

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)

# КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: **Дослідження силової структури роботи токарних оправок**

**із цанговим затиском**

Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи МВм-61  
спеціальності \_\_\_\_\_

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Гута В.О.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

\_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

Тернопіль 2022

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)

«14» листопада 2022 р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Гута Володимир Олегович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження силової структури роботи  
токарних оправок із цанговим затиском

Керівник роботи Буховець Валерій Миколайович, кандидат технічних наук  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Термін подання студентом завершеної роботи 18 грудня 2022 року

3. Вихідні дані до роботи Паспорти типових верстатів

Складальні креслення відомих оправок

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Аналітичний розділ. Постановка мети і задач дослідження. 2) Аналіз конструкцій відомих верстатів.

3) Обґрунтування та опис конструкції верстату. Вибір приводу головного руху

4) Конструювання і розрахунок шпindelного вузла верстату.

5) Побудова математичної моделі цангової затискної оправки 6) Розрахунок силових факторів. Аналіз результатів наукових досліджень 7) Розробка конструкцій оправок

8) Охорона праці і безпека надзвичайних ситуацій. 9) Загальні висновки

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

1) Тема, мета роботи, об'єкт і предмет дослідження; завдання роботи.

2) Аналіз відомих верстатів і цангових оправок

3) Розроблення приводу головного руху

4) Конструкція шпindelного вузла верстату.

5) Аналіз схем дії зусиль у цанговій затискній оправці

6) Математична модель силового портрету оправки

7) Наукові дослідження щодо теми роботи

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Сеник А.А., к.т.н., асистент каф. ВІ		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М., старший викладач кафедри ОХ		
Нормоконтроль	Кобельник В.Р., к.т.н., доц.зав. каф. ВІ		

7. Дата видачі завдання

16 листопада 2022 року

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд та аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	Тиждень 1	
2	Інформаційно-патентний пошук	Тиждень 1	
3	Постановка мети і завдань дослідження	Тиждень 1	
4	Опис та обґрунтування конструкцій відомих верстатів	Тиждень 2	
5	Аналіз існуючих оправок для затиску заготовок	Тиждень 2	
6	Розробка приводу головного руху верстату	Тиждень 3	
7	Вибір раціональної конструкції верстату	Тиждень 3	
8	Конструювання шпиндельного вузла верстату	Тиждень 3	
9	Розробка послідовності проведення наукових досліджень	Тиждень 4	
10	Обґрунтування конструкцій затискних оправок	Тиждень 4	
11	Побудова математичної моделі	Тиждень 5	
12	Аналіз графічних залежностей силового портрету	Тиждень 5	
13	Застосування елементів САД і САЕ	Тиждень 5	
14	Охорона праці стосовно розробленого верстату	Тиждень 6	
15	Безпека надзвичайних ситуацій	Тиждень 6	
16	Оформлення кваліфікаційної роботи	Тиждень 6	
17	Захист кваліфікаційної роботи	Тиждень 6	

Студент

(підпис)

Гута В.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

## Зміст

	Реферат	5
	Вступ	12
1.	Аналітичний розділ	14
1.1.	Аналіз конструкції базової моделі верстата	15
1.2.	Характеристики верстатів аналогів	21
1.3.	Приводи затискних механізмів для автоматизованої токарної обробки	
1.4.	Стан досліджень. Спорядження для затиску циліндричних заготовок по внутрішній поверхні	23
	Висновки щодо розділу 1. Мета і задачі досліджень	31
2.	Дослідно-проектний розділ.	34
2.1.	Вибір типу та структури приводу та кінематичний розрахунок	34
2.2.	Визначення силових характеристик приводу головного руху	39
2.3.	Автоматизований вибір електродвигуна приводу головного руху	45
2.4.	Конструювання та автоматизований розрахунок шпиндельного вузла	54
	Висновки по розділу 2	65
3.	Науково-дослідна частина	66
3.1.	Розробка конструкції розтискної оправки, що містить цангові елементи	66
3.2.	Модель структури передачі сил у статиці	67
3.3.	Структура передачі сил у цанговій оправці під час усталеного обертання	78
3.4.	Силові характеристики цангової розтискної оправки	84
3.5.	Отримані результати	95
4.	Охорона праці і безпека життєдіяльності стосовно об'єкта дослідження	96
4.1.	Планування на підприємстві робіт щодо охорони праці	96
4.2.	Розрахунок місцевої витяжної вентиляції щодо розробленого верстату	101
	Загальні висновки	112
	Література	114
	Додатки	118

## РЕФЕРАТ

**Тема.** Дослідження силової структури роботи токарних оправок із цанговим затиском

**Мета** даного дослідження - підвищення продуктивності токарного оброблення на верстаті з ЧПК при його оснащенні розтискними цанговими оправками зі сегментною структурою.

**Об'єкт** дослідження - процес затиску розтискними оправками заготовок

**Предмет** дослідження – закономірності поведінки статичної та динамічної сили затиску залежно від характеристик розтискної цангової оправки

### Наукова новизна дослідження

1. Запропонований принцип затиску у розтискних цангових оправках із сегментною структурою для токарного верстату із ЧПК.

2. Визначені закономірності поведінки статичного та динамічного силового затиску залежно від різних розтискної оправки.

### Практичне значення роботи.

1. На основі аналізу відомих токарних верстатів запропоноване компоновочне рішення, розроблений шпиндельний вузол верстату і проведений його динамічний розрахунок.

2. Розроблена конструкція розтискної цангової сегментної оправки та передавальною ланкою із підсиленням шестигранного типу.

**Апробація досліджень** відбулась в рамках міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів з питання «Актуальні задачі сучасних технологій» 7-8 грудня 2022 року [].

Структура кваліфікаційної роботи складається із вступу, основної частини та висновків. Робота містить 4 розділи та 4 додатки. Літературні посилання складають 37 назв.

Текст роботи розміщений на 117 сторінках, і супроводжується - 12 таблицями і 30 рисунками.

## АНОТАЦІЇ

Гута В.О., "Дослідження силової структури роботи токарних оправок із цанговим затиском ". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2022 р.

Кваліфікаційна робота охоплює питання щодо аналізу і конструкції розтискних оправок. Ці оправки споряджені сегментними цангами і призначені для автоматизованих токарних верстатів. В роботі здійснене моделювання силових характеристик оправок.

Для приводу головного руху вибраного за аналог токарного верстата з ЧПК призначено відповідну структуру. За відомими методиками здійснений розрахунок кінематичних характеристик, а також силових параметрів цього приводу. Вибране конструктивне виконання шпиндельного вузла верстата і прораховано його на жорсткість. Описані типи затискних токарних систем і проведений аналіз конструктивних характеристик розтискних цангових оправок. Значна частина огляду досліджень і розробок присвячена проблематиці затиску заготовок з допомогою цангових механізмів. В якості прикладу представлена конструкція розтискної оправки, яка містить сегментну цангу та передавально-підсилюючу ланку у вигляді шестигранника. Розроблена модель силової структури, що представляє передачу зусиль у такій оправці, причому розглянуті як статичні характеристики, так і процес обертання в усталеному режимі. За допомогою створених математичних моделей досліджений вплив конструктивних характеристик та кінематичних і експлуатаційних параметрів оправок на радіальні сили затиску заготовки в статичній і динамічній постановці.

Ключові слова: цанга, затискний механізм, розтискна оправка, зусилля затиску, відцентрова сила, шпиндель.

Guta V, O.; "Studies of the force structure of lathe mandrels with a collar clamp".

133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical

University; Ternopil, 2022.

The Master Thesis deals with the analysis and design development and modeling of the power characteristics of the clamping mandrels with segment collets for equipping of the automated lathes.

The structure of the main drive movement of the CNC multi-purpose lathe is selected. The calculation of the kinematic characteristics of the main drive motion is carried out.

The design was developed and the rigidity of the machine tool spindle unit was calculated.

The characteristics and types of clamping systems are given. The analysis of collet clamping mandrels is discussed and overview of the known research and development on the collet clamping of the work-pieces is given.

The design of the collet pressing mandrel with a segmental collet and a hexagonal pyramidal transmission-amplifying link has been developed. Static models of force transmission in a collet mandrel with a segmental collet and a hexagonal transmission- reinforcing link has been developed as well as the models in the process of steady rotation.

The radial forces of the work clamping were studied dealing with the influence of different parameters. In this way the developed mathematical models were used.

Key words: collet, clamping mechanism, clamping mandrel, clamping force, centrifugal force, spindle.

## Вступ

Вирішення висунутих суспільством задач в сфері промислового виробництва можливе лише за допомогою створення сучасних машин, впровадження прогресивних технологій їх виробництва, використання нових принципів господарської діяльності, а також застосування нових нетрадиційних підходів до проектування машин, технологій та організацій виробництва.

Аналіз діючих виробничих систем, проведений закордонними компаніями показав, що 60-70% підвищення якості, конкурентоспроможності продукції та технології її виробництва забезпечується за рахунок підвищення ефективності та удосконалення структури парку технологічного обладнання.

Зважаючи на це, розвиток сучасного машинобудування в цілому і верстатобудування зокрема, пов'язаний з наступними тенденціями: підвищення продуктивності технологічного обладнання; підвищення якості продукції, що виготовляється; зменшення витрат і сировинно-енергетичних ресурсів; зменшення частки фізичної праці людини; полегшення рутинної інтелектуальної праці людини; розширення технологічних можливостей обладнання.

Відомо, що у загальній структурі світового парку металообробного обладнання токарні верстати складають від 30 до 40 відсотків. Тому істотна увага приділяється дослідниками щодо покращення і модернізації саме верстатів токарної групи.

Важливим і ключовим компонентом токарних верстатів є затискний механізм (ЗМ). Цей механізм в істотній мірі визначає як точність, так і продуктивність токарного оброблення. Від нього сильно залежать елементи режимів різання і інші характеристики. Більшість затискних механізмів мало змінювались конструктивно протягом тривалого часу. При цьому відбувалось певне порушення у структурі верстатів, які підлягали загалом істотній модернізації і вдосконаленню



Вчені вважають, що недостатнім є лише забезпечення необхідної сили затиску, яку переадають ЗМ, або ж їх характеристики міцності. Підвищені вимоги як до жорсткості, так і до точності диктують додаткові потреби у забезпеченні підвищеної швидкості, багатьох функцій механізмів, а також їх швидкодії та збільшеної ширини діапазону. Тому ці вагомні фактори представляють нові тенденції у розвитку ЗМ. При цьому вдосконалення токарних верстатів відбувається на основі створення перспективних затискних механізмів і модернізації вже існуючих.

Серед затискних механізмів, що призначені для затиску заготовок, що представляють собою тіла обертання, по внутрішній поверхні набули розтискні оправки. Через їх використання як при токарній чи фрезерній обробці вони є досить популярними, причому відмічається їх використання і при шліфуванні та у контрольних операціях. Серед розтискних оправок істотне місце відображають оправки із цанговим затиском, які характеризуються простотою конструкції. Це дає можливість затискати заготовки із більшими допусками отворів та створювати умови для більш ідеальної концентричності при затиску.

В аспекті розглянутих міркувань створення перспективних цангових оправок і дослідження силової структури їх роботи представляє собою актуальну науково-прикладну проблему.

## 1. Аналітичний розділ

### 1.1. Аналіз конструкції базової моделі верстата

За базову модель приймемо токарний патронно-центровий верстат мод. SPU 40 CNC фірми KOVOSVIT (Чехія).

Цей токарний верстат зі шпинделем A11 (за окремим замовленням A8) для універсальної та економічної обробки валів, фланців і пруткових матеріалів з використанням токарної обробки діаметром до 400 мм, свердління або фрезерування поверхонь на цих деталях. Можливий діаметр обробки пруткового матеріалу – 80 мм. Максимальна довжина деталі типу вал – 2500 мм.

Верстат являє собою найпростіший тип токарного патронно-центрального верстата з ЧПК із верхнім супортом з двома керованими лінійними осями (X1, Z1). Дана базова конструкція може бути розширена з використанням додаткових модулів аж до високопродуктивного варіанту з декількома осями, з верхньою та нижньою інструментальною головкою, з задньою бабкою і з керованим рухом головного шпинделя (вісь С). Нижня інструментальна головка призначена для обробки токарними різцями, затиснутими прямо в інструментальну плиту.

Модульність концепції надає можливість створити такі основні варіанти довжиною 1000, 1500 і 2500 мм із задньою бабкою або без задньої бабки:

1. SPU 40 CNC/2 – з двома лінійними осями - (верхній супорт) для токарної обробки та свердління по осі шпинделя.

2. SPU 40 CNC/2 – з двома лінійними осями - (верхній супорт) для токарної обробки та свердління по осі шпинделя або свердління позацентрових отворів, або фрезерування (приводяться в рух ряд інструментів).

3. SPU 40 CNC/2 +0 – з двома лінійними осями (верхній супорт) і з

допоміжним люнетом на нижніх салазках. Можливості обробки відповідно до пунктів 1 і 2 з можливістю використання люнета для підпирання деталі.

4. SPU 40 CNC/2 +1 – з трьома лінійними осями (верхній супорт + нижні подовжні салаки). Можливості обробки відповідно до пунктів 1 і 2 з керованим рухом нижніх подовжніх салазок, призначених на 1-2 люнети, які можуть в подовжньому напрямку копіювати процес обробки верхнім супортом.

5. SPU 40 CNC/2 +2 – з чотирма лінійними осями (верхній супорт – 2 осі, нижній супорт – 2 осі). Можливості обробки відповідно до пунктів 1 і 2 а також можлива обробка нижнім супортом – токарна обробка і з можливістю виконання спеціальних вимог та свердління по осі шпинделя.

Верхня інструментальна головка може бути використана, крім токарної обробки, і для обробки обертовими інструментами в торцевій площині і по периметру деталі, як по осі шпинделя, так і поза віссю шпинделя.

Загальний вигляд верстата зображено на рис.1.1.



Рис. 1.1. – Токарний патронно-центровий верстат з ЧПК моделі SPU 40 CNC

Проведемо аналіз конструкції та вузлів даного верстата.

Станина складає з основою один компактний литий блок жорсткої коробчастої форми з сірого чавуну. Складовою частиною литого блоку є опорні й загартовані напрямні поверхні для передньої бабки і салазок верхнього супорта або салазок люнета і для задньої бабки.

Всі напрямні поверхні є загартованими (твердість 400HV) і шліфованими. На лівому боці моноблока станини кріпиться консоль двигуна

приводу головного руху, на задній стінці розташовані консолі для установки електрошаф. На лівому і правому боці знаходяться отвори для штирів, які використовуються в якості двох підвісних точок при перевезенні верстата. В якості третьої точки підвішування в нижній частині моноблока зроблено поперечний отвір для установки транспортного стержня.

Корпус передньої бабки з сірого чавуну розміщений близько напрямних поверхонь на лівій стороні станини, з'єднується з ним за допомогою болтів. Гарантією точності позиції корпусу є його підгонка з направляючими на станині. Так створюється зона глушіння удару при випадковому зіткненні. Хоча корпус передньої бабки може зміститися в межах зазорів отворів для закріплення болтів, але, з найбільшою імовірністю, передня бабка не буде пошкоджена.

Передній кінець шпинделя оснащений коротким центруючим конусом розміру A11 відповідно до DIN 55026. Внутрішній отвір має діаметр 95 мм з метричним конусоподібним закінченням величиною 100 (величина конусності 1: 20). На задньому кінці шпинделя встановлені шків приводу системи вимірювання, зубчасте колесо, яке використовується як гальмівний диск і одночасно як аретируючий диск при індексації положення шпинделя, далі ведений шків головного приводу. Торцева поверхня шківа пристосована для приєднання проміжного фланця і затискного циліндра. Установка шпинделя на підшипниках забезпечує високу жорсткість і точність обертання. Попереду використані три кулькових радіально-упорних підшипники, встановлені по схемі «тандем-О», позаду – роликотандемний підшипник типу NN-K. Попереднє навантаження передніх підшипників і зазорів в задньому підшипнику, також як і їх змазування довговічним типом мастила, виконується заводом-виробником.

Привід головного шпинделя розміщений на чавунній консолі, пригвинченій до лівого боку станини. За асинхронним двигуном приводу головного руху встановлюється проста двоступенева коробка передач з вихідним валом, на якому встановлений шків клинопасової передачі.

Перемикання передач виконується автоматично за допомогою керованого електрогідравлічного пристрою.

Коробка швидкостей пригвинчена до фланця асинхронного двигуна приводу головного руху і складає із ним один блок. Вона має дві електрогідравлічно керованих ступені передач: 1-а – з редукцією 1:3,54 і 2-а ступінь, яка передає оберти двигуна на вихідний вал напряду (в співвідношенні 1:1). Механізм перемикання виконаний у вигляді гідравлічного блоку і пригвинчується збоку коробки швидкостей. З'єднання з гідравлічним агрегатом виконано трубками. Оберти двигуна можна включити тільки в тому випадку, якщо включена будь-яка ступінь коробки швидкостей. Коробка швидкостей змащується розбризкуванням масла з власної масляної ванни. Роликотідшипник і шарикотідшипник вихідного вала змащені пластичним змащувальним матеріалом. Контроль за станом мастила здійснюється датчиком мастила вмонтованого збоку коробки передач. Отвір для наливання і отвір для випускання масла закривається пробкою.

Верхній супорт виконаний у варіанті з двома лінійними осями (керовані осі X, Z). Поздовжні салазки (вісь Z) – лита деталь з сірого чавуну з направляючими профілями і з ковзаючою поверхнею для осі Z. На салазках з сірого чавуну встановлені сталеві напрямні для супорта осі X з інструментальною револьверною головкою. Таке розміщення дозволяє керувати установкою супорта з інструментальною головкою у напрямку осі X так, щоб інструмент перебував або точно по осі шпинделя або пересувався в перпендикулярному напрямку (+/-) через вісь шпинделя. Внаслідок цього обертовий інструмент здатний у верхній інструментальній головці, наприклад, свердлити позацентрові отвори (в площині перпендикулярній до поздовжньої осі деталі), або фрезерувати поперечну площину на поверхні деталі.

При використанні спеціальних пристроїв оснащення верстата з керованим обертовим рухом головного шпинделя, є можливість виконувати інтерполяцію зазначених головних рухів, внаслідок чого досягається значне розширення технологічних можливостей процесу обробки.

Максимальні переміщення по окремих осях обмежені системою електромеханічних упорів і обмежувачів. Упори поздовжньої осі Z розташовані на задній частині направляючого профілю салазок, упори поперечної осі X знаходяться під кожухом на лівому боці супорта.

Переміщення корпусу задньої бабки по станині здійснюється за допомогою кулькового гвинта від електродвигуна, або в режимі ручного управління або в режимі введення команд вручну при використанні панелі засобів управління верстата, або в автоматичному режимі управління на підставі попередньо заданої програми переміщення.

Після переміщення через тарілчасті пружини відбувається закріплення корпусу задньої бабки важільним механізмом на верхніх і нижніх напрямних поверхнях станини. Звільнення виконується поршнем під дією тиску масла.

Сила стиснення може бути відрегульована попередньою натяжною тарілчастих пружин, але тільки до того рівня, поки сила пружин не перевищить силу тиску масла, що діє на звільняючі поршні.

Головною складовою частиною обладнання є чавунні салазки-люнети. Напрямні поверхні салазок оброблені змащуючою рідиною і оснащені очисниками. Зазор в направляючих встановлюється за допомогою клинових планок. На салазках знаходяться поперечні напрямні(загартований чавун – твердість 400НВ), по яких переміщається супорт з площиною для закріплення власного люнета.

Рух супорта гідравлічний, за допомогою циліндра і поршня. Поршень з'єднаний з салазками через плиту, а циліндр з'єднаний з супортом. Хід циліндра – 250 мм і встановлений на заводі-виробнику таким чином, щоб люнет в робочому положенні був на одній осі із шпинделем.

Установка правильного ходу виконується підгонкою кільця. На крайні положення супорта показують завжди два безконтактних вимикачі, які розташовані під середньою кришкою на салазках люнета.

## **1.2. Характеристики верстатів аналогів**

Верстат токарний з ЧПУ мод. OptiTurn S 500 CNC фірми Optimum (рис. 1.2.) призначений для обробки деталей типу валів, фланців, втулок, шестерень, підшипникових кілець і ін. Він забезпечує високу швидкістю обробки та точність і має автоматичний конвеєр стружки і вісь «С».



Рис. 1.2. - Верстат токарний з ЧПУ мод. OptiTurn S 500 CNC фірми Optimum

Шпиндель верстата монтується на двох двоохрядних циліндричних роликopідшипниках спереду і ззаду, і на одному двосторонньому конічному роликopідшипнику в передній опорі.

На верстаті використовуються подвійні переднапружені кульково-гвинтові пари з малим кроком для збільшення зусилля і точності подачі. Швидка індексація револьверної головки – зміна і поворот інструменту відбувається практично одночасно в процесі роботи верстата з ЧПУ.

Верстат токарний спеціальний напівавтоматичний з ЧПК мод.РТ777ПРФ3 призначений для токарної обробки в центрах і патроні деталей з прямолінійним, ступінчастим, криволінійним профілем в умовах дрібносерійного і серійного виробництва (рис.1.3.).

На верстаті можна проводити зовнішнє точіння, розточування, свердління центрових отворів, нарізування різьблення по програмі.



Рис. 1.3. - Верстат токарний спеціальний напівавтоматичний з ЧПК  
мод. РТ 777 ПР ФЗ

Ряд особливих технічних рішень дозволяє проводити обробку з високою чистотою і точністю. В умовах виробництва один такий напівавтомат забезпечує обробку без перевстановлення ряду виробів типу високоточних перехідних фланців. Крім основного виконання напівавтоматів, можливі й додаткові, наприклад, для обробки деталей з пруткових заготовок, для обробки нежорстких валів і в одному або декількох люнетах.

Токарний верстат з ЧПУ мод. САТ500 (ОАО «Саста») призначений для обробки з високою точністю деталей складної конфігурації типу валів і фланців з чорних і кольорових металів, вуглецевих сталей, а також термооброблених (рис.1.4.).



Рис. 1.4. - Токарний верстат з ЧПУ мод. САТ500

Верстат традиційного токарного виконання дозволяє здійснювати



токарну обробку в центрах і патроні деталей з прямолінійним, ступінчастим, криволінійним профілем, а також точіння, розточування, свердління центрових отворів і нарізування різьбу.

Багатоцільовий верстат, крім токарної обробки, здійснює обробку гладких і різьбових отворів (торцевих не співвісних і радіальних), фрезерування радіальних прямолінійних пазів і лисок, торцевих прямолінійних і фасонних пазів.

Верстат може оснащуватися магазинами заготовок і деталей, механізмами завантаження заготовок і вивантаження оброблених деталей, а також об'єднуватися в гнучкі виробничі системи. За бажанням замовника на базі верстата можуть бути виготовлені спеціальні модифікації для обробки труб і муфт. Токарний верстат оснащується системою ЧПУ фірм «SIEMENS», «BOSCH» або іншими за бажанням замовника. Клас точності верстата – В (висока точність).

Револьверна головка (12-позиційна) забезпечує швидку двосторонню індексацію інструменту. Муфта з V-подібними зубами гарантує жорсткість і точність посадки інструментальних дисків. Посадочні отвори в диску револьверної головки відповідають інструментальним хвостовиків по DIN 69880. Система швидкозмінного інструменту значно зменшує час наладки.

Задня бабка має гідравлічно керовану піноль шпинделя. Підведення і відведення пінолі здійснюється ногою педаллю управління. Шпиндель задньої бабки встановлений на двох радіальних роликотішипниках в передній опорі і трьох радіально-упорних шарикотішипниках в задній опорі. Корпус задньої бабки переміщається зчіпкою.

Автоматичний нерухомий люнет ідеальний для механічної обробки на верстаті довгих, тонких заготовок. Самоцентруючий нерухомий люнет полегшує дії центрування, зменшує час простою і забезпечує надточне обертання.

Обертіві інструменти забезпечують додаткові можливості обробки на верстаті, поєднуючи операцію точіння з вторинними операціями в одну установку. Процес обробки може включати точіння, фрезерування і

свердління. Обертний інструмент, поєднаний з віссю «С», дозволяє знизити цикл обробки складних деталей.

Технічні характеристики базової моделі верстата і верстатів-аналогів приведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. – Технічні характеристики верстатів-аналогів

Технічна характеристика	Модель			
	SPU40 CNC	OptiTurn S500CNC	PT777Ф3	CAT500
Максимальний діаметр заготовки				
-над станиною, мм	600	600	630	610
-над супортом, мм	400	450	400	430
Найбільше переміщення супорта				
-поздовжнє, мм	2780	750	1800	1100
-поперечне, мм	310	350	300	345
Частота обертання шпинделя, об/хв	25-3150	10-4500	30-3150	35-2800
Потужність, кВт	30	35	45	30
Крутний момент на шпинделі, Нм	1233	1620	720	910
Діапазон подач по осі Z, мм/хв	1-4000	1-5000	1-4000	1-6000
Діапазон подач по осі X, мм/хв	1-4000	1-5000	1-4000	1-6000
Габаритні розміри верстата				
-довжина, мм	6900	3900	6250	3785
-ширина, мм	2554	2016	2750	1960
-висота, мм	2310	1876	2470	2010
Маса, кг	15000	5400	8000	9100

### 1.3. Приводи затискних механізмів для автоматизованої токарної обробки

Механізм затиску виконує свої функції, взаємодіючи з об'єктом закріплення і іншими вузлами верстата в двох станах: в процесі затиску заготовки і в процесі різання, безпосередньо впливаючи на точність і продуктивність обробки, а також на параметричну і механічну надійність верстатної системи [1].

В процесі різання затиснута заготовка разом з патроном і шпинделем верстата представляє собою один із елементів динамічної системи ВПІД. Сила, точність і жорсткість затиску являються при цьому випадковими функціями,

які реалізуються на множині векторів станів системи, породжених процесом обробки різанням.

Математичні очікування цих функцій визначаються, в основному, значеннями сили, точності і жорсткості, досягнутими в кожному конкретному випадку затиску.

Тому продуктивність і точність обробки в цій мірі, в якій вони залежать від механізму затиску, визначаються його вихідними параметрами, які реалізуються в процесі затиску заготовки.

Механізм затиску як система складається загалом із джерела енергії, яке пов'язане із підсистемами, зокрема такими як «привід-механізм затиску» і «механізм затиску-деталь» (рис.1.5) [1].

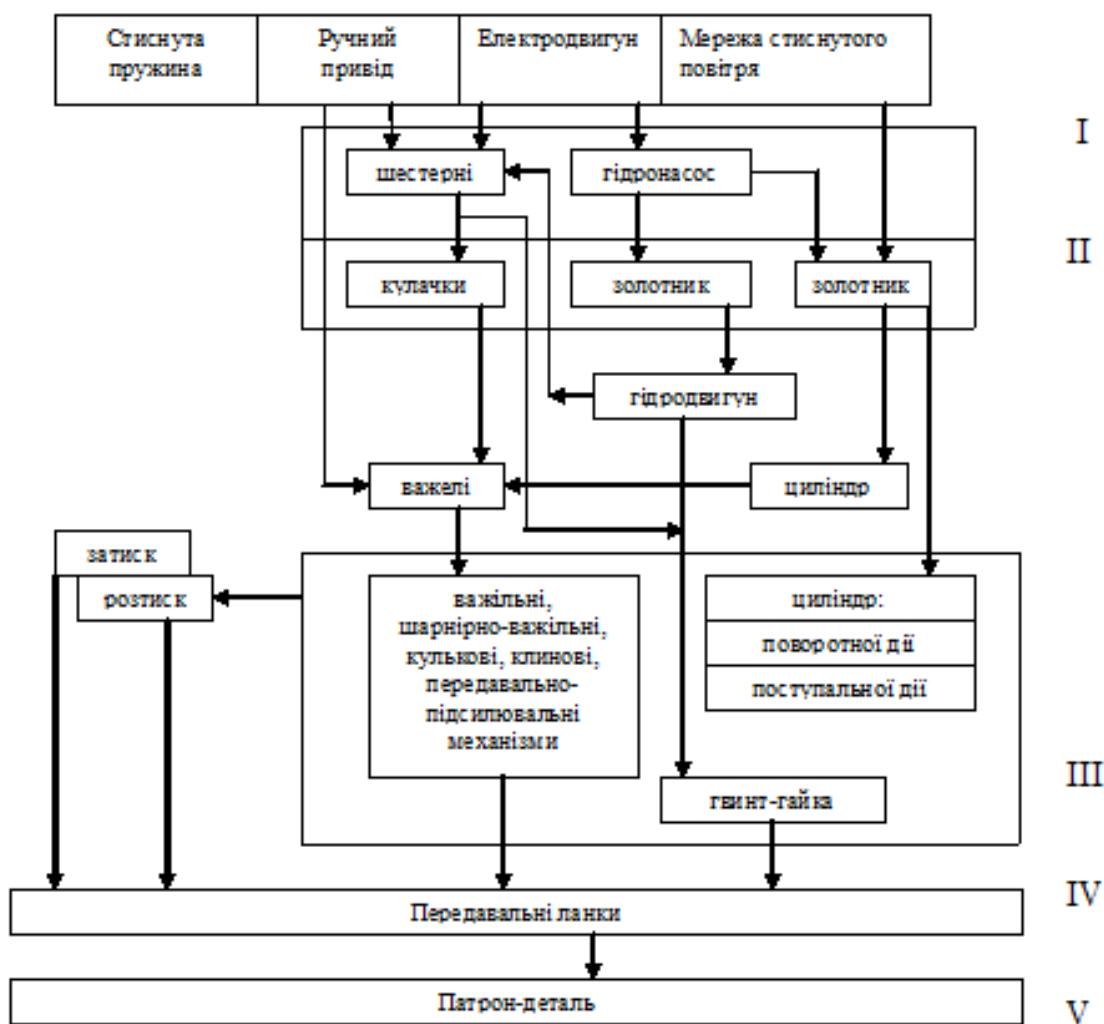


Рис. 1.5 – Структурна схема механізмів затиску.

Зони: I – джерела енергії, II – пристрої керування і передачі енергії, III –

передаточно-підсилюючі механізми, IV – передаточні ланки. Підсистема: “привід-патрон” – зони II-IV; “патрон-деталь” – зона V.

Підсистема «привід-патрон» містить всі елементи від джерела енергії (електродвигун, мережа стиснутого повітря і т.п. – зона I) до входу патрона. Через ряд проміжних чи перетворюючих ланок і пристроїв, які керують затиском і розтиском заготовки в циклі роботи верстата (зона II), енергія підводиться до тих елементів системи, які розміщуються безпосередньо на шпинделі разом з підсистемою «патрон-деталь» (зони III-V). В кінцевому етапі енергія розходиться на деформацію цих елементів, включаючи пружно-пластичні деформації в контактах затискних елементів патрона і заготовки, і роботу по визначенню сил тертя.

Сукупність елементів підсистеми «привід-патрон», змонтованих на шпинделі верстата і складаючи єдину конструкцію з ним грає особливу роль, так як не тільки впливає на конструкцію шпинделя і його компоновку, але і визначає зусилля і переміщення на вході патрона, а також силову взаємодію між шпинделем і іншими елементами підсистеми «привід-патрон» в процесі затиску і розтиску заготовки.

Структури приводів затиску в залежності від принципу підтримання зусилля на вході патрона можна розділити на дві групи:

– приводи, в яких зусилля на вході патрона (або деформований стан всіх ланок) підтримується за рахунок постійного з'єднання з зовнішнім джерелом енергії, або приводи з силовим замиканням; таким джерелом енергії може бути потенційна енергія стиснутої речовини, повітря чи стиснутої пружини;

– приводи, в яких зусилля на вході патрона підтримується за рахунок потенційної енергії деформації ланок, отриманої в початковий момент затиску від зовнішнього джерела і збереженої в подальшому за рахунок отримання замкнутої системи без підводу енергії ззовні.

Всередині групи по принципу підтримання пружної системи з замкненому стані можна виділити наступні структурні різновидності: приводи з самогальмуванням; приводи з геометричним замиканням; приводи із

змінною структурою.

На рис. 1.6 зображено схеми приводів затиску.

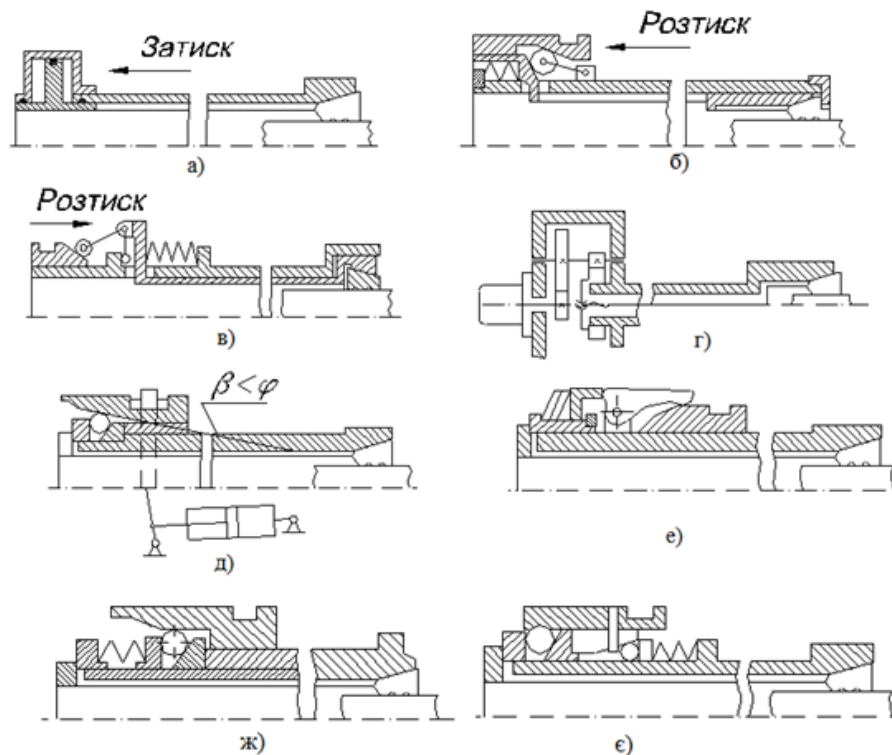


Рис. 1.6 – Схеми приводів механізмів затиску:

а, б, в – з силовим замиканням; г, д – з самогальмуванням; е, ж – з геометричним замиканням; з – з розділеною структурою

В механізмах затиску токарних автоматів і револьверних верстатів найбільше поширення отримали приводи з геометричним замиканням: ними оснащені всі випущені моделі одношпindelних автоматів і револьверних верстатів малих розмірів.

Механізми затиску, які мають привід з геометричним замиканням, є представниками механічних систем з геометричним замиканням кінематичного ланцюга. Така система включає в себе лобий механізм з ведучим, нерухомим і відомим ланками і створює сумарну деформацію цих ланок рівну різниці між кінематично обумовленими і фактичним ходом останньої відомої ланки системи, яка замикається на її нерухому ланку.

Ведучу ланку систем з геометричним замиканням в механізмах затиску токарних верстатів і револьверних верстатів кінематично представляє собою кулачок. Якщо конфігурація його така, що в замкненому стані підтримується стійка рівновага системи, то відносне положення ланок при цьому зберігається

за рахунок сил тертя без прикладення зовнішніх сил. Саме ця властивість використовується в механізмах затиску, де роль нерухомої ланки грає шпindel, а в число решти ланок входять затиснута заготовка, деталі патрона і решта деталі приводу.

Широке застосування приводів з геометричним замиканням обумовлено наступними їх перевагами:

енергетична економічність – потреба в поступленні енергії ззовні для замикання і розмикання і, в зв'язку з цим, можливість використання загального джерела з іншими вузлами верстата (наприклад, приводу розподільчого валу автомата) або індивідуального, але компактного джерела (вмонтований малопотужний електродвигун);

– безпека при аварійному відключенні джерела енергії в період, коли заготовка затиснута, – за рахунок стійкої рівноваги замкнутої пружної системи;

– можливість отримання великих зусиль затиску заготовки при малих габаритах, оскільки зусилля в системі розвиваються за рахунок деформації її ланок;

– зручність суміщення приводу затиску з шпindelним вузлом і вузлом пруткової заготовки;

– швидкодія, досягнута завдяки малим масам і переміщенням деталей приводу.

Але, даним приводам властивий основний недолік систем з геометричним замиканням: нестабільність розміру одного із відомих ланок системи породжує нестабільність сумарної деформації всіх ланок при замиканні. Такою ланкою в системі механізму затиску є заготовка, фактичний розмір якої має розсіювання в межах деякого поля допуску. Наслідком цього являється нестабільність зусилля затиску заготовок одного номінального розміру. Більшість досліджень, посвячених даним приводам, направлено на зменшення шкідливих наслідків цього впливу.

#### **1.4. Стан досліджень. Спорядження для затиску циліндричних заготовок по внутрішній поверхні**

### 1.4.1. Затискні системи, призначені для токарного оброблення

В системі функцій деталі (рис.1.7) розглянемо підсистему затиску деталі, яка сама є системою і пов'язана із системою інструменту. При цьому обидві системи керуються з боку системи керування [5] (яка є інформаційною системою) за допомогою енергетичних та кінематичних систем. Як вже було сказано раніше система затиску може бути виконана у вигляді затискних пристроїв або ж відповідних механізмів затиску.

Системи затискних механізмів можуть мати різне конструктивне виконання, схеми роботи, призначення. В той же час затискні механізми характеризуються спільними як структурною, так і функціональною схемами. При цьому в цих системах наявні джерело енергії і її перетворювач, який трансформує цю енергію у рухомі силові фактори (моменти). Обовязковими також є вузол керування та різні приводи, які забезпечують підсилення, регулювання та інші функції, що створюють зусилля затиску, яке чинить безпосередній вплив на заготовку.

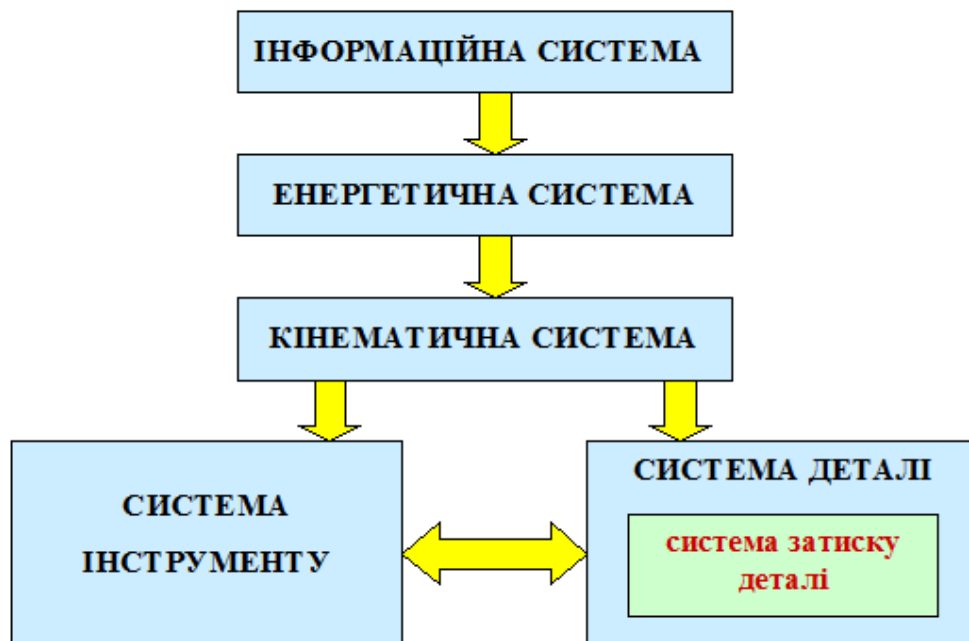


Рис.1.7. – Структурно-функціональна схема верстату із системою затиску заготовки

Можна визначити завдання, які для токарного оброблення повинна здійснювати система затиску заготовки [1]: 1) необхідно точно виставляти

деталь відносно осей, тобто здійснювати як радіальне центрування, так і осьове позиціонування; 2) слід в процесі оброблення утримувати заготовку від дії на неї зусиль і моментів різання; 3) потрібно передавати оброблюваній деталі необхідні потужність і момент, щоб був належним чином забезпечений процес оброблення.

Зазначені завдання формують ряд вимог до пристрою затиску [1, 6].

Це а) належні радіальна точність і осьова точність, пов'язані із правильною орієнтацією і позиціонуванням заготовки;

б) постійне значення сили затиску для всіх частот обертання деталі;

в) належна надійність затискного пристрою в експлуатації, що виражається у протидії згинними моментам і зусиллям;

г) відповідні динамічні характеристики, серед них малі інерційні властивості, відсутність дисбалансу;

д) можливість затиску заготовок різної геометрії та діаметру;

е) високе значення к.к.д.;

є) малі витрати часу на затиск-розтиск;

ж) низька вартість.

Серед затискних систем, що використовують для токарного оброблення, можна їх диференціювати за джерелами енергії [1] як механічні, гідравлічні, пневматичні, електромеханічні, електромагнітні, відцентрові та інші.

Щодо силової дії, то затискні системи розглядаються як [1]:

– з непружним силовим замиканням (при цьому дія зовнішніх сил існує при затиснутому положенні протягом періоду роботи);

– з пружним силовим замиканням (при цьому використовують пружини, які створюють відповідну потенціальну енергію при розтисканні стиснутого пружного елемента);

– з геометричним замиканням (при цьому натяг (деформація ланцюга) створює відповідну силу затиску);

– можливе використання фрикційного замикання як самогальмування;

– пристрої з комбінацією варіантів.



Щодо напрямку дії сил, то відрізняють пристрої [6] з радіальним затиском, з аксіальним затиском, а також комбіновані (рис.1.8).



Рис. 1.8. – Класифікація затискних систем для токарного оброблення

#### 1.4.2. Аналіз конструкцій цангових розтискних оправок

За конструкцією вирізняють оправки жорсткі і розтискні. При цьому жорсткі оправки для затиску мають або конічну або циліндричну форму, щоб забезпечити відповідний натяг чи зазор.

Якщо отвори не дуже точні, то краще використовувати розтискні оправки різного конструктивного виконання. Серед таких оправок вирізняються розтискні цангові оправки. При цьому цанга - це втулка із отвором конічної форми. Цанга має зовнішню поверхню циліндричної форми. Конструктивно цанга має поздовжні надрізи. Такі надрізи забезпечують пружні властивості цанги. Надрізів може бути з кожного боку по 2, 3, 4 і більше.

Цангові розтискні оправки виготовляються рядом провідних закордонних фірм (табл.1.2.).

Таблиця 1.2. – Номенклатура цангових розтискних оправок ведучих закордонних фірм

№ п/п	Назва фірми	Серія цангової розтискної оправки
1.	Forkardt Internftional [7]	Оправки з механічним затиском EM для затиску в діапазоні діаметрів 12...178 мм
2.	Roehm Spannzeuge [8]	Оправки для установки в центрах з ручним затиском в діапазоні діаметрів: MZE 8...185 мм та MZB і МКВ - 5...78 мм Оправки консольного виконання з ручним затиском в діапазоні діаметрів : MKS 15...140 мм, MZS - 15...120 мм, MFS та MFR -15...130 мм Оправки з механічним затиском KKS, KFR, KFB, KFS для затиску в діапазоні діаметрів 15...130мм
3.	SMW Autoblok [9]	Оправки з механічним та ручним затиском EM-A та для затиску в діапазоні діаметрів 15...130 мм
4.	Hainbuch [10]	Оправки з механічним затиском MANDO для затиску в діапазоні діаметрів 20...100 мм

На рис. 1.9 показана розтискна цангова оправка MZS фірми Roehm Spannzeuge з ручним затиском-розтиском та рухомою цангою для базування і

закріплення заготовок деталей типу фланця, зубчастого колеса, втулки, стакана при обробці їх зовнішніх поверхонь на токарних, шліфувальних та інших верстатах.

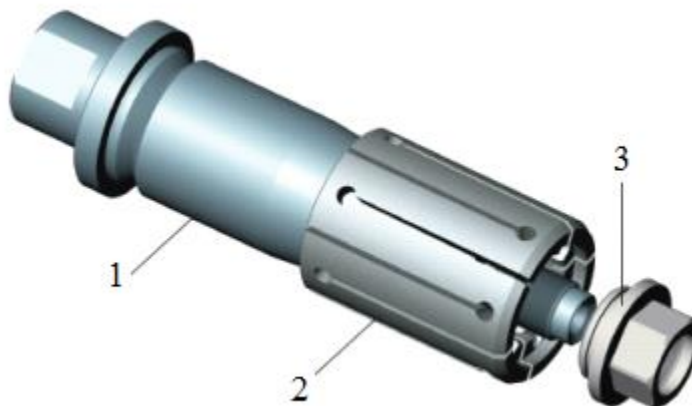


Рис. 1.9. – Оправка MZS фірми Roehm Spannzeuge з ручним затиском-розтиском

Заготовку насаджують на цангу 2 оправки 1 і закріплюють гайкою 3. При загвинчуванні гайки цанга, переміщуючись вліво розширюється, чим досягається закріплення деталі. Оправку із заготовкою встановлюють на шпindel верстата. Для розтискання заготовки гайку обертають в протилежному напрямі, в результаті чого цанга повертається у вихідне положення.

Розтискна цангова оправка KFS фірми Roehm Spannzeuge з механізованим затиском-розтиском та рухомою цангою (рис.1.10) містить фланець 1 з конічною частиною для базування цанги 2, упорний фланець 3 для виставлення деталі, привідну втулку 4, з якою за допомогою різьбового з'єднання з'єднаний натискний гвинт 5. Заготовку насаджують на цангу 2 оправки і переміщують до упорного фланця. При переміщенні привідної втулки вліво переміщується з'єднаний з нею натискний гвинт, який переміщує цангу по конічній поверхні. При переміщенні цанга розширюється і затискає деталь. Розтиск деталі відбувається при переміщенні привідної втулки із натискним гвинтом вліво.

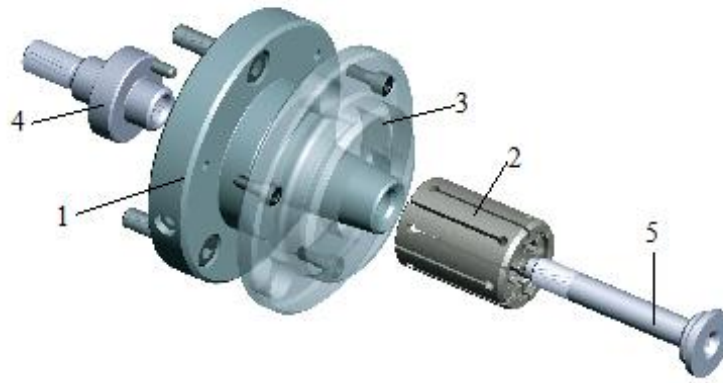


Рис.1.10. – Розтискна цангова оправка KFS фірми Roehm Spannzeuge з механізованим затиском-розтиском та рухомою цангою

Розтискна цангова оправка KFR фірми Roehm Spannzeuge з механізованим затиском-розтиском та нерухомою цангою показана на рис.1.11. Вона складається із корпусу 1, до якого кріпиться упорний фланець 2, який фіксує розтискну цангу 3 за бурт з можливістю її радіального деформування. Всередині корпусу виконаний отвір, в який встановлюється з можливістю осьового переміщення привідна втулка 4. Привідна втулка за допомогою хвостовика з різьбою з'єднується із затискним конусом 5.

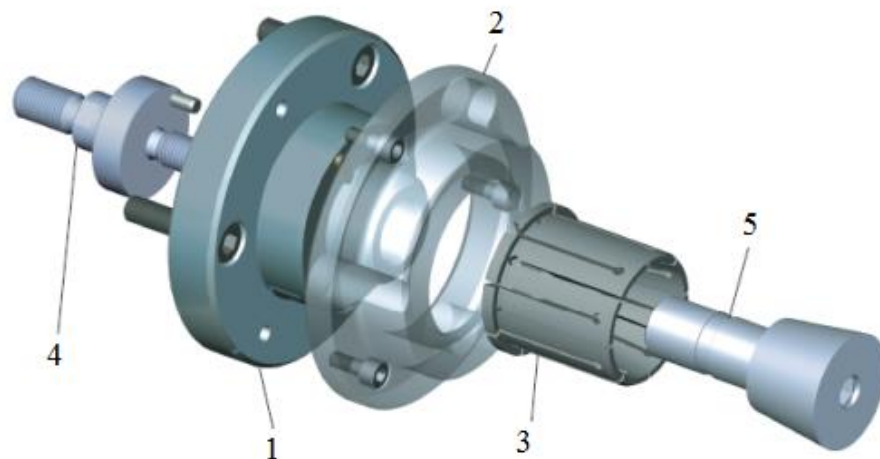


Рис.1.11. – Розтискна цангова оправка KFR фірми Roehm Spannzeuge з механізованим затиском-розтиском та нерухомою цангою

При переміщенні привідної втулки вліво переміщається з'єднаний з нею затискний конус, який своєю конічною поверхнею розтискає цангу в результаті чого деталь затискається. Розтиск деталі відбувається при переміщенні привідної втулки із затискним конусом.

Розтискна цангова оправка EM фірми Forkardt International з механізованим затиском-розтиском та рухомою цангою (рис.1.12) складається із корпусу 1 із двома конічними поверхнями, розтискної цанги 2 з двома конічними розточками тяги затиску 3 з натискним фланцем для переміщення розтискної цанги, сегментної шпонка 4 та гвинта 5 для запобігання провертання тяги затиску при її переміщенні.

При переміщенні тяги затиску вліво переміщається затискна цанга по конічних поверхнях корпусу оправки. При переміщенні цанга розширюється і затискає деталь. Розтиск деталі відбувається при переміщенні тяги затиску вправо.

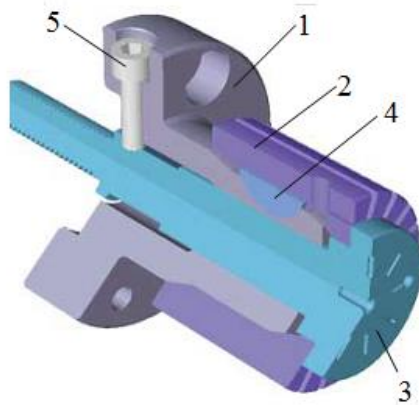


Рис. 1.12. Розтискна цангова оправка EM фірми Forkardt International з механізованим затиском-розтиском та рухомою цангою

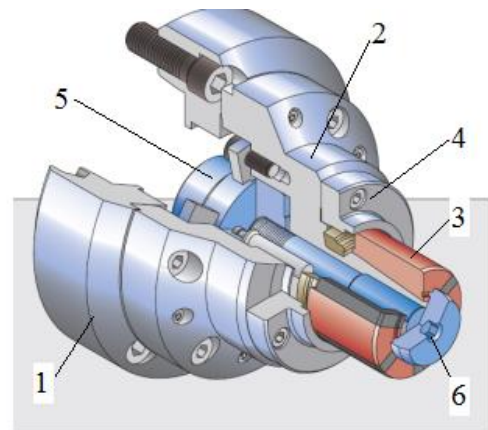


Рис. 1.13. Розтискна цангова оправка MANDO фірми Hainbuch з механізованим затиском-розтиском та сегментною цангою

Розтискна оправка MANDO фірми Hainbuch з механізованим затиском-розтиском (рис.1.13) аналогічна по конструкції до оправки KFS фірми Roehm Spannzeuge, але відрізняється лише конструкцією цанги, яка складається із сегментів з загартованої хромонікелевої сталі, з'єднаних між собою гумовими елементами.

Вона складається із фланця 1, корпусу 2 з конічною частиною для базування сегментної цанги 3, упорного фланця 4 для виставлення деталі, привідної втулки 5, з якою за допомогою різьбового з'єднання з'єднаний натискний гвинт 6.

### 1.4.3. Існуючі дослідження щодо затиску заготовок

В плані нашої роботи розглянемо затиск по внутрішній поверхні. Для затиску заготовок по внутрішній циліндричній поверхні дуже широко використовуються цангові розтискні оправки, основним елементом яких є цанговий затискний механізм. Цанговий затискний механізм відомий досить давно. Закріплення заготовок та інструменту за допомогою цанг виявилось дуже зручним при створенні автоматизованих верстатів тому, що для закріплення потрібно лише один поступальний рух затискної цанги. У сучасному верстатобудуванні цанговий затискний механізм набув найбільшого поширення на верстатах токарної групи (револьверних, автоматах, напівавтоматах, верстатах з ЧПК).

Щодо затиску по зовнішніх поверхнях, то існує багато робіт.

У роботах Дальського А.М. [14] розглядаються конструкції цангових затискних механізмів, наводяться їх розрахунки на міцність з урахуванням контактних і втомних напружень. Значну увагу приділено питанням точності, жорсткості і вібростійкості, наводяться розрахункові та експериментальні дані по зносу і довговічності деталей цангових затискних механізмів.

Значний вклад у створення та дослідження затискних механізмів цангового типу (високоточних, самоналагоджувальних, широкодіапазонних, багатофункціональних) вніс Кузнецов Ю.М. та його наукова школа. Кузнецовим Ю.М. запропонований диференціально-морфологічний метод [1, 15-17]. Суть методу полягає в тому, що для вирішення технічних протиріч на стадії пошуку структур використовуються евристичні прийоми повного, неповного і комбінованого розчленувань затискного елемента, диференціюючі і інтегруючі функції і поверхні. Це дозволяє синтезувати нові структури затискних патронів, що забезпечують різні основні і додаткові ефекти затиску, а при повному однонаправленому розчленуванні структури, що синтезуються, відповідають новим принципам затиску або забезпечують нові якості.

З використанням цього методу синтезу отримані різні схеми високоточних патронів з одинарним затиском і циліндричною цангою, яка служить в якості проміжного затискного елемента (рис. 1.14).

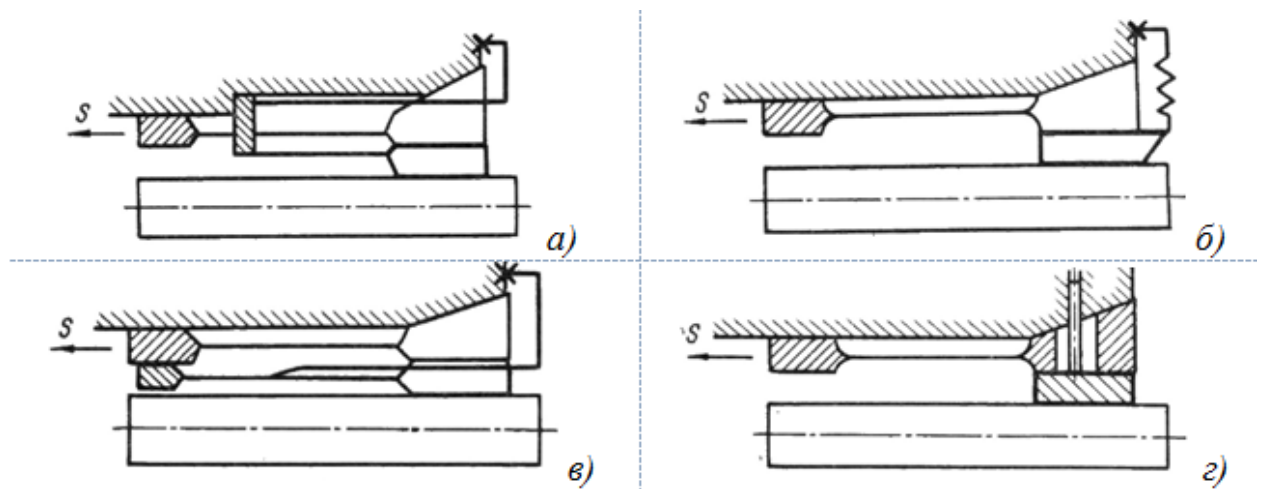


Рис. 1.14. – Схеми високоточних цангових патронів, синтезовані повним позовжнім розчленуванням, та зв'язки циліндричної цанги з шпинделем (корпусом): а) всередині шпинделя (байонет, підтискання або стопор); б) всередині шпинделя і зовні (підтискання); в) зовні шпинделя через пружний фланець; г) зовні шпинделя через пелюстку, всередині шпинделя через губку; х– місце жорсткого зв'язку; S – осьова сила затиску

Результати досліджень такого типу цангових затискних патронів приведені у роботах Недельчевої П.М. У роботі [18] розглянуто синтез цангових затискних механізмів підвищеної осьової точності за допомогою системно-морфологічного підходу, приведена морфологічна матриця схем цангових патронів і викладена методика дослідження конструкцій методом кінцевих елементів і результати їх аналізу. У роботах [19,20] розроблені теоретичні основи розрахунку і принципи проектування високоточних цангових патронів з пружним фланцем для металорізальних верстатів.

З використанням цього методу синтезу також отримані різні схеми цангових патронів з подвійним затиском (рис.1.15) створюють із затяжної цанги повним розчленуванням по осі  $Y - Y$ , вводячи різні зв'язки з приводом, між цангами. Позитивний ефект від таких патронів – висока жорсткість затиску [21, 22].

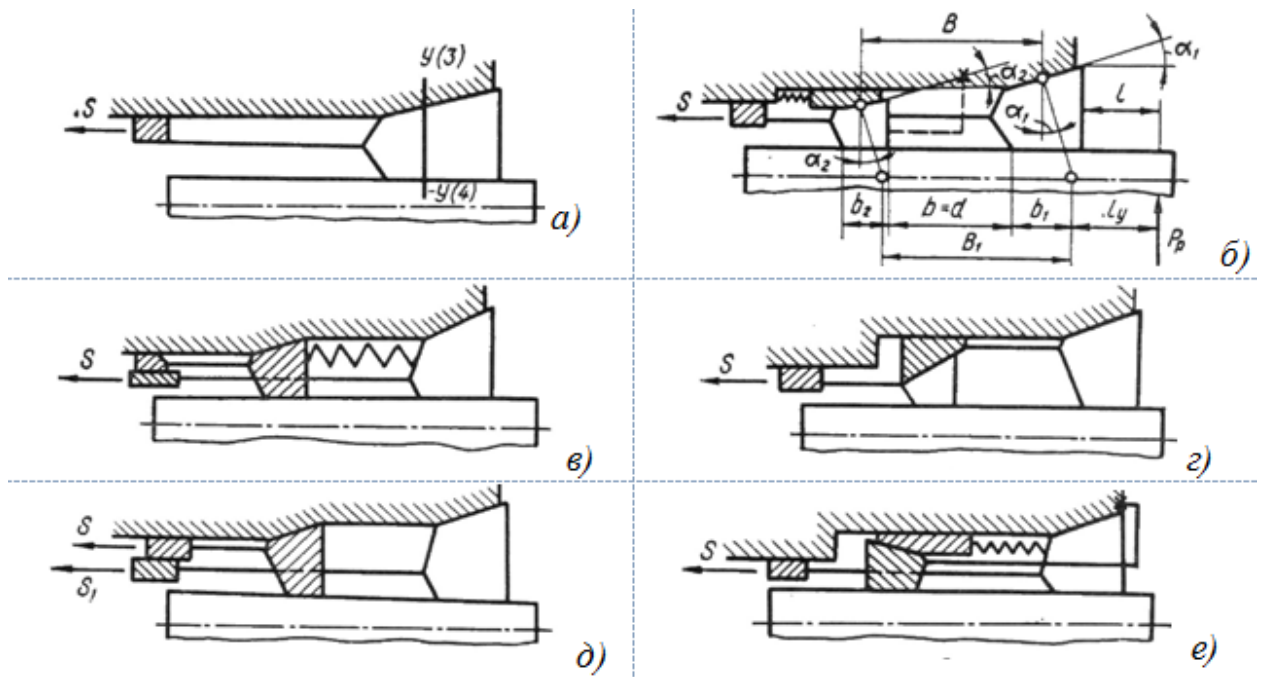


Рис. 1.15. – Схеми цангових патронів з подвійним затиском: а) вихідний патрон (прототип); б) зв'язок основної цанги з приводом через додаткову при жорсткому зв'язку між собою; в) зв'язки основної цанги з приводом через пружний елемент з додатковою; г) зв'язки додаткової цанги з приводом по конусу з основною; д) зв'язок основної і додаткової цанг з приводом; е) зв'язки основної цанги з приводом, через пружний елемент між собою і додатковою жорстко із шпинделем

У роботі [23] приведена генетична класифікація енергетичних (силових) потоків в цангових затискних механізмах різного виконання. У запропонованій класифікації характер взаємодії затискного елемента і об'єкта затиску відображені у різних принципах і законах механіки, серед яких принцип топологічної інваріантності джерел поля; принцип симетрії; принцип парності; принцип збереження базового виду механічних та інших перетворювачів енергії; закон збереження енергії та ін.

У роботі [24] встановлено, що вплив нерівномірності коефіцієнта тертя в контактних парах цангового патрона на точність закріплення заготовки є досить вагомим, особливо при розімкнених губках цанги. Для визначення точності закріплення з урахуванням контактної деформації в стиках використано метод кінцевих елементів, максимально точно описуючи



взаємодію деталей патрона та прикладені навантаження. Показано, що при підвищених вимогах до точності обробки, а саме для мінімізації радіального та осьового биття поверхні, що оброблюється, відносно базової поверхні необхідно застосовувати цангу браслетного типу, за умови, що точність базової поверхні буде не нижчою 6 квалітету.

У роботі [25] викладено методики і результати експериментального та теоретичного досліджень напружено-деформованого стану розрізних цанг широкодіапазонних центруючих оправок. Було розроблено методики визначення сили взаємодії пелюстки цанги з корпусом, її податливості з допомогою інтеграла Мора та визначення податливості з'єднання пелюсток методом теорії пружності.

Результати експериментальних досліджень широкодіапазонних цангових оправок з різною цангою на точність установки еталонних кілець і обробки заготовок представлені у роботі [26]. Результати експериментальних досліджень показали, що стандартні оправки з різною цангою забезпечують точність установки і обробки заготовок з 3-9-м ступенем точності за параметрами відхилення форми і розташування поверхонь (ГОСТ 24643-81). Сідлоподібна форма розтиснутої розрізної цанги обумовлює вплив на точність установки і обробки заготовок таких факторів, як співвідношення довжин заготовки і цанги, а також положення заготовки уздовж цанги. Встановлено можливість зміни технологічної бази заготовки: замість поверхні отвору використовувати її фаски.

У роботі [26] аналітично описується принцип затиску-розтиску автоматичних розтискних оправок із різними цангами в статичному стані. В результаті аналізу силових портретів у розтискній цанговій оправці, то відома аналітична модель, яка розраховує статичне зусилля затиску при врахуванні зусиль різання і відповідних пружних зусиль від пелюсток цанги. Для статичного аналізу використано також модель розроблену за допомогою методу кінцевих елементів. Отримані в роботі результати підтверджують лінійну поведінку цих двох моделей з хорошим рівнем кореляції.

## 1.5. Висновки до розділу 1. Мета і задачі дослідження

В результаті огляду літературних джерел та їх аналітичної оцінки встановлено:

1. Оброблення на токарних верстатах є однією із наймасовіших технологічних операцій. Серед токарних верстатів в даний час великого поширення набули токарні патронно-центрові верстати з ЧПК. Такі верстати прийняті за верстати-аналоги.

2. Серед механізмів токарних верстатів одну із провідних ролей грають механізми, призначені для затиску заготовок. Вони багато в чому визначають точність обробки, елементи режимів різання та інші характеристики.

3. Проаналізована структура механізмів затиску та визначені її основні компоненти. Визначені найбільш поширені схеми замикання у приводах затиску.

4. Проведений аналіз існуючих досліджень стосовно затиску по внутрішній поверхні. Розглянута система затиску як компонент системи верстату. Проведений аналіз затискних пристроїв із радіальним, аксіальним та комбінованим затиском.

5. Розтискні оправки є одним із чільних засобів затиску, які використовуються при токарному обробленні. Проведений аналіз характеристик оправок провідних світових фірм.

6. Проаналізовані перспективні розробки і дослідження щодо затиску заготовок по внутрішній поверхні. Розглянуті основні схеми цангових патронів та їх переваги.

На основі зазначеного визначені мета і завдання роботи.

**Мета роботи:** підвищення продуктивності токарного оброблення на верстаті з ЧПК при його оснащенні розтискними цанговими оправками зі сегментною структурою.

## **Завдання кваліфікаційної роботи:**

1. Провести конструктивний аналіз верстатів з ЧПК та роботи із дослідження їх головних приводів та процесів і механізмів затиску заготовок.
2. Розробити шпindelний вузол токарного верстата з ЧПК, описати його конструкцію, зосередившись на приводі затиску.
3. Представити аналіз порівняльний систем затиску стосовно токарного оброблення.
4. Надати огляд існуючих конструкцій розтискних цангових оправок, що стосуються затиску заготовок вздовж внутрішньої поверхні.
5. Проаналізувати результати досліджень щодо затиску циліндричних деталей по внутрішній поверхні.
6. Вивести математичні моделі структури сил у розтискних оправках, що містять у своїй конструкції сегментну цангу, для випадків статичного положення і під час усталеного обертання.
7. Провести дослідження на основі створених математичних моделей. Оцінити вплив параметрів конструктивного плану та характеристик кінематики і експлуатації на силу затиску в статичній постановці і при усталеному обертанні.

## 2. Дослідно-проектний розділ

### 2.1. Вибір типу та структури приводу та кінематичний розрахунок

Вибираємо структуру приводу головного руху, який включає двигун постійного струму, розширювальну коробку швидкостей, клинопасову передачу та шпindelну бабку (рис. 2.1).

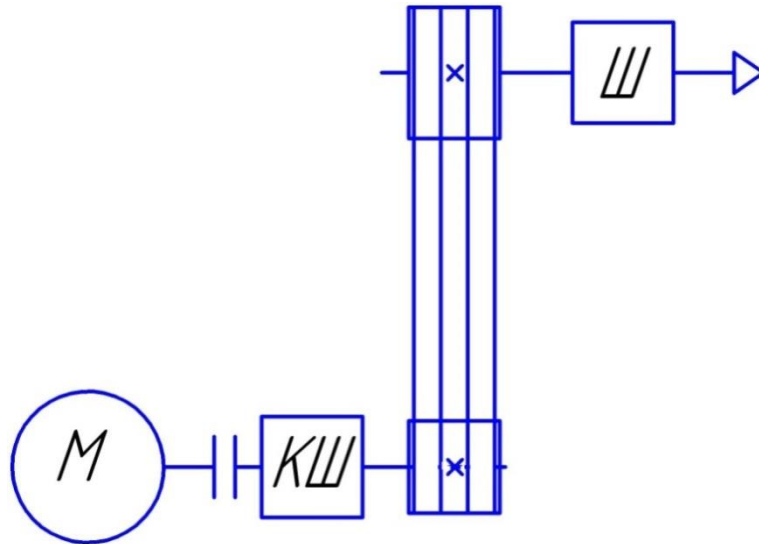


Рис. 2.1. – Структура приводу верстата

Граничні частоти обертання шпинделя вибираємо виходячи із аналізу частот обертання шпинделів верстатів-аналогів:  $n_{\min}=17$  об/хв,  $n_{\max}=3150$  об/хв. Граничні частоти обертання електродвигуна вибираємо по паспортних даних базової моделі верстата:  $n_{\text{дmin}}=70$  об/хв,  $n_{\text{дmax}}=3150$  об/хв. Проводиться дводіапазонне регулювання двигуна, його номінальна частота обертів  $n_{\text{д.н.}}=1575$  об/хв.

Визначаємо діапазон регулювання приводу:

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{3150}{17} = 182$$

Діапазон регулювання двигуна:

$$R_{\text{д}} = \frac{n_{\text{дmax}}}{n_{\text{дmin}}} = \frac{3150}{70} = 45$$

Діапазон регулювання двигуна при постійній потужності:

$$R_{\partial P} = \frac{n_{\partial max}}{n_{\partial H}} = \frac{3150}{1575} = 2$$

Діапазон регулювання двигуна при постійному моменті:

$$R_{\partial M} = \frac{R_{\partial}}{R_{\partial P}} = \frac{45}{2} = 22,5$$

Діапазон регулювання шпинделя при постійній потужності:

$$R_P = \frac{R}{R_{\partial}} = \frac{158}{45} = 3,5$$

Для забезпечення безступінчастого регулювання частоти обертання шпинделя при постійній потужності знаменник ряду передаточних відношень передач коробки швидкостей  $\varphi$  приймаємо рівним  $R_{\partial P}$ . Необхідне число ступеней коробки швидкостей (число піддіапазонів регулювання частоти обертання шпинделя):

$$z = \frac{\lg R_P}{\lg \varphi} = \frac{\lg 3,5}{\lg 2} = 1,8$$

Приймаємо  $z=2$ .

Тоді діапазон регулювання коробки швидкостей дорівнює:

$$R_M = \varphi^{z-1} = 2^{2-1} = 2$$

Діапазон електричного регулювання приводу:

$$R_E = \frac{R}{R_M} = \frac{158}{2} = 79$$

Діапазон регулювання при постійній потужності:

$$R_P = R_{\partial P} \cdot R_M = 2 \cdot 2 = 4$$

Мінімальна частота обертання :

$$n_{Pmin} = \frac{n_{max}}{R_P} = \frac{3150}{4} \approx 788 \text{ об/хв.}$$

## 2.2. Визначення силових характеристик приводу головного руху

Силові характеристики верстата визначають найбільші величини сил, крутних моментів і потужності, що допускаються при усталеному процесі різання (не міняються в часі).

Максимальний крутний момент на шпинделі токарного верстата з ЧПК ЭНИМС рекомендує визначати за наступною залежністю [29]:

$$M_{\text{шп.мак}} = C_1 C_2 D_{\text{мак}}, \quad (2.1)$$

де  $C_1$  – значення тангенціальної складової сили різання, що допускається різцем, Н;

$C_2$  – коефіцієнт, що враховує тип з'єднання вала привідного двигуна або коробки передач із шпинделем;

$D_{\text{мак}}$  – найбільший діаметр обробки деталі, м.

При обробці на проектованому верстаті використовуються різці з механічним кріпленням пластин із твердого сплаву. При цьому основне навантаження в процесі різання передається на гвинт кріплення пластини із твердого сплаву, який є слабкою ланкою і працює на розтяг під дією реактивної розтягуючої сили.

За [29]  $C_1 = 2000$ , при розмірі січення різця 20x20, для верстатів з ЧПК значення даного коефіцієнта збільшується в 1-1,25 рази.

$C_2 = 1$ , оскільки шпиндельна бабка з'єднана з коробкою швидкостей пасовою передачею.

За (2.1) максимальний крутний момент на шпинделі верстата:

$$M_{\text{шп.мак}} = 2000 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 0,4 = 920 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Велике число статистичних досліджень по обстеженню фактичного завантаження верстатів показує, що в нижній третій частині діапазону регулювання повна потужність приводу не використовується.

На основі аналізу конструкцій верстатів аналогічного призначення приймаємо потужність приводу головного руху верстата  $N_{\text{мак}} = 30$  кВт.

## 2.3. Конструювання та автоматизований розрахунок шпиндельного вузла

### 2.3.1. Вибір компоувальної схеми шпиндельного вузла та переднього кінця шпинделя

Компоувальну схему можна вибрати за найбільшою частотою обертання. При цьому врахуємо необхідну потужність. Тоді отримаємо компоувальну схему (рис. 2.7).

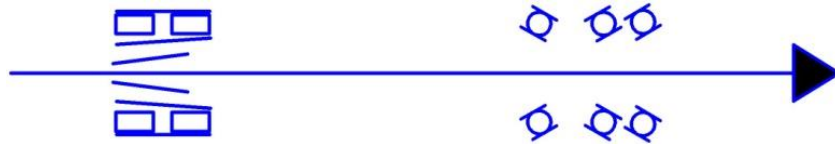


Рис. 2.7. – Компоувальна схема шпиндельного вузла

Як бачимо по схемі шпиндельного в передній опорі встановлюються кулькові шарико підшипники. Це комплекс радіально-упорних підшипників по схемі «тандем-О». В задній опорі встановлений радіальний дворядний роликовий підшипник із циліндричними роликами. Ці опори можуть мати різний попередній. Цей натяг створюється вже на стадії виготовлення підшипників.

Передній кінець шпинделя служить для базування і закріплення різального інструменту, оброблювальної деталі чи пристосування. Передні кінці шпинделів стандартизовані. Передній кінець шпинделя проектового верстата зображено на рис. 2.8.

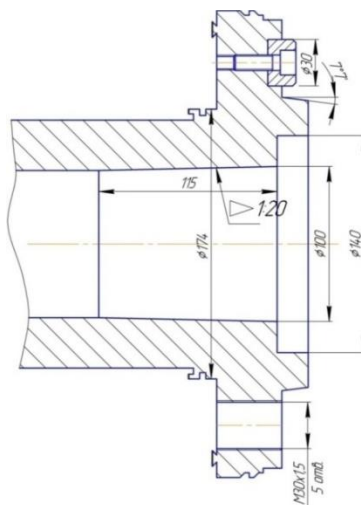


Рис. 2.8. – Передній кінець шпинделя проектового верстата

### 2.3.2. Вибір опор шпиндельного вузла

Опори кочення є основними елементами (до 95%) при виготовленні шпиндельних вузлів. Для них характерні невеликі втрати на тертя і прості системи змащування

Прийнявши діаметр шийки шпинделя під передню опору 160 мм, як у верстата-аналога виберемо кулькові радіально-упорні підшипники передньої опори марки 7032, які використовуються при високій частоті обертання шпинделя. Для задньої опори візьмемо діаметр шийки, що дорівнює 140 мм. Тоді для задньої опори виберемо радіальний роликовий циліндричний двохрядний підшипник марки NN 3028, які сприймають значні радіальні навантаження.

Запишемо в таблицю 2.1 параметри підшипників для обох опор.

Таблиця 2.1 – Параметри підшипників опор

№п/п	Характеристика підшипника	Позначення	Значення	
			7032	NN 3028
1.	Внутрішній діаметр	$d$ , мм	160	140
2.	Зовнішній діаметр	$D$ , мм	240	210
3.	Ширина підшипника	$B$ , мм	38	53
4.	Динамічна вантажопідйомність	$C_{dyn}$ , кН	126	305
5.	Статична вантажопідйомність	$C_0$ , кН	140	235
6.	Максимальна частота обертання	$n$ , хв. <sup>-1</sup>	5000	4900
7.	Сила натягу:			
	– легкий натяг	$F_{VL}$ , Н	360	240
	– середній натяг	$F_{VM}$ , Н	1080	720
8.	Кут контакту	$\alpha$ , град	12	15
9.	Вага підшипника	$m$ , кг	6,03	6,15



Скористаємось відомою залежністю для визначення найбільшої допустимої частоти обертання шпинделя. При цьому мається на увазі, що шпиндель встановлений на опорах кочення:

$$[n_{max}] = n_{nmax} f_r, \quad (2.2)$$

де  $n_{nmax}$  – максимальна частота обертання підшипника,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$f_r$  – фактор, який враховує компоновочну схему шпиндельного вузла.

Для вибраної конструювальної схеми шпиндельного вузла (рис.2.7) при легкому натягу в підшипниках  $f_r = 0,65$ . Тоді за (2.2) максимально допустима частота обертання шпинделя (у випадку діаметру підшипник для передньої опори 160 мм) матиме величину:

$$[n_{max}] = 5000 \cdot 0,65 = 3250 \text{ хв}^{-1} > n_{max} = 3150 \text{ хв}^{-1}.$$

Максимально допустима частота обертання шпинделя з діаметром шийки під підшипник задньої опори 140 мм буде мати значення:

$$[n_{max}] = 4900 \cdot 0,65 = 3185 \text{ хв}^{-1} > n_{max} = 3150 \text{ хв}^{-1}.$$

Таким чином, встановлено, що відповідно до допустимої частоти опори шпинделя вибрані правильно.

Проведемо вибір змащувальної системи підшипників шпинделя.

Рідкі змащувальні масла добре відводять тепло від шпиндельних опор, забирають від підшипників продукти зношення, роблять не потрібним періодичний огляд підшипників. Враховуючи тип опор і швидкохідність шпинделя вибираємо систему змащування – впорскування з охолодженням масла. Змащування впорскуванням здійснюється спеціальною системою. Через 3-4 отвори в кільці підшипника чи через канали в приставочному кільці і зазор між сепаратором і внутрішнім кільцем підшипника масло під тиском 0,4 МПа потрапляє на його робочі поверхні. При цьому розхід масла в порівнянні з циркуляційною системою збільшується, а температура підшипника зменшується. Масло із опори видаляється самопливом. В нашому

випадку необхідний розхід масла при номінальному діаметрі отвору підшипника більше 120 мм  $4200 \text{ см}^3/\text{хв}$ .

Здійснимо вибір системи ущільнення опор шпиндельного вузла.

Ущільнення захищають підшипники від забруднення і змащувально-охолоджуючої рідини, яка перешкоджає витіканню змащувального матеріалу із опор. Ущільнення конструюють з врахуванням положення шпинделя, колової швидкості поверхні її шийок, степені забруднення простору біля опори. Враховуючи горизонтальне положення шпинделя, швидкість обертання шпинделя, обираємо для задньої та передньої опори безконтактне динамічне зигзагоподібне лабиринтне ущільнення радіального типу. Ці ущільнення виконують свої функції тим краще, чим вища частота обертання шпинделя [30].

### 2.3.3. Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла з використанням MathCAD

У відповідності до розробленої конструктивної схеми задня опора шпиндельного вузла не сприймає осьового навантаження. Осьове навантаження сприймає тільки передня опора шпиндельного вузла, яка складається із радіально-упорних підшипників. За розробленою конструктивною схемою передньої опори шпиндельного вузла (рис. 2.9) будемо повну розрахункову схему з врахуванням всіх елементів (рис.2.10).

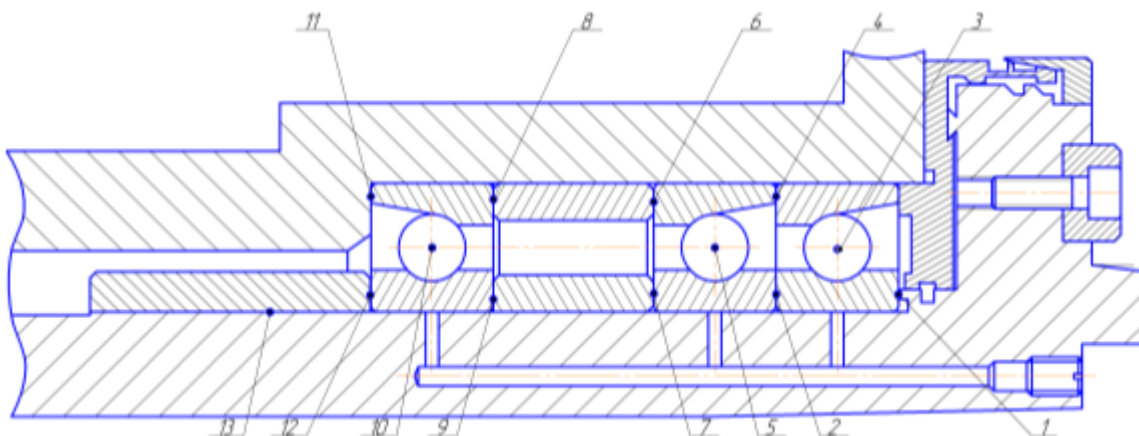


Рис. 2.9. –Розрахункова схема передньої опори шпинделя з місцями контакту

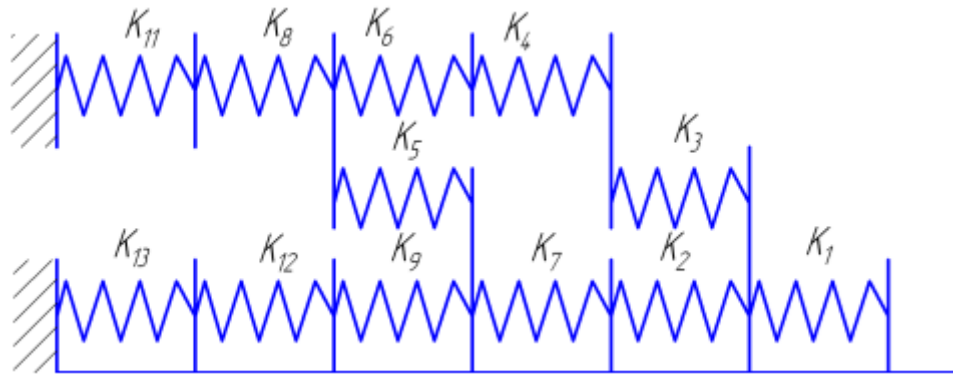
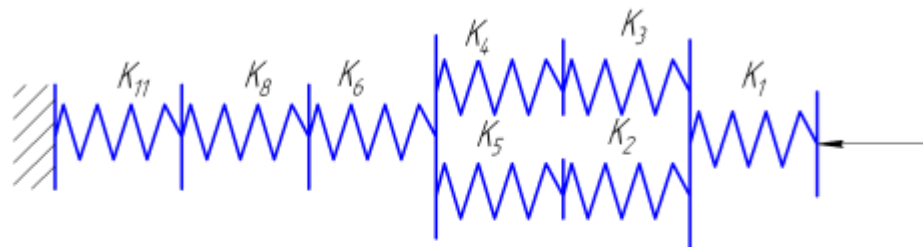
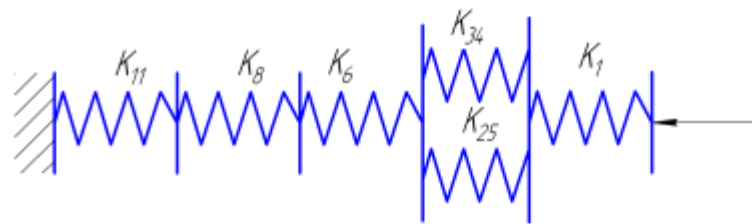


Рис. 2.10. – Повна розрахункова схема передньої опори шпинделя у вигляді пружних елементів для визначення осьової жорсткості

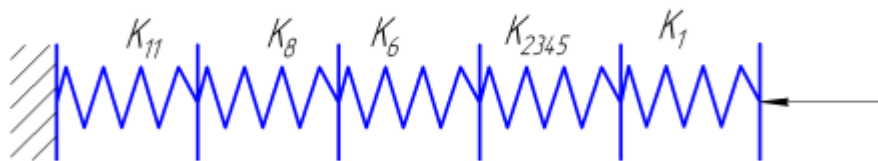
З врахуванням напрямів дії осьового зусилля приводимо повну розрахункову схему до приведеної розрахункової схеми (рис.2.11).



а)



б)



в)

Рис. 2.11. – Приведені розрахункові схеми передньої опори шпинделя

Запишемо значення жорсткості для кожного елемента. Величина жорсткості підшипника є оберненою величиною до його податливості, враховуючи що податливість підшипника рівна  $c = 2.87 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н}$  отримуємо:

$$\hat{E}_3 := \frac{1}{2.87 \cdot 10^{-6}} = 3.484 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

Відповідно з рис.2.9. отримуємо:

$$K_5 := \hat{E}_3 = 3.484 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}; \quad K_{10} := \hat{E}_3 = 3.484 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

Визначаємо перерізів: величини жорсткості d<sub>41</sub> := 240mm;

$$K_\sigma := 1.5 \cdot 10^{-2} \quad \frac{\text{mm}^3}{\text{H}}; \quad d_{11} := 186\text{mm}; d_{12} := 160\text{mm};$$

$$S_1 := \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{12}^2}{4} = 7.065 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$S_4 := \frac{\pi \cdot d_{41}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{42}^2}{4} = 8.595 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$\hat{E}_1 := \frac{S_1}{K_\sigma} = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$\hat{E}_4 := \frac{S_4}{K_\sigma} = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

З рис. 2.10. видно, що:

$$K_2 := \hat{E}_1 = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}} \quad K_7 := \hat{E}_1 = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$K_9 := \hat{E}_1 = 4.71 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}; \quad K_8 := \hat{E}_4 = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$K_6 := \hat{E}_4 = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}; \quad K_{11} := \hat{E}_4 = 5.73 \times 10^5 \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}.$$

З врахуванням методів спрощення розрахункових схем визначаємо осьову жорсткість:

$$\hat{E}_{34} := \frac{1}{\hat{E}_3} + \frac{1}{\hat{E}_4} = 4.615 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$\hat{E}_{25} := \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_5} = 4.993 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}};$$

$$\hat{E}_{2345} := \hat{E}_{34} + \hat{E}_{25} = 9.609 \times 10^{-6} \quad \frac{\text{H}}{\text{mm}}; \quad K=104,1 \text{ Н/мм}.$$

### 2.3.4. Розрахунок радіальної жорсткості опор шпиндельного вузла з використанням MathCAD

На основі заданої конструктивної схеми шпиндельного вузла складаємо повну та приведену його розрахункові схеми (рис. 2.12)

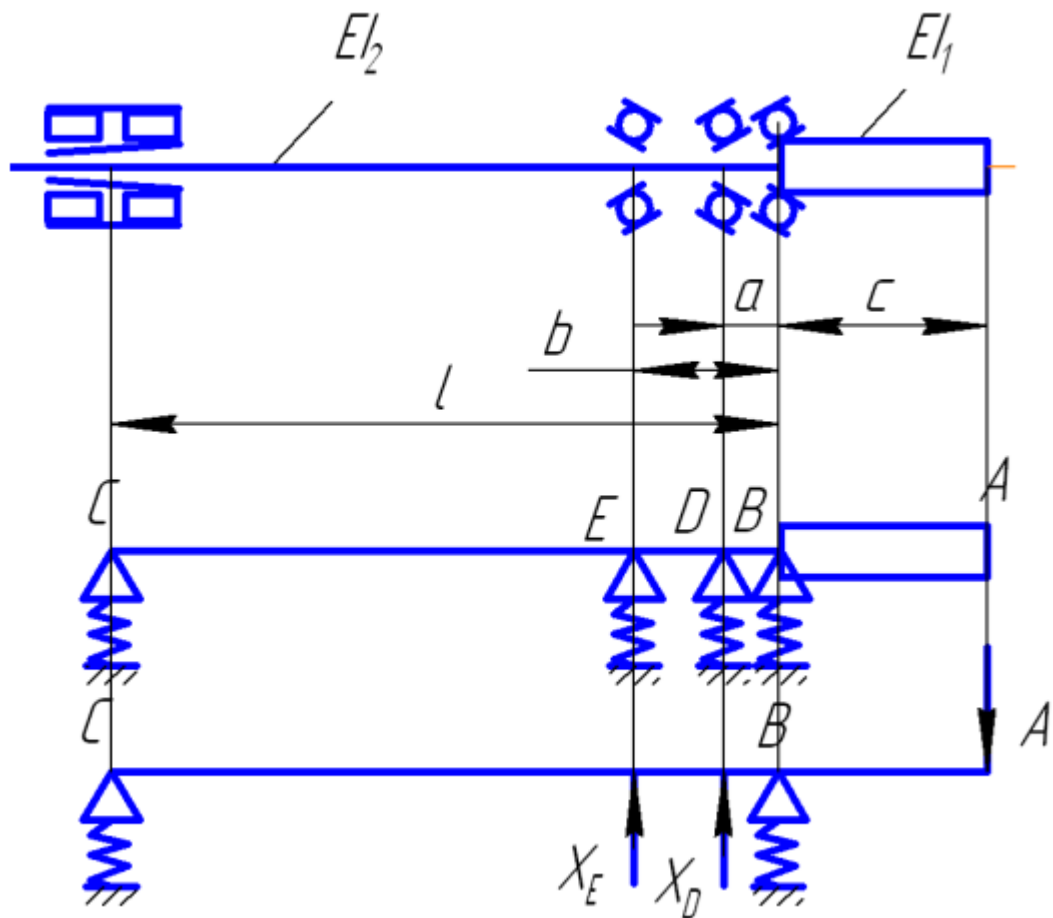


Рис. 2.12. –Розрахункові схеми шпиндельного вузла (схема конструкції, повна і приведена)

Визначаємо моменти інерції кожної ділянки шпинделя і приведені моменти інерції:

$$a := 38 \text{ mm}; b := 126 \text{ mm}; c := 96 \text{ mm}; l := 457 \text{ mm};$$

$$d_{11} := 189 \text{ mm}; d_{12} := 140 \text{ mm}; d_{21} := 301 \text{ mm}; d_{22} := 100 \text{ mm};$$

$$d_{31} := 174 \text{ mm}; d_{32} := 95 \text{ mm}; l_1 := 17 \text{ mm}; l_2 := 42 \text{ mm}; l_3 := 15 \text{ mm}$$

$$I_{11} := \frac{\pi \cdot (d_{11} - d_{12})^4}{64} = 2.83 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{12} := \frac{\pi \cdot (d_{21} - d_{22})^4}{64} = 8.012 \times 10^7 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{13} := \frac{\pi \cdot (d_{31} - d_{32})^4}{64} = 1.912 \times 10^6 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_1 := \frac{I_{11} \cdot l_1 + I_{12} \cdot l_2 + I_{13} \cdot l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = 4.593 \times 10^7 \quad \text{mm}^4;$$

$$d_{41} := 160 \text{ mm}; \quad d_{42} := 95 \text{ mm}; \quad d_{51} := 158 \text{ mm}; \quad d_{52} := 95 \text{ mm}; \quad d_{61} := 144 \text{ mm};$$

$$d_{62} := 95 \text{ mm}; \quad d_{71} := 140 \text{ mm}; \quad d_{72} := 95 \text{ mm}; \quad l_4 := 254 \text{ mm}; \quad l_5 := 173 \text{ mm};$$

$$l_6 := 25 \text{ mm}; \quad l_7 := 288 \text{ mm};$$

$$I_{21} := \frac{\pi \cdot (d_{41} - d_{42})^4}{64} = 8.762 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{22} := \frac{\pi \cdot (d_{51} - d_{52})^4}{64} = 7.733 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{23} := \frac{\pi \cdot (d_{61} - d_{62})^4}{64} = 2.83 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_{24} := \frac{\pi \cdot (d_{71} - d_{72})^4}{64} = 2.013 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

$$I_2 := \frac{I_{21} \cdot l_4 + I_{22} \cdot l_5 + I_{23} \cdot l_6 + I_{24} \cdot l_7}{l_4 + l_5 + l_6 + l_7} = 5.694 \times 10^5 \quad \text{mm}^4;$$

З каталога вибираємо податливості опор і модуль пружності:

$$E := 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad C_D := 2.87 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}}; \quad C_E := 2.87 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

$$C_c := 1.563 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}}; \quad C_b := 2.87 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{H}};$$

В даному випадку ми можемо знайти радіальну жорсткість ШВ, визначивши коефіцієнти впливу податливостей.

а) Визначаємо коефіцієнт  $\alpha_{AA}$

Зображаємо розрахункову схему для визначення даного коефіцієнта (рис.2.13)

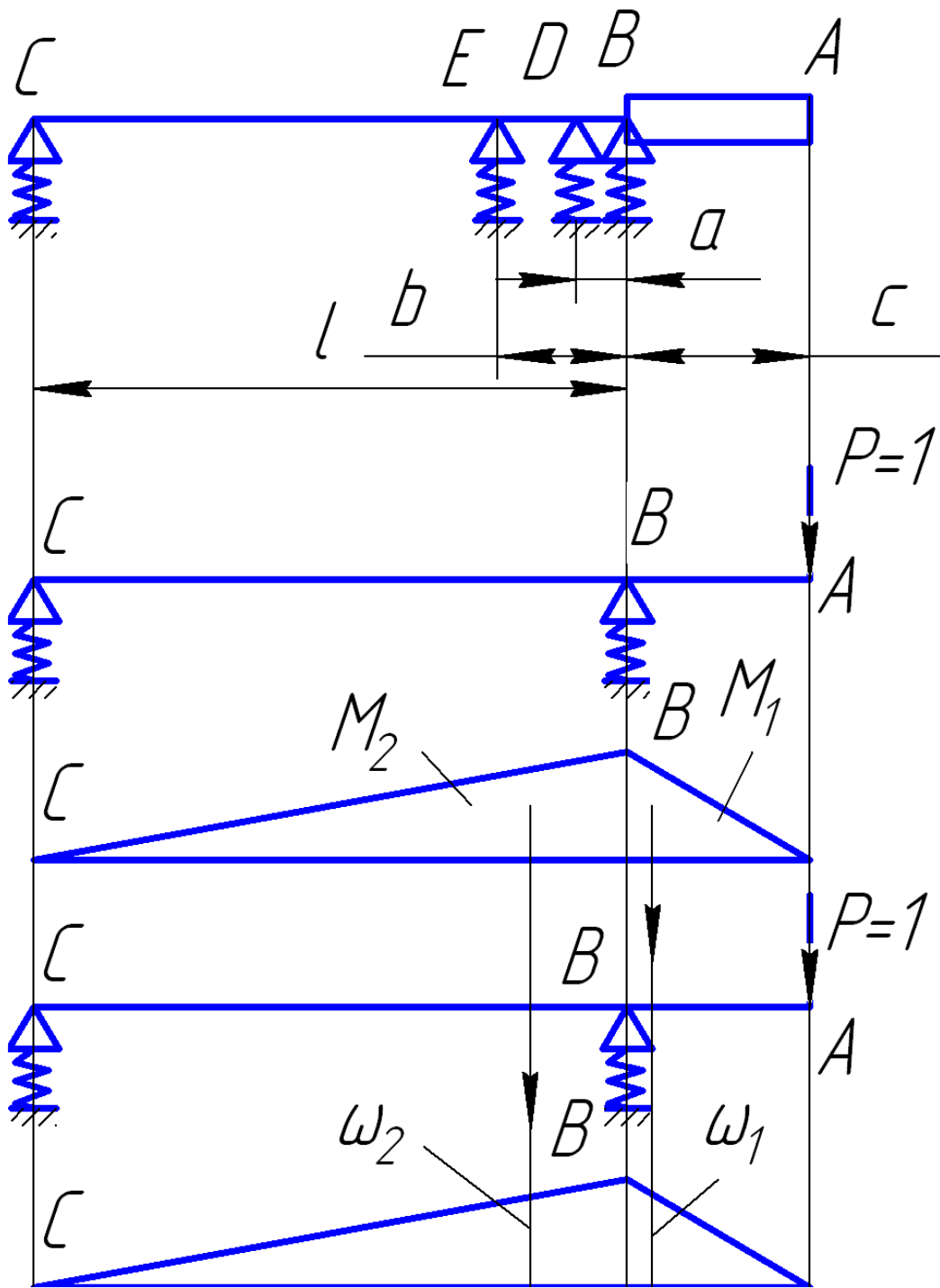


Рис. 2.13. – Схема щодо коефіцієнта впливу податливості  $\alpha_{AA}$

В результаті отримуємо:

$$\alpha_{AA} = 1,477 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н.}$$

б) Визначаємо коефіцієнт  $\alpha_{AD}$

Зображаємо розрахункову схему (рис.2.14) для визначення даного коефіцієнта.

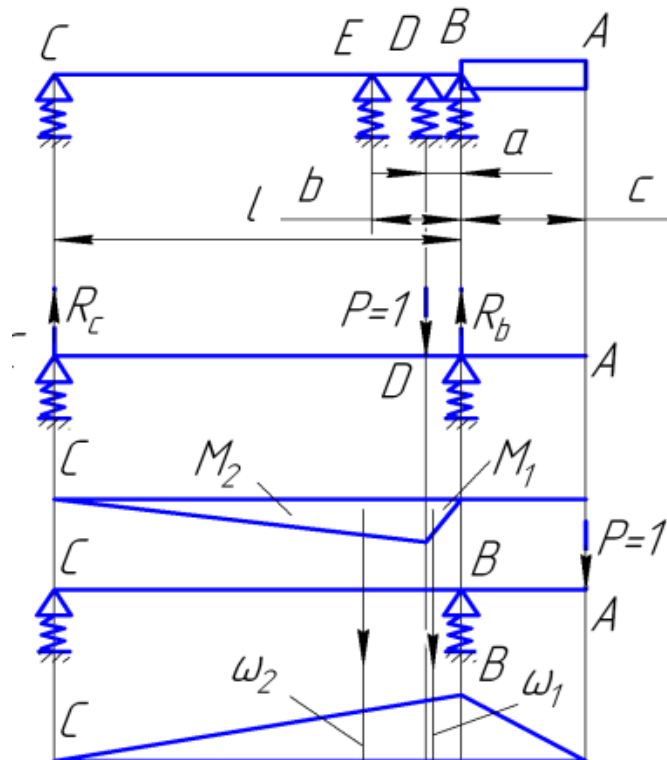


Рис. 2.14. – Схема щодо коефіцієнта впливу податливості  $\alpha_{AD}$

Знаходимо необхідні для розрахунку площі фігур, реакції опор і координати центра ваги.

$$R_C := \frac{a}{1} = 0.083 ; \quad R_B := \frac{1-a}{1} = 0.917 ;$$

$$\dot{I}_{1.1} := \frac{1}{2} \cdot R_B \cdot a \cdot a = 661.965 \quad \text{mm}^2; \quad \dot{I}_{1.2} := \frac{1}{2} \cdot [(1-a)R_B \cdot a] = 7.299 \times 10^3 \quad \text{mm}^2;$$

$$\omega_{1.1} := \frac{2}{3} \cdot R_C \cdot (1-a) = 23.227 \quad \text{mm};$$

$$\omega_{1.2} := \frac{\left[ \left( 1-a + \frac{1}{3} \cdot a \right) c \right]}{1} = 90.678 \quad \text{mm};$$

За правилом Верещагіна визначаємо:

$$\alpha_{AD} = -5,947 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н. Аналогічно визначаємо інші коефіцієнти}$$

впливу.

В результаті комп'ютерного розрахунку отримуємо значення радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя: 186 Н/мкм.



## Висновки до розділу 2.

1. За результатами аналізу для багатоцільового токарного верстата з ЧПК підібрана структура приводу головного руху. Ця структура включає двигун постійного струму, рух від якого через двошвидкісну розширювальну коробку швидкостей передається на шпиндельну бабку.

2. Для приводу головного руху проведений розрахунок кінематичних і силових характеристик. Також здійснений автоматизований вибір електродвигуна .

3. Запропонована конструкція шпиндельного вузла (ШВ) верстата. З використанням пакета ППП MatCAD проведені розрахунки осьової та радіальної жорсткості. При цьому осьова жорсткість ШВ склала 104 Н/мкм, а радіальна жорсткість кінця шпинделя – 186 Н/мкм.

### 3. Науково-дослідна частина

#### 3.1. Розробка конструкції розтискної оправки, що містить цангові елементи

Відома конструкція цангової розтискної оправки з сегментною розтискною цангою та конусною передавально-підсилюючою ланкою, наприклад типу MANDO фірми Hainbuch (Німеччина), має взаємно рухомі затискні поверхні, які розміщені на різних затискних сегментах розтискної цанги 1 (рис.3.1). При затиску вони переміщуються в радіальному напрямку від осі шпинделя. Розтиск затискної сегментної цанги 1, яка містить окремі затискні сегменти, здійснюється при її переміщенні вздовж конусної поверхні корпусу 3. При цьому затискна сегментна цанга розширюється так, що затискні поверхні, що містяться ззовні затискних сегментів, стикаються з поверхнею затиску заготовки, яка переважно є циліндричним отвором в заготовці. У натягнутому стані проводиться механічна обробка деталі, зокрема токарна обробка. Переміщення сегментної розтискної цанги 1 по конусній поверхні здійснюється від привідного штока 2, який має елементи захисту від виривання цанги при дії відцентрових сил. Привідний шток 2 зв'язаний різьбовим з'єднанням із привідним плунжером 4, який з'єднується із трубою затиску механізму затиску токарного верстата.

У випадку втоми матеріалу з'єднань сегментів цанги, особливо в районі з'єднаних частин сегментної цанги, існує ризик некерованого вильоту окремих затискних сегментів на великій швидкості із оправки під впливом відцентрових сил затискної сегментної цанги. Ця небезпека існує також при натягу сегментної цанги без затиснутої заготовки і при обертанні, зокрема, під час налагодження. Для того, щоб цьому запобігти на циліндричній частині корпусу 3 із затискним конусом на початку встановлюють металеве кільце 6, яке виступом зв'язане з окремими затискними сегментами, таким чином, щоб ефективно запобігти у разі відмови затискної сегментної цанги вильоту затискних сегментів із оправки.

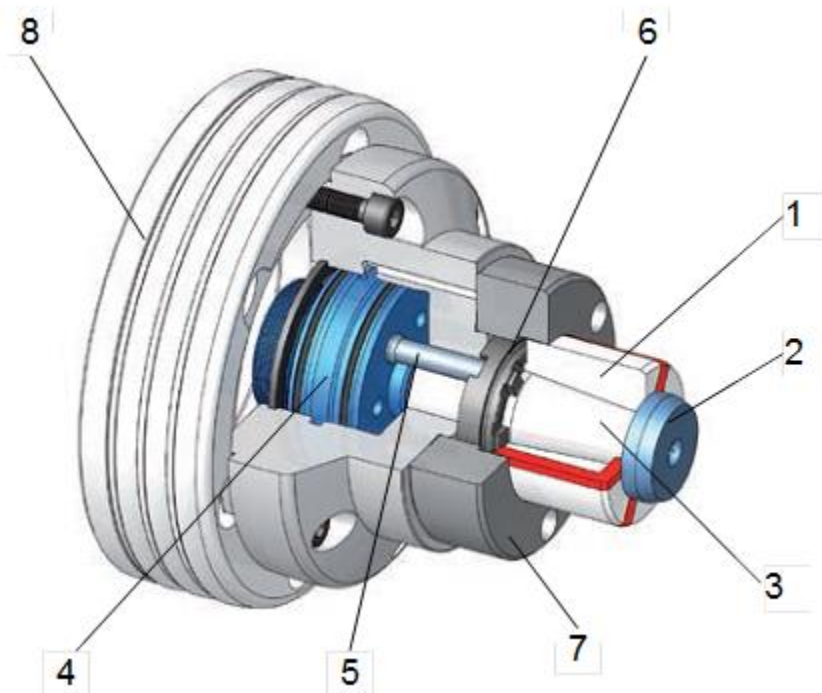


Рис. 3.1. – Цангова розтискна оправка із сегментною цангою та конусною передавально-підсилюючою ланкою: 1 – вулканізована сегментна затискна цанга; 2 – привідний шток із елементами захисту від виривання цанги від дії відцентрових сил; 3 – корпус із конічною поверхнею; 4 – привідний плунжер; 5 – пальці для розтиску цанги; 6 – кільце з виступами для запобігання провороту сегментної цанги; 7 – упор; 8 – приєднувальний фланець

При розтиску для забезпечення переміщення сегментної цанги використовуються пальці 5, які передають зусилля на сегментну цангу через металеве кільце 6. Цангова розтискна оправка за допомогою гвинтів приєднується до перехідного фланця 8, який з'єднується із шпинделем токарного верстата.

Крутний момент, який передається такою оправкою, буде залежати від зусилля затиску та коефіцієнту тертя між конусною поверхнею корпуса 3 та сегментами цанги. Також враховується коефіцієнт тертя між цангою та посадковою поверхнею деталі.

Недоліком такої оправки є те, що кільце з виступами для запобігання провороту сегментної цанги збільшує загальну довжину оправки, що, в свою чергу, призводить до більшої деформації згину під час роботи оправки. В результаті цього отримується більш низька точність обробки.

Метою удосконалення конструкції розтискної оправки є забезпечення ефективного закріплення затискної сегментної цанги для запобігання вильоту окремих затискних сегментів цанги та збільшення точності під час токарної обробки.

На рис.3.2 показана цангова розтискна оправка. Вона містить сегментну розтискною цангу. Конструкція MAXXOS також передбачає передавально-підсилюючу ланку шестигранного типу фірми Hainbuch (Німеччина) завдяки використанню шестигранного конуса замість циліндричного дозволяє передавати більші крутні моменти. Це має причиною те, що крутного моменту відбувається зчепленням, а не через тертя .

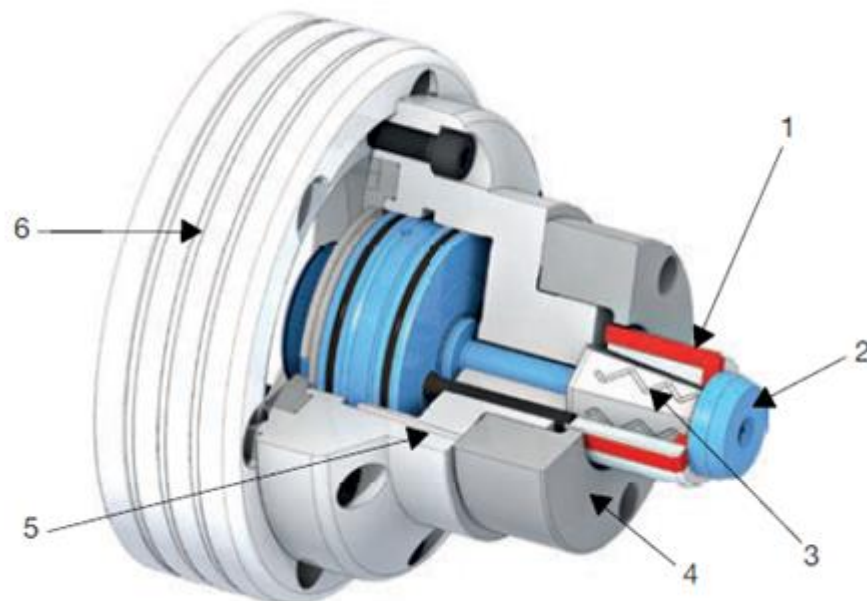


Рис. 3.2. – Розтискна оправка із сегментною цангою та передавально-підсилюючою ланкою шестигранного типу: 1 – вулканізована сегментна затискна цанга; 2 – привідний шток із елементами захисту від виривання цанги від дії відцентрових сил; 3 – корпус із гексагональною пірамідальною поверхнею; 4 – упор; 5 – пальці для розтиску цанги; 6 – приєднувальний фланець

Завдяки гексагональній пірамідальній передавально-підсилюючій ланці 3 можуть бути реалізовані максимальні сили затиску. Крім того, сегментна розтискна цанга з шестигранним конічним отвором 1 не має змоги

провертатися навколо осі оправки, що виключає використання додаткового елемента – кільця з виступами для запобігання провороту сегментної цанги. Це зменшує загальну довжину оправки, що, в свою чергу, призводить до зменшення деформації згину під час роботи оправки. В результаті цього отримується більш висока точність обробки. Ці конструктивні рішення забезпечують більш високу продуктивність різання з меншим рівнем вібрації та, таким чином, менше зношування інструментів.

Таким чином можна переконатись у багатьох перевагах розтискної цангової оправки, яка містить сегментну цангу і при цьому споряджена шестигранною ланкою пірамідального типу, що дозволяє виконувати передавальні і підсилювальні функції. Порівняно із іншими оправками можна виділити такі переваги:

- значно вищі крутні моменти, що передаються, і відповідно і зусилля затиску;
- більші значення жорсткості оправки;
- менші величини зношування інструментів в зв'язку із підвищеною жорсткістю;
- кращі показники точності обробки;
- менша схильність до забруднення, бо використовується передавально-підсилююча ланка шестигранного типу.

### **3.2. Модель структури передачі сил у статиці**

Розглянемо статичну постановку задачі. Схму сил можна зобразити як показано рис. 3.3. При цьому видно які сили діють на затискний сегмент. Вважаємо, що відбулась вібірка зазору між цангою і заготовкою. Проведемо визначення сил, що діють в даній постановці. Це такі сили:

- 1)  $S$  - осьове зусилля. Воно діє на сегмент цанги;  $S = S_{\Sigma} / 3$  для розтискної цанги, що складається із трьох сегментів, де  $S_{\Sigma}$  - сумарна осьова сила затиску;

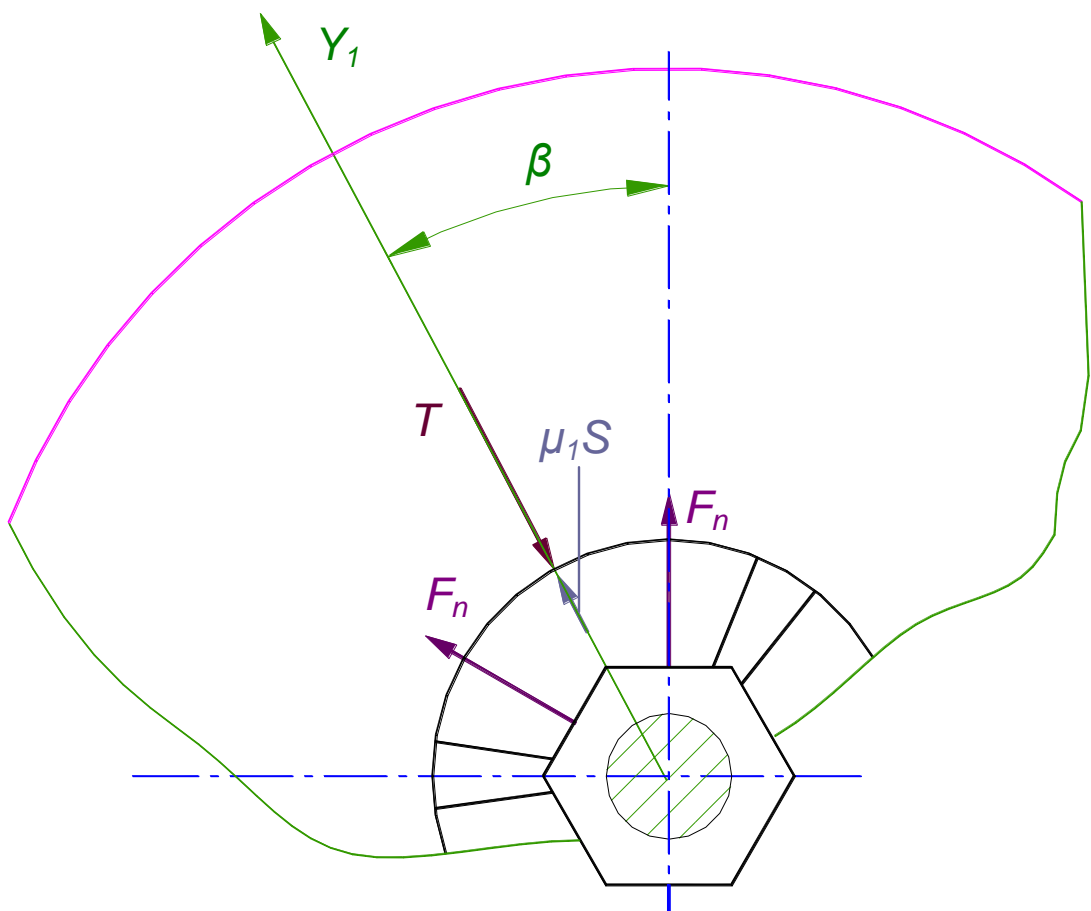
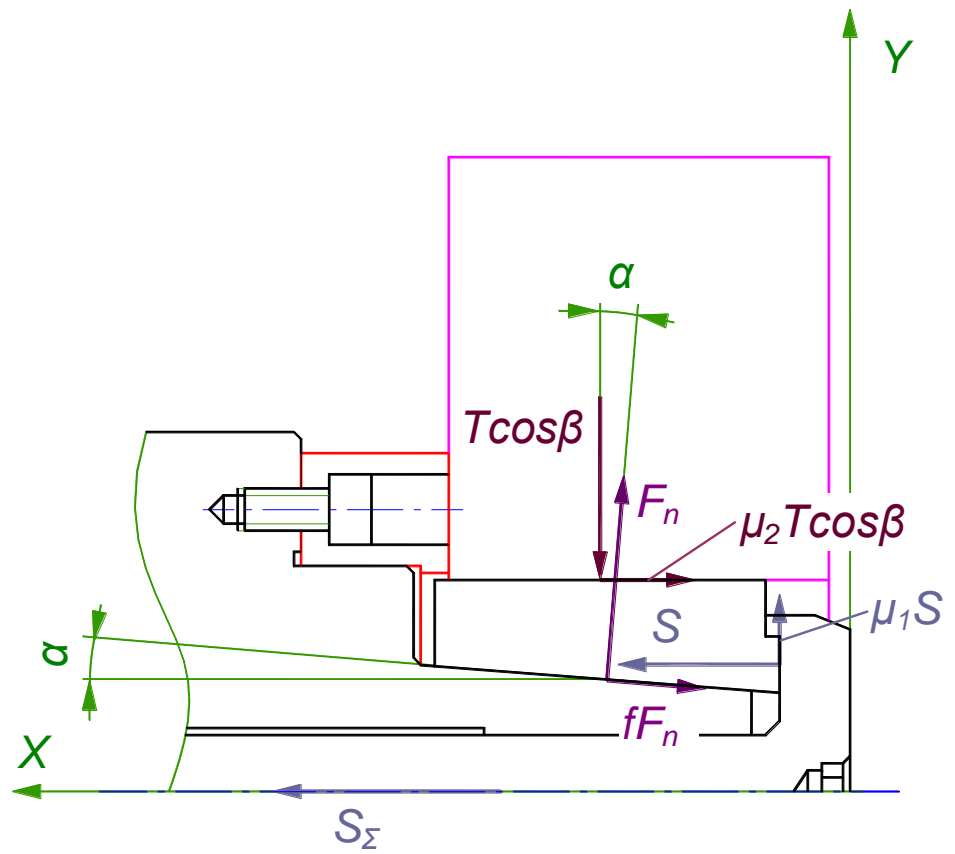


Рис. 3.3. – Структурна схема трансформації сил, що діють при затиску у цанговій розтискній оправці із шестигранною ланкою

2)  $\mu_1 S$  - сила тертя. Вона діє між сегментом цанги та штоком; при цьому  $\mu_1$  - коефіцієнт тертя між торцями сегмента і штока;

3)  $T$  - радіальна сила затиску заготовки сегментом затискної цанги;

4)  $\mu_2 T$  - сила тертя на поверхні деталі, що затискається; при цьому  $\mu_2$  - коефіцієнт тертя між сегментом цанги і заготовкою (мається на увазі протидія осьовому зміщенню);

5)  $F_n$  - нормальна складова, діюча зі сторони нахиленої грані корпуса цангової оправки на сегмент затискної цанги;

6)  $fF_n$  - сила тертя на нахиленій грані корпуса цангової оправки;  $f = \arctg \varphi$  - відповідний коефіцієнт тертя.

На схемі передачі сил, що характеризують силовий портрет, у випадку затиску цангою із застосуванням шестигранної підсилюючої ланки показані також кути:  $\alpha$  - нахилу грані корпуса та  $\beta$  - між вертикаллю та лінією дії радіальної сили  $T$  затиску.

При розробці моделі структури передачі сил у оправці в визначеній статичній постановці статиці прийнято як припущення, що сили зв'язку сегментів розтискної цанги (з допомогою вулканізованої гуми) набагато менші решт сил, які діють на сегмент розтискної цанги.

Розглянемо рівновагу сегмента розтискної цанги, навантаженого відповідними силами.

Спроекуємо всі сили, які діють на сегмент розтискної цанги, на вісь  $X$  :

$$\sum X = S - 2F_n \cdot \sin \alpha - 2fF_n \cdot \cos \alpha - \mu_2 T = 0. \quad (3.1)$$

Спроекуємо всі сили, які діють на сегмент розтискної цанги, на вісь  $Y_1$  :

$$\sum Y_1 = -T + \mu_1 S + 2F_n \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta - 2fF_n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta = 0. \quad (3.2)$$

З рівняння (3.1) визначимо  $F_n$  :

$$2F_n (\sin \alpha + \cos \alpha) = S - \mu_2 T = 0,$$

$$F_n = \frac{S - \mu_2 T}{2 \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha)} \quad (3.3)$$

З рівняння (3.2) визначимо також  $F_n$ :

$$2F_n (\cos \alpha \cos \beta - \sin \alpha \cos \beta) = T - \mu_1 S = 0,$$

$$F_n = \frac{T - \mu_1 S}{2 \cdot (\cos \alpha \cos \beta - \sin \alpha \cos \beta)} \quad (3.4)$$

Прирівнявши праві частини залежностей (3.3) та (3.4) отримаємо:

$$\frac{S - \mu_2 T}{2 \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha)} = \frac{T - \mu_1 S}{2 \cdot \cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha)}. \quad (3.5)$$

Помноживши ліву і праву частину рівності (3.5) на 2, отримаємо:

$$\frac{S - \mu_2 T}{(\sin \alpha + \cos \alpha)} = \frac{T - \mu_1 S}{\cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha)}. \quad (3.6)$$

Після перетворень отримаємо:

$$(T - \mu_1 S)(\sin \alpha + f \cos \alpha) = (S - \mu_2 T)(\cos \alpha - \sin \alpha) \cos \beta,$$

Або

$$T(\sin \alpha + f \cos \alpha) - \mu_1 S(\sin \alpha + f \cos \alpha) = S \cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha) - \mu_2 T \cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha).$$

Здійснимо перетворення

$$T(\sin \alpha + f \cos \alpha) + \mu_2 T \cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha) = S \cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha) + \mu_1 S(\sin \alpha + f \cos \alpha).$$



З цього рівняння отримаємо вираз для визначення радіальної сили затиску заготовки сегментом затискної цанги в статиці:

$$T = S \cdot \frac{\cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha) + \mu_1 (\sin \alpha + f \cos \alpha)}{(\sin \alpha + f \cos \alpha) + \mu_2 \cos \beta (\cos \alpha - \sin \alpha)}. \quad (3.7)$$

Оскільки розглядається випадок із 3 сегментами, то радіальна сила затиску заготовки сумарно дорівнює:

$$T_{\Sigma} = 3 \cdot T. \quad (3.8)$$

Для визначення питомого тиску на заготовку  $p$  на довжині затиску  $B$  від одного сегменту розтискної цанги розглянемо схему контакту сегменту розтискної цанги із внутрішньою поверхнею заготовки (рис. 3.4).

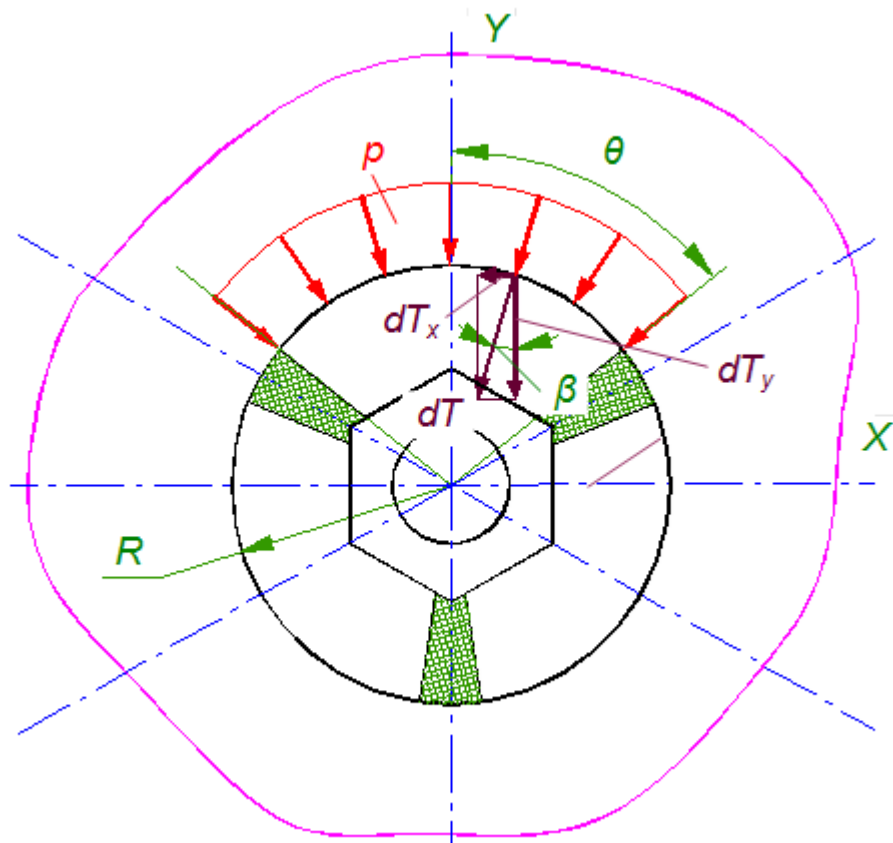


Рис. 3.4. – Розрахункова схема контакту сегменту розтискної цанги із внутрішньою поверхнею заготовки для визначення питомого тиску  $p$

Будемо вважати тиск, який передається для кожним сегментом розтискної цанги рівним і постійним.

Сила затиску одним сегментом розтискної цанги визначиться за

залежністю:

$$T = \int_{F(-\theta)}^{F(\theta)} \cos \beta \cdot dT = 2 \cdot \int_0^{F(\theta)} \cos \beta \cdot dT = 2 \cdot \int_0^{\theta} pBR \cos \beta \cdot d\beta, \quad (3.9)$$

де  $p$  - питомий тиск на внутрішню поверхню заготовки сегменту розтискної цанги;

$B$  - довжина контакту внутрішньої поверхні заготовки із зовнішньою поверхнею сегмента розтискної цанги;

$R$  - радіус зовнішньої циліндричної поверхні сегментів розтискної цанги;

$\theta$  - половина кута контакту зовнішньої циліндричної поверхні сегмента розтискної цанги із заготовкою;

Взявши інтеграл та підставивши границі інтегрування, отримаємо:

$$T = 2 \cdot p \cdot B \cdot R \cdot \sin \theta \quad (3.10)$$

відки отримаємо питомий тиск на внутрішню поверхню заготовки одного сегменту розтискної цанги:

$$p = \frac{T}{2 \cdot B \cdot R \cdot \sin \theta} \quad (3.11)$$

Питомий тиск  $p_{заг} = 3p$  на внутрішню поверхню заготовки всіх сегментів розтискної цанги повинен бути настільки великий, щоб закріплення деталі з силовим замиканням забезпечувало відсутність зміщення від сили різання  $P_{різ}$  і моменту різання  $M_{різ}$ .

### 3.3. Структура передачі сил у цанговій оправці під час усталеного обертання

Розглянемо процес усталеного обертання. При такому процесі сумарна сила затиску визначатиметься радіальними зусиллями в статиці від сегментів  $T_{\Sigma}$ , а також відцентрових сил сегментів (позначимо їх  $T_{\omega SEG}$ ), а також втратами  $T_{\omega D}$  сил затиску від дії відцентрових сил:

$$T_{\Sigma dyn} = T_{\Sigma} + 3T_{\omega SEG} - 3T_{\omega D}. \quad (3.12)$$

Для визначення відцентрових сил сегментів розтискної цанги  $T_{\omega SEG}$ , які сприяють затиску заготовки, та втрати сил затиску  $T_{\omega D}$  від дії відцентрових сил на деталь (заготовку) розглянемо схему контакту сегментів розтискної цанги із внутрішньою поверхнею заготовки (рис. 3.5).

Відцентрова сила сегменту розтискної цанги, яка сприяє затиску заготовки визначиться за залежністю:

$$T_{\omega SEG} = m_{SEG} \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2. \quad (3.13)$$

де  $m_{SEG}$  - маса сегмента;

$n$  - частота обертання деталі;

$r$  – радіус для центра мас сегмента.

Під час обертання затискної оправки разом із затиснутою деталлю виникає відцентрова сила, яка приводить до зменшення контактного тиску в зоні затиску.

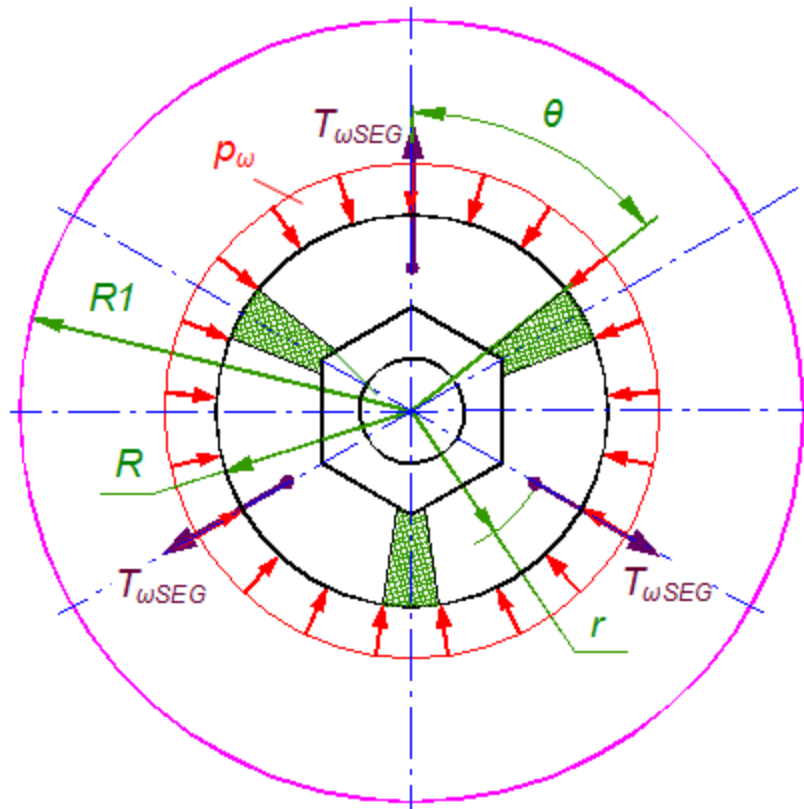


Рис. 3.5. – Розрахункова схема контакту сегментів розтискної цанги із внутрішньою поверхнею заготовки при усталеному обертанні (без врахування статичної сили затиску)

Вертикальна складова елементарної відцентрової сили заготовки, яка розглядається як кільцевий диск визначиться за формулою [38]:

$$dT_{\omega D} \sin \varphi = \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot d\varphi \cdot B \cdot dr \cdot \sin \varphi = \rho \omega^2 B r^2 \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot dr, \quad (3.14)$$

де  $\rho$  – густина матеріалу заготовки;

$B$  – ширина заготовки;

$r$  – радіус розташування елементарної ділянки.

Вертикальну складову відцентрової сили маси  $1/3$  заготовки отримаємо, інтегруючи елементарну відцентрову силу спочатку в межах від  $0$  до  $\frac{2\pi}{3}$ , а потім по радіусу від  $R$  (радіус внутрішнього контуру диска (заготовки)) до  $R1$  (радіус зовнішнього контуру диска (заготовки)):

$$T_{\omega D} = \rho \omega^2 \int_R^{R1} B \cdot r^2 \cdot dr \int_0^{2\pi/3} \sin \varphi \cdot d\varphi. \quad (3.15)$$

Визначаємо значення інтегралів:

$$\int_0^{2\pi/3} \sin \varphi \cdot d\varphi = -\cos \varphi \Big|_0^{2\pi/3} = -\cos \frac{2\pi}{3} - (-\cos 0) = -\left(-\frac{1}{2}\right) - (-1) = \frac{3}{2}; \quad (3.16)$$

$$\int_R^{R1} B \cdot r^2 \cdot dr = B \int_R^{R1} r^2 \cdot dr = B \left( \frac{1}{3} \cdot r^3 \Big|_R^{R1} \right) = B \left( \frac{R1^3}{3} - \frac{R^3}{3} \right) = \frac{B(R1^3 - R^3)}{3}. \quad (3.17)$$

Підставивши значення виразів (3.16) та (3.17) у залежність (3.15), отримаємо:

$$T_{\omega D} = \rho \omega^2 \frac{B(R1^3 - R^3)}{3} \cdot \frac{3}{2} = \rho \omega^2 \frac{B(R1^3 - R^3)}{2}, \quad (3.18)$$

або виразивши кутову швидкість через частоту обертання

$$T_{\omega D} = \rho \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{B \cdot (R1^3 - R^3)}{2}. \quad (3.19)$$

### 3.4. Силові характеристики цангової розтискної оправки

#### 3.4.1. Статичні силові характеристики

Дослідження впливу коефіцієнтів тертя в стиках розтискної цангової оправки, кута нахилу грані корпусу цангової оправки  $\alpha$  та осьової сили приводу  $S_{\Sigma}$  на радіальну силу затиску заготовки проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD.

На рис.3.6 приведені отримані за результатами моделювання графічні залежності статичної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$  від осьової сили приводу  $S_{\Sigma}$

та коефіцієнта тертя  $\mu_2$  між сегментом і заготовкою (випадок ковзування сегмента в фіксальному напрямку). Щодо вхідних даних, то для цього випадку матимемо для відповідних коефіцієнтів тертя  $\mu_1 = 0,1$  і  $f = 0,1$ .

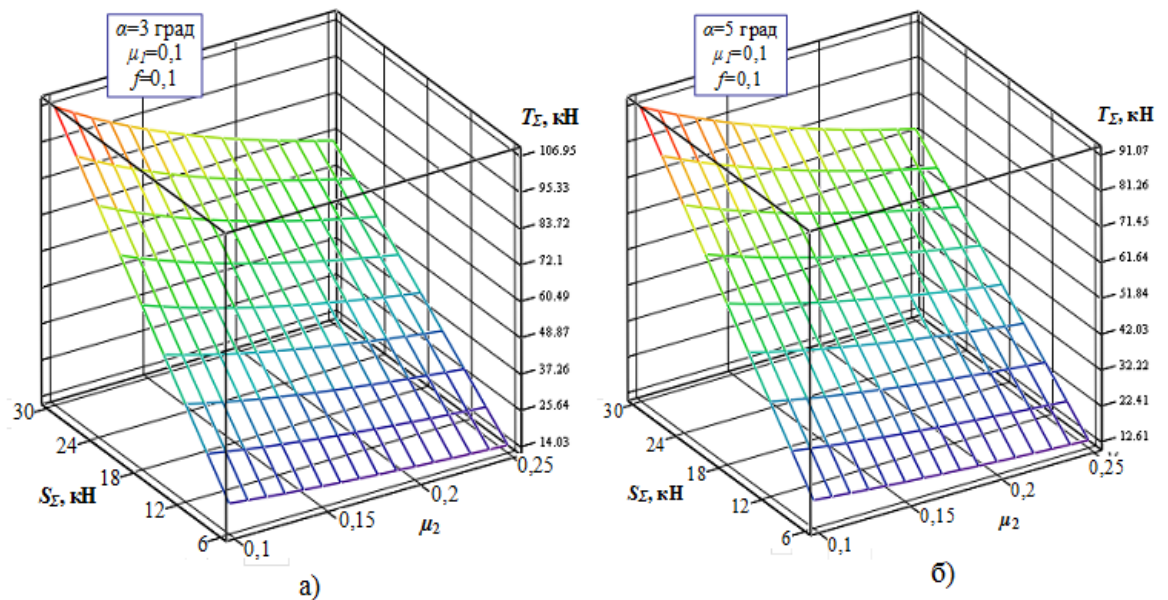


Рис. 3.6. – Графічні залежності статичної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$  від осьової сили приводу  $S_{\Sigma}$  та коефіцієнта тертя (щеплення)  $\mu_2$  між сегментом розтискної цанги і заготовкою: а -  $\alpha = 3$  град; б -  $\alpha = 5$  град

Очевидно, що стан поверхонь тертя при проковзуванні сегмента в аксіальному напрямку істотно чинить вплив на радіальну силу затиску. Зокрема, зростання коефіцієнта тертя в межах 0,1-0,25 призводить до того, що сили затиску зменшується у 1,46 рази (мається на увазі кут  $\alpha = 3$  град). В той же час при куті  $\alpha = 5$  град сила затиску зменшується у 1,26 рази.

Залежність сумарної статичної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$  від осьової сили приводу  $S_{\Sigma}$  носить лінійний характер. Збільшення осьової сили приводу  $S_{\Sigma}$  від 6 до 30 кН призводить відповідно до зростання сумарної статичної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$  від 21 до 107 кН при значенні коефіцієнту тертя

$\mu_2 = 0,1$  та кути  $\alpha = 3$  град. Коефіцієнт підсилення при цьому становить  $K_n = 3,53$ . При куті нахилу грані корпусу цангової оправки  $\alpha = 5$  град. і тих самих умовах збільшення осьової сили приводу  $S_\Sigma$  від 6 до 30 кН призводить відповідно до зростання сумарної статичної радіальної сили затиску  $T_\Sigma$  від 18 до 91 кН. Коефіцієнт підсилення при цьому становить  $K_n = 3$ .

Вплив кута нахилу грані корпусу цангової оправки  $\alpha$  та осьової сили приводу  $S_\Sigma$  на значення статичної радіальної сили затиску  $T_\Sigma$  приведені на рис.3.7. Під час розрахунків вважали, що коефіцієнт тертя між торцями сегмента і штока становить  $\mu_1 = 0,1$ . В той же час коефіцієнт тертя між гранню корпусу і сегментом цанги становить  $f = 0,1$  а коефіцієнт тертя  $\mu_2 = 0,2$ .

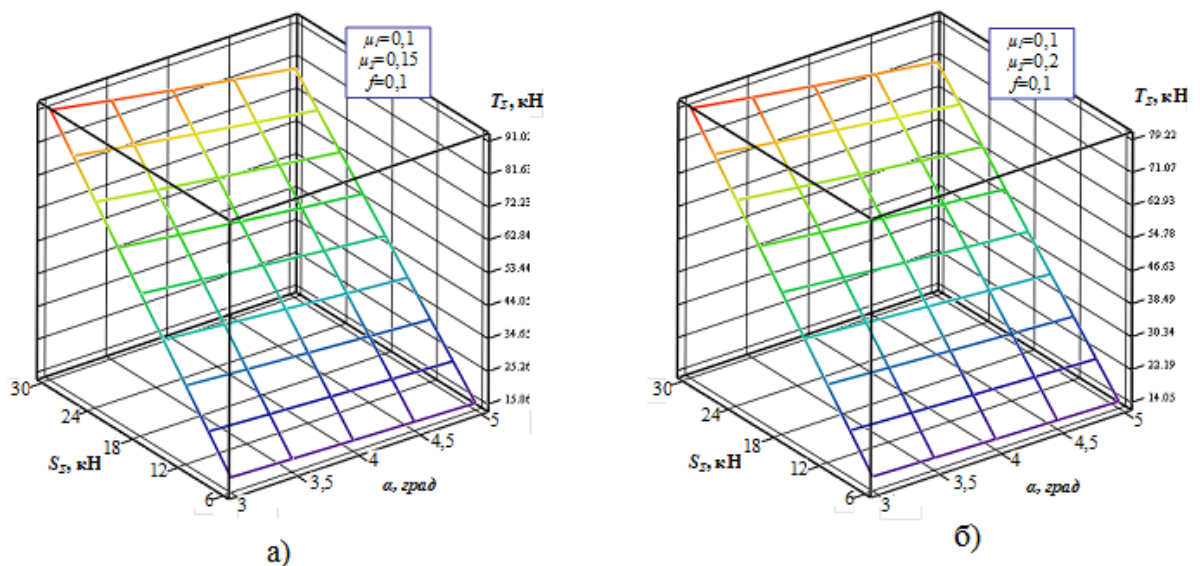


Рис. 3.7. – Графічні залежності статичної радіальної сили затиску  $T_\Sigma$  від осьової сили приводу  $S_\Sigma$  та кута нахилу грані корпусу цангової оправки  $\alpha$  :  
а -  $\mu_2 = 0,15$  ; б -  $\mu_2 = 0,2$

Графічні залежності (рис. 3.7) щодо сумарної статичної радіальної сили затиску  $T_\Sigma$  показують, що збільшення кута  $\alpha$  від 3 до 5 град. призводить до зменшення максимальної радіальної сили затиску  $T_\Sigma$  (в статиці) в 1,18 раз враховувались значення  $\mu_2 = 0,15$ ). Також якщо значення  $\mu_2 = 0,2$ , то сила затиску зменшувалась у 1,16 раза.

### 3.4.2. Силіві характеристики у випадку усталеного обертання

Дослідимо як впливають на сумарну динамічну радіальну силу затиску заготовки  $T_{\Sigma dyn}$  фактор частоти обертання  $n$  і фактор діаметру зовнішнього контуру заготовки  $D$ . Комп'ютерне дослідження проводилося з використанням пакету прикладних програм MatCAD.

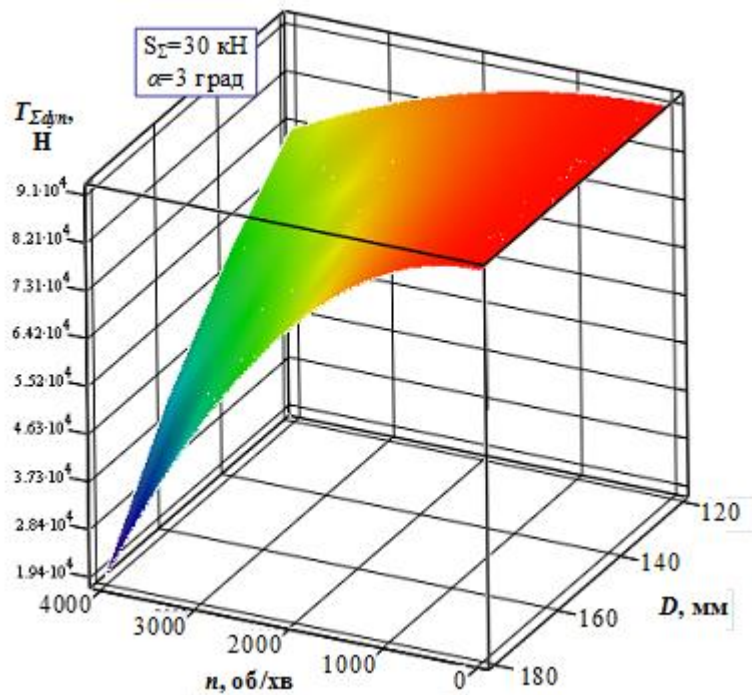


Рис. 3.8. – Графічні залежності сумарної динамічної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma dyn}$  від частоти обертання  $n$  та в залежності діаметру заготовки  $D$

На рис.3.8 приведені отримані за результатами моделювання графічні залежності сумарної динамічної радіальної силу затиску заготовки  $T_{\Sigma dyn}$  від двох факторів: частоти  $n$  і діаметру заготовки  $D$ .

При цьому вважали значення коефіцієнтів тертя рівними  $\mu_1 = 0,1$ ;  $f = 0,1$  і  $\mu_2 = 0,15$ .

Графічні залежності показують, що сумарна динамічна сила затиску заготовки  $T_{\Sigma dyn}$  в радіальному напрямку при осьовій силі затиску  $S_{\Sigma} = 30$  кН



зменшується за квадратичною залежністю при збільшенні факторів  $D$  та  $n$ .

Збільшення частоти обертання  $n$  від 0 до 4000 об/хв призводить до зменшення сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки  $T_{\Sigma dyn}$  з 91 кН до 70 кН (тобто у 1,3 рази) при діаметрі зовнішнього контуру заготовки  $D = 120$  мм та з 91 кН до 19 кН (тобто у 4,8 рази) при діаметрі зовнішнього контуру заготовки  $D = 180$  мм.

Отримана залежність (3.12) дозволяє визначати допустимі частоти обертання розтискної оправки  $n$  виходячи із статичної сумарної радіальної сили затиску  $T_{\Sigma}$ . Виходячи з умов безпечної роботи допустима динамічна сумарна радіальна сила затиску за рекомендаціями [1, 6] повинна становити

$$[T_{\Sigma dyn}] = T_{\Sigma} / 3.$$

### 3.5. Отримані результати

1. На основі аналізу існуючих конструкцій розроблена цангова розтискна оправка. Така оправка споряджена сегментною цангою і має передавально-підсилюючу ланку шестигранного типу.
2. Аналіз сил, що діють у цанговій розтискній оправці, дозволив побудувати структурний портрет передачі сил у статичній постановці.
3. Відповідно для динамічної постановки задачі використана модель передачі сил в умовах усталеного обертання.
4. На основі розроблених математичних моделей проведені комп'ютерні розрахунки силових характеристик досліджуваної оправки. При цьому визначені основні характеристики дії сил. Встановлено, що при зміні кута нахилу грані корпусу  $\alpha$  в межах 3-5 град. максимальна радіальна сила затиску в статиці  $T_{\Sigma}$  зменшується у 1,16-1,18 рази.
5. В процесі усталеного обертання силові характеристики теж змінюються. Так, при збільшенні частоти обертання  $n$  до 4000 об/хв сумарна радіальна сила затиску заготовки в динаміці зменшується у 1,3- 4,8 рази.

Фрагменти дослідження представлені у тезах: у матеріалах міжнародної науково-технічної конференції «Фактуальні задачі сучасних технологій» / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 7-8 грудня 2022 року), 2022. - С.93-94.

## **4. Охорона праці і безпека життєдіяльності стосовно об'єкта дослідження**

### **4.1. Планування на підприємстві робіт щодо охорони праці**

Відомо, що відповідно до чинного законодавств планування роботи з охорони праці прийнято поділяти на планування перспективне, поточне та оперативне.

Найбільш важливі, трудомісткі й довгострокові щодо термінів виконання заходи з охорони праці охоплює **перспективне планування**. Виконання вказаних заходів, як правило, вимагає, щоб декілька підрозділів підприємства працювали в цьому плані спільно. Для здійснення можливості виконання таких заходів перспективного плану обов'язково повинен бути проведений обґрунтований розрахунок щодо необхідного матеріально-технічного забезпечення заходів та фінансових витрат із зазначенням джерел фінансування. Перспективне планування роботи підприємства з охорони праці в основному за формою представляється у вигляді розробленого комплексного плану підприємства щодо покращення стану охорони праці. Такий план, як правило, охоплює 3-5 років.

**Поточне планування** на підприємстві здійснюється протягом календарного року на основі відпрацювання відповідних заходів та їх включення до колективного договору (розділ «Охорона праці»).

Окрім того, дуже важливим є **оперативне планування** охорони праці. На підприємстві воно здійснюється за результатами контролю стану охорони праці у структурних підрозділах і загалом на підприємстві, а також відповідно до наслідків перевірок органів державного нагляду. Оперативні заходи, що розробляються для усунення виявлених недоліків оформляються наказом роботодавця.

Системою управління охороною праці передбачена окрема функція СУОП з організації та координації робіт. Вона передбачає утворення органів управління охороною праці щодо всіх стадій виробничого процесу та усіх рівнів менеджменту виробництвом. Також ця функція передбачає визначення

обов'язків осіб, що задіяні у процесі управління, а також їх прав, відповідальності та послідовності взаємодії. Функцією СУОП також передбачене прийняття та виконання рішень щодо робіт з охорони праці.

Зазначене вказує на дієве управління охороною праці, що забезпечується за рахунок функціонуванням СУОП і відповідним контролем за охороною праці на підприємстві.

Щодо контролю за охороною праці, то його можна розглядати як:

1) *Відомчий*. Він здійснюється уповноваженими посадовими особами - представниками міністерств або інших центральних органів, а також відповідальними працівниками корпорації, концерну асоціації, тобто певного об'єднання, до якого належить підприємство.

2) *Регіональний*. Такий контроль виконується посадовими особами та представниками місцевих органів виконавчої влади та самоврядування.

3) *Громадський*. Його здійснюють виборні органи та представники профспілок та громадських організацій.

4) *Страховий*. Він проводиться працівниками з Фонду соціального страхування, які є експертами щодо нещасних випадків на виробництві, а також випадків професійних захворювань;

5) *Внутрішній*. Такий контроль здійснюється власне на підприємстві спеціально створеними службами, а також відповідними посадовими особами і громадськими інспекторами підприємства, уповноваженими на такий контроль від трудових колективів.

Внутрішній контроль, як контроль безпосередньо на підприємстві є дуже важливим, бо проводиться частіше порівняно із іншими видами контролю. Від його дієвості на підприємстві безпосередньо залежить стан охорони праці.

Цей вид контролю можна поділити на такі складові: а) оперативний (повсякденний) контроль; б) контроль служби охорони праці; в) громадський контроль; г) адміністративно-громадський контроль.

Адміністративно-громадський контроль є триступневим. Отже, він проводиться на трьох ступенях чи власне рівнях.

Перший рівень вказаного контролю передбачає, що начальник виробничої дільниці чи майстер дільниці та громадський інспектор профгрупи щоденно спільно перевіряють на ввіреній їм виробничій дільниці стан охорони праці.

На другому рівні адміністративно-громадського контролю начальник цеху згідно із затвердженим графіком разом з громадським інспектором та іншими фахівцями: цеху механіком, технологом, електриком двічі на місяць перевіряють стан охорони праці уже в цеху.

Третій рівень такої контролю є щомісячним відповідно до встановленого графіку. При цьому комісія під головуванням керівника підприємства чи головного інженера здійснює перевірку в цілому стану охорони праці. Комісія включає таких осіб: керівник служби охорони праці, голова комісії з профкому щодо питань охорони праці, керуючий медичним підрозділом, працівник пожежної охорони підприємства, а також головні фахівці. Комісія фіксує результати своєї роботи в журналі триступеневого контролю. Результати перевірки розглядаються на нараді. За її результатами наради керівник видає наказ по підприємству.

Також сутність функції СУОП полягає у системному та регулярному обліку показників стану охорони праці. При цьому проводиться аналіз одержаних даних та узагальнюються причини недотримання вимог щодо охорони праці, що зазначені у законодавчих та інших нормативних актах. Також аналізуються причини невиконання заходів щодо покращення стану безпеки, екології виробничого середовища, санітарії та гігієни праці. Проводиться також огляд дієвості заходів, спрямованих на усунення недоліків. Обовязково піддаються аналізу матеріали щодо нещасних випадків та виникнення професійних захворювань. Також перевіряються всі результати контролів за станом охорони праці. Здійснюється перегляд паспортів санітарно-технічного стану стосовно умов праці в цеху, чи власне на дільниці. Увага приділяється матеріалам стосовно обстежень споруд, будівель, приміщень та обладнання.

Згідно із результатами аналізу, обліку, а також оцінки стану охорони праці відповідним чином вносяться доповнення та уточнення до планів роботи з охорони праці, як оперативних і поточних, так і перспективних.

Серед структурних підрозділів та серед працівників визначаються кращі стосовно виконання показників з охорони праці.

Відповідно основними показниками, що передбачають проведення комплексного аналізу і за якими оцінюється робота стосовно виробничих умов та ідентифікації небезпек, а також регулювання ризиків, можуть бути зазначені такі **коефіцієнти** [31]:

1) частоти травматизму  $K_{ч}$ , що визначає кількість нещасних випадків (профзахворювань) на підприємстві за відповідний період часу, в розрахунку на 1000 працюючих;

2) тяжкості травматизму  $K_{т}$ , тобто середньої непрацездатності одного потерпілого ( в робочих днях);

3) дотримання інструкцій з охорони праці  $K_{о}$ , який визначається як відношення кількості працюючих, які дотримуються інструкцій з охорони праці, до загальної чисельності працівників;

4) технічної безпеки обладнання  $K_{бo}$ , який розраховують як співвідношення показників безпеки, яким обладнання відповідає, до загальної кількості таких показників для даного обладнання;

5) безпеки технологічних процесів  $K_{тп}$ , який виражається щодо технологічних процесів (згідно із загальним обсягом технічної документації) співвідношенням кількості показників, що задовольняють вимогам, до загальної кількості таких показників безпеки;

6) дотримання допустимих рівнів шкідливих факторів  $K_{ш}$ . Цей коефіцієнт розраховують як частку від ділення числа шкідливих факторів, що знаходяться в допустимих межах і загального числа шкідливих факторів, що є на даному підприємстві.

## **4.2. Розрахунок місцевої витяжної вентиляції щодо розробленого верстату**

Розроблювана витяжна вентиляція, як природна, так і штучна повинні відповідати ряду вимог санітарно-гігієнічного плану.

Вентиляція це один із дієвих засобів створення у приміщеннях необхідних метеорологічних умов, що стосуються безпечної праці. Серед таких вимог – температура повітря, його вологість, а також швидкість переміщення повітря. При цьому із приміщення, в якому розміщене технологічне обладнання, повинні усуватись шкідливі гази, пил, аерозолі та інші речовини. Як крайня міра – необхідно істотно зменшувати їх концентрації до допустимого рівня. Також забруднене повітря із зовнішнього середовища не повинно потрапляти у цех. Неприпустимим також є засмоктування повітря із забрудненнями із сусідніх приміщень. Вентиляція не повинна створювати протягів, як і сприяти суттєвому охолодженню. При проектуванні і спорядженні вентиляційних пристроїв необхідно забезпечити можливість вільного доступу до них задля керування ними, а також їх ремонту. Вентиляція не повинна створювати незручності при експлуатації, зокрема, пов'язаних із шумовим навантаженням, вібраційним впливом. Також слід виключити потрапляння вологи – дощу, снігу та інше.

На підприємствах часто застосовується система кондиціонування повітря. Вона загалом досить повно відповідає зазначеним вище вимогам. При цьому кондиціонери створюють та підтримують у приміщенні необхідні характеристики повітряного середовища. В той же час при встановленні кондиціонерів слід враховувати також економічні чинники.

Окремо слід зазначити, що стосовно приміщень віднесених до потенційно пожежо- та вибухонебезпечних, то для відповідних вентиляційних систем, встановлених у таких приміщеннях, нормами висувається низка додаткових вимог. В даному ж випадку ми розробляємо місцеву витяжну вентиляцію стосовно спроектованого радіально-свердлильного верстату, який розміщено у механічному цеху, і відповідно потребує вентиляційного забезпечення звичного для таких умов порядку.

В такому плані розглянемо порядок відповідного розрахунку місцевої витяжної вентиляції [32]. При цьому проаналізуємо схему повітряного обміну в приміщенні (рис. 4.1).

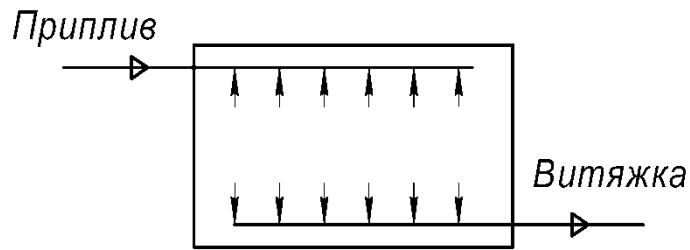


Рис. 4.1. Схема здійснення повітрообміну

Представимо початкові дані для розрахунку.

Приміщенням, у якому розміщено верстат, є механічний цех. Характеристичними параметрами при цьому є розмір приміщення  $V$  ( $\text{м}^2$ ) і кількість шкідливих речовин, а саме різного роду пилу,  $U$  ( $\text{мг/год}$ ).

Знаючи кількість пилу, що надходить у цех за годину, можна визначити кількість повітря, яке необхідно замінити при вентиляції. Використаємо при цьому формулу:

$$L = \frac{U}{(k_1 - k_2)}, \quad (4.1)$$

де  $k_1$  - гранично допустима концентрація пилу, що надходить у повітря цеху,  $\text{мг/м}^3$ ;  $k_2$  - концентрація відповідних шкідливих речовин у повітрі внаслідок припливу,  $\text{мг/м}^3$ .

Відповідно переходять до визначення поперечного перерізу повітропроводів на всіх можливих ділянках. Площа таких перерізів визначається в  $\text{м}^2$  за формулою,:

$$f_p = \frac{L}{3600 \cdot v_p}, \quad (4.2)$$

де  $L$  - об'єм повітря, яке транспортується,  $v_p$  – швидкість повітря.

В результаті розрахунків можна вибрати круглий повітропровід з листової сталі із стандартними розмірами  $d=500$  мм.



Тепер потрібно розрахувати тиск, який необхідний для передачі повітропроводами повітря. Його можна визначити як суму втрат тиску на тертя та втрат у місцевих опорах мережі. Отже, можливі втрати тиску в Па на вказані тертя в трубопроводах можна обчислити за формулою:

$$P_{mp} = R \cdot L, \quad (4.3)$$

де  $R$  – питомі втрати тиску в Па/м в трубопроводах на 1 м довжини;  $L$  – довжина в м ділянки.

Власне питомі втрати тиску можна визначити таблично або формулою:

$$R = \frac{\lambda v_{\phi}^2 \cdot \gamma}{d \cdot 2 \cdot g}, \quad (4.4)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт опору тертя залежно шорсткості стінок повітропроводу (для сталевих пристроїв  $\lambda / d = 0.031$ );  $v_{\phi}$  - швидкість повітря м/с;  $d$  - діаметр повітропроводів, мм;  $\gamma$  - питома вага, Н/м<sup>3</sup>;  $g$  – прискорення сили тяжіння.

Відповідно втрати тиску в місцевих опорах послідовно для кожної ділянки обчислюють за формулою, Па:

$$z = \sum \xi \frac{v_{\phi}^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g}, \quad (4.5)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт місцевих опорів. При цьому враховуються коефіцієнти місцевих опорів в трійнику і втрати тиску у хрестовині .

Отже, загальні втрати тиску на кожній розрахунковій ділянці і вітках:

$$H = R \cdot L + z. \quad (4.6)$$

Тоді переходять до вибору вентиляційного обладнання.

При цьому необхідна потужність електродвигуна вентилятора, кВт:

$$N_{вент} = \frac{L \cdot H \cdot K}{3600 \cdot 102 \cdot \eta}, \quad (4.7)$$

де  $L$  – загальна кількість пилу що надходить в робочу зону, м<sup>3</sup>/г;  $H$  – тиск, що створюється вентилятором, Па;  $K$  - коефіцієнт запасу,  $K = 1,1 \dots 1,5$ ;  $\eta$  - ККД вентилятора (0,5...0,8).

У відповідності від умов виробництва і потужності вибираємо закритий обдувний двигун [32].

## Загальні висновки

1. В результаті аналітичного огляду вибрані за аналоги токарні патронно-центрові верстати з ЧПК. Встановлено, що у цих верстатах важливу роль відіграють затискні механізми, які в значній мірі визначають точність обробки, відповідно формують її похибки та формують значення елементів режимів різання.

2. Представлені основні компоненти у структурі механізмів затиску. Система затиску розглянута як одна із підсистем верстату. Проведений аналіз затискних механізмів із різним спрямуванням затиску.

3. Визначено, що розтискні оправки є перспективними затискним пристроями при умові затиску по внутрішній поверхні. На основі аналізу конструкцій оправок передових фірм визначені їх основні характеристики.

4. Встановлені основні результати щодо розроблення способів затиску, які використовуються при токарному обробленні.

5. Визначені тип і структура приводу шуканого верстата. Проведений необхідний кінематичний розрахунок, на основі якого розраховані силові характеристики головного приводу та проведений вибір електродвигуна для кінематичного ланцюга головного руху.

6. Вибрана компоновальна схема шпindelного вузла верстату відповідно до максимально можливих допустимих швидкостей. Проведена детальна характеристика призначених шпindelних опор і на цій основі з використанням комп'ютерних програм MathCAD здійснений розрахунок осьової та радіальної жорсткостей шпindelного вузла. Розраховано, що ці величини відповідно становлять 104 Н/мкм і 186 Н/мкм.

7. Проведений аналіз існуючих цангових затискних оправок. Запропоноване конструкційне рішення для оправки, яка містить сегментну цангу і ланку шестигранного типу для передавальної і підсилюючої функцій.

8. На основі аналізу діючих у оправці зусиль побудований структурний портрет передачі сил у статиці. Для динамічного опису використана модель стосовно уиов усталеного обертання.

9. Проведені комп'ютерні розрахунки, що базуються на розроблених математичних моделях. При цьому встановлені силові характеристики запропонованої оправки. Визначено, що при зміні кута нахилу граней оправки від 3 до 5 градусів, найбільші значення радіальних зусиль затиску зменшуються у 1,16-1,18 раза.

10. Встановлено, що при усталеному обертанні збільшення частоти обертання до 4000 об/хв сприяє зменшенню сумарної радіальної сили затиску до 4,8 раза.

11. В роботі також наведені заходи з охорони праці і безпеки із надзвичайних ситуацій.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.
2. Волчкевич Л. И., Кузнецов М. М., Усов Б. А. Автоматы и автоматические линии (1 ч. – Основы проектирования, 230 с., ч. 2 – Системы управления и целевые механизмы, 336 с.) / Под ред. Шаумяна Г. А. – М.: Высшая школа, 1976.
3. Кузнецов Ю. Н. Целевые механизмы для станков-автоматов и станков с ЧПУ. Учебн. пос. – К.: ООО «ЗМОК», ПП «ГНОЗИС». – 2001.
4. Кузнецов Ю. Н., Кухарец А. В. Новые зажимные механизмы станков-автоматов. – К.: Техніка. 1979. – 151 с.
5. SPUR, G.: Optimierung des Fertigungssystems Werkzeugmaschine. München: Carl Hanser Verlag, 1972.
6. Pingfa Feng. Berechnungsmodel zur Ermittlung von Spannkraften beim Backenfutter. Technische Universität Berlin, Diss., 2003. – 213 S.
7. Präzisionsspanndorne EM+D. Prospekt фірми Forkardt International. Erkrath, 1999. – 12 S.
8. KKS Hülsenspanndorn. Prospekt фірми Röhm Spannzeuge. Sontheim/Brenz, 2006. – 7 S.
9. Загальний каталог фірми SMW Autoblok. Meckenbeuren, 2007. – 260 с.
10. Spanenede Technik. Prospekt фірми Hainbuch GmbH. Marbach, 2005. – 40S.
11. Патент России №2412787С1, МПК В23В31/40. Оправка с разрезной цангой/ Блинов В.Д., Блинов Д.С., Жигунов Н.Ф., Колобов А.Ю., Комров М.Е. – Оpubл. 27.02.2011, Бюл №6.
12. Патент Німеччини DE102013009056, МПК В23В31/40. Spanndorn zum Aufspannen eines Werkstücks mit einer Innenbohrung, vorrangig zu messtechnischen Zwecken/ Zoltan Kohan, Christian Horstmann. – Оpubл. 04.12.2014.

13. Світовий патент WO9215418, МПК В23В31/40, В23В31/20. Distortion-free expansion/contraction arbor or chuck assembly/ Han Sil. – Опубл. 17.09.1992.
14. Дальський А.М. Цанговые зажимные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 168 с.
15. Кузнецов Ю.Н., Вачев А.А. Принципы создания самонастраивающихся и широкодиапазонных зажимных механизмов. – К.: О-во «Знание» УССР. 1985.- 24с.
16. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. В 2-х ч. Ч.1: Основные сведения и принципы создания зажимных механизмов/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2009. – 270 с.
17. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Упоряд. Кузнецов Ю.М.. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
18. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Атанасов Р.С. Структурно-системные исследования цанговых зажимных механизмов повышенной осевой точности// Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2010.– Випуск 59. – С.180 – 187.
19. Неделчева П.М. Высокоточные цанговые патроны с упругим фланцем для металлорежущих станков// Технологія та техніка друкарства. – 2005.– №1(7). – С.60 – 65.
20. Неделчева П.М. Жесткость высокоточных цанговых патронов с упругим фланцем// Технологія та техніка друкарства. – 2005.– №2(8). – С.66 – 71.
21. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков; под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К.: Техника; София: Гос. Изд-во «Техника», 1988.- 222с.
22. Кузнецов Ю.Н. Экспериментальное исследование влияние дополнительной поддержки на жесткость закрепления прутка// Технология и автоматизация машиностроения. – 1980 – вып. 25. – С. 33-37.

23. Кузнецов Ю.Н., Герра Хамуйела Ж.А. Синтез цанговых зажимных патронов с применением генетико-морфологического подхода// Промислова гідравліка і пневматика. – 2013.– №1(39). – С.86 – 90.
24. Кузнецов Ю.М., Рудковський А.М. Дослідження точності затиску затяжними цангами різних конструкцій// Вісник ЖДТУ. Серія технічні науки. – 2006.– Вип. 3. – С.1 – 16.
25. Блинов Д.С., Шатилов А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг// Вестник машиностроения. – 2013.– №1. – С.3 – 8.
26. Блинов Д.С., Шатилов А.А. Экспериментальное исследование точности установки и обработки заготовок при использовании широкодиапазонных оправок с разрезной цангой// Вестник машиностроения. – 2013.– №7. – С.60–63.
27. E. Soriano, M.B. Ramírez, H. Rubio. Modelos matemáticos para la determinación de fuerzas de amarre en mandriles expansibles // XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. – pp. 1–8.
28. E. Soriano, H. Rubio, and J.C. García-Prada. Models for Determining the Static Stiffness of Collet Sleeves// Proceedings of the Second Conference MeTrApp 2013 «New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications». – 2014 – pp.375–383.
29. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152с.
30. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.: ил.
31. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. 2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А. С. Проникова. – м.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 320 с.

32. Луців І.В., Волошин В.Н., Буховець В.М. ГутаМодель передачі сил у цанговій затискній оправці для токарного оброблення/ Тези науково-технічної конференції «Актуальні задачі сучасних технологій». Тернопіль, 7-8 грудня 2022 року.
33. Безопасность производственных процессов: Справочник/ Под общ. ред. Белова С.В. – М.: Машиностроение, 1985. – 448 с.
34. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В. Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2000. – 350 с.
35. Лук'янова Л.Б. Основи екології. – К.: Вища школа, 2000. – 327 с.
36. Калыгин В.Г. Промышленная экология. Курс лекций – М.: Изд-во МНЭПУ, 2000. – 240 с.
37. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

# Додатки