

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження силових характеристик елементів приводу головного руху токарного верстата для обробки деталей великих типорозмірів

Виконав(ла): студент(ка) VI курсу, групи МВнм-61
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Карпишин С.Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Ярема І.Т.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

(підпис) Кобельник В.Р.
(прізвище та ініціали)
« » 2020 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва спеціальності)
студенту Карпишину Святославу Романовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)
1. Тема роботи Дослідження силових характеристик елементів приводу головного руху токарного верстата для обробки деталей великих типорозмірів

Керівник роботи Кобельник Володимир Романович, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «06» квітня 2020 року № 4/7-228

2. Термін подання студентом завершеної роботи 18 травня 2020 року

3. Вихідні дані до роботи Робоче креслення деталі, що виготовляється. Паспорти верстатів-аналогів. Креслення вузлів верстатів-аналогів. Креслення технологічного оснащення, яке використовується на верстаті.

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

Реферат, Вступ, Аналітичний розділ, Аналіз існуючих верстатів-аналогів, Призначення та застосування верстата, Основні технічні дані і технічні характеристики верстатів-аналогів, Мета та завдання досліджень, Проектний розділ, Технологічні розрахунки, Аналіз конструкції деталі на технологічність. Технічна характеристика деталі, Вибір заготовки для виготовлення деталі «Вал», Розробка маршрутного технологічного процесу, Визначення припусків на обробку, Розрахунок режимів різання, Кінематичний розрахунок приводу головного руху, Проектні розрахунки, Розрахунок зубчастих коліс, Розрахунок валів коробки швидкостей, Вибір підшипників кочення, Будова, принцип роботи та особливості конструкції верстата, Призначення та опис основних складових частин верстата, Дослідний розділ, Перевірочний розрахунок зубчастих коліс з врахуванням виникаючих напружень, валів коробки швидкостей з використанням CAD/CAE систем, підшипників по показниках статичної та динамічної вантажопідйомності, Шпindelний вузол з гідростатичними опорами, Аналіз переваг та недоліків гідростатичних опор, Розрахунок гідростатичних підшипників шпindelного вузла, Розрахунок та проектування патрона, Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях, Загальні висновки, Перелік посилань

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

Тема, мета роботи – 1 арк. ф. А1; Креслення деталі «Вал» – 1 арк. ф. А1;
Кінематична схема верстату (графік чисел обертів) – 1 арк. ф. А1;
Карти технологічних операцій – 1 арк. ф. А1;
Коробка швидкостей. Загальний вигляд. Поздовжнє січення – 3 арк. ф. А1;
Коробка швидкостей. Поперечне січення – 3 арк. ф. А1;
Коробка швидкостей. Шпindelний вузол – 3 арк. ф. А1;
Патрон – 1 арк. ф. А1;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Охор. праці і безпека</i>	<i>к.т.н., доц. Окіпний І.Б.</i>		
<i>в надзв. ситуаціях</i>	<i>ст. викл. Клепчик В.М.</i>		
<i>Нормоконтроль</i>	<i>к.т.н., с.н.с. Ярема І.Т.</i>		

7. Дата видачі завдання *06 квітня 2020 року*

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Карпишин С.Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

к.т.н. Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Карпишин С.Р. «Дослідження силових характеристик елементів приводу головного руху токарного верстата для обробки деталей великих типорозмірів». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020р.

Karpyshyn S.R. . «Study of power characteristics of lathe main motion drive elements for the big standard size parts machining» . 133 - industrial engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2020.

Кваліфікаційна робота магістра складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, переліку посилань, додатків та графічної частини.

У кваліфікаційній роботі проведено аналіз верстатів-аналогів, наведено опис конструктивних особливостей важкого токарного верстата, його основні технічні характеристики, принцип роботи, розглянуті основні вузли, що входять до складу верстата, виконаний кінематичний розрахунок приводу головного руху з безступінчастим регулюванням швидкості.

У розділах роботи виконані проектні та перевірочні розрахунки зубчастих коліс, валів, підшипників кочення з використанням CAD/CAE систем. Проведено розрахунки основних параметрів гідростатичних опор шпинделя.

Проведено необхідні технологічні розрахунки, а саме: вибір і обґрунтування технічних умов на деталь, розрахунки припусків і вибір заготовки, розрахунки режимів різання, проектування маршрутного технологічного процесу.

У розділі охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях розглянуті небезпечні та шкідливі виробничі фактори, що діють на виробничому об'єкті, розроблено заходи щодо їх усунення.

Об’єкт дослідження – конструкція приводу головного руху токарного верстату для обробки деталей великих типорозмірів.

Предмет дослідження – силові характеристики елементів конструкції приводу головного руху

В кваліфікаційній роботі, з використанням методів 3D моделювання проведено перевірочні розрахунки валів коробки швидкостей.

Апробація роботи.

Автором роботи прийнято участь в III Міжнародній студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» (23 – 24 квітня 2020 року).

ТОКАРНИЙ ВЕРСТАТ, ШПИНДЕЛЬНА БАБКА, ЗАДНЯ БАБКА,
КОРОБКА ШВИДКОСТЕЙ, ШПИНДЕЛЬ, СУПОРТ, ПОДАЧА, ПАТРОН,
РІЗЦЕВА ГОЛОВКА, ГІДРОСТАТИЧНІ ОПОРИ

ЗМІСТ

Вступ	8
1. Аналітичний розділ	10
1.1 Аналіз існуючих верстатів-аналогів	10
1.2 Призначення та застосування верстата	14
1.3 Основні технічні дані і технічні характеристика верстатів-аналогів	15
1.4 Мета та завдання досліджень	18
2 Проектний розділ	20
2.1 Технологічні розрахунки	20
2.1.1 Аналіз конструкції деталі на технологічність. Технічна характеристика деталі	20
2.1.2 Вибір заготовки для виготовлення деталі «Вал»	21
2.1.3 Розробка маршрутного технологічного процесу	22
2.1.4 Визначення припусків на обробку	23
2.1.5 Розрахунок режимів різання	28
2.2 Кінематичний розрахунок приводу головного руху	32
2.3 Проектні розрахунки	35
2.3.1 Розрахунок зубчастих коліс	35
2.3.2 Розрахунок валів коробки швидкостей	36
2.3.3 Вибір підшипників кочення	37
2.4 Будова, принцип роботи та особливості конструкції верстата	37
2.5 Призначення та опис основних складових частин верстата	38
3 Дослідний розділ	43
3.1 Перевірочний розрахунок зубчастих коліс з врахуванням виникаючих напружень	43
3.2 Перевірочний розрахунок валів коробки швидкостей з	

використанням CAD/CAE систем	45
3.3 Перевірочний розрахунок підшипників по показниках статичної та динамічної вантажопідйомності	52
3.4 Шпindelний вузол з гiдростатичними опорами	55
3.4.1 Принципи та основи проектування шпindelних вузлів з гiдростатичними опорами	55
3.4.2 Аналіз переваг та недоліків гiдростатичних опор	58
3.4.3 Розрахунок гiдростатичних підшипників шпindelного вузла	59
3.5 Розрахунок та проектування патрона	64
4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	68
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів	68
4.2 Заходи по забезпеченню умов праці на виробництві	68
4.3 Техніка безпеки при експлуатації та ремонті обладнання	72
4.4 Розрахунок місцевого освітлення точковим методом	73
 Загальні висновки	 77
Перелік посилань	78
Додатки	

Вступ

Метою кваліфікаційної роботи магістра – це обумовлення вмінь застосовувати на практиці отримані в під час навчання знань й компетентностей. Практично підходить постановки та розв'язання інженерних задач з технології машинобудування, металорізальних верстатів, а саме проектування та конструювання необхідного обладнання та оснащення.

У теперішній час токарні верстати мають широке використання в різних галузях промисловості. При проектуванні великих верстатів токарної групи, та й не тільки, найбільш важливим та актуальним питанням є підвищення універсальності, точності, продуктивності і т.д. цих верстатів.

У переважній більшості випадків токарні верстати для обробки великогабаритних деталей використовуються як для чорнової обробки, так і для чистової обробки точінням. Це викликано умовами роботи таких типів верстатів, їх високою вартістю і недоцільністю виготовлення різних верстатів, окремо для чистової та для чорнової обробки. Це безперечно сприяє підвищеним вимогам щодо жорсткості, точності, продуктивності, а також обладнання.

Основними завданнями, що ставляться перед верстатобудуванням – це значне підвищення продуктивності праці та автоматизації в машинобудівному виробництві, постійне забезпечення підвищеної точності обробки та надійності самого верстатного обладнання.

Однією із значущих тенденцій розвитку верстатного обладнання з ЧПК є: концентрація виконуваних операцій при одному установі заготовки, автоматична зміна заготовок та інструментів, скорочення числа розточних інструментів, введення конструктивних змін, а саме поперечного переміщення супортів і встановлення на верстати контурних системи

керування на інтегральних елементах, що розширює можливості коректування програми з розрахунку радіусу та довжини інструмента, швидкості і подачі без внесення корективів до програми, застосування однієї центральної системи керування для декількох верстатів, або навіть групи верстатів.

1. Аналітичний розділ

1.1 Аналіз існуючих верстатів-аналогів

Vohlenberg.

Виготовляє токарні верстати з діаметром обробки над станиною від 860 мм до 2060 мм, а вагою цих деталей складає від 6,3 до 65 тонн.

Є 5 типорозмірів станин із двома напрямними, якими комплектуються верстати з діаметром обробки над станиною від 860 до 1740 мм. Крім того, є 3 типорозміри станин із трьома напрямними, якими, комплектуються верстати з діаметром обробки над станиною від 1080 до 2060 мм.

Останньою розробкою цієї фірми є токарні верстати серії «System», які виготовляються у двох виконаннях:

1) SE – з електронним керуванням – для введення даних вручну на центральному пульті керування відповідно до креслення:

–ручне керування з позиційною індикацією та пристроєм позиціонування;

–напіваавтоматичне нарізування різьб та обробка конусів;

–безперервно-діючий копіювальний пристрій.

«Elesor II» з постійною швидкістю по заданій траєкторії:

–постійна швидкість різання.

2) SN – із числовим контурним керуванням та зчитуванням даних з перфострічки.

Hoesch MFD.

Даний виробник виготовляє важкі токарні верстати з максимальним діаметром обробки до 4200 мм і максимальною вагою деталей, що обробляються до 500 т (модель D 4200N – YFS – 2).

Основні особливості компоновок і конструкцій вузлів:

– коробка швидкостей знаходиться окремо від шпиндельної бабки; обертання шпинделя забезпечується через муфту та планетарну передачу, вихідний вал якої з'єднаний із заднім торцем шпинделя. Присутнє дискове

гальмо головного приводу;

- напрямні станини – плоскі;
- супорти – ламельні;
- піноль задньої бабки забезпечена двома швидкостями: 500 мм/хв – прискорене переміщення від електричного двигуна через черв'ячну передачу, 4 мм/хв – від електродвигуна, хвильовий редуктор та черв'ячну передачу (з муфтою обгону);
- переміщення задньої бабки – від електродвигуна через 2-х ступеневу коробку передач, далі через черв'ячну передачу – на рейкове колесо (дві швидкості – 2 м/хв. і 500 м/хв.);
- затиск задньої бабки – гідропружинні циліндри, що входять у Т-подібні пази станини;
- є фіксуючий брус, що входить у рейку;
- верстати оснащені системою ЧПУ, привід давачів – від контрольно-вимірювальних рейок.

ВАТ «КЗТС»

1. Верстати токарно-гвинторізні мод. 1М660, 1М665, 1М670, 1М675.

На цих верстатах можна виконувати:

- обточування циліндричних поверхонь та відрізки;
- підрізки торців;
- обточування конусних поверхонь та нарізання різьб (з кроком до 96 мм);
- при установці спеціального пристосування на супорті верстата можна виконувати електрокопіювання.

Особливості конструкції зазначених верстатів:

- загартовані та шліфовані напрямні верстатів;
- підвищена точність та високі частоти обертання шпинделя;
- централізована система мащення напрямних і основних механізмів;
- затискні кулачки із черв'ячним підсилювачем;

- механізація й автоматизація силового затиску з використанням центрів задньої бабки з контролем зусилля осьового затиску;
- верстатів передбачає можливість оснащення його позиційною системою керування ЧПК;
- верстати можуть бути виконані з фрезерно-свердлильним пристосуванням.

Верстат спеціальний токарно-гвинторізний КЖ 16Б60 має знімні напрямні.

У токарному верстаті моделі 1Д655 верхня частина супорта змінна й має два виконання.

Привод поздовжньої осі (вісь Z) і поперечної осі (вісь X) подач здійснюється від високомоментних двигунів постійного струму. Верстат оснащується системою цифрової індикації або системою програмного керування типу CNC.

Долі в таблиці 1.1 наведено основні технічні дані верстатів токарної групи з ручним керуванням.

Таблиця 1.1 – Основні технічні дані верстатів токарної групи з ручним керуванням

Найменування параметрів	КЖ16Б60	1Д655	1М660	1М665	1М670	1М675
Діаметр заготовки:						
над супортом, мм	800	800	900	1250	1600	2000
над станиною, мм	1250	1000	1250	1600	2000	2500
Найб. довжина заготовки, мм	6000	6000	6000	8000	10000	12000
Частоти обертання шпинделя, об/хв.	1-250	1-160	1-310	1-250	1-160	1-160
на замовлення	1-310	—	—	—	—	—
Потужність, кВт	37	90	110	110	110	110
Маса заготовки, кг	16000	16000	25000	40000	63000	100000
Маса верстата, кг	29000	32000	46000	59800	123000	137340

2. Токарні верстати з числовим програмним керуванням наступних моделей моделей 1K660ФЗ, 1K665ФЗ, 1K670ФЗ, 1K675ФЗ, КЖ16159ФЗ.

Особливості конструкції верстатів:

- повна механізація всіх допоміжних рухів та переміщень;
- використання механічних та гідравлічні підсилювачів;
- наявність телескопічного захисту напрямних;
- різцетримачі жорсткої конструкції;
- діагностика наявних систем;

Основні технічні дані зазначених верстатів токарної групи з системою числового програмного керування зведено в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні технічні дані верстатів токарної групи із системою числового програмного керування

Найменування параметрів	1K660ФЗ	1K665ФЗ	1K670ФЗ	1K675ФЗ	КЖ16159ФЗ
Найбільший діам.заготов:					
над супор., мм	1000	1200	1400	1800	2500
над стан., мм	1250	1600	2000	2500	3150
Найб.довжина заготовки, м	6	8	10	12,5	16
Частоти обертання шпинделя, об/хв.	2-450	1,25-250	1-160	1-160	1-80
на замовлення	—	—	1,15-230	1,15-230	—
Потужність, кВт	110	110	110	110	200
Маса вироб,кг	25000	40000	70000	100000	250000
Маса верс., кг	54000	58130	121080	143780	490000

1.2 Призначення та застосування верстата

Даний токарний з числовим програмним керуванням (ЧПК) моделі 1K665Ф3 (рис. 1.1) призначений для токарної обробки великогабаритних деталей типу тіл обертання (вали, диски та і.н.) виготовлених із сталі, чавуну та інших матеріалів.

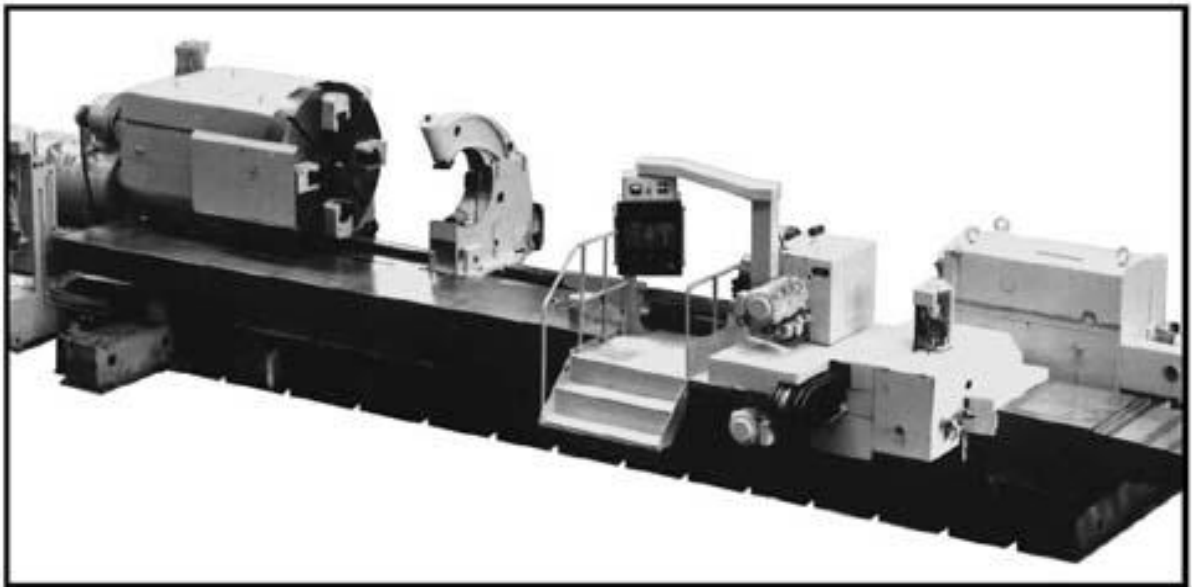


Рисунок 1.1 – Загальний вид токарного верстата мод. 1K665Ф3

Застосування верстата – галузі промисловості. На верстаті можна виконувати обробку прямолінійних та складно профільних поверхонь, торцевих поверхонь, нарізання циліндричних і конічних різьб, розточування отворів глибиною до 750 мм по керуючій програмі.

При використанні знімного фрезерно-свердлильного пристосування можна забезпечити свердління отворів на периферії деталі та фрезерування шпоночних пазів.

В поставці верстат може оснащуватися супортом із двома плоскими різцетримачами або бути у виконанні з револьверною головою для кріплення різців.

Режим роботи верстата – програмний з управлінням роботи супорта й шпиндельної бабки від пристрою ЧПУ.

Експлуатація верстата проводиться в кліматичних умовах УХЛ 4 за ГОСТ 15150-69.

1.3 Основні технічні дані і технічні характеристики верстатів-аналогів

Основні технічні характеристики верстата наведено табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Основні технічні характеристики верстата мод. 1K665Ф3

Найменування	Значення
1	2
Показники призначення	
Граничні розміри заготовки, мм:	
найбільший діаметр над супортом	1250
найбільший діаметр над станиною	1650
найбільша довжина	8000*
Граничні розміри оброблюваної зовнішньої поверхні, мм:	
найбільший діаметр над супортом	1200
найбільший діаметр над станиною	1650
найбільша довжина	8000*
Найбільша маса оброблюваної заготовки, кг	40000
Найбільші розміри інструмента різця (висота(ширина), мм	63 x 50
Наявність накопичувачів інструмента	є
Граничні значення кроку оброблюваних різьб, мм	0,10-300
Розміри внутрішнього конуса в шпинделі, діаметр, конусність, мм	110, 1:7
Дискретність завдання переміщень, мкм	1
Точність позиціонування, мкм:	
по осі X	30
по осі Z (на довжині до 10000 мм)	250
Керованих осі координат (осі X и Z)	2

Продовження таблиці 1.3

1	2
Одночасно керовані осі координат	2
Границі частот обертання шпинделя, об/хв	1,25-250
Границі подач супорта по осях X и Z, мм/хв	0,6-6000
Границі швидких переміщень супорта не більш, м/хв:	
по осі X	6
по осі Z	6
Число ступеней частот обертання шпинделя	2
Число значень робочих подач	Безступ.
Найбільший крутний момент на шпинделі, кН·м	100
Потужність привода головного руху, кВт	110
Сумарна потужність установлених на верстаті електродвигунів, кВт	133,3
Габаритні розміри верстата (без окремо розміщених агрегатів і електроустаткування), мм	
довжина	17845**
ширина	4110
висота	2300
Маса верстата (разом з окремо розташованими агрегатами й електроустаткуванням), кг	58130***
Маса окремо розташованих агрегатів і електроустаткування, кг	7740
Точність геометричної форми циліндричної поверхні зразка, обробленого на верстаті, мкм:	
сталість діаметра в поперечному січені (зразок 300 мм)	16
сталість діаметра в поздовжньому січені на довжині L=300мм	40
Площинність торцевої поверхні зразка, обробленого на верстаті, мкм (на довжині L =300мм)	25

1	2
Числове значення параметра шорсткості за ГОСТ 2789-73 поверхні зразка-виробу, обробленого на верстаті, мкм	1,6*****
Клас точності верстата	Н
Оснащеність верстата пристроями та пристосуваннями	компл. 4 шт.
Кулачки для затиску виробу в обхват і в розтиск з механічним підсилювачем	затискне зусилля до 150 кН
Пристосування розточне (накладне) до супорта із плоскими різцетримачами:	
найбільший діаметр розточування, мм	1500
найбільша глибина розточування, мм	750
Люнет закритий, межі діаметрів шийок деталей, в опорах ковзання, мм	310-710
Люнет відкритий роликовий, межі діаметрів шийок деталей, мм	400-1000
Ергономічні показники	
Рівень звуку на робочому місці, Дб	80
Корегований рівень звукової потужності, дб	110
Показники безпеки	
3Показники, що забезпечують дотримання загальних вимог безпеки при експлуатації верстата	Відповідають ГОСТ 12.2.003-91
Характеристика електроприводів	
31. Привід головного руху	
1) потужність номінальна, кВт	110
2) напруга живлення номінальна, В	440
3) частота обертання номінальна, об/хв	315
4) частота обертання максимальна, об/хв	1500

1	2
Привід подачі (осі X и Z)	
момент номінальний, Н·м	40
частота обертання номінальна, об/хв	500
частота обертання максимальна, об/хв	1500
Пристрій ЧПК:	
тип	CNC-600
дискретність відліку, мм	0,005
Характеристика електроустаткування	Змінний
34. Вид струму електромережі мережі	трифазний
35. Частота струму, Гц	50
36. Напруга живильної мережі, В	380
Гідроустаткування та система мащення	Масло
37. Марка масла для гідросистем	«Індустріальне» И-20А, И-45А

* – Під замовлення виготовляються верстати з різною довжиною оброблюваної заготовки 6000 мм, 10000 мм, 12500 мм та 16000 мм.

** – Відповідно до замовлення зі збільшенням заготовки, довжина верстата зростає відповідно до 15845 мм, 19845 мм, 21845 мм та 25845 мм.

*** – Маса верстата відповідно також зростає до 46300 кг, 53020 кг, 55870 кг та 61940 кг.

**** – При лінійній і коловій інтерполяції забезпечується шорсткість обробки 3,2-1,6 із врахуванням режимів різання та якості різального інструменту.

1.4 Мета та завдання досліджень

Метою роботи є розробка конструкції проводу головного руху токарного верстата для обробки великогабаритних деталей типу «вал» з

проведенням розрахунків силових характеристик елементів конструкції приводу.

Завдання досліджень:

- аналіз існуючих конструкцій верстатів аналогів;
- опис конструкції та складових вузлів верстата;
- проведення необхідних технологічних розрахунків, як вихідних даних;
- кінематичний розрахунок приводу головного руху;
- проектні та перевірочні розрахунки елементів приводу головного руху токарного верстата (валів, зубчастих коліс, підшипників) з використанням CAD/CAE систем;
- принцип роботи та розрахунок гідростатичних опор та спеціального патрона;
- обґрунтування роботи з точки зору охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

2 Проектний розділ

2.1 Технологічні розрахунки

2.1.1 Аналіз конструкції деталі на технологічність. Технічна характеристика деталі

Деталь являє собою вал, призначений для передачі крутного моменту за рахунок шліців. Деталь «Вал» - тіло обертання з ступеневими циліндричними та шліцевими поверхнями. До даної деталі ставиться ряд вимог по точності, а також вимоги щодо шорсткості поверхні.

Конструктивні, найбільш важливі елементи:

- шийки вала під підшипники шліфуються до $Ra = 1,6$ мкм;
- радіальне биття шийок вала 0,04 мм;
- торцеве биття 0,05мм;

Технічна характеристика:

Матеріал	Сталь 45 ГОСТ 1050-74.
Позначення шліців	160x5x7f ГОСТ 6033-80
Термообробка	187...229 НВ
Маса деталі	210 кг.

Основним завданням аналізу технологічності деталі є підвищення продуктивності праці при механічній обробці, зниження витрат і скороченню часу на технологічну підготовку виробництва при забезпеченні необхідної якості виробу.

Конструктивно деталь «Вал» має просту форму, що дозволяє застосувати заготовку, максимально наближену за формою до готового виробу та скоротити обсяг механічної обробки. Проставляння розмірів забезпечує можливість обробки за принципом автоматичного одержання розмірів на настроєних верстатах-автоматах або верстатах зі ЧПК, а також сполучення конструкторських і технологічних баз. Робоче креслення дуталі містить усі дані, необхідні для його виготовлення: розрізи, розміри із

вказівкою припустимих відхилень, матеріал і інші технологічні вимоги (термообробка, твердість і ін.).

Визначимо показник рівня технологічності виробу [4].

Коефіцієнт точності обробки:

$$K_{Tq} = 1 - \frac{\sum n_i}{\sum T n_i}, \quad (2.1)$$

де n_i - число розмірів відповідного квалітету точності;

T - квалітет точності обробки.

$$K_{Tq} = 1 - \frac{4 + 2}{6 \cdot 4 + 7 \cdot 2} = 0,84.$$

Коефіцієнт шорсткості поверхні:

$$K_{ш} = \frac{1}{ш_{cp}} = \frac{\sum n_{iш}}{\sum ш_{n_i}}, \quad (2.2)$$

де $ш_{n_i}$ - шорсткість поверхні;

$n_{iш}$ - число поверхонь відповідної до шорсткості.

$$K_{ш} = \frac{5 + 3}{1,6 \cdot 5 + 3,2 \cdot 3} = 0,46.$$

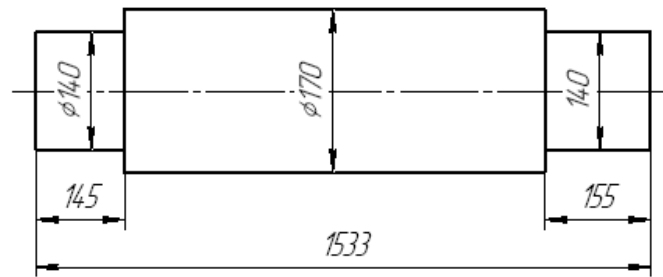
2.1.2 Вибір заготовки для виготовлення деталі «Вал»

Для заданої деталі можна використовувати 2 типи заготовок:

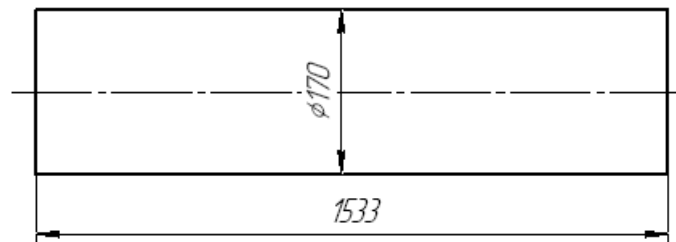
- прокат;
- штампування.

Прокат застосовується для виготовлення валів і осей. Точність прокату – 16...17 квалітет. Відповідно до ГОСТ 1133-80 - найбільший діаметр заготовки із прокату становить 210 мм.

Виготовлення деталі методом кування (штампування) на горизонтально-кувальних машинах застосовують у серійному виробництві. При виготовленні заготовок на молотах і пресах отримують заготовки масою до 200 кг, шорсткістю $Rz = 320...160$ мкм.



а)



б)

Рисунок 2.1 – Види заготовок: а) штампування; б) прокат

Провівши необхідні розрахунки [3] та врахувавши вартість отримання заготовок, коефіцієнт використання матеріалу, річну програму випуску $N_r=230$ шт. стверджуємо, що в якості заготовки вибираємо круглий прокат $\varnothing 170$ мм і довжиною 1533 мм Сталь $\frac{170-4 \text{ГОСТ} 2590-71}{45 \text{ГОСТ } 1050-88}$.

2.1.3 Розробка маршрутного технологічного процесу

Проведемо порівняння базового та спроектованого маршрутного технологічного процесу наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Маршрутний технологічний процес

Базовий			Проектований		
$N_{оп}$	Назва	Облад.	$N_{оп}$	Назва	Облад.
005	Відрізна		005	Фрезер.-центр.	МР73
010	Розмічальна		010	Токарна	16К30Ф305
015	Розточна	21302	015	Токарна	16К30Ф305
020	Токарна	11463	020	Маркувальна	

025	Маркувальна		025	Термообробка	
030	Термообробка		030	Токарна	16 K20
035	Токарна	11463	035	Токарна	16K30Ф305
040	Токарна	11463	040	Токарна	16K30Ф305
045	Токарна	11463	045	Шліцефрезерна	5350А
050	Маркувальна		050	Шліцефрезер.	3451Г
055	Круглошліфув.	30642	055	Круглошліфув.	3М174Е
060	Контрольна		060	Круглошліфув.	3М174Е
065	Свердлильна	2Г175М	065	Свердлильна	2Г175М
070	Шліцефрезер.	5В370	070	Токарна	16 K30Ф305
075	Шліцефрезер.	5В370	075	Контрольна	
080	Слюсарна		080	Консервація	
085	Круглошліфув.	30642	085		
090	Контрольна		090		
095	Консервація		095		

При розробці нового маршрутного технологічного процесу було застосовано принцип об'єднання операцій, а саме токарних. В запропонованому варіанті токарна обробка здійснюється не на універсальних токарно-гвинторізних верстатах, а на токарних верстатах з ЧПК.

На токарних операціях використовуються спеціальні різці для верстатів ЧПК. Це різці оснащені твердосплавними пластинами Т5К10 – чорнова обробка; Т15К6 – чистова обробка за ГОСТ 20872-80.

2.1.4 Визначення припусків на обробку

1. Ø160 js6(±0,0125).

Заготовка – прокат.

Заготовка встановлюється в центрах; технологічний процес включає наступні операції: точіння чорнове та читсове; шліфування.

Використовуємо розрахунково-аналітичний метод. Вихідні дані й результати обчислень зводимо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунки припусків і граничних розмірів на обробку Ø160 js6(±0,0125)

обр. Ø160 js6	Елемент припуску, мкм			Розр. при- пуск 2Zmin	Розр.р- заходів dp, мм	До- пуск δ, мкм	Гранич.р- р,мм		Гранич. знач. прип., мкм	
	Rz	T	ρ				dmin	dmax	2Zmin	2Zmax
Заг-ка	30 0	400	172 0	-	165,5	3400	165,5	168,9	-	-
Точ. чорн	50	50	103	2*2420	160,66	400	160,6 6	161,0 6	4840	7840
Точ. чист	30	30	69	2*203	160,25	160	160,2 5	160,4 1	410	650
Шліф	10	20	-	2*129	159,98 7	63	159,9 9	160,0 5	263	360

Rz і T визначаємо по [3].

Так, як обробка на всіх технологічних операціях здійснюється в центрах, то похибка у радіальному напрямку рівна 0 і ε виключається з розрахунку припусків.

Сумарне просторове відхилення заготовки:

$$\rho_{\text{заг}} = \sqrt{\rho_{\text{кор}}^2 + \rho_{\text{ц}}^2}, \quad (2.3)$$

де $\rho_{\text{ц}}$ – похибка центрування заготовки.

$$\rho_{\text{ц}} = \sqrt{\left(\frac{\delta_3}{2}\right)^2 + 0,25^2}. \quad (2.4)$$

Допуск на поверхні, що використовується в якості базових на фрезерно-центрувальній операції, визначаємо за ГОСТ 2590-88 для прокату:

$$\delta_3 = 3,4 \text{ мм};$$

$$\rho_{\text{ц}} = \sqrt{\left(\frac{3,4}{2}\right)^2 + 0,25^2} = 1,718 \text{ мм},$$

де $\rho_{\text{кор}}$ – похибка короблення форми.

$$\rho_{\text{кор}} = \Delta k \cdot l, \quad (2.5)$$

де Δk – питоме пошкодження заготовки, $\Delta k = 0,05 \text{ мкм / мм}$ [3];

$$l = \frac{L}{2} = \frac{1533}{2} = 766,5 \text{ мм}, \text{ де } L=1533 \text{ мм} - \text{довжина заготовки.}$$

$$\rho_{\text{кор}} = 0,05 \cdot 765 = 38,33 \text{ мкм};$$

$$\rho_{\text{заг}} = \sqrt{0,038^2 + 1,718^2} = 1,72 \text{ мм}.$$

Залишкове просторове відхилення:

$$\text{після чорнового точіння: } \rho_1 = 0,06 \cdot 1720 = 103 \text{ мкм};$$

$$\text{після чистового точіння: } \rho_2 = 0,04 \cdot 1720 = 69 \text{ мкм}.$$

Розраховуємо мінімальний припуск циліндричної поверхні:

$$2Z_{\min} = 2 R_{z_{i-1}} + T_{i-1} + \rho_{i-1}; \quad (2.6)$$

$$2Z_{\min \text{ предв.точ.}} = 2 \cdot 300 + 400 + 1720 = 2 \cdot 2420 \text{ мкм};$$

$$2Z_{\min \text{ оконч.точ.}} = 2 \cdot 50 + 50 + 103 = 2 \cdot 203 \text{ мкм};$$

$$2Z_{\min \text{ шлиф.}} = 2 \cdot 30 + 30 + 69 = 2 \cdot 129 \text{ мкм}.$$

Розрахунковий розмір:

$$d_{p2} = 159,9875 + 0,258 = 160,246 \approx 160,25 \text{ мм};$$

$$d_{p1} = 160,25 + 0,406 = 160,656 \approx 160,66 \text{ мм};$$

$$d_{p \text{ заг}} = 160,66 + 4,840 = 165,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо $D_{\text{заг}} = 170^{+0,9}_{-2,5} \text{ мм}.$

Найбільші граничні розміри:

$$d_{\max 3} = 159,9875 + 0,063 = 160,05 \text{ мм};$$

$$d_{\max 2} = 160,25 + 0,160 = 160,41 \text{ мм};$$

$$d_{\max 1} = 160,66 + 0,400 = 161,06 \text{ мм};$$

$$d_{\max \text{ заг}} = 165,5 + 3,4 = 168,9 \text{ мм.}$$

Розраховуємо максимальний граничний припуск циліндричної поверхні:

$$2z_{\max 3}^{\text{іп}} = 160,41 - 160,05 = 0,36 \text{ мм} = 360 \text{ мкм};$$

$$2z_{\max 2}^{\text{іп}} = 161,06 - 160,41 = 0,65 \text{ мм} = 650 \text{ мкм};$$

$$2z_{\max 1}^{\text{іп}} = 168,9 - 161,06 = 7,84 \text{ мм} = 7840 \text{ мкм.}$$

Розраховуємо мінімальний граничний припуск циліндричної поверхні:

$$2z_{\min 3}^{\text{іп}} = 160,25 - 159,9875 = 0,263 \text{ мм} = 263 \text{ мкм};$$

$$2z_{\min 2}^{\text{іп}} = 160,66 - 160,25 = 0,41 \text{ мм} = 410 \text{ мкм};$$

$$2z_{\min 1}^{\text{іп}} = 165,5 - 160,66 = 4,84 \text{ мм} = 4840 \text{ мкм.}$$

Перевірка:

$$2Z_{\max 3}^{\text{np}} - 2Z_{\min 3}^{\text{np}} = \delta_i - \delta_{i-1};$$

$$360 - 263 = 160 - 63;$$

$$97 = 97.$$

$$2Z_{\max 2}^{\text{np}} - 2Z_{\min 2}^{\text{np}} = \delta_i - \delta_{i-1};$$

$$650 - 410 = 400 - 160;$$

$$240 = 240.$$

$$2Z_{\max 1}^{\text{np}} - 2Z_{\min 1}^{\text{np}} = \delta_i - \delta_{i-1};$$

$$7840 - 4840 = 3400 - 400;$$

$$3000 = 3000.$$

2. 1525-1.95.

Технологічний процес включає операцію фрезерування.

Вихідні дані та результати розрахунків зведено в табл. 2.3.

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta_{\text{кор}}^2 + \Delta_{\text{ц}}^2}, \quad (2.7)$$

$$\text{де } \Delta_{\text{кор}} = \Delta_{\kappa} \cdot L = 0,05 \cdot 1528 = 76,4 \text{ мкм} = 0,076 \text{ мм.} \quad (2.8)$$

$\Delta_{\kappa} = 0,05$ – кривизна в мкм на 1 мм довжини заготовки, [3].

$$\Delta_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{\delta_3}{2}\right)^2 + 0,25^2} = \sqrt{\left(\frac{4,6}{2}\right)^2 + 0,25^2} = 2,31\text{мм}; \quad (2.9)$$

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{0,076^2 + 2,31^2} = 2,32\text{мм}.$$

Таблиця 2.3 – Розрахунки припусків і граничних розмірів на обробку
L=1525_{-1,95}

пер. обр. 1525 _{-1,95}	Елемент прип., мкм			Розр. прип 2Z _{min}	Расч. разм., L _p . мм	до- пуск δ, мкм	Гранич. разм., мм		Гранич. знач. прип.	
	Rz	T	Δ				L _{min}	L _{max}	2Z _{mi} п	2Z _{ma} х
Заго- товка	300		2320	-	1528,25	4600	1528,25	1532,89	-	-
Фре- зер-Ц	50	50	139,2	2х 2620	1523,05	1950	1523,05	1525	5240	7890

Залишкове просторове відхилення при фрезеруванні:

$$\Delta_1 = 0,06 \cdot \Delta_{\Sigma_{\text{заг}}} = 0,06 \cdot 2320 = 139,2\text{мкм}. \quad (2.10)$$

Значення припусків:

$$2Z_{\text{min}} = 2 R_z + T + \Delta_{\Sigma} = 2 \cdot 300 + 2320 = 2 \cdot 2620\text{мкм}. \quad (2.11)$$

Мінімальний граничний розмір:

$$L_2 = 1523,05\text{мм};$$

$$L_1 = L_2 + 2Z_{\text{min}} = 1523,05 + 5,240 = 1528,29. \quad (2.12)$$

Максимальний розмір:

$$\begin{aligned} L_{\text{max}_2} &= L_{\text{min}_2} + \delta = 1523,05 + 1,95 = 1525\text{мм}; \\ L_{\text{max}_1} &= L_{\text{min}_1} + \delta = 1528,29 + 4,6 = 1532,89\text{мм}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Граничні значення припусків:

$$2Z_{\text{max}} = L_{\text{max}_i} - L_{\text{max}_{i-1}}; \quad (2.14)$$

$$2Z_{\text{max}_2} = 1532,89 - 1525 = 7,89\text{мм} = 7890\text{мкм};$$

$$2Z_{\min} = L_{\min_i} - L_{\min_{i-1}}; \quad (2.15)$$

$$2Z_{\min 2} = 1528,29 - 1523,05 = 5,24 \text{ мм} = 5240 \text{ мкм}.$$

Перевірка:

$$2Z_{\max}^{np} - 2Z_{\min}^{np} = \delta_i - \delta_{i-1};$$

$$7890 - 5240 = 4600 - 1950;$$

$$2650 = 2650.$$

Приймаємо довжину заготовки $L=1533$ мм.

2.1.5 Розрахунок режимів різання

1. $\varnothing 160 \text{ js6} (\pm 0,0125)$.

Чорнове точіння.

Інструмент: різець контурний Т5К10.

Визначаємо глибину різання:

$$t = \frac{D_3 - D_0}{2 \cdot i} = \frac{167,5 - 160,66}{2 \cdot 1} = 3,42 \text{ мм}, \quad (2.16)$$

де $i=1$ – число проходів.

Призначаємо подачу $S=0,7$ мм/об.

Визначаємо швидкість різання:

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (2.17)$$

де T – середнє значення стійкості, $T=40$ хв [6]; $C_v=340$; $x=0,15$; $y=0,45$; $m=0,2$ – значення складових коефіцієнтів швидкості різання [6].

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}; \quad (2.18)$$

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_s} \right)^n = 1,0 \cdot \left(\frac{750}{750} \right)^1 = 1,0; \quad (2.19)$$

$$K_{nv} = 0,9; \quad [6]$$

$$K_{uv} = 0,65;$$

$$K_v = 1 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 0,585.$$

$$v = \frac{340}{40^{0,2} \cdot 3,42^{0,15} \cdot 0,7^{0,45}} \cdot 0,585 = 92,86 \text{ м/хв}$$

Визначаємо частоту обертання шпинделч:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 92,86}{3,14 \cdot 170} = 174 \text{ об/хв} \quad (2.20)$$

Приймаємо відповідно до паспорта верстата:

$$n_{np} = 160 \text{ об/хв}$$

Дійсна швидкість різання:

$$v_d = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{np}}{1000} = \frac{3,14 \cdot 170 \cdot 160}{1000} = 85,4 \text{ м/хв} \quad (2.21)$$

Визначаємо силу різання:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^{x_p} \cdot S^{y_p} \cdot v_d^{n_p} \cdot K_p, \quad (2.22)$$

де $C_p=300$; $x=1$; $y=0,75$; $n=-0,15$ – значення складових коефіцієнтів сили різання [6];

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp}; \quad (2.23)$$

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_s}{750} \right)^n = \left(\frac{750}{750} \right)^{0,75} = 1,0. \quad (2.24)$$

$$K_{\phi p} = 0,89;$$

$$K_{\gamma p} = 1,0;$$

$$K_{\lambda p} = 1,0; \quad [6]$$

$$K_{rp} = 1,0.$$

$$K_p = 1 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,89.$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 3,42^1 \cdot 0,7^{0,75} \cdot 85,4^{-0,15} \cdot 0,89 = 3586,3 \text{ Н}.$$

Потужність:

$$N = \frac{P_z \cdot v_d}{1020 \cdot 60} = \frac{3586,3 \cdot 85,4}{1020 \cdot 60} = 5,01 \text{ кВт}. \quad (2.25)$$

Основний час:

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n_{np} S}, \quad (2.26)$$

де L' - довжина робочого ходу різця, мм; n_{np} - прийнята частота обертання шпинделя, хв^{-1} ; S – подача, мм/про; i - число проходів.

$$L' = l_o + l_{ep} + l_{nep} = 120 + 0 + 0 = 120 \text{ мм}, \quad (2.27)$$

де l_o – довжина оброблюваного ділянки, мм; l_{ep} – довжина шляху врізання, мм; l_{nep} – довжина перебігу, мм.

$$T_o = \frac{120 \cdot 1}{160 \cdot 0,7} = 1,07 \cdot \text{хв}$$

2. $L = 1525 - 1,95$ мм.

Фрезерування.

Інструмент: фреза торцева Т5К10 Ø250мм.

Визначаємо глибину різання:

$$t = \frac{L_z - L_o}{2 \cdot i} = \frac{128,25 - 123,05}{2 \cdot 1} = 2,6 \text{ мм}, \quad (2.28)$$

де $i=1$ – число проходів.

Призначаємо подачу на зуб фрези $S_z = 0,14$ мм.

Визначаємо швидкість різання:

$$v = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot Z^p} \cdot K_v, \quad (2.29)$$

де T – середнє значення стійкості, $T = 240 \text{ хв}$ [6]; $C_v = 332$; $q = 0,2$; $x = 0,1$; $y = 0,4$; $u = 0,2$; $p = 0$; $m = 0,2$ – значення складових коефіцієнтів швидкості різання [6]; $B = 170$ мм – ширина фрезерування; $Z = 10$ – число зубів фрези.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}; \quad (2.30)$$

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_s} \right)^n = 1,0 \cdot \left(\frac{750}{750} \right)^1 = 1,0; \quad (2.31)$$

$$K_{nv} = 0,9; \quad [6]$$

$$K_{uv} = 0,65;$$

$$K_v = 1 \cdot 0,9 \cdot 0,65 = 0,585.$$

$$v = \frac{332 \cdot 250^{0,2}}{240^{0,2} \cdot 2,6^{0,1} \cdot 0,14^{0,4} \cdot 170^{0,2} \cdot 10^0} \cdot 0,585 = 139,9 \cdot \text{м/хв}$$

Визначаємо частоту обертання фрези:

$$n = \frac{1000 \cdot \nu}{\pi \cdot D_{\phi p}} = \frac{1000 \cdot 139,9}{3,14 \cdot 250} = 178,22 \text{ об/хв} \quad (2.32)$$

Приймаємо згідно паспорту верстата:

$$n_{np} = 160 \text{ об/хв}$$

Дійсна швидкість різання:

$$\nu_{\partial} = \frac{\pi \cdot D_{\phi p} \cdot n_{np}}{1000} = \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 160}{1000} = 125,6 \text{ м/хв} \quad (2.33)$$

Визначаємо хвилинну подачу:

$$S_{мин} = S_z \cdot z \cdot n = 0,14 \cdot 10 \cdot 160 = 224 \text{ мм/хв} \quad (2.34)$$

Приймаємо згідно паспорту верстата:

$$S_{мин np} = 200 \text{ мм/хв}$$

$$S_{z \partial} = \frac{S_{мин np}}{z \cdot n} = \frac{200}{10 \cdot 160} = 0,125 \text{ мм.}$$

Визначаємо силу різання:

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x_p \cdot S_z^y \cdot B^u_p \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_{mp}, \quad (2.35)$$

де $C_p=825$; $x=1$; $y=0,75$; $u=1,1$; $q=1,3$; $w=0,2$ – значення складових коефіцієнтів сили різання [6];

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_6}{750} \right)^n = \left(\frac{750}{750} \right)^{0,75} = 1,0, \quad (2.36)$$

$$P_z = \frac{10 \cdot 825 \cdot 2,6^1 \cdot 0,125^{0,75} \cdot 170^{1,1} \cdot 10}{250^{1,3} \cdot 160^{0,2}} \cdot 1 = 3858,1 \text{ Н.}$$

Потужність:

$$N = \frac{P_z \cdot \nu_{\partial}}{1020 \cdot 60} = \frac{3858,1 \cdot 125,6}{1020 \cdot 60} = 7,9 \text{ кВт.} \quad (2.37)$$

Основний час:

$$T_o = \frac{L \cdot i}{S_{мин np}}, \quad (2.38)$$

де L' - довжина робочого ходу різця, мм; n_{np} - прийнята частота обертання, хв⁻¹; $S_{xв}$ - хвилинна подача, мм/хв; i - число проходів.

$$L' = l_o + l_{ep} + l_{nep} = 170 + 128 + 0 = 298 \text{ мм}, \quad (2.39)$$

де l_o – довжина оброблюваного ділянки, мм; l_{ep} – довжина шляху врізання, мм; l_{nep} – довжина перебігу, мм.

$$l_{ep} = \frac{D_{\phi p}}{2} + 3 = \frac{250}{2} + 3 = 128 \text{ мм}; \quad (2.40)$$

$$T_o = \frac{298 \cdot 1}{200} = 1,49 \text{ хв.}$$

2.2 Кінематичний розрахунки приводу головного руху

Кінематичний розрахунки приводу головного руху має наступні етапи [1]: 1 - вибір електричного двигуна; 2 - визначення кількості механічних передач; 3 - визначення передатних відносин і чисел зубів.

Для проєктованого верстата приймаємо безступінчастий спосіб регулювання швидкості, тому вибираємо електричний двигун постійного струму із широким діапазоном регулювання серії 4ПНМ280СГУХЛ4 [16], що має межі регулювання частоти обертання з постійною потужністю 315...1500 об/хв.

Задаємося межами регулювання частот обертання шпинделя верстата при постійній потужності 10...250 об/хв (на підставі аналізу характеристик верстатів-аналогів).

Визначимо необхідний діапазон регулювання

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{250}{10} = 25, \quad (2.41)$$

де $n_{\max}$ і $n_{\min}$ – відповідно максимальна та мінімальна частоти обертання шпинделя.

Діапазон регулювання двигуна:

$$D_{\partial\phi} = \frac{n_{\max \partial\phi}}{n_{\min \partial\phi}} = \frac{1500}{315} = 4,76, \quad (2.42)$$

де $n_{\max}$ і $n_{\min}$ – відповідно максимальна та мінімальна частоти обертання двигуна.

Визначаємо необхідну кількість ступеней:

$$Z = \frac{\lg D}{\lg \varphi_k} = \frac{\lg 25}{\lg 4,76} = 2,06, \quad (2.43)$$

де $\varphi_k = D_{\text{дв}} = 4,76$ – знаменник ряду геометричної прогресії коробки швидкостей. Приймаємо $Z=2$.

Уточнюємо значення φ_k :

$$\varphi_k = \sqrt[Z]{D} = \sqrt[2]{25} = 5. \quad (2.44)$$

Отримане значення φ_k виражаємо через стандартне значення знаменника ряду геометричної прогресії.

$$\varphi_k = \varphi^M = 1,25^7 = 4,77. \quad (2.45)$$

Отже, фактичний діапазон регулювання при постійній потужності:

$$D_\phi = \varphi_k^{Z_k} = 4,77^2 = 22,75. \quad (2.46)$$

Фактична нижня межа регулювання частоти обертання $n_{\min}$ складе:

$$n_{\min} = \frac{n_{\max}}{D_\phi} = \frac{250}{22,75} = 11,0 \text{ об / мин.} \quad (2.47)$$

Визначимо передаточне число коробки швидкостей.

Верхня ступень:
$$U_{\text{верх}} = \frac{n_{\max}}{n_{\max 1}} = \frac{1500}{250} = 6. \quad (2.48)$$

Нижня ступень:
$$U_{\text{нижн}} = \frac{n_{\max}}{n_{\max 2}} = \frac{1500}{52,5} = 28,57, \quad (2.49)$$

де $n_{\max}$ – максимальна частота обертання вала двигуна, $n_{\max 1}$ – максимальна частота обертання шпинделя на верхній ступені коробки швидкостей, $n_{\max 2}$ – максимальна частота обертання шпинделя на нижній ступені коробки швидкостей.

$$n_{\max 2} = \frac{n_{\max 1}}{\varphi} = \frac{250}{4,77} = 52,5 \text{ об/хв} \quad (2.50)$$

Числа зубів призначаємо з умови, що оптимальне число зубів шестерні становить 17...30, а оптимальне передатне відношення зубчастої пари - 2...3,5. Більше передатне відношення призначаємо для понижувальної пари для того, що б зменшити крутний момент на швидкохідних валах і тим самим зменшити їхні габарити.

Приймаємо:

$$\begin{aligned} z_1 &= 24; & z_2 &= 75; & z_3 &= 68; & z_4 &= 40; \\ z_5 &= 27; & z_6 &= 81; & z_7 &= 28; & z_8 &= 91. \end{aligned}$$

Для прийнятих чисел зубів фактичне значення знаменника ряду частот обертання:

$$\varphi_k = \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{68}{40} \cdot \frac{81}{27} = 5,1. \quad (2.51)$$

Графік частот обертання наведено на рис 2.4.

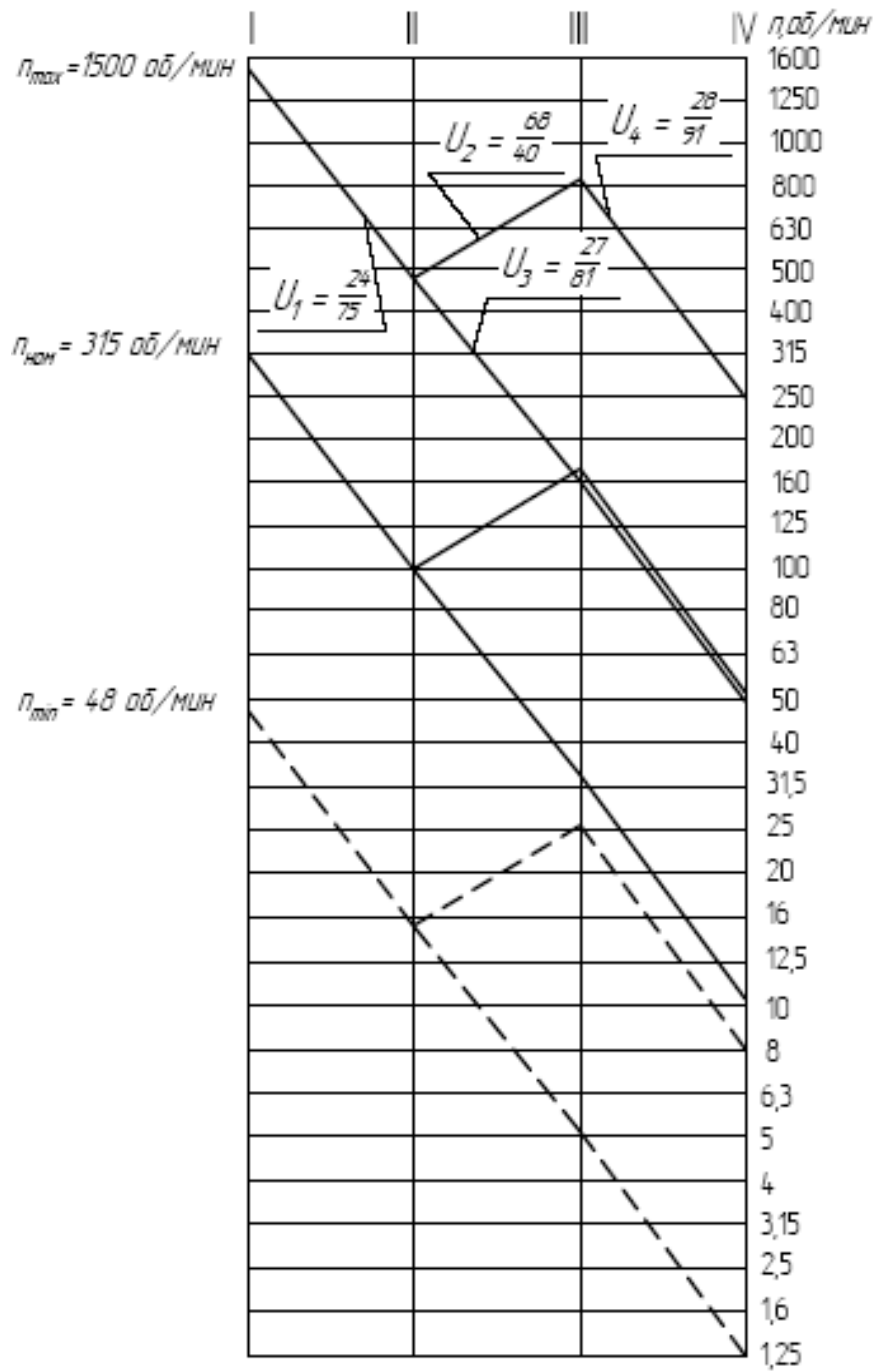


Рисунок 2.4 – Графік частот обертання

2.3 Проектні розрахунки

2.3.1 Розрахунок зубчастих коліс

Проектні розрахунки проведено з метою визначення конструктивних елементів зубчастих коліс, а саме: модуля та ширини зубчастих коліс.

Вихідні дані для розрахунку необхідних параметрів зубчастих коліс:
потужність електродвигуна 110 кВт; кількість пар, що розраховуються - 3;

коефіцієнти корисної дії передач механізмів, що передують парі, що розраховується, 0.98(0.99), 0.99, 0.99; ознака виду зачеплення 2; кут нахилу зуба передачі 15° ; ступінь точності передачі 7; характеристика матеріалу шестерні 72 [8]; коефіцієнт перекриття 0,74 [8]; частота обертання шестерні 157 (50,2; 16,7); число зубів шестерні 24 (27, 28); число зубів колеса 75 (81, 91); коефіцієнт форми зуба 0,43 [8].

Провівши необхідні розрахунки отримали наступні параметри зубчастих коліс:

$Z_1 - m = 6 \text{ мм}, B = 100 \text{ мм}; Z_2 - m = 6 \text{ мм}, B = 90 \text{ мм}; Z_3 - m = 8 \text{ мм}, B = 110 \text{ мм}; Z_4 - m = 8 \text{ мм}, B = 120 \text{ мм}; Z_5 - m = 8 \text{ мм}, B = 140 \text{ мм}; Z_6 - m = 8 \text{ мм}, B = 130 \text{ мм}; Z_7 - m = 10 \text{ мм}, B = 190 \text{ мм}; Z_8 - m = 10 \text{ мм}, B = 200 \text{ мм}.$

2.3.2 Розрахунок валів коробки швидкостей

Розрахунок діаметрів валів здійснюємо за формулою:

$$d_{\min} = 6 \cdot \sqrt[3]{T_i}, \quad (2.52)$$

де T_i – крутний момент на i -тому валу.

$$d_1 = 6 \cdot \sqrt[3]{679,8} = 72,8 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр першого вала 100 мм.

$$d_2 = 6 \cdot \sqrt[3]{2040,3} = 96,1 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр другого вала 100 мм.

$$d_3 = 6 \cdot \sqrt[3]{5895,6} = 128,4 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр третього вала 130 мм.

2.3.3 Вибір підшипників кочення

Відповідно до розрахованих діаметрів валів вибираємо для вхідного вала радіально-упорні кулькові підшипники ГОСТ 831-75, для проміжних валів вибираємо радіально-упорні роликові конічні дворядні підшипники ГОСТ 6364-78. Основні параметри підшипників [10] зведено в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 - Технічні характеристики підшипників

Номер підшипника	Діаметр внутрішній, мм.	Діаметр зовнішній, мм.	Ширина, мм.	Вантажопідійомність динамічна, Н	Вантажопідійомність статична, Н	Гранична частота обертання, об/хв
46124	120	180	28	101000	80800	4800
46220	100	180	34	148000	107000	4300
97520	100	180	112	425000	460000	2200
2097726	130	210	110	280000	390000	1800
97526	130	230	150	680000	840000	1600
2097732	160	270	150	425000	585000	1600

2.4 Будова, принцип роботи та особливості конструкції верстата

Конструкція верстата та компоновка безперечно забезпечують необхідну точність обробки. А також необхідні умови його експлуатації.

Обробка деталей на верстаті здійснюється точінням. Деталь отримує обертовий рух із заданою частотою. Цей рух є головним. Різець отримує поступальний рух, який є рухом подачі.

Що стосується обробки пазів та отворів в оброблюваних деталях, які розташовані не по осі обертання деталі, то їх обробка забезпечується спеціальними інструментальними блоками (головками) встановленими на верстаті. Подача різального інструменту по осях X і Z забезпечується супортом верстата.

Верстат в основному призначений для роботи з інструментом оснащеним твердосплавними пластинами.

Завантаження оброблюваних заготовок на верстат здійснюється цеховим краном (кран-балкою).

Стружка утворена в процесі обробки за допомогою транспортера виводиться в короб, встановлений в фундаменті.

2.5 Призначення та опис основних складових частин верстата

Станина

Станина складається з головної частини та секцій, з'єднаних по довжині. На станині встановлена передня бабка. Секції станини мають три напрямні прямокутного січення. На перших дві напрямних встановлений супорт, на середній і крайній - задня бабка та закритий люнет. Поверхні напрямних, піддаються зношенню тому їх загартовано до твердості 42..56HRC.

Напрявні, котрі призначені для задньої бабки та люнета закриваються від утвореної стружки знімними щитками. Супортні напрямні від стружки закриті телескопічним захистом.

Рейки для переміщення супорта, задньої бабки та люнета розташовані між напрямними станини. Рейка для контролю переміщення супорта по осі Z закріплена на напрямній станини призначений для супорта.

Станина встановлюється безпосередньо на фундамент за допомогою регульованих клинових опор. За станиною розташований транспортер для збору та відведення стружки. Перед станиною встановлений струмопровід до супорта, кінцеві вимикачі обмеження ходу супорта і т.д.

Передня бабка

Передня бабка встановлена на головній частині станини. Обертовий рух та крутний момент на шпиндель (забезпечується) передається від

електродвигуна постійного струму через коробку швидкостей. Всі зубчасті колеса коробки швидкостей є косозубими.

Коробка швидкостей має дві механічні ступені. Переключення ступеней передач проводиться двома гідроциліндрами, що включають та виключають зубчасті муфти. Опорами шпинделя є радіальні роликові підшипники, осьове навантаження сприймає упорний ролик підшипник, розташований з боку передньої опори шпинделя.

На задній стінці корпусу передньої бабки встановлений черв'ячний редуктор з високомоментним електродвигуном постійного струму для виконання позиціонування шпинделя. На осі шпинделя встановлений оптичний датчик положення типу ВЕ-178-А5 на 500 імпульсів. Датчик використовується системою ЧПК для одержання інформації про положення шпинделя при нарізанні різьб і при роботі свердлильно-фрезерними осьовими й радіальними блоками.

Задня бабка

Задня бабка забезпечує підтиск центром правого торця оброблюваної деталі та складається з верхньої частини з обертовим центром і підставки.

У підставці бабки встановлено вісім гідропружинних циліндрів, на штоках яких закріплені прихвати, що сполучаються зі станиною. У підставці бабки також встановлені насосний агрегат і панель гідроапаратури, яка призначена для забезпечення відтиску задньої бабки перед її установчим переміщенням.

Закріплення задньої бабки здійснюється пружинами гідроциліндрів при відключенні тиску, а також зубчастим брусом, що входить у зубчасту рейку переміщення задньої бабки та супорта.

У верхній частині задньої бабки встановлений механізм переміщення пінолі, який складається з редуктора та двох електродвигунів. Перший електродвигун здійснює установче переміщення, а другий - силовий дотиск через черв'ячний редуктор та муфту обгону.

Супорт

Супорт забезпечує подачу різального інструменту по осях X і Z.

Каретка переміщається уздовж осі Z редуктором подачі з високомоментним електродвигуном постійного струму із вбудованим гальмом. Зубчасті передачі редуктора є високоточними з обмеженим бічним зазором. Кінцевою ланкою приводу подачі є високоточна рейкова передача з обмеженим бічним зазором.

Солазки переміщаються по осі X редуктором подачі з високомоментним електродвигуном постійного струму із вбудованим гальмом. Зубчасті передачі редуктора є високоточними з обмеженим бічним зазором. Кінцевою ланкою привода подачі є гвинт-гайка кочення, встановлена в каретці. Гвинт передачі з'єднується з вихідним валом редуктора за допомогою компенсаційної сильфонної муфти.

Подача мастильних речовин на напрямні супорта та передачу гвинт-гайка - дозована та здійснюється станцією мащення, яка встановлена на каретці.

На каретці встановлені датчики положення супорта по осях X і Z. Шестерні датчиків рухаються по вимірювальних рейках, розташованих на станині.

Підведення електроживлення до супорта здійснюється двома кабелями. Керування супортом у всіх режимах здійснюється від пристрою системи ЧПК.

Інструментальна головка

Інструментальна головка має горизонтальну вісь обертання. Вона призначена для встановлення різцетримачів і свердлильно-фрезерних блоків, а також для виконання повороту на задану позицію. Головка складається з барабана та корпусу, у якому вмонтований механізм обертання барабана та шпинделя свердлильно-фрезерного блоку. Привод головки здійснюється від електродвигуна постійного струму із вбудованим гальмом. На барабані та корпусі головки закріплені зубчасті колеса за

допомогою яких здійснюється фіксація барабана.

Керування інструментальною головкою на всіх режимах забезпечується від пристрою ЧПК. Змащення механізмів головки - безперервна циркуляційна від окремої мастильної станції.

Люнет закритий

Люнети закриті встановлюються на напрямні за допомогою крана. Переміщення люнета по станині здійснюється від хвильового редуктора-мотор-редуктора, керування люнетом – із кнопкової станції, встановленої на корпусі люнета.

Використовуються опори тертя. На замовлення поставляються опори кочення (змінні). Переміщення опор люнета (пінолей) виконується вручну через квадрати гвинтів до необхідного діаметра шийки оброблюваної деталі.

Кришка люнета з верхньою опорою має переміщення по корпусу вручну через квадрат гвинта. Це передбачено для зручності завантаження деталі на верстат та її зняття.

Конструкція люнета дозволяє здійснювати обробку деталі при проходженні супорта повз люнет.

Люнет відкритий

Відкритий люнет призначений для встановлення та підтримки важких заготовок великого діаметра. Налаштування люнета на необхідний діаметр заготовки здійснюється вручну, обертанням ходового гвинта, що має дві нарізні ділянки із правою і лівою різьбою. При обертанні гвинта за годинниковою стрілкою опорні ролики люнета розходяться. При встановленні заготовки рекомендується люнет налаштувати так, щоб при вставленні на верстат необхідно було його відпускати вниз, а не навпаки, тому що для підйому заготовки потрібні більші зусилля на приводному ключі.

Переміщення люнета вздовж станини проводиться вручну через

конічну зубчасту передачу та рейкову передачу. Переміщати люнет рекомендується тільки в розвантаженому стані та на невеликі відстані, на більші відстані люнет переміщується цеховим краном.

Навантаження на люнет обмежене та залежить від частоти обертання заготовки, встановленої в люнеті, і діаметра базової шийки під люнет.

Пристосування фрезерно-свердлильне

Пристосування призначене для свердління радіальних отворів, фрезерування пазів та виконання інших фрезерних операцій. Вісь шпинделя розташована перпендикулярно осі верстата.

Є можливість переміщення осі шпинделя у вертикальній площині вниз на 50 мм і вгору на 50 мм.

Пристосування надає інструменту обертовий рух. Подача шпинделя з інструментом вздовж і поперек осі верстата забезпечується кареткою.

Пристосування може бути поставлене на замовлення, як до револьверної головки, так і до супорта із плоским різцетримачем.

Пристосування розточне

Пристосування призначене для розточування отворів діаметром 260 - 1250 мм і глибиною до 750 мм (на замовлення – 1000 мм, 1500 мм). Отвори меншого діаметра можуть оброблятися при установці в конусний отвір державки спеціальної оправки із хвостовиком з конусом Морзе 6. В цьому випадку глибина розточування (свердління) обмежується довжиною інструменту та оправки. Заміна державки проводиться краном.

Подачу різального інструменту забезпечує каретка. Пристосування може бути встановлене тільки на корпусі супорта із плоским різцетримачем.

3 Дослідний розділ

3.1 Перевірочний розрахунок зубчастих коліс з врахуванням виникаючих напружень

Перевірочний розрахунок по контактних та згинних напруженнях здійснюється з метою проведення аналізу роботоздатності циліндричних косозубих коліс.

Втомна згинна міцність зубів розраховується по напруженнях згину, що виникають у зубчастому колесі, з використанням формул:

для циліндричних коліс:

$$\sigma_{F_1} = \frac{35\sigma_1 K_F T_1 y_B}{y_1 m^2 z_1^{\wedge} \epsilon_q K_{\epsilon}^{\wedge}},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження, $K_F = K_{nF} K_{vF} K_{\beta F}$; $K_{\beta F}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження; K_{vF} – коефіцієнт динамічності навантаження; $K_{vF} = 1,1$ – для косозубих коліс;

y_1 – коефіцієнт форми зуба, визначається по формулі:

$$y_1 = \blacktriangleleft + \Omega_1 X_1 \hat{y}_1^{\wedge},$$

де Ω_1 – поправочний коефіцієнт; X_1 – коефіцієнт зсуву вихідного контуру;

$\hat{y}_1^{\wedge}$ – коефіцієнт форми наведених зубів;

$z_1^{\wedge}$ – наведене число зубів, для циліндричних коліс визначається по формулі:

$$z_1^{\wedge} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta};$$

y_{β} – коефіцієнт кута нахилу зуба:

$$\text{при } v_1 > \frac{4m}{\sin \beta}; \quad 0 < \beta \leq 30^{\circ} - y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120},$$

$K_{\epsilon}^{\wedge}$ – коефіцієнт зменшення сумарної довжини контактної лінії:

$$\text{при } v_1 \leq \frac{4m}{\sin \beta}; \quad K_{\epsilon}^{\wedge} = 1,0;$$

$$\text{при } e_1 \geq \frac{4m}{\sin \beta}; \quad K_{\varepsilon} = 0,9.$$

ε_q – коефіцієнт перекриття в торцевому січені:

$$\text{при } e_1 \leq \frac{4m}{\sin \beta} \quad \varepsilon_q = 1,0;$$

$$\text{при } e_1 \geq \frac{4m}{\sin \beta} \quad \varepsilon_q = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta.$$

Перерахунок напруження згину:

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{y_1 e_1}{y_2 e_2}.$$

Допустимі напруження згину визначаються по формулі:

$$\sigma_{F_1} = \frac{\sigma_{F_{np}}}{n_{F_1}} \frac{K_{\text{ш}}}{n_{F_2}} K_n,$$

де n_F – коефіцієнт надійності, $n_F = 1,0$; $K_{\text{ш}}$ – коефіцієнт, що враховує шліфування зуба; K_n – коефіцієнт, що враховує змінність режиму навантаження:

$$K_n = K_Q^F m \sqrt{\frac{K_N^F + N_0^F}{N_c}},$$

де N_0^F – число циклів до крапки зламу кривої втоми; m – показник ступеня кривої втоми; K_Q^F, K_N^F – коефіцієнти збільшення границь витривалості й числа циклів навантаження; N_c – сумарне число циклів навантаження, $N_c = 60n_1t$.

Якщо $\sigma_{F_1} \geq \sigma_{F_{np}}$, то

$$\sigma_F = \sigma_{F_{np}}.$$

Розрахунок контактного напруження здійснюється по формулі:

$$\sigma_H = \frac{670 \cos \beta}{z_1 m} \sqrt{\frac{z_1 + z_2}{z_2} \frac{K_H T_1}{e_H \theta}},$$

де K_H – коефіцієнт навантаження при розрахунках контактних напружень.

$$K_n = K_{\beta n} K_{\vartheta n} K_{q n},$$

де $K_{q n} = \frac{K_g + 1}{2}.$

Допустимі контактні напруження визначається за формулою:

$$\sigma_n = \frac{\sigma_{n1}}{n_n} K_{реж},$$

де $\frac{\sigma_{n1}}{n_n}$ – відношення граничного контактного напруження до коефіцієнта запасу міцності;

$$K_{реж} = K_u \sqrt{\frac{K_N^H K_Q^H}{N_0^H}},$$

де N_0^H – число циклів до точки зламу кривої втоми; K_N^H, K_Q^H – коефіцієнти збільшення та число циклів навантаження.

Проведені розрахунки показали, що контактні напруження та напруження згину менше допустимих, тобто роботоздатність зубчастих передач забезпечується.

3.2 Перевірочний розрахунок валів коробки швидкостей з використанням CAD/CAE систем

Проведемо перевірочний розрахунок валів коробки швидкостей на міцність та твердість. Розглядаємо другий та третій вали. Виконання даних розрахунків здійснюємо з використанням програмних пакетів SOLIDWORKS ТА COSMOSWORKS.

Для цього створено об'ємні моделі в програмному пакеті SOLIDWORKS. А аналіз навантаження цих моделей проведено з використанням програмного пакету COSMOSWORKS.

Вихідні дані для розрахунків визначені по наступних формулах:

колове зусилля:

$$F_t = \frac{2000T_i}{d_i}, \quad (3.1)$$

де T_i – крутний момент на i -м валу; d_i – дільний діаметр i -го зубчастого колеса.

осьове зусилля:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3.2)$$

де β – кут нахилу зубів, $\beta=15^\circ$.

радіальне зусилля:

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.3)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha=20^\circ$.

$$F_{t_1} = \frac{2000 \cdot 679,8}{465,9} = 2918,2H;$$

$$F_{a_1} = 2918,2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 781,9H;$$

$$F_{r_1} = \frac{2918,2}{\cos 15^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1099,6H.$$

$$F_{t_2} = \frac{2000 \cdot 2040,3}{223,6} = 18249,6H;$$

$$F_{a_2} = 18249,6 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 4889,9H;$$

$$F_{r_2} = \frac{18249,6}{\cos 15^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 6876,6H.$$

$$F_{t_3} = \frac{2000 \cdot 2040,3}{670,9} = 6082,3H;$$

$$F_{a_3} = 6082,3 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 1629,8H;$$

$$F_{r_3} = \frac{6082,3}{\cos 15^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2291,9H.$$

$$F_{t_4} = \frac{2000 \cdot 5895,6}{289,9} = 40673,3H;$$

$$F_{a_4} = 40673,3 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 10898,4H;$$

$$F_{r_4} = \frac{40673,3}{\cos 15^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 15326,1 \text{ Н}.$$

Результати моделювання та проведених розрахунків показано на рис. 3.1 – 3.4.

З розрахунків отримали, що другий вал має коефіцієнт запасу міцності 45, третій вал – 19; максимальна деформація другого вала рівна 5,60 мкм, третього вала – 4,57 мкм; максимальні напруження на другому валу досягають 1 Мпа, на третьому валу – 0,9 Мпа.

Отримані результати перевіряємо виходячи по наступних умовах:

$$f_i \leq 0,03 \cdot m_j, \quad (3.4)$$

де f_i – прогин i -го вала під j -м зубчастим колесом; m_j – модуль j -го зубчастого колеса.

Для другого вала:

$$f_2 \leq 0,03 \cdot m_2;$$

$$4,7 \cdot 10^{-7} \leq 0,03 \cdot 6;$$

$$4,7 \cdot 10^{-7} \leq 0,18.$$

$$f_2 \leq 0,03 \cdot m_3;$$

$$5,6 \cdot 10^{-6} \leq 0,03 \cdot 8;$$

$$5,6 \cdot 10^{-6} \leq 0,24.$$

Для третього вала:

$$f_3 \leq 0,03 \cdot m_4;$$

$$4,6 \cdot 10^{-6} \leq 0,03 \cdot 8;$$

$$4,6 \cdot 10^{-6} \leq 0,24.$$

$$f_3 \leq 0,03 \cdot m_5;$$

$$4,6 \cdot 10^{-6} \leq 0,03 \cdot 10;$$

$$1,5 \cdot 10^{-6} \leq 0,3.$$

Таким чином, можна стверджувати, що запропоновані конструкції розглянутих валів коробки швидкостей відповідають необхідним умовам.

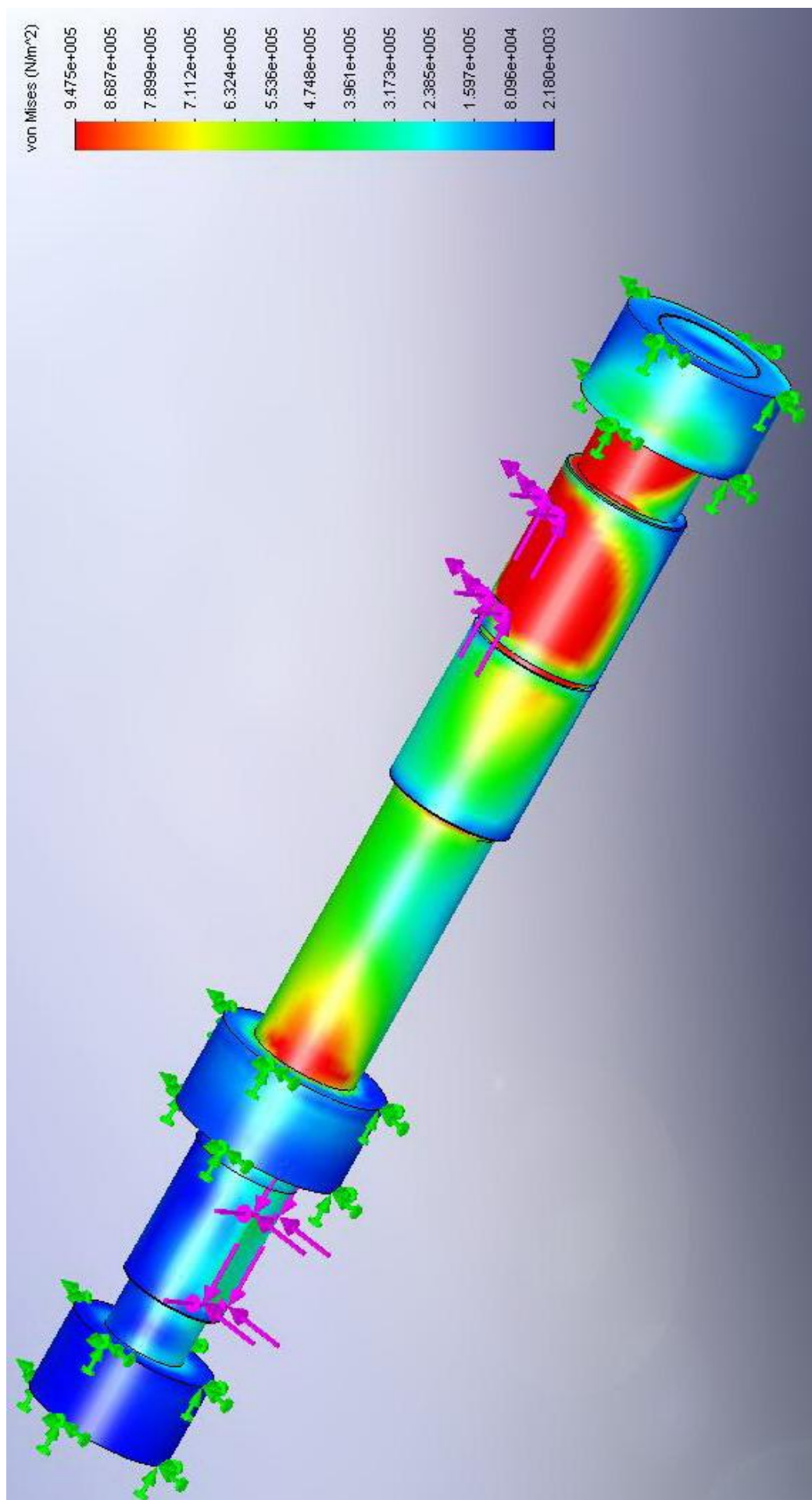


Рисунок 3.1 – Розрахунок статичного вузлового напруження другого вала в пакеті CosmosWorks

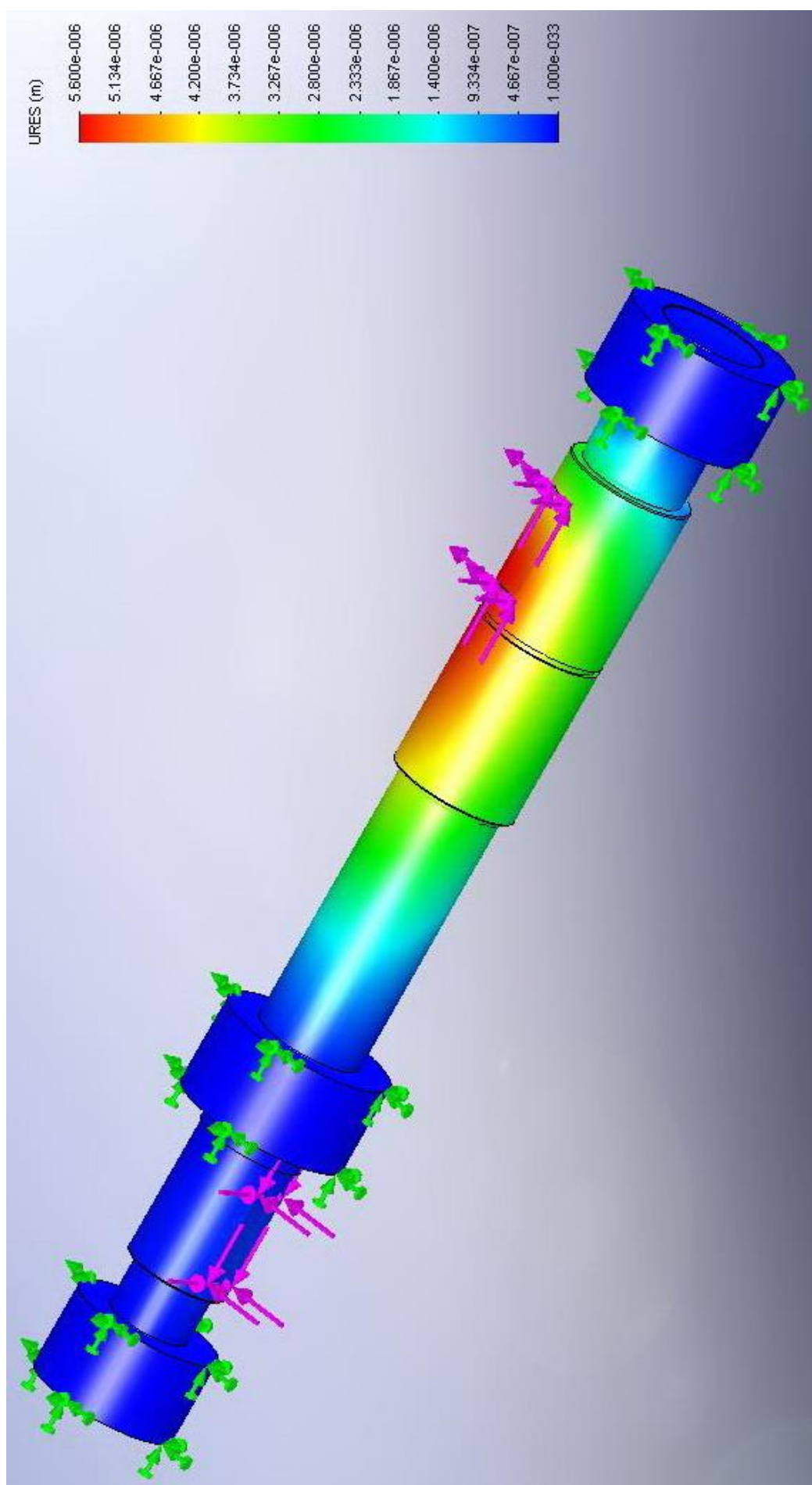


Рисунок 3.2 – Розрахунок статичного переміщення другого вала в пакеті CosmosWorks

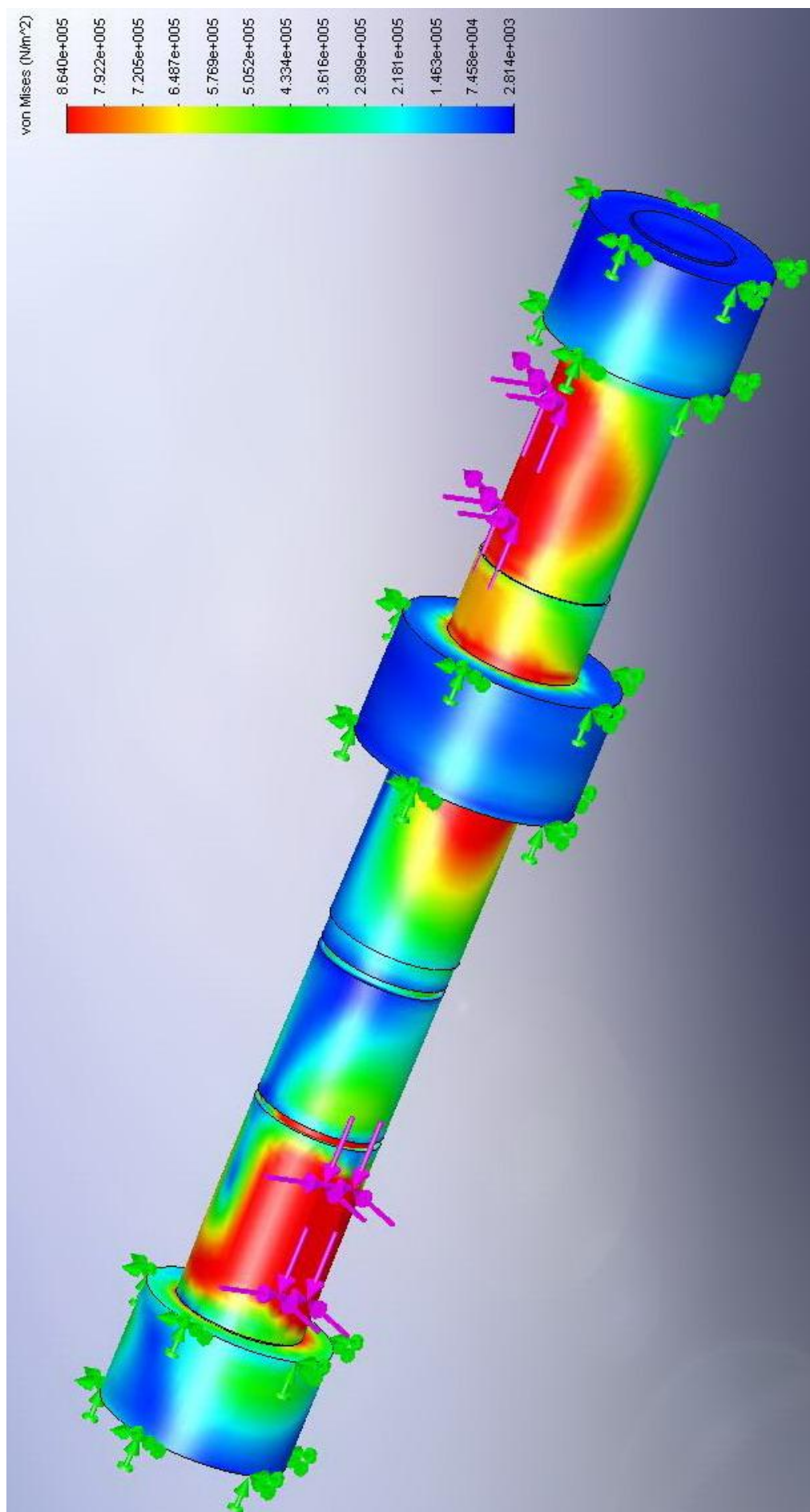


Рисунок 3.3 – Розрахунок статичного вузлового напруження третього вала в пакеті CosmosWorks

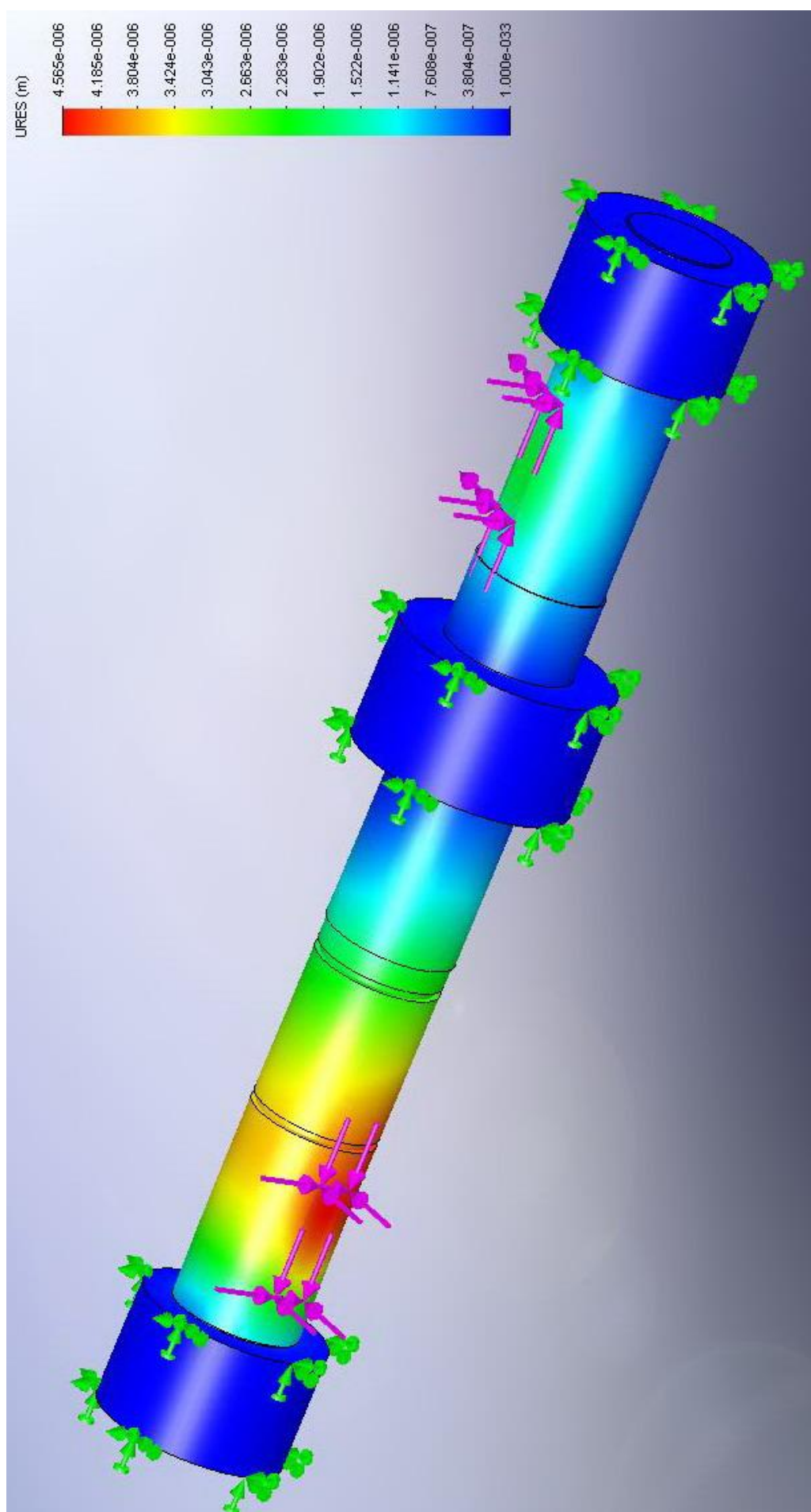


Рисунок 3.4 – Розрахунок статичного переміщення третього вала в пакеті CosmosWorks

3.3 Перевірочний розрахунок підшипників по показниках статичної та динамічної вантажопідйомності

Перевірочні розрахунки підшипників кочення проводимо по показниках динамічної та статичної вантажопідйомності. Перевіряємо підшипники котрі використовуються на другому та третьому валах (радіально-упорні роликові конічні дворядні підшипники ГОСТ 6364-78).

При розрахунках підшипників по динамічній вантажопідйомності визначається номінальна довговічність і деформація, а по статичній вантажопідйомності визначається розрахункове статичне навантаження.

Боб провести розрахунок по динамічній вантажопідйомності необхідно визначити коефіцієнти радіального та осьового навантаження x та y . Розрахунок цих коефіцієнтів проводиться в залежності від типу підшипника.

Для радіальних сферичних дворядних роликових підшипників $e = 1,5 \tan \alpha$, величини x й y визначаються:

$$\begin{aligned}x &= 1 \text{ при } F_{a1} K_v K_r \leq e; \\x &= 0,67 \quad \text{при } F_{a1} K_v K_r > e; \\y &= 0,45 \tan \alpha \text{ при } F_{a1} K_v K_r \leq e; \\y &= 0,67 \tan \alpha \text{ при } F_{a1} K_v K_r > e.\end{aligned}$$

Для роликових підшипників однорядних і дворядних з короткими циліндричними роликами $x = 1$; $y = 0$.

Для конічних однорядних роликових підшипників значення x й y визначаються:

$$\begin{aligned}x &= 1 \text{ при } F_{a1} K_v K_r \leq e; \\x &= 0,4 \text{ при } F_{a1} K_v K_r > e; \\y &= 0 \text{ при } F_{a1} K_v K_r \leq e; \\y &= 0,4 \tan \alpha \text{ при } F_{a1} K_v K_r > e,\end{aligned}$$

при цьому $e = 1,5tg\alpha$.

Для конічних дворядних роликових підшипників величини x й y визначаються:

$$x = 1 \text{ при } F_{a1}K_vK_r \leq e;$$

$$x = 0,67 \text{ при } F_{a1}K_vK_r > e ;$$

$$y = 0,45ctg\alpha \text{ при } F_{a1}K_vK_r \leq e;$$

$$y = 0,67ctg\alpha \text{ при } F_{a1}K_vK_r > e ,$$

при цьому $e = 1,5tg\alpha$.

Осьове навантаження підшипників розраховується залежно від компоновочної схеми установки підшипників в опорах.

Для кожного підшипника розраховується значення осьової складової від радіального навантаження: для конічних роликових підшипників: $\rho_{1,2} = 0,83eF_{r_{1,2}}$.

За відповідними значенням $\rho_{1,2}$ і заданим значенням осьових сил визначаються осьові навантаження для обох підшипників. Формули для визначення осьового навантаження зведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Формули для визначення осьового навантаження

Умови навантаження	Осьові навантаження
$\rho_1 > \rho_2 \quad A \geq 0$	$F_{a1} = \rho_1 \quad F_{a2} = \rho_1 + A$
$\rho_1 < \rho_2 \quad A \geq \rho_2 - \rho_1$	
$\rho_1 < \rho_2 \quad A < \rho_2 - \rho_1$	$F_{a1} = \rho_2 - A \quad F_{a2} = \rho_2$

Величина еквівалентного навантаження визначається за формулою:

$$P = \sqrt[3]{K_g F_r + y F_{a1} K_\delta K_T}$$

де K_δ – коефіцієнт безпеки; K_T – температурний коефіцієнт.

Величина номінальної довговічності визначається за формулою:

$$L_h = \frac{10^6 \left(\frac{c}{p} \right)^m}{60n},$$

де m – показник ступеня; $m = 3$ – для шарикопідшипників; $m = 3,333$ – для роликових підшипників; c – динамічна вантажопідйомність; n – частота обертання.

Еквівалентне статичне навантаження визначається, як найбільше значення із двох:

$$P_0 = x_0 F_r + y_0 F_a,$$

$$P_0 = F_r,$$

де x_0 – коефіцієнт радіального статичного навантаження; y_0 – коефіцієнт осьового статичного навантаження.

Для конічних однорядних роликових підшипників $x_0 = 0,5$,
 $y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$.

Вихідні дані, необхідні для розрахунків та результати розрахунків зведено в табл. 3.2

Таблиця 3.2 – Результати перевірконого розрахунків підшипників кочення

Вихідні дані					
Найменування	Розмірність	Номер підшипника по ГОСТ 6364-78			
		2097726	2097726	97526	2097732
Радіальне навантаження	Нн	2340	4680	1170	1170
Осьова сила	Н	4990	4990	1660	1660
Частота обертання	мін ⁻¹	480	480	820	820
Коефіцієнт безпеки		1,2	1,2	1,2	1,2
Коефіцієнт обертання		1	1	1	1

Температурний коефіцієнт		1,1	1,1	1,1	1,1
Номер схеми		1	1	1	1
Номер колонки зі сполученим підшипником		2	1	4	3
Результати розрахунків					
Розрахункова довговічність	година	51659	42037	70381	92037
Допустима частота обертання	мін ⁻¹	2000	2000	2000	2000
Деформація	мм	0,007	0,016	0,011	0,013
Додаткова статична вантажопідйомн.	Н	237000	237000	429000	429000
Розрахункове статичне навантаження	Н	0	0	0	0

Результати розрахунків показують, що всі підшипники забезпечують необхідну довговічність (10000 год.).

3.4 Шпиндельний вузол з гідростатичними опорами

3.4.1 Принципи та основи проектування шпиндельних вузлів з гідростатичними опорами

Конструкція шпиндельного вузла залежить від типу та розміру верстата, класу його точності, граничних параметрів процесу обробки (максимальної частоти обертання $n_{\max}$, ефективної потужності привода).

Широкого застосування знаходять шпиндельні гідростатичні підшипники ковзання. Це обумовлено тим, що вони мають переваг, а саме:

зрівноважування зовнішнього навантаження гідростатичним тиском у масляному шарі; забезпечення рідинного тертя при низьких частотах обертання; повна відсутність внутрішніх причин для виникнення вібрацій; високі демпфуючі властивості; необмежено великий термін служби підшипників. Але разом з позитивними особливостями, є і недоліки: велика витрата масла та необхідність у спеціальному гідравлічному устаткуванні.

Принцип дії гідростатичного підшипника заснований на тому, що при прокачуванні масла під тиском від зовнішнього джерела через зазори між сполученими поверхнями в зазорі утворюється несучий масляний шар, що виключає безпосередній контакт поверхонь навіть при необертовому шпинделі (рис. 3.5).

У радіальних підшипниках рівномірно по колу роблять порожнини-кишені, куди через дроселі подається під тиском масло від джерела живлення (насоса). При додаванні зовнішнього навантаження вал займає ексцентричне положення, зазори h у підшипнику перерозподіляються, що приводить до збільшення тиску P масла в одних кишенях і зменшенню в протилежних. Зрівноваження тисків у кишенях не відбувається внаслідок наявності дроселів на вході в кожную кишеню. Різниця тисків створює результуючу силу F_c , що сприймає зовнішнє навантаження. Відвід мастильного матеріалу проводиться через торці підшипника, іноді через дренажні канали, виконані на перемичках між каналами.

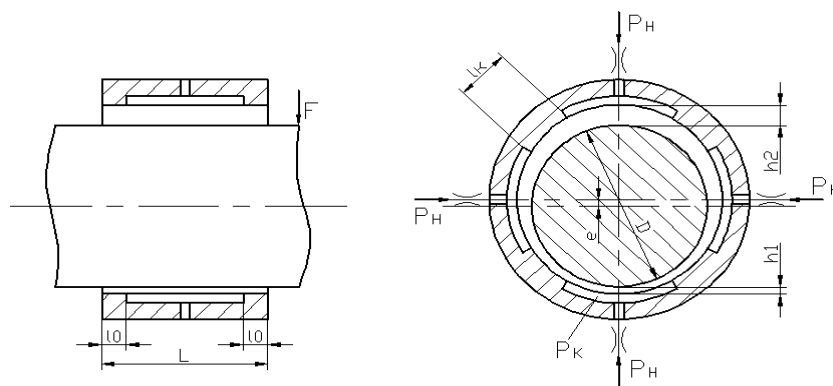


Рисунок 3.5 – Схема дії радіального гідростатичного підшипника

Конструктивні параметри радіальних гідростатичних підшипників вибирають залежно від діаметра шийки шпинделя D для забезпечення необхідної жорсткості шпиндельного вузла. При цьому звичайно довжина підшипника $L = D$, розміри перемичок, що обмежують кишені $l_0 = l_k = 0,1D$, діаметральний зазор $\Delta = 0,0008 \div 0,001 D$, мм [7].

У якості робочих рідин застосовують мінеральні масла.

Параметри гідростатичних підшипників можуть бути оптимізовані виходячи умови з отримання максимальної жорсткості або мінімальних втрат на тертя.

Схема живлення гідростатичних опор показано на рис. 3.6.

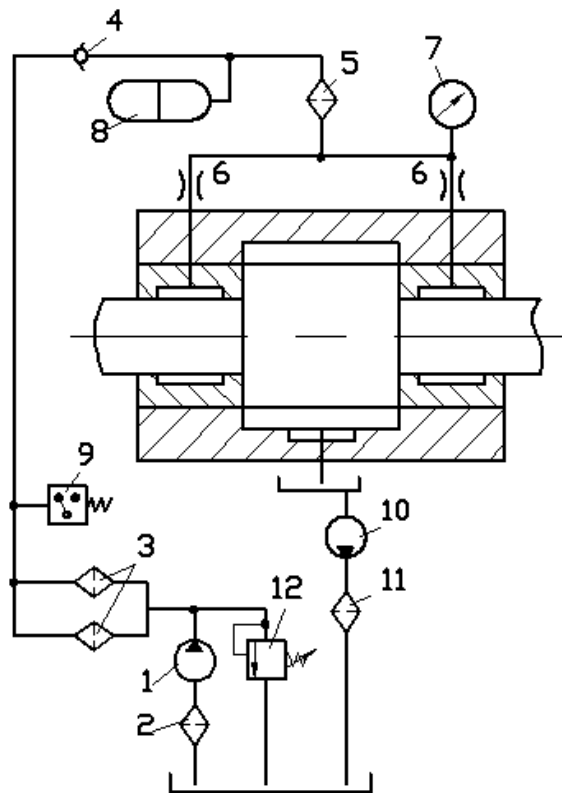


Рисунок 3.6 – Схема живлення гідростатичних опор шпинделя:

1 – насос; 2 – фільтр грубого очищення; 3 – фільтр тонкого очищення; 4 – зворотний клапан; 5 – фільтр особливо тонкого очищення; 6 – дроселі; 7 – манометр; 8 – гідроаккумулятор; 9 – реле тиску; 10 – насос відкачки; 11 – теплообмінник; 12 – пропускний клапан

Для забезпечення нормальної роботи гідростатичних підшипників потрібна ретельна фільтрація масла. Максимальний розмір часток, що попадають у зазор, не повинен перевищувати половини мінімальної величини зазору.

3.4.2 Аналіз переваг та недоліків гідростатичних опор

Нормальна робота гідростатичних підшипників вимагає обов'язкової наявності комплектуючих елементів у системі підведення змащувальної рідини високого тиску. У якості таких елементів застосовуються або капіляри, або діафрагми, або клапани постійних втрат.

Вивчення впливу різних компенсаційних елементів на характеристики підшипників зроблено висновок, що діафрагменна компенсація, з погляду несучої здатності, є найкращою. З погляду забезпечення мінімальних втрат потужності на прокачування, найкращим елементом, що компенсує, є клапан постійних втрат.

Переваги:

- забезпечення постійного масляного шару відповідної товщини при діапазоні швидкостей;
- поділ навантажених поверхонь плівкою змащувальної рідини;
- відсутність внутрішніх факторів, викликають вібрацій;
- забезпечення високої точності позиціонування та плавне переміщення контактних поверхонь на всьому діапазоні швидкостей, включаючи швидкості, що наближаються до нульових.

Недоліки гідростатичних підшипників:

- наявність насосних станцій високого тиску з оснащенням для фільтрації та охолодження масла, а також апаратури для регулювання тиску та втрат мастильної речовини;
- наявність додаткової станції високого тиску, з'єднану з першою, для випадку аварійного припинення подачі мастильної речовини до

поверхонь тертя. Ці підшипники без подачі мастильної речовини працювати не можуть;

- наявність надійних ущільнень і високої щільності мастилопроводів.

Слід зазначити, що основною перевагою гідростатичних опор є те, що оброблені поверхні отримуються в 2-3 рази точнішими. Це дозволяє застосовувати гідростатичні опори у вузлах високоточних металорізальних верстатів.

3.4.3 Розрахунок гідростатичних підшипників шпиндельного вузла

Як правило, розрахунок гідростатичних підшипників зводиться до визначення навантажувальної здатності, твердості масляного шару, витрат мастильного матеріалу.

Твердість масляного шару, Н/мм, гідростатичного радіального підшипника розраховують за формулою:

$$j_M = 3 \cdot \frac{F \cdot p_n}{\Delta} \cdot K, \quad (3.5)$$

де F – площа, мм²;

p_n – тиск, створюваний насосом, МПа;

Δ – діаметральний зазор, мм;

K – коефіцієнт, що розраховується по формулі:

$$K = \frac{2 \sin \frac{\varphi_k}{2}}{\varphi_k}, \quad (3.6)$$

де φ_k – робочий кут охопту шийки несучою кишенею, град.

$$F = D \cdot \sin \frac{\varphi_k}{2} \cdot (l_1 + l_0), \quad (3.7)$$

де D – діаметр шийки шпинделя, мм;

l_1 – довжина кишені, мм;

l_0 – довжина перемички, що обмежує кишеню, мм.

Навантажувальна здатність гідростатичних підшипників, H , визначається по формулі:

$$P = F \cdot p_H \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - \varepsilon \cdot K)^3} - \frac{1}{1 + (1 + \varepsilon \cdot K)^3} \right], \quad (3.8)$$

де ε приймається послідовно рівним 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5.

Витрати мастильного матеріалу, m^3/c , необхідного для забезпечення нормального режиму роботи підшипника,

$$Q = \frac{p_H \cdot \Delta^3 \cdot D \cdot \varphi_k}{8 \cdot \mu \cdot l_0} \cdot 1 + C_L, \quad (3.9)$$

де μ – в'язкість масла, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

C_L – коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$C_L = \frac{2 \cdot (l_1 + l_0)}{D \cdot \varphi_K}. \quad (3.10)$$

Проведемо розрахунок по зазначених вище залежностях характеристик радіальних гідростатичних підшипників з чотирма кишенями.

Вихідні дані для розрахунків переднього підшипника:

діаметр шийки шпинделя $D = 380$ мм;

діаметральний зазор $\Delta = 0,2$ мм;

тиск, створюване насосом, $p_H = 3$ МПа;

робоча рідина – масло 45А в'язкістю $\mu = 0,3 \cdot 10^{-6}$ МПа·с при $t = 40^\circ\text{C}$.

Розрахунки переднього підшипника

Приймаємо довжину підшипника $L = 380$ мм; розмір перемичок $l_0 = 38$ мм. Робочий кут охопту шийки несучою кишенею $\varphi_k = 72^\circ$.

$$F = 380 \cdot \sin \frac{72^\circ}{2} \cdot (304 + 38) = 76389 \text{ мм}^2;$$

$$K = \frac{2 \sin \frac{\varphi_k}{2}}{\varphi_k} = \frac{2 \sin \frac{72^\circ}{2}}{1,2566} = 0,935.$$

Твердість мастильного шару:

$$j_M = 3 \cdot \frac{76389 \cdot 3}{0,2} \cdot 0,935 = 3214067 \text{ Н / мм.}$$

Навантажувальна здатність:

$$P_{\varepsilon=0,1} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,1 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,1 \cdot 0,935)^3} \right] = 32023 \text{ Н.}$$

$$P_{\varepsilon=0,2} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,2 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,2 \cdot 0,935)^3} \right] = 63313 \text{ Н.}$$

$$P_{\varepsilon=0,3} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,3 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,3 \cdot 0,935)^3} \right] = 93040 \text{ Н.}$$

$$P_{\varepsilon=0,4} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,4 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,4 \cdot 0,935)^3} \right] = 120259 \text{ Н.}$$

$$P_{\varepsilon=0,5} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,5 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,5 \cdot 0,935)^3} \right] = 144020 \text{ Н.}$$

Визначимо коефіцієнт C_L :

$$C_L = \frac{2 \cdot (304 + 38)}{380 \cdot 1,256} = 1,43.$$

Витрати мастильного матеріалу:

$$Q = \frac{3 \cdot 0,2^3 \cdot 380 \cdot 1,256}{8 \cdot 0,3 \cdot 10^{-6} \cdot 38} \cdot 1 + 1,43 = 305208 \text{ мм}^3 / \text{с} = 18,3 \text{ л/хв}$$

Вихідні дані для розрахунків заднього підшипника:

діаметр шийки шпинделя $D = 330$ мм;

діаметральний зазор $\Delta = 0,2$ мм;

тиск, створюване насосом, $p_n = 3$ МПа;

робоча рідина – масло 45А в'язкістю $\mu = 0,3 \cdot 10^{-6}$ МПа·с при $t = 40^\circ\text{C}$.

Розрахунки заднього підшипника

Ухвалюємо довжину підшипника $L = 330$ мм; розмір перемичок $l_0 = 33$ мм. Робочий кут охопту шийки несучою кишенею $\varphi_k = 72^\circ$.

$$F = 330 \cdot \sin \frac{72^\circ}{2} \cdot (264 + 33) = 57609 \text{ мм}^2;$$

$$K = \frac{2 \sin \frac{\varphi_k}{2}}{\varphi_k} = \frac{2 \sin \frac{72^\circ}{2}}{1,2566} = 0,935.$$

Твердість мастильного шару:

$$j_M = 3 \cdot \frac{57609 \cdot 3}{0,2} \cdot 0,935 = 2423899 \text{ Н / мм}.$$

Навантажувальна здатність:

$$P_{\varepsilon=0,1} = 57609 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,1 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,1 \cdot 0,935)^3} \right] = 24150 \text{ Н}.$$

$$P_{\varepsilon=0,2} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,2 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,2 \cdot 0,935)^3} \right] = 47748 \text{ Н}.$$

$$P_{\varepsilon=0,3} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,3 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,3 \cdot 0,935)^3} \right] = 70166 \text{ Н}.$$

$$P_{\varepsilon=0,4} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,4 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,4 \cdot 0,935)^3} \right] = 90694 \text{ Н}.$$

$$P_{\varepsilon=0,5} = 76389 \cdot 3 \cdot \left[\frac{1}{1 + (1 - 0,5 \cdot 0,935)^3} - \frac{1}{1 + (1 + 0,5 \cdot 0,935)^3} \right] = 108613 \text{ Н}.$$

Визначаємо коефіцієнт C_L :

$$C_L = \frac{2 \cdot (264 + 33)}{330 \cdot 1,256} = 1,43.$$

Витрати мастильного матеріалу:

$$Q = \frac{3 \cdot 0,2^3 \cdot 330 \cdot 1,256}{8 \cdot 0,3 \cdot 10^{-6} \cdot 33} \cdot 1 + 1,43 = 305208 \text{ мм}^3 / \text{с} = 18,3 \text{ л/хв}$$

Перевіримо, чи забезпечується діаметральний зазор $\Delta = 0,2$ мм при максимальному навантаженні шпинделя.

Максимальна сила різання на передньому кінці шпинделя:

$$P = \frac{21 \cdot 10^5 N_{\text{эл.дв}} \eta}{d_{\text{заг}} n_p}, \quad (3.11)$$

де $N_{эл.дв.}$ - потужність електродвигуна, кВт;
 η - ККД приводу;
 n_p - розрахункова частота обертання шпинделя;
 $d_{заг}$ - діаметр обробки при найбільш ефективному режимі
різання, мм.

$$P = \frac{21 \cdot 10^5 \cdot 110 \cdot 0,85}{1200 \cdot 7} = 26125 \text{ Н.}$$

Визначимо кут повороту шпинделя в передній опорі:

$$\theta = \frac{P \cdot l^2}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (3.12)$$

де P – максимальна сила різання, Н;
 l – відстані від середини передньої опори шпинделя до крапки
додатка сили P , мм;
 E – модуль пружності, для сталі $E=2 \cdot 10^5$ МПа,
 I – осьовий момент інерції переднього кінця шпинделя, мм⁴.

$$I = 0,05d^4, \quad (3.13)$$

де d – діаметр переднього кінця шпинделя, мм.

$$I = 0,05 \cdot 380^4 = 1,04 \cdot 10^9 \text{ мм},$$

$$\theta = \frac{26125 \cdot 900^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,04 \cdot 10^9} = 3,4 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Прогин шпинделя в межах переднього підшипника:

$$h = \theta \cdot \frac{L}{2}, \quad (3.14)$$

де L – довжина переднього підшипника, мм.

$$h = 3,4 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{380}{2} \approx 0,007 \text{ мм.}$$

Позаяк $h < \Delta$, то можемо зробити висновок, що діаметральний зазор
у передній опорі шпинделя при максимальному навантаженні безперечно
забезпечується.

3.5 Розрахунок та проектування патрона

Для проведення операції чорнового точіння використано 3-х кулачковий патрон з механізованим приводом для переміщення кулачків при затиску та розтиску заготовки (деталі), оброблюваної на верстаті. Пневмопатрон кріпитися до корпусу передньої бабки токарного верстата. У корпусі пневмопатрона 3 є пази, у яких можуть переміщатися три силові кулачки 9. До цих кулачків приєднані регулювальні кулачки 5. Регулювальні кулачки можуть переміщатися щодо силових кулачків за допомогою обертання гвинтів 20. Так здійснюється налагодження патрона на певний розмір. До регулювальних кулачків кріпляться накладні кулачки 18, в яких затискається деталь.

Силові кулачки через сухарі 11 і 12, важелі 13 з'єднанні з гільзою 8. При подачі повітря в праву порожнину циліндра, поршень 15 переміщається вліво й через упорний підшипник 33 тягне за собою гільзу 8 і нижній кінець важеля 13. Гільза 8 переміщається вліво, повертаючи важіль 13 на осі 14. Верхній кінець важеля переміщає силовий кулачок вниз. Таким чином відбувається затиск деталі. При подачі повітря в ліву порожнину циліндра поршень 15 рухається вправо, через підшипник 33 і гільзу 8 повертає важіль 13 на осі 14 і піднімає силові кулачки 9. Таким чином відбувається роз стиск заготовки (деталі). Напряму подачі повітря змінюється за допомогою перемикача 1.

Силовий розрахунок патрона

Схема сил, що діють на заготовку в процесі обробки, показана на рис. 3.7.

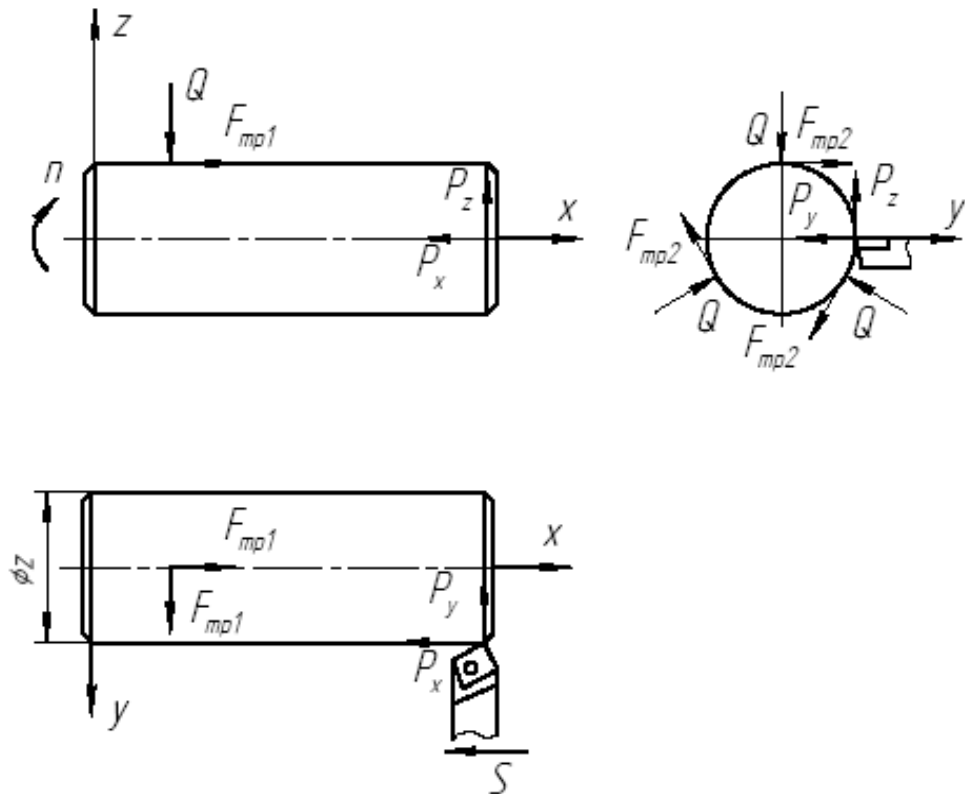


Рисунок 3.7 – Схема сил, що діють на заготовку

Затиск заготовки здійснюється силою затиску Q , що прикладається до заготовки від кулачка патрона. При цьому значення сили затиску є таким, щоб виключалася можливість повороту заготовки в патроні від дії колової сили, її зсув вздовж осі.

Можливість повороту заготовки навколо осі OX у патроні та її зсув уздовж осі OX виключаються завдяки дії сил тертя F_1 і F_2 у місці контакту кулачків патрона з базуючою поверхнею.

Величину сили затиску визначаємо з рівняння:

$$Q = \sqrt{\left(\frac{F_1}{f_1}\right)^2 + \left(\frac{F_2}{f_2}\right)^2} \cdot K,$$

де f_1 і f_2 – коефіцієнти тертя, відповідно по периметру утворюючої базової поверхні заготовки; K – коефіцієнт запасу.

Для того щоб виразити сили тертя через складові сили різання, запишемо 2 рівняння статички:

$$\begin{aligned}\sum M_{ox} &= 0; \\ F_i \cdot \frac{D_2}{2} - P_z \cdot \frac{D_1}{2} &= 0; \\ \sum P_{ox} &= 0; \quad F_2 - P_x = 0,\end{aligned}$$

звідки $F_1 = \frac{P_z \cdot D_1}{D_2}$; $F_2 = P_x$,

де D_1 – діаметр оброблюваної поверхні; D_2 – діаметр базової поверхні.

Підставивши значення сил тертя в рівняння сили затиску отримаємо:

$$Q = \sqrt{\left(\frac{P_z \cdot D_1}{f_1 \cdot D_2}\right)^2 + \left(\frac{P_x}{f_2}\right)^2} \cdot K, \quad (3.15)$$

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6, \quad (3.16)$$

де $K_0=1,5$ – гарантований запас; $K_1=1,2$ – урахує вид виконуваної операції; $K_2=1 \dots 1,8$ – урахує вид обробки й зміна сил, пов'язаних із затупленням інструмента; $K_3 = K_4 = K_5=1,0$ – урахує вид привода й характер закріплення заготовки (механізований привод); $K=1,0$ – урахує характер контакту настановних елементів з базовою поверхнею заготовки.

$$Q = \sqrt{\left(\frac{3858,1 \cdot 170}{0,8 \cdot 170}\right)^2 + \left(\frac{1417}{0,8}\right)^2} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 9330 \text{ Н}.$$

Силу W на штоці механізованого привода для важільного кулачкового патрона визначаємо залежно від необхідної сили затиску оброблюваної заготовки (деталі), тобто

$$W = Q \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (3.17)$$

де: L_1, L_2 – довжини короткого й довгого плечей 2-х плечового важеля, $K_1=(1,1 \dots 1,25)$ – враховує втрати на тертя між виступами кулачка та пазів корпуса патрона, $K_2=(1,05 \dots 1,2)$ – враховує втрати на тертя осі важеля.

$$W = 9330 \cdot \frac{30}{40} \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 8851,8 \text{ Н}.$$

Визначаємо діаметр поршня пневмоциліндра:

$$D_{\text{Пн}}^2 - D_{\text{П6н}}^2 = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot P \cdot \eta}, \quad (3.18)$$

де $D_{\text{Пн}}$ - зовнішній діаметр поршня пневмоциліндра; $D_{\text{П6н}}$ - внутрішній діаметр поршня пневмоциліндра; $P=0,4$ Мпа - тиск повітря в пневмосистемі;

$\eta=0,9$ - к.к.д. пневмопривода.

Приймаємо $D_{\text{П6н}}=200$ мм.

$$D_{\text{Пн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8851,8}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,9}} + 200^2 = 247,63 \text{ мм.}$$

Відповідно до стандартного ряду $D_{\text{Пн}}=260$ мм.

4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

При токарній механічній обробці деталей на важких токарних верстатах моделі 1К665Ф3 та й на всіх металорізальних верстатах виникає багато шкідливих та небезпечних виробничих факторів, а саме: фізичних, хімічних, біологічних, психофізіологічних.

Аналіз умови роботи токарів (верстатників) на металорізальних верстатах, відповідно до ГОСТ 12.003-74 «Небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Класифікація», показує наступні виробничі фактори [2]: утворювана стружка; переміщення виробів та заготовок; рухомі частини обладнання; висока температура поверхні деталей та різального інструменту; осколки при руйнуванні інструментів; виникнення пожежі; висока електрична напруга, а також високі вібрації та шум; запиленість повітря, низька освітленість, неякісний світловий потік та невідповідні параметри мікроклімату.

До біологічних та психофізіологічних факторів можна віднести присутність бактерій та мікроорганізмів наявних при роботі з мастильно-охолоджуючим технологічним середовищем (МОТС); фізичне перевантаження при роботі з великогабаритними деталями; монотонність праці; нервові та зорові перевантаження.

Для запобігання впливу згадуваних факторів на працівників та щоб запобігти нещасним випадків обов'язково розробляються заходи по покращенню умов та безпеки праці на виробничому обладнанні.

4.2 Заходи по забезпеченню умов праці на виробництві

Для зменшення впливів небезпечних і шкідливих виробничих факторів на працюючих та щоб уникнення нещасних випадків вживаються наступні заходи по покращенню умов праці та його безпеки за рахунок виконання вимог до обладнання (ГОСТ 12.2.003-91 «Виробниче

обладнання та загальні вимоги до безпеки»):

- закривати кожухами всі рухомі деталі, частини механізмів і машин;
- переміщення супорта повинні обмежуватися як кінцевими вимикачами, так і жорсткими упорами;
- рукоятки та інші органи керування повинні мати надійні фіксатори, що не допускають мимовільне переміщення органів керування;
- на пультах керування повинна бути встановлена кнопка "СТОП" (аварійна) червоного кольору, що має виступаючий грибоподібний штовхач;
- обгороджувати робочі зони верстатів для того, щоб стружка не травмувала робітників;
- стружку від металорізальних верстатів та з робочих місць слід забирати механізованим способом – стружкоприбиральними конвеєрами;
- найбільш ефективним і універсальним засобом вирішення проблеми безпеки є видалення стружки безпосередньо від різального інструменту за допомогою пневматичних стружкопорохових установок;
- застосування робітниками різних засобів індивідуального захисту (рукавиці, окуляри й ін.);
- прибирання робочих місць від пилу та відходів має проводитися способами, що виключають пилоутворення;
- устаткування, яке в процесі своєї роботи є джерелом шуму, необхідно закривати шумопонижуючими кожухами. Рівень шуму при роботі верстата не повинен перевищувати значень регламентованих ГОСТ12.1.003 з використанням засобів індивідуального захисту за ГОСТ12.4.051.
- зниження шуму досягається конструктивними змінами шумопонижуючих екранів;
- у місцях виникнення вібрації, її можна знизити, використовуючи додаткові пристрої (віброізолятори, віброгасники),

застосовувати покриття, що демпфують, а також використовувати антифазну синхронізацію 2-х або декількох джерел. Показники вібраційного навантаження на оператора в межах робочого місця (зони) не повинні перевищувати санітарних норм вібраційного навантаження, наведених у ГОСТ12.1.012.

- робітники та службовці цехів і дільниць обробки різанням для захисту від впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів повинні бути забезпечені спецодягом, спецвзуттям і запобіжними пристосуваннями;

- для захисту шкірного покриву від впливу МОТС і пилу токсичних металів застосовувати дерматологічні захисні засоби (креми, пасти).

Для безпечної роботи верстатників слід дотримуватися вимог до організації робочих місць відповідно ГОСТ12.2.061-81. «Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки до робочих місць»:

- для працівників, що приймають участь у технологічному процесі обробки різанням, забезпечують зручні робочі місця;

- при компонуванні технологічного обладнання повинне виконуватися чітко дотримання норм технологічного проектування, яке передбачає необхідні відстані між обладнанням, проходи та проїзди;

- максимально можлива механізація та автоматизація виробничих процесів, скорочуючи ручну працю та забезпечуючи безпеку робіт. Рух транспортних засобів по можливості в одному напрямкові. Необхідно стежити за справністю використовуваного обладнання;

- на робочих місцях повинна бути передбачена площа, на якій розміщаються стелажі, тари, столи й інші пристрої для розміщення оснащення, матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, готових деталей, інструмента й відходів виробництва;

- робочі місця потрібно підтримувати в чистоті, неприпустима наявність під ногами на підлозі стружки, різних відходів, маслених

розливів.

- робітники забезпечуються спецодягом, взуттям, засобами індивідуального захисту. Одяг має бути зручним, що виключає його захоплення рухомими частинами обладнання;

- на кожному робочому місці біля верстата на підлозі повинні бути дерев'яні решітки на всю довжину робочої зони, а по ширині не менш 0,6 м від виступаючих частин верстата.

У результаті виробничої діяльності в повітря попадає різна кількість шкідливих речовин. Вміст шкідливих речовин встановлюється ГОСТ12.1.005-88 – «Повітря робочої зони, загальні санітарно-гігієнічні вимоги».

Основні заходи щодо зменшення дії шкідливих речовин на організм людини:

- автоматизація й механізація процесів, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, дистанційне керування;

- удосконалення технології та обладнання з метою виключення утворення шкідливих речовин або влучення їх з робочої зони;

- пристрою місцевої вентиляції для видалення шкідливих речовин з місць їх утворення;

- застосування засобів індивідуального захисту (окуляри, рукавиці);

- захист від джерел тепловиділення за допомогою теплозахисних екранів;

- для забезпечення чистоти повітря та нормалізації параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях крім місцевих пристроїв, що відсмоктують, забезпечують видалення шкідливих речовин із зони різання, повинна бути передбачена витяжна загальнообмінна система вентиляції.

Параметри мікроклімату встановлюються відповідно до ГОСТ12.1.005-88 і до них ставляться:

- оптимальна температура для холодного періоду року повинна

бути 17–18°C, для теплого 25-27°C, (для теплого періоду $t_{окр} > 10^\circ\text{C}$, для холодного періоду $t_{окр} < 10^\circ\text{C}$);

- відносна вологість – до 75%;
- швидкість руху повітря – 0,3 м/с.

Усе вище перераховані параметри залежать від категорії робіт (важкі фізичні роботи $> 293 \text{ Вт}$ – більш 10 кг), від теплонадлишку приміщень (з незначним теплонадлишком $Q < 23,2 \text{ Дж/м}^3$).

Приміщення та повітрепроводи від місцевих відсмоктувачі і загальнообмінної вентиляції рекомендується очищати за графіком, затвердженому формою внутрішньої документації.

У верстатобудівних цехах в основному комбіноване висвітлення й коефіцієнт природнього освітлення приймається $K_{e.o.}=1,5$, тоді величина освітленості рівна $E = 2000 \text{ лк}$, у тому числі на загальне освітлення доводиться $E_{общ} = 200 \text{ лк}$. Світильники місцевого освітлення повинні бути оснащені лампами розжарювання потужністю 60 Вт і відповідати вимогам ГОСТ15597 і ГОСТ17677.

Заходи щодо покращення освітлення робочої зони:

- для будинків передбачаються сонцезахисні пристрої;
- для місцевого освітлення застосовуються світильники, встановлені на металорізальних верстатах і відрегульовані, щоб освітленість робочої зони не була нижче встановлених значень;
- чищення скла, віконних прорізів і світлових ліхтарів має проводитися не рідше 2-х разів у рік;
- чищення ламп і освітлювальної арматур для цехів має проводитися не рідше 4-х разів у рік.

4.3 Техніка безпеки при експлуатації та ремонті обладнання

Персонал, допущений у встановленому на підприємстві порядку до роботи на верстаті, а так само його налагодження та ремонту

зобов'язаний:

1. Отримати інструктаж з техніки безпеки відповідно до заводських інструкцій, розроблених на підставі типових інструкцій з охорони праці;
2. Ознайомитися із правилами експлуатації, ремонту верстата та вказівками з безпеки праці;
3. Переконатися перед включенням верстата, що його пуск не небезпечний для людей, що перебувають біля верстата;
4. Щоб уникнути захоплення одягу рухомими частинами верстата робітник зобов'язаний бути акуратно заправлений.

У процесі роботи забороняється:

1. Працювати без засобів індивідуального захисту, тому що рівень шуму на робочому місці перевищує гранично припустимі норми та становить до 100 Дб;
2. Робити регулювання та налагодження механізмів;
3. Працювати з несправним електроустаткуванням і проводити його ремонт при включених у мережу механізмах верстата;
4. Робити прибирання верстата при включеному електродвигуні.
5. Перемикати на ходу ступені коробки швидкостей;
6. Працювати на верстаті зі знятими кожухами, кришками, відкритими дверцятами, відключеними блокувальними пристроями.

4.4 Розрахунок місцевого освітлення точковим методом

Вихідні дані.

Таблиця 4.1 - Вихідні дані згідно з варіантом

№ п/п	$a, \text{м}$	$h, \text{м}$	θ , гради	Тип світильника	Тип приміщення	E_n , лк
1	8	4	45	СДДРЛ	Ремонтне приміщення	200

Приміщення довжиною та шириною $a = 8\text{ м}$ і висотою $h = 4\text{ м}$ освітлюється чотирма світильниками типу СДДРЛ із лампами типу ДРЛ. Задані дискретні значення сили світла для даних світильників для умовної лампи зі світловим потоком $\Phi_{\lambda} = 1000\text{ лм}$. Для обраних параметрів і типу ламп розрахуємо освітленість у горизонтальній, вертикальній і похилій площині.

Розміщення ламп у приміщенні показано на рис. 4.1.

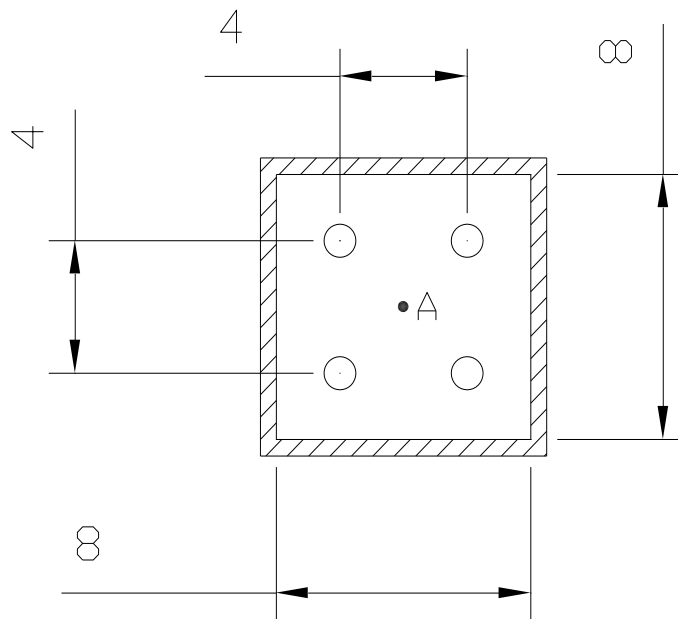


Рисунок 4.1 – Розміщення ламп висвітлення

Світильники розташовані на кутах квадрата зі стороною 4м відстань від стіни рівняється половині відстані між світильниками 2м. Вибираємо висоту підвісу світильників $h_p = 3,5\text{ м}$. Відстань до центру приміщення визначаємо по теоремі Піфагора:

1. Визначаємо $\text{tg } \alpha$:

$$\text{tg } \alpha = \frac{d}{h_p} = \frac{\sqrt{l_0^2 + l_0^2}}{h_p} = \frac{\sqrt{2^2 + 2^2}}{3,5} = 0,8 \quad (4.1)$$

2. Визначаємо α й $\cos^3 \alpha$:

$$\alpha = 38^\circ; \cos^3 \alpha = 0,49;$$

3. Визначаємо I_α . Для $\alpha = 38^\circ$ та умовною лампою $\Phi_l = 1000$ лм значення рівне - $I_\alpha = 209$ кд.

4. Розрахуємо освітленість у горизонтальній площині. Приймаючи коефіцієнт запасу для одного світильника $K_z = 1,5$, маємо:

$$E_z = \frac{I_\alpha \cdot \cos^3 \alpha}{K_z \cdot h_p^2} = \frac{209 \cdot \cos^3 38}{1,5 \cdot 3,5^2} = 5,6 \text{ лк.} \quad (4.2)$$

Тому що кожний із чотирьох світильників створює однакову освітленість, то сумарна освітленість буде рівна:

$$E_{\text{общ}} = 4E_z = 4 \cdot 5,6 = 22,4 \text{ лк.} \quad (4.3)$$

5. Визначаємо світловий потік, який повинен створюватися в розрахунковій точці кожною лампою:

$$F_l = \frac{1000 \cdot E_n}{E_{\text{общ.}}} = \frac{1000 \cdot 200}{22,4} = 8929 \text{ лм.} \quad (4.4)$$

6. По таблиці вибираємо лампу ДРЛ із найбільш близьким значенням світлового потоку: лампа ДРЛ – 250 – 2, $F_l = 10000$ лм.

7. Перевіряємо освітленість у точці, що розраховується, у горизонтальній площині для обраної лампи:

$$E_{z-\text{фак}} = \frac{E_z \cdot F_l}{1000} = \frac{5,6 \cdot 10000}{1000} = 56 \text{ лк.} \quad (4.5)$$

$$E_{\text{общ-фак}} = 4 \cdot E_{z-\text{фак}} = 4 \cdot 56 = 224 \text{ лк.} \quad (4.6)$$

Згідно з нормами проектування фактичне значення отриманої освітленості повинне відповідати умовам:

$$0,9E_n \leq E_{\text{фак}} \leq 1,2E_n, \quad (4.7)$$

$$0,9 \cdot 200 \leq 224 \leq 1,2 \cdot 200.$$

8. Розраховуємо освітленість у вертикальній площині.

Оскільки точка, що розраховується, лежить у вертикальній площині, висвітлюється тільки двома світильниками, то освітленість буде рівна:

$$E_{\epsilon} = \frac{2E_{\epsilon} \cdot l_0}{h_p} = \frac{2 \cdot 56 \cdot 2}{3,5} = 64 \text{ лк.} \quad (4.8)$$

9. Розрахуємо освітленість у похилій площині:

$$E_A = 2 \cdot E_{\epsilon} (\cos \theta + l_0 \cdot \frac{\sin \theta}{h_p}) = 2 \cdot 56 (\cos 45 + 2 \cdot \frac{\sin 45}{3,5}) = 126 \text{ лк.} \quad (4.9)$$

10. Розрахуємо потужність системи висвітлення. Потужність однієї лампи вибираємо з таблиці:

$$W = n \cdot w = 4 \cdot 250 = 1000 \text{ Вт.} \quad (4.10)$$

Загальні висновки

Кваліфікаційна робота магістра складається з чотирьох розділів:

- аналітичний розділ;
- проектний розділ;
- дослідний розділ;
- охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях;

У роботі проведено:

- аналіз існуючих верстатів-аналогів;
- призначення та область застосування верстата мод. 1K665Ф3;
- основні технічні дані, технічні характеристики, опис і конструкція основних частин верстата.

- зроблено кінематичний розрахунок приводу головного руху з безступінчастим регулюванням швидкостей. Джерелом руху для приводу є двигун постійного струму серії 4ПНМ280S4.

Проведено огляд і аналіз конструкцій гідростатичних опор.

Проведено перевірочні розрахунки:

- зубчастих коліс по контактних та згинних напруженнях.

Зроблено висновок щодо їх роботоздатності;

- проведено розрахунок двох валів коробки швидкостей на міцність в програмному пакеті COSMOSWORKS;

- підшипників кочення по динамічній і статичній вантажопідйомності;

- гідростатичних опор шпиндельного вузла.

В роботі наведено всі необхідні технологічні розрахунки, а саме: аналіз технологічності деталі, вибір методу отримання заготовки, розроблено маршрутний технологічний процес виготовлення деталі, розраховано припуски на обробку та режими різання.

Верстат відповідає нормам і вимогам охорони праці, тому що на ньому виконуються всі необхідні заходи безпеки.

Перелік посилань

1. Металлорежущие станки. Учеб. пособие для вузов Н. С. Колев, Л. В. Красниченко, Н. С. Никулин и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 500с.
2. Безопасность труда в промышленности / Ткачук К. Н., Галушко П. Я, Собарно Р. В. и др. – К.: Техника, 1982. – 231 с.
3. Горбацевич А. Ф., Шкред В. А. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Мн.: Выш. школа, 1983. – 256 с.
4. Ачеркан Н. С. Металлорежущие станки Т.1 [Электронный ресурс] / Н. С. Ачеркан. – Москва: Машиностроение, 1965. – 405 с.
5. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1985. - 496 с.
6. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1985. - 496 с.
7. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. - 256 с.
8. Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование учеб. пособие- 2-е изд., испр. и доп [Электронный ресурс] / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
9. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Ленин: Высшая школа, 2000.
10. Кузнецов, Ю.М. Теорія технічних систем /Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. – К. – Тернопіль, 1997. – 310с.
11. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ. М.: Машиностроение, 1990. – 207 с.
12. Справочник нормировщика. / Ахумов А. В., Генкин Б. М., Иванов Н. Ю. и др.; Под общ. ред. Ахумова А. В. – Л.: Машиностроение, 1986. – 458 с.

13. Расчет экономической эффективности новой техники: Справочник / Под ред. Великанова К. М. – Л.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
14. Справочник конструктора-машиностроителя /В.И.Анурьев/В трех томах/М. Машиностроение. 1980г.
15. Электродвигатели постоянного тока серии 2П 2ПФ/ Экспериментальный научноисследовательский институт металлоре-жущих станков ЭНИМС / Москва 1979.
16. Попов В.И. Динамика станков /В.И. Попов, В.И. Локтев. – К.: Техніка, 1975. – 136с.
17. Кудинов, В.А. Динамика станков /В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
18. Балакшин, Б.С. Основы технологи машиностроения /Б.С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1969. – 561с.
19. Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий: Учебное пособие / А.Г.Маеров. М.: Машиностроение, 1986.
20. Дубиняк, С.А. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ: Учеб. пособие /С.А. Дубиняк, С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив, И.Д. Дубецкий. – К.: УМК ВО, 1989. -152с.
21. Кузнецов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах/ Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин [Текст] - К.: - Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с.
22. Романів В., Карпишин С. Визначення комплексної оцінки якості експлуатації різальних інструментів / Матеріали III міжнародної студентської науково-технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 23-24 квітня 2020 року), 2020. - С.84.