсткими кільцями [5]. Переміщення w будемо знаходити накладанням рішень для незащемленої оболонки, навантаженої зовнішнім радіальним тиском q , і для оболонки, навантаженої зусиллями реакцій на торцях. В результаті накладання цих рішень сумарне переміщення визначиться за залежністю:

$$w_x = \frac{e^{-\beta x}}{2D\beta^3} \left[-\frac{q}{2\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) (\sin \beta x - \cos \beta x) - \frac{q}{\beta} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) \cos \beta x \right] - \frac{qR^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right), \quad (1)$$

де μ - коефіцієнт Пуасона; E - модуль пружності; D - циліндрична жорсткість пружної оболонки; β - коефіцієнт затухання пружної оболонки; x - довжина, на якій визнається сумарне радіальне переміщення.

Теоретичні дослідження впливу радіального силового навантаження на пружні

переміщення пружної оболонки проводилося для гідравлічного ЗП з діаметром робочої поверхні затиску 150 мм, товщиною пружної оболонки 2 мм і довжиною 100 мм. Дослідження проводилися за допомогою пакета MathCAD в діапазоні силового навантаження $q = 50 \dots 100 \text{ Н/мм}$ на половині довжини пружної оболонки ($x = 0,5l$).

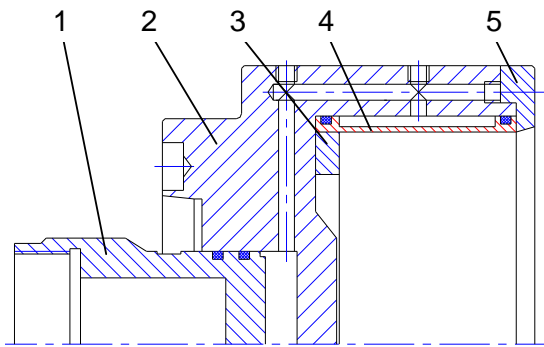


Рисунок 1. Гідравлічний ЗП: 1 – поршень; 2 – корпус; 3 – кільце; 4 – оболонковий затискний елемент; 5 - фланець

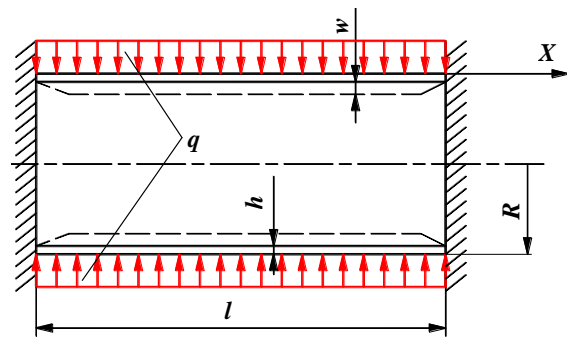


Рисунок 2. Розрахункова схема силового навантаження оболонкового затискного елемента

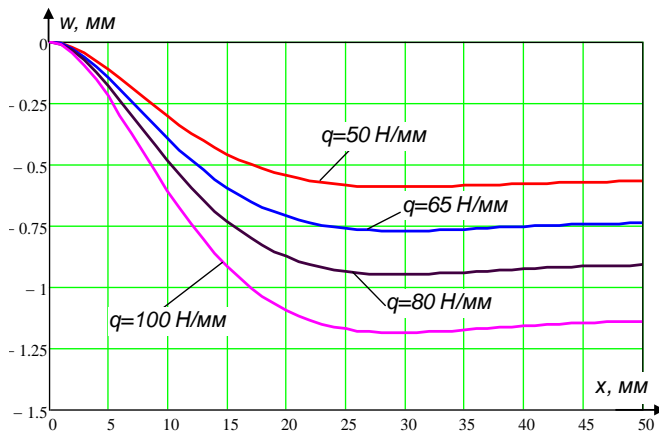


Рисунок 3. Графічні залежності радіального зміщення w по довжині оболонкового елемента x при дії силового навантаження q

Аналіз графічних залежностей величини радіального зміщення w по довжині пружної оболонки x (рис.3) показує, що із збільшенням силового навантаження зміщення по довжині пружної оболонки змінюються по нелінійному закону. При зміні силового навантаження оболонкового елемента в діапазоні $q = 50 \dots 100 \text{ Н/мм}$ максимальні радіальні зміщення зростають від 0,6 до 1,18 мм, тобто із збільшенням радіального силового навантаження у 2 рази радіальні переміщення пружної оболонки зростають у 1,97 рази.

Література.

1. 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.
2. Хамуйела Ж. А. Герра, Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т. О. Генетико-морфологический синтез зажимных патронов. – Луцк: Вэжа-Друк, 2017. – 328 с.
3. І.В. Луців. Вплив системи затиску на похибку форми при обробці кільцевих заготовок багатолезовим самоналагоджувальним оснащенням/ Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М.// Збірник наукових праць III Всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні». – Львів, 2015.– С. 72-74.
4. I. Lutsiv, V. Voloshyn, I. Los. Computer simulation of clamping jaws with elastic compensating links for thin-walled parts clamping// Professional studies: Theory and Practice. – 2021 – №9(24) – pp. 70-74.
5. Білоус П.А. Осесиметричні задачі теорії пружності – Одеса: ОДПУ, 2000. – 183 с.

ЗМІСТ

СЕКЦІЯ: ФІЗИКО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ РОЗВИТКУ НОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

1. **Я.В. Курко, О.М. Босюк, Н.В. Вальчак**
ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНО-ДІАГНОСТИЧНОЇ ПРОГРАМИ
"REACTION-TEST" ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЛАТЕНТНОГО ПЕРІОДУ
ПРОСТОЇ СЛУХОВОЇ РЕАКЦІЇ ПЛАВЦІВ ЗА РІЗНИХ ПОГОДНИХ
УМОВ 5
2. **Я.В. Курко, І.В. Казмірчук, З.Й. Кульчицький**
ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ НЕРВОВИХ ПРОЦЕСІВ У СТУДЕНТІВ, ЯКІ
ЗАЙМАЮТЬСЯ ПЛАВАННЯМ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМП'ЮТЕРНОЇ
ПРОГРАМИ "ТЕПІНГ-ТЕСТ" 7

СЕКЦІЯ: НОВІ МАТЕРІАЛИ, МІЦНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

1. **О.П. Конончук, І.Б. Хома, А.С. Чайковський**
ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙ І ЗУСИЛЬ В ЕЛЕМЕНТАХ КАРКАСУ
БУДІВЛІ ВІД РІЗНОГО РОДУ ЗОВНІШНІХ НАВАНТАЖЕНЬ 9
2. **О.П. Конончук, І.М. Будзінський, А.Я. Данилків, Р.І. Фіцай**
ВИКОРИСТАННЯ НЕРУЙНІВНИХ МЕТОДІВ КОНТРОЛЮ ПРИ
ДОСЛІДЖЕННІ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ 11
3. **І.Ю. Габрусєва, Р.В. Бартошевський**
ОЦІНКА МІЦНОСТІ ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНОЇ ПЛИТИ ПРИ ТИСКУ
НА НЕЇ ЖОРСТКОГО ШТАМПА 13
4. **С.Я. Паробок, О.С. Коваль, Б.Р. Гарасюк, М.О. Козак**
ЗАСТОСУВАННЯ ДРОБОСТРУМЕНЕВОЇ ОБРОБКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ
ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ З ВИСОКОЛЕГОВАНИХ
АУСТЕНІТНИХ СТАЛЕЙ 15

СЕКЦІЯ: СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В БУДІВНИЦТВІ, МАШИНО- ТА ПРИЛАДОБУДУВАННІ

1. **В.В. Крупа, І.Д. Шапаренко**
ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО
ВУЗЛА ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА ЗАСОБАМИ
SOLIDWORKS SIMULATION 17
2. **В.Н. Волошин, І.Г. Лось, Є.М. Штогрін**
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СИЛ РАДІАЛЬНОГО ТИСКУ НА
ПЕРЕМІЩЕННЯ ПРУЖНОЇ ОБОЛОНКИ ГІДРАВЛІЧНОГО ЗАТИСКНОГО
ПАТРОНА 19
3. **І.В. Головатий, А.М. Хічій, А.К. Шманін**
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ РІЗАННЯ
КІНЦЕВОЮ ФРЕЗОЮ 21
4. **О.Б. Дериш, І.П. Домарецький, О.О. Тимошук**
ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЇ ГВИНТОВОГО ЕЛЕМЕНТА ЗАТИСКНОГО
ПРИСТРОЮ 22
5. **А.Б. Гупка, Ю.Я. Пальчевський, М.С. Столярчук, Ю.М. Юсько,
Ю.Ю. Заполух**
ТРИБОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ВИБОРУ МАТЕРІАЛІВ ТА ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ
ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ПАР ТЕРТЯ АВТОМОБІЛІВ 23