

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Машинобудування, екології та хімічних технологій

(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра прикладної механіки

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ С. О. Вірич
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2020 р.

Випускна кваліфікаційна робота

_____ Магістр

(освітній ступінь)

на тему _____ «Підвищення ефективності оброблення деталей типу "кришка" на
гнучких виробничих лініях»

Виконав: студент 2 курсу, групи МСМм-19

(шифр групи)

спеціальності (напряму підготовки) _____ 131 Прикладна механіка
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

_____ Бульда Микола Олександрович

(прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Керівник _____ доцент, кандидат технічних наук Мірошніченко О.В.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

*Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.*

Студент _____

(підпис)

Покровськ – 2020 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
 Факультет Машинобудування, екології та хімічних технологій
 (повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра прикладної механіки
 (повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ С. О. Вірич
 (підпис) (ініціали,

прізвище)

“ ” _____ 2020

р.

Пояснювальна записка

до випускної кваліфікаційної роботи

Магістра

(освітній ступінь)

на тему «Підвищення ефективності оброблення деталей типу "кришка" на
гнучких виробничих лініях»

Виконав: студент 2 курсу, групи МСМм-19
 (шифр групи)

спеціальності (напряму підготовки) 131 Прикладна механіка
 (шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Бульда М.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник доцент, к.т.н., доцент кафедри ПМ Мырошніченко О.В.
 (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

*Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
 немає запозичень з праць інших авторів без
 відповідних посилань.*

Студент _____
 (підпис)

Покровськ – 2020 р.

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

Факультет Машинобудування, екології та хімічних технологій

Кафедра Прикладної механіки

Освітній ступінь Магістр

Спеціальність (напрямок підготовки) 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

Вірич С.О. / _____ /
 “ ____ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТА

Бульдї Миколі Олександровичу
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) «Підвищення ефективності оброблення деталей типу "кришка" на гнучких виробничих лініях»

керівник проекту (роботи) Мірошніченко О.В. к.т.н., доцент,
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
 затверджені наказом від “ ____ ” _____ 2020 року № _____

2. Строк подання студентом роботи 16.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: креслення деталі, річна програма випуску, базовий технологічний процес виготовлення деталі, техніко – економічні показники базового технологічного процесу.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки: Вступ, 1 Розробка тезнічного завдання 2 Технологічна частина, 3 Конструкторська частина, 4 Наукова частина, Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу: 1 Креслення деталі, 2 Креслення заготовки, 3 Карти налагодження на операції точіння, 4 Карта налагодження на свердлильну операцію, 5 Загальний вигляд ГВС, 6 Креслення затискного пристрою, 7 Креслення тактового стола, 8 Креслення схвата, 9 Креслення шпиндельної бабки, 10 Креслення циклограми автоматичної лінії.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-4	Мірошніченко О.В., доцент	21.09.2020 р.	16.12.2020 р.

7. Дата видачі завдання 21.09.2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Розробка технічного завдання	30.09.2020	
2	Технологічна частина	20.10.2020	
3	Конструкторська частина	20.11.2020	
4	Наукова частина	10.12.2020	
5	Оформлення магістерської кваліфікаційної роботи	13.12.2020	
6	Оформлення презентації доповіді	16.12.2020	

Студент

(підпис)

БульдаМ.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

Мірошніченко О.В.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Бульда М.О. Підвищення ефективності оброблення деталей типу "кришка" на гнучких виробничих лініях / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» (спеціалізація «Мехатронні системи та комплекси в технології машинобудування»). – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2020.

Підвищення ефективності оброблення деталей будь якого типу можливо тільки при інтенсифікації виробництва, впровадження гнучких автоматичних ліній.

Автоматичні верстатні лінії та системи машин одержали найбільше поширення в багатосерійному і масовому виробництві.

Сучасне масове, багатосерійне та серійне виробництво характеризується постійним збільшенням випуску продукції, підвищеними вимогами до її якості, вусі більш частою змінюваністю конструкцій машин і приладів, високим вимогам до економічної ефективності виробництва.

Тенденцією науково-технічного процесу є перехід від рішення локальних завдань автоматизації, розробки конструкцій окремих машин-автоматів і напіваавтоматів до створення закінчених систем машин, агрегатів, приборів які рішають задачі випуску кінцевої продукції з використанням сучасних досягнень прогресивної технології, автоматизованих систем керування на основі мікропроцесорної техніки, промислових роботів і т.і.

Мета магістерської роботи полягає в підвищенні ефективності оброблення деталей типу «кришка», шляхом автоматизації технологічного процесу.

Загальна методика досліджень. Теоретичні дослідження проводилися на основі математичного аналізу, емпіричних розрахунків та комп'ютерного моделювання з використанням сучасного програмного забезпечення та засобів обчислювальної техніки.

Наукова новизна роботи та практичне значення полягає в наступному:

Запропоновано три способи вдосконалення технологічного процесу, за рахунок автоматизації виробничих операцій.

Структура та обсяг роботи. Робота складається із вступу, чотирьох розділів з висновками по кожному з них, загальних висновків, переліку посилань та шости додатків.

Ключові слова: Система, технологічний процес, операція, машинний час, верстат, свердло, заготівка, деталь, схват маніпулятора, шпиндельний вузол.

ANNOTATION

Bulda M.O. Improving of the efficiency of processing of parts such as "cover" on flexible production lines / Graduation work for obtaining an educational degree "Master" in the specialty 131 "Applied Mechanics" (specialization "Mechatronic systems and complexes in the technology of mechanical engineering" - DonNTU, Pokrovsk, 2020.

Improving of the efficiency of machining parts of any type is possible only with the intensification of production, the introduction of flexible automatic lines.

Automatic machine lines and machine systems have become the most widespread in mass production and mass production.

Modern mass, multi-series and serial production is characterized by a constant increase in production, increased requirements for its quality, more frequent variability in the design of machines and devices, high requirements for economic efficiency of production.

The trend of scientific and technical process is the transition from solving local automation problems, design of individual machines and semiautomatic machines to create complete systems of machines, units, devices that solve the problem of final production using modern advances in advanced technology, automated control systems based on microprocessor technology , industrial robots, etc.

The purpose of the master's work is to increase the efficiency of processing parts such as "cover" by automating the process.

General research methods. Theoretical research was conducted on the basis of mathematical analysis, empirical calculations and computer modeling using modern software and computer technology.

The scientific novelty of the work and its practical significance lies in the following: Three ways to improve the technological process by automating production operations are proposed.

Structure and scope of work. The work consists of an introduction, four sections with conclusions on each of them, general conclusions, a list of references and six appendices.

Keywords: System, technological process, operation, machine time, machine, drill, workpiece, part, manipulator grip, spindle unit.

ЗМІСТ

ВСТУП	11
1 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОГО ЗАВДАННЯ	13
1.1 Аналіз службового призначення деталі	13
1.2 Аналіз технологічності конструкції деталі	13
1.3 Аналіз базового технологічного процесу	14
1.4 Розрахунки припусків і операційних розмірів на механічну обробку	14
2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	19
2.1 Вибір способу одержання заготовки	19
2.2 Розрахунок припусків та операційних розмірів на механічну обробку	22
2.3 Розробка креслення заготовки	27
2.4 Розрахунок режимів різання машинного часу виконання операцій	27
2.5 Визначення переліку холостих операцій, необхідних для реалізації робочих операцій технологічного процесу	38
2.6 Розрахунки необхідної продуктивності автоматичної лінії	41
2.7 Уточнені розрахунки продуктивності варіантів автоматичної лінії	45
2.8 Вибір транспортно-завантажувальної системи	53
2.9 Розрахунки економічних показників	54
2.10 Розробка компоновки гнучкої виробничої системи	56
3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	58
3.1 Розробка і розрахунок транспортера	58
3.1.1 Опис конструкції	58
3.1.2. Розрахунок привода транспортера	59
3.1.3 Розрахунок зірочки тягового ланцюга	62
3.1.4 Перевірочний розрахунок пластини	64
3.1.5 Перевірочний розрахунок валика	65
3.1.6 Перевірочний розрахунок втулки	67
3.1.7 Вибір і розрахунок підшипників	68
3.1.8 Вибір та визначення фактичного передаточного числа редуктора	70
3.2 Проектування шпиндельного вузла токарного центру	70
3.2.1 Вибір структурної формули привода	70
3.2.2 Розрахунок чисел зубців коробки швидкостей	71
3.2.3 Визначення розрахункового ККД верстата та потужності електродвигуна	72
3.2.4 Розрахунок крутних моментів на валах привода	74
3.2.5 Розрахунок зубчастих передач	74
3.2.6 Розрахунок модулів зубчастих передач	75
3.2.7 Розрахунок геометричних параметрів зубчастих передач	78
3.2.8 Розрахунок пасової передачі	80
3.2.9 Проектний розрахунок валів	82

	10
3.2.10 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і кут закручування	83
3.2.11 Обґрунтування конструкції шпинделя, вибір матеріалу та термічної обробки	88
3.3 Розробка конструкції схвата маніпулятора	89
3.3.1 Вибір типу механізму, що орієнтує	89
3.3.2 Опис конструкції схвата маніпулятора	90
3.3.3 Розрахунок конструкції схвата маніпулятора	91
3.3.4 Розрахунок на точність схвата	94
3.4 Розрахунки і конструювання затискного пристосування	96
3.4.1 Формулювання службового призначення верстатного пристосування, розробка його принципової схеми	96
3.4.2 Розрахунки зусилля закріплення	96
3.4.3 Розрахунки параметрів силового привода	98
3.4.4 Опис конструкції і принципу роботи пристосування	100
3.4.5 Розрахунки на міцність деталей пристосування	101
3.4.6 Розрахунки похибки установки заготовки в пристосуванні	103
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА	105
4.1 Чисельні дослідження контактних деформацій та напружень різальних пластин та корпусу свердла в процесі різання	105
ВИСНОВКИ	115
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	116
ДОДАТКИ	119
ДОДАТОК А – Маршрутний технологічний процес	120
ДОДАТОК Б – Операційний технологічний процес	123
ДОДАТОК В – Специфікація «шпиндельний вузол»	
ДП 14.7.05050301.92.05.000 СП	134
ДОДАТОК Г – Специфікація «тактовий стіл»	
ДП 14.7.05050301.92.06.000 СП	136
ДОДАТОК Д – Специфікація «схват»	
ДП 14.7.05050301.92.07.000 СП	140
ДОДАТОК Є – Специфікація «пристосування затискне»	
ДП 14.7.05050301.92.08.000 СП	143

ВСТУП

Одним з основних шляхів виводу України зі складної економічної ситуації, що створилася, є розвиток машинобудування. Це можливо тільки при інтенсифікації виробництва, впровадження гнучких автоматичних ліній, які складаються з агрегатних верстатів.

Автоматичні верстатні лінії й системи машин одержали найбільше поширення в багатосерійному й масовому виробництві.

Сучасне масове, багатосерійне та серійне виробництво характеризується постійним збільшенням випуску продукції, підвищеними вимогами до її якості, вусі більш частою змінюваністю конструкцій машин і приладів, високим вимогам до економічної ефективності виробництва .

Тенденцією науково-технічного процесу є перехід від рішення локальних завдань автоматизації, розробки конструкцій окремих машин-автоматів і напіваавтоматів до створення закінчених систем машин, агрегатів, приборів які рішення задачі випуску кінцевої продукції з використанням сучасних досягнень прогресивної технології, автоматизованих систем керування на основі мікропроцесорної техніки, промислових роботів і т.д.

Створення автоматичних дільниць і виконання проектно-конструкторських робіт на рівні систем машин дуже специфічно й включає ряд складних завдань, з якими не доводиться зіштовхуватися при конструюванні звичайного технологічного обладнання. Це, насамперед розробка багатоопераційних технологічних процесів з концентрацією операцій, виявлення можливих варіантів побудови системи машин у цілому й вибір оптимального, проведення багатоступінчастих іспитів.

Вдосконаленню існуючого технологічного процесу та методів оброблення деталі „Корпус електродвигуна”, пошуку оптимального інструменту для обробки специфічних поверхонь, розробці спеціального затискного пристрою та елементів транспортно-накопичувальної системи,

розрахунку економічних показників ефективності впровадження нових рішень присвячена дана робота.

1 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОГО ЗАВДАННЯ

1.1 Аналіз службового призначення деталі

Деталь - «кришка електродвигуна», РМ 20.131.34304.01.001, є складовою частиною електродвигуна та служить для захисту обмотки двигуна від впливу навколишнього середовища та з'єднання його з іншим устаткуванням.

На торцях кришки розташовані отвори, які використовуються для її приєднання до двигуна та того устаткування, яке двигун приводить до дії, цим обумовлена наявність технологічної вимоги до биття торця. Кришка є фланцевою деталлю.

Через центральний отвір проходить вал двигуна, у ньому закріплюється підшипник кочення. Два отвори $\varnothing 7$ у центральній частині кришки призначені для закріплення кришки підшипникового вузла.

1.2 Аналіз технологічності конструкції деталі

Деталь – кришка електродвигуна, належить до деталей типу «фланець». Деталь виготовлена зі сталі Ст 3 ДСТ 380-94. Це конструкційна сталь загального призначення, добре оброблювана різанням, яка має наступний хімічний склад і фізичні властивості, [1]: Si= 0,12-0,3 %, Mn= 0,4-0,65 %, Cu= 0-0,3 %, S= 0-0,05 %, C= 0,14-0,22 %, P= 0-0,3 %, Cr= 0-0,3 %, межа міцності при розтягуванні $\sigma_s = 420$ МПа, межа міцності при зрізі = 400 МПа, межа текучості $\sigma_T = 230$ МПа.

На кресленні РМ 20.131.34304.01.001 представлені всі необхідні види та перетини, щоб зрозуміти конструкцію деталі. Деталь є жорсткою, замінити конструкцію на збірну не представляється можливим. Деталь має просту форму, усі поверхні доступні для вимірювання та оброблення. На кресленні виявлені наступні помилки проектування: не зазначена наявність і розмір жолобників між пересічними стінками деталі, не зазначена наявність і розмір

фасок у центральному отворі, що ускладнить процес складання електродвигуна, для отвору Ø52 призначені відхилення в системі вала, відповідні до квалітету k6. У креслення внесені наступні зміни: призначені величини жолобників (1 мм) і фасок (1x45°), виходячи з технічного призначення та конструкції деталі розмір $\text{Ø}52^{+0,021}_{+0,002}$ змінений на $\text{Ø}52 \text{ G}6^{+0,029}_{+0,01}$. Нетехнологічних поверхонь на деталі не виявлено.

На кресленні представлена технологічна вимога по биттю лівого торця щодо осі, при використанні в якості технологічної бази осі деталі, ця вимога не викликає складнощів. Конструкція деталі дозволяє використовувати високопродуктивне устаткування, стандартні інструмент і оснащення.

Найбільш точною поверхнею деталі є центральний отвір Ø52k6, він може бути отриманим дворазовим попереднім розточуванням і дворазовим тонким розточуванням. Інші поверхні оброблені по квалітетах H14, h14, IT14/2, вони будуть отримані однократною обробкою.

Деталь у цілому технологічна.

1.3 Аналіз базового технологічного процесу

Для зручності аналізу маршруту обробки, можливості раціонального вибору устаткування та можливості призначити режими різання розглянемо технологічний процес, що здійснюється на універсальних верстатах в одиничному виробництві.

Для зручності подальшого опису пронумеруємо поверхні деталі (рис. 1.1).

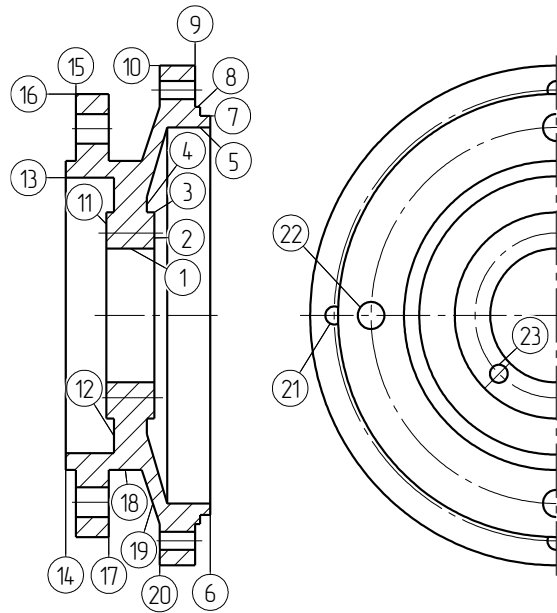


Рисунок 1.1 – Ескіз деталі з номерами поверхонь

010 Заготівельна.

020 Токарна з ЧПУ.

Верстат – токарно-гвинторізний мод. 16K20Ф3 (найбільший діаметр прутка – 53 мм, найбільший діаметр заготовки – 400 мм, відстань між центрами – 1000 мм, подача поздовжня- 3-1200 мм/хв і поперечна – 1,5-600 мм/хв, число ступенів подач – безступінчасте регулювання, число обертів шпинделя – 12,5-2000 об/хв, потужність верстата – 10 кВт). Верстат обраний виходячи з можливостей установки деталі над супортом верстата, виконання необхідних технологічних операцій і потужності привода.

Пристосування – патрон трикулачковий, що самоцентрується 7100-0007. Це пристосування обране виходячи зі зручності установки деталі та простоти обслуговування.

Різальний інструмент – різець 2103-0711 Т5К10 ГОСТ 20872-80, різець 2140-0058 Т5К10 ГОСТ 18882-73, різець канавковий. Інструмент обраний виходячи з його технологічних можливостей, форми робочих поверхонь і розміру державки.

Мірильний інструмент - штангенциркуль ШЦ II-250-0,05 ГОСТ 166-80. Інструмент дозволяє провести необхідні виміри з достатньою точністю.

Бази: зовнішня циліндрична пов.16 і торець 14, зовнішня циліндрична пов.10 і торець 6.

А. Установити та зняти заготовку.

1. Точити торець 6 і пов. 10 по контуру;
2. Розточити пов. 1 попередньо;
3. Розточити пов. 1 остаточно;
4. Розточити по контуру пов. 5, 4;
5. Розточити торець 2 і пов. 3 по контуру;
6. Точити по контуру 9, 8, 7;

Б. Переустановити заготовку;

7. Точити торець 14 і розточити пов. 13 по контуру;
8. Розточити пов. 12 і торець 11 по контуру;
9. Точити торець 15;
10. Точити пов. 16 і торець 20 по контуру;
11. Точити пов. 18 з формуванням торця 17 і пов. 19.

030 Токарна з ЧПУ.

Верстат – токарно-гвинторізний мод. 16K20Ф3 (найбільший діаметр прутка – 53 мм, найбільший діаметр заготовки – 400 мм, відстань між центрами – 1000 мм, подача поздовжня - 3-1200 мм/хв і поперечна – 1,5-600 мм/хв, число ступенів подач – безступінчасте регулювання, число обертів шпинделя – 12,5-2000 об/хв, потужність верстата – 10 кВт). Верстат обраний виходячи з можливостей установки деталі над супортом верстата, виконання необхідних технологічних переходів і потужності привода.

Пристосування – патрон трикулачковий, що самоцентрується 7100-0007. Це пристосування обране виходячи зі зручності установки деталі та простоти обслуговування.

Різальний інструмент – Різець 2140-0058 Т30К4 ГОСТ 18882-73. Інструмент обраний виходячи з його технологічних можливостей, форми робочих поверхонь і розміру державки.

Мірильний інструмент - калібр-пробка. Інструмент дозволяє обвести необхідні виміри з достатньою точністю.

Бази: зовнішня циліндрична пов.16 і торець 14.

А. Установити та зняти заготовку.

1. Розточити пов. 1 тонко попередньо;
2. Розточити пов. 1 тонко остаточно;

040 Вертикально-свердлильна з ЧПУ.

Верстат – вертикально-свердлильний мод. 2Р135Ф2-1 (найбільший діаметр свердлення – 35 мм, розміри стола – 400х710 мм, відстань від торця шпинделя до стола – 600 мм, конус Морзе шпинделя – 4, найбільше вертикальне переміщення шпинделя – 560 мм, подача шпинделя – 10-500 мм/хв, число обертів шпинделя – 45-2000 об/хв, потужність верстата – 3,7 кВт).

Пристосування – затискне спеціальне. Це пристосування обране виходячи зі зручності установки деталі та простоти обслуговування.

Різальний інструмент – свердло 2301-1686 ГОСТ 22735-77, свердло 2300-1214 ГОСТ 22735-77. Інструмент обраний виходячи з його технологічних можливостей і розміру робочої частини.

Мірильний інструмент – калібр-пробка. Інструмент дозволяє провести необхідні контрольні операції з достатньою точністю.

А. Установити та зняти заготовку.

1. Свердли 4 отв. 21;
2. Свердли 2 отв. 23.

Б. Переустановити заготовку.

3. Свердли 4 отв. 22;

На всіх операціях технологічного процесу використовується універсальне устаткування та інструмент, що не дозволяє забезпечити високу продуктивність праці.

Для підвищення продуктивності необхідно:

- 1) обрати метод отримання заготовки, який дозволить максимально наблизити її форму до форми готового виробу;
- 2) удосконалити методи механічної обробки за рахунок автоматизації виробничого процесу, концентрації операцій, підвищення режимів різання та використання раціональної конструкції різальних інструментів, зменшення допоміжного часу, пов'язаного з установкою заготовок на верстатах, та зміною інструмента;
- 3) зменшити час на транспортування деталей від верстата до верстата.

2 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Вибір способу одержання заготовки

Найбільш раціональним способом одержання заготовки для деталі «кришка електродвигуна» є штампування, тому що форма такої заготовки найбільш наближена до форми готової деталі, що дозволяє значно зменшити припуски на механічну обробку, а також, з урахуванням партії випуску даних деталей це найбільш продуктивний метод.

Виходячи з викладеного, у якості заготовки обираємо штамповану поковку. Враховуючи серійність виробництва, в якості устаткування обираємо КГШП, що дозволить використовувати збірні штампи та одержати заготовку складної форми.

Спроекуємо заготовку використовуючи методику і табличні дані [2, 3].

1. Поверхня рознімання: пряма

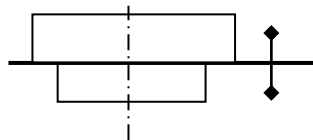


Рисунок 2.1 – Схема поверхні рознімання

2. Розрахуємо приведену масу заготовки, як добуток маси деталі та поправочного коефіцієнта:

$$M_{np} = M_d \cdot K_p = 1,86 \cdot 1,5 = 2,8 \text{ кг},$$

де M_d – маса деталі, $M_d = 1,86$ кг;

K_p – поправочний коефіцієнт, $K_p = 1,5$.

3. Зміст вуглецю рівний 0,14 – 0,22% попадає в діапазон до 0,35, що відповідає групі М1.

Штампування буде виконуватись на КГШП, тоді клас точності заготовки – Т4.

Для визначення ступеня складності розрахуємо відношення приведеної маси заготовки до маси простої фігури, у яку можна вписати деталь:

$$\frac{M_{np}}{M_{\phi}} = \frac{M_{np}}{V_{\phi} \cdot \rho_{cm}} = \frac{M_{np}}{\pi \cdot R_{\phi}^2 \cdot H_{\phi} \cdot \rho_{cm}} = \frac{M_{np}}{\pi \cdot (R_{\partial} \cdot 1,05)^2 \cdot (H_{\partial} \cdot 1,05) \cdot \rho_{cm}},$$

де M_{ϕ} – маса фігури, у яку можна вписати кришку;

V_{ϕ} – об'єм фігури, у яку можна вписати кришку;

ρ_{cm} – щільність сталі, $\rho_{cm} = 7,85 \text{ т/м}^3$;

R_{ϕ} , H_{ϕ} – розміри фігури;

R_{∂} , H_{∂} – розміри деталі.

$$\frac{M_{np}}{M_{\phi}} = \frac{2,8}{3,14 \cdot (97 \cdot 1,05)^2 \cdot (57 \cdot 1,05) \cdot 7,85 \cdot 10^{-6}} = 0,65,$$

тоді ступінь складності буде – 31.

4. Вихідний індекс ВІ = 10.

Група сталі: М2, клас точності Т4, ступінь складності – С1.

5. Призначення напусків.

Використовуючи правило світлових обмінів, вивчимо конструкцію деталі.

На деталі є затемнені ділянки – поверхня Ø120мм і конічна поверхня, на ці поверхні буде призначений напуск.

6. Призначення припусків і допусків на оброблювані розміри:

Призначимо припуски та допуски на оброблювані поверхні використовуючи табличні дані [2]. Результати зведемо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Розміри заготовки кришки

Розмір, мм	Припуск, мм	Допуск на розмір, мм	Розмір заготовки, мм
Ø194	1,4	$2,2 \begin{pmatrix} +1,4 \\ -0,8 \end{pmatrix}$	$\text{Ø}196,8 \begin{pmatrix} +1,4 \\ -0,8 \end{pmatrix}$
Ø172	1,4	$2,2 \begin{pmatrix} +1,4 \\ -0,8 \end{pmatrix}$	$\text{Ø}174,8 \begin{pmatrix} +1,4 \\ -0,8 \end{pmatrix}$
Ø146	1,3	$2,0 \begin{pmatrix} +1,3 \\ -0,7 \end{pmatrix}$	$\text{Ø}143,7 \begin{pmatrix} +1,3 \\ -0,7 \end{pmatrix}$
Ø52	1,2	$1,6 \begin{pmatrix} +1,1 \\ -0,5 \end{pmatrix}$	$\text{Ø}49,6 \begin{pmatrix} +1,1 \\ -0,5 \end{pmatrix}$
Ø107	1,3	$2,0 \begin{pmatrix} +1,3 \\ -0,7 \end{pmatrix}$	$\text{Ø}104,4 \begin{pmatrix} +1,3 \\ -0,7 \end{pmatrix}$
57	1,2	$1,6 \begin{pmatrix} +1,1 \\ -0,5 \end{pmatrix}$	$59,4 \begin{pmatrix} +1,1 \\ -0,5 \end{pmatrix}$
20	1,1	$1,4 \begin{pmatrix} +0,9 \\ -0,5 \end{pmatrix}$	$22,3 \begin{pmatrix} +0,9 \\ -0,5 \end{pmatrix}$
17	1,1	$1,4 \begin{pmatrix} +0,9 \\ -0,5 \end{pmatrix}$	$17,1 \begin{pmatrix} +0,9 \\ -0,5 \end{pmatrix}$
16	1,1	$1,4 \begin{pmatrix} +0,9 \\ -0,5 \end{pmatrix}$	$16,1 \begin{pmatrix} +0,9 \\ -0,5 \end{pmatrix}$

Креслення заготовки представлено на листі РМ 20.131.34304.01.002.

6. Розрахуємо масу заготовки:

$$M_{\text{заг}} = V_{\text{заг}} \cdot \rho_{\text{ст}} = \pi \cdot R_{\text{заг}}^2 \cdot H_{\text{заг}} \cdot \rho_{\text{ст}} = 3,14 \cdot ((98,4)^2 \cdot 22,3 + (87,4)^2 \cdot 37,1 - (71,7)^2 \cdot 17,1 - (24,8)^2 \cdot 42,3) \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 3,03, \text{ кг.}$$

На заготовку призначимо наступні технологічні вимоги:

1. Нормалізація НВ 111 – 156.
2. Величина зсуву що допускається, по поверхні рознімання штампів – 0,7 мм.
3. Величина залишкового облою, що допускається, – 1,2 мм.
4. Незазначені радіуси закруглень – 2,5 мм.

5. Незазначені штампувальні ухили: зовнішні – 5°, внутрішні – 7°.

6. Заготовку очистити травленням.

2.2 Розрахунок припусків та операційних розмірів на механічну обробку

Здійснимо розрахунок припусків на механічну обробку поверхонь Ø52G6 і 57±0,37.

Для токарної обробки припуск розраховується по формулі, [4]:

$$2Z \min_i = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta \varepsilon_{i-1}^2 + \varepsilon_{yi}^2}),$$

де $Z \min_i$ – мінімальний операційний припуск на операції, мм;

Rz_{i-1} – шорсткість поверхні на попередньому переході, мкм;

h_{i-1} – глибина дефектного шару на попередньому переході, мкм;

$\Delta \varepsilon_{i-1}$ – сумарна похибка взаємного розташування поверхонь на попередньому переході, мкм;

ε_{yi} – похибка установки на виконуваному переході, мкм.

Для штампованої заготовки при масі заготовки $M_{пр} = 3,03$ кг, шорсткість поверхні та глибина дефектного шару рівні: $Rz = 200$ мкм; $h = 250$ мкм [4].

Точність і якість поверхонь (Rz і h) для наступних переходів обираємо по табл. 12 [4]. Обрані дані зносимо у таблицю 2.2 для пов. Ø52G6 і в таблицю 2.3 для пов 57±0,37.

Сумарна похибка заготовки визначається по формулі:

$$\Delta \Sigma_{заг} = \sqrt{\Delta \kappa_{ор}^2 + \Delta \varepsilon_{кс}^2 + \Delta^2 u} = \sqrt{500^2 + 1400^2 + 68,9^2} = 1488 \text{ мкм},$$

де $\Delta \kappa_{ор}$ – похибка коробління, мкм;

Δu – відхилення від перпендикулярності торця до осі отвору, мкм на 1 мм радіуса;

$\Delta \varepsilon_{кс}$ – відхилення від концентричності, мкм.

При нормальній точності штампування $\Delta \kappa_{ор} = 500$ мкм, $\Delta \varepsilon_{кс} = 1400$ мкм, $\Delta u = 0,7$ мкм на 1 мм радіуса, тоді $\Delta u = 98,4 \cdot 0,7 = 68,9$ мкм [4].

Для наступних переходів:

$$\Delta \varepsilon_{i+1} = \Delta \varepsilon_i \cdot K_y,$$

де K_y – коефіцієнт уточнення;

$$K_{y_{\text{розточ. черн}}} = 0,06; K_{y_{\text{розточ. чист}}} = 0,04; K_{y_{\text{розточ. тонк предв}}} = 0,03; K_{y_{\text{розточ. тонк оконч.}}} = 0,02 [4].$$

$$\Delta \Sigma_{\text{розточ. черн}} = \Delta \Sigma_{\text{заг}} \cdot K_y = 1488 \cdot 0,06 = 89,28 \text{ мкм};$$

$$\Delta \Sigma_{\text{розточ. чист}} = \Delta \Sigma_{\text{розточ. черн}} \cdot K_y = 89,28 \cdot 0,04 = 3,57 \text{ мкм};$$

$$\Delta \Sigma_{\text{розточ. тонк. черн}} = \Delta \Sigma_{\text{розточ. чист}} \cdot K_y = 3,57 \cdot 0,03 = 0,107 \text{ мкм};$$

$$\Delta \Sigma_{\text{розточ. тонк. чист}} = \Delta \Sigma_{\text{розточ. тонк. черн}} \cdot K_y = 0,107 \cdot 0,02 = 0,002 \text{ мкм}.$$

Похибка установки при установці в трикулачковий патрон дорівнює $\varepsilon_{y, \text{розточ.}} = 400$ мкм для установки по чорновій базі та $\varepsilon_{y, \text{расточ.}} = 100$ мкм для установки по обробленій базі [4].

Таблиця 2.2 – Параметри поверхні Ø110H7 при обробці на різних переходах

Тех. переходи	Квалітет	Елементи припуску, мкм				2Zmin, мм	Td, мм	Розрахунковий операційний розмір, мм	Граничний операційний розмір, мм		Розміри припуску, мм	
		Rz	h	$\Delta \varepsilon$	ε_y				max	min	max	min
Ø52G6(^{+0,029} _{+0,01}) заготовка	-	160	200	1488	-	-	1,6	45,644	47,2	45,6	-	-
Розточування попереднє	H12	125	120	89,28	400	3,042	0,3	50,346	50,6	50,3	5,0	3,1
Розточування остаточне	H10	40	40	3,57	100	0,605	0,12	51,404	51,52	51,4	1,22	0,8
Розточування тонке попереднє	H8	5	5	0,107	100	0,180	0,046	51,744	51,79	51,744	0,39	0,224
Розточування тонке остаточне	G6	5	5	0,002	100	0,180	0,019	52,01	52,029	52,01	0,285	0,22

Розрахуємо величину припуску на всіх переходах:

$$2Z \min(\text{розточ. предв}) = 2(160 + 200 + \sqrt{1488^2 + 400^2}) = 3802 \text{ мкм};$$

$$2Z \min(\text{розточ.оконч}) = 2(125 + 120 + \sqrt{89,28^2 + 100^2}) = 758 \text{ мкм};$$

$$2Z \min(\text{розточ.тонк.предв}) = 2(5 + 5 + \sqrt{0,107^2 + 100^2}) = 220 \text{ мкм};$$

$$2Z \min(\text{розточ.тонк.оконч}) = 2(5 + 5 + \sqrt{0,002^2 + 100^2}) = 220 \text{ мкм};$$

Розрахунковий операційний розмір на кожну операцію розраховуємо згідно рис.1.2.

$$A_{\min}(\text{дет}) = A_{\min}(\text{розточ.тонк.оконч.}) = 52,01 \text{ мм};$$

$$\begin{aligned} A_{\min}(\text{розточ.тонк.предв.}) &= A_{\min}(\text{розточ.тонк.оконч.}) - \\ &- 2Z \min(\text{розточ.тонк.оконч.}) - T(\text{розточ.тонк.предв.}) = \\ &= 52,01 - 0,220 - 0,046 = 51,744 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{\min}(\text{розточ.оконч.}) &= A_{\min}(\text{розточ.тонк.предв.}) - 2Z \min(\text{розточ.тонк.предв.}) - \\ &- T(\text{розточ.оконч.}) = 51,744 - 0,220 - 0,120 = 51,404 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{\min}(\text{розточ.предв.}) &= A_{\min}(\text{розточ.оконч.}) - 2Z \min(\text{розточ.оконч.}) - \\ &- T(\text{розточ.предв.}) = 51,404 - 0,758 - 0,3 = 50,346 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A(\text{заг}) &= A_{\min}(\text{розточ.предв.}) - 2Z \min(\text{розточ.предв.}) - T(\text{заг})_{\text{нижн.відх.}} = \\ &= 50,346 - 3,802 - 0,9 = 45,644 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Величини припуску на різних операціях визначаємо по формулах:

$$2Z_{\min i} = A_{\min i} - A_{\max i-1}; \quad 2Z_{\max i} = A_{\max i} - A_{\min i-1};$$

Результати всіх розрахунків зводимо у таблицю 2.2.

Аналогічно здійснимо розрахунок припусків на механічну обробку торців деталі.

Сумарна похибка заготовки визначається по формулі:

$$\Delta \Sigma_{\text{заг}} = \sqrt{\Delta \kappa_{\text{ор}}^2 + \Delta \kappa_{\text{с}}^2 + \Delta^2 u} = 1488 \text{ мкм},$$

Для наступних переходів коефіцієнт уточнення:

$$\Delta \varepsilon_{i+1} = \Delta \varepsilon_i \cdot K_u,$$

де K_u – коефіцієнт уточнення, $K_{u_{\text{точн}}} = 0,06$ [4].

$$\Delta \Sigma_{\text{точн}} = \Delta \Sigma_{\text{заг}} \cdot K_u = 1488 \cdot 0,06 = 89,28 \text{ мкм}.$$

Таблиця 2.3 – Параметри поверхні торців при обробці на різних переходах

Тех. переходи	Квалітет	Елементи припуску, мкм				2Z _{min} , мкм	Td, мм	Розрахунковий операційний розмір, мм	Граничний операційний розмір, мм		Розміри припуску, мм	
		Rz	h	Δε	ε _y				max	min	max	min
57±0,37 заготовка	-	160	200	1488	-	-	1,6	63,011	63	61,4	-	-
Гостріння правого торця	IT14/2	125	120	89,28	100	1,948	0,74	59,463	59,46	58,72	4,28	1,94
Гостріння лівого торця	IT14/2	125	120	89,28	100	1,353	0,74	57,37	57,37	56,63	2,09	1,35

Розрахуємо величину припуску на всіх переходах, результати всіх розрахунків занесемо в таблицю 2.3:

$$Z_{\min \text{ точен} - \text{прав} - \text{торець}} = Rz_{zz} + h_{zza} + \Delta \varepsilon_{zag} + \varepsilon_{y \text{ точен} - \text{прав} - \text{торець}} =$$

$$= 0,160 + 0,200 + 1,488 + 0,100 = 1,948 \text{ мм.}$$

$$Z_{\min \text{ точен} - \text{лев} - \text{торець}} = Rz_{zz} + h_{zza} + \Delta \varepsilon_{точен - прав - торець} + \varepsilon_{y \text{ точен} - \text{лев} - \text{торець}} =$$

$$= 0,160 + 0,200 + 0,08928 + 0,100 = 1,353 \text{ мм.}$$

Розрахунковий операційний розмір на кожну операцію розраховуємо згідно рис.1.3. $A_{\max \text{ точен} - \text{лев} - \text{торець}} = 57,37 \text{ мм.}$

$$A_{\max \text{ точен} - \text{прав} - \text{торець}} = A_{\max \text{ точен} - \text{лев} - \text{торець}} + Z_{\min \text{ точен} - \text{лев} - \text{торець}} +$$

$$+ T_{\text{точен} - \text{прав} - \text{торець}} = 57,37 + 1,353 + 0,74 = 59,463 \text{ мм.}$$

$$A_{\max \text{ заг}} = A_{\max \text{ точен} - \text{прав} - \text{торець}} + Z_{\min \text{ точен} - \text{прав} - \text{торець}} +$$

$$+ T_{\text{заг}} = 59,463 + 1,948 + 1,6 = 63,011 \text{ мм.}$$

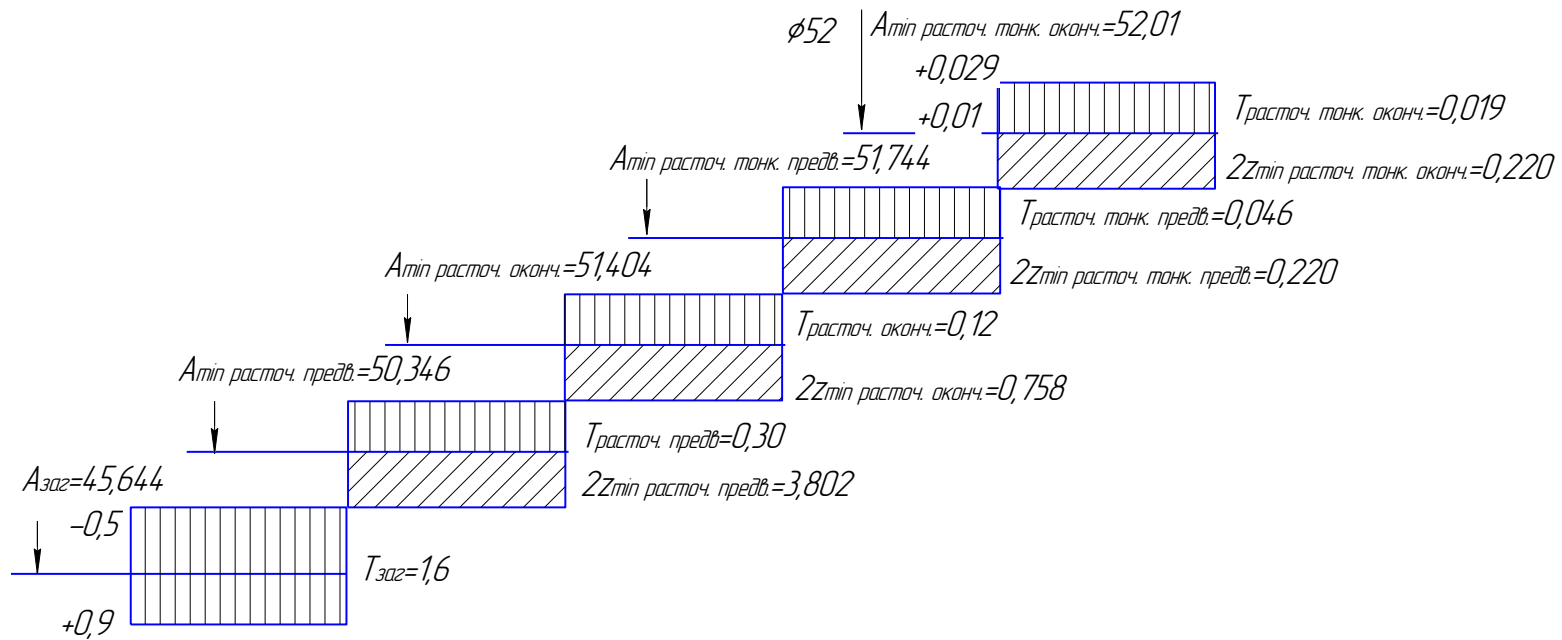


Рисунок 2.2 – Схема розташування полів допусків розмірів поверхні $\varnothing 52G6$ на різних операціях

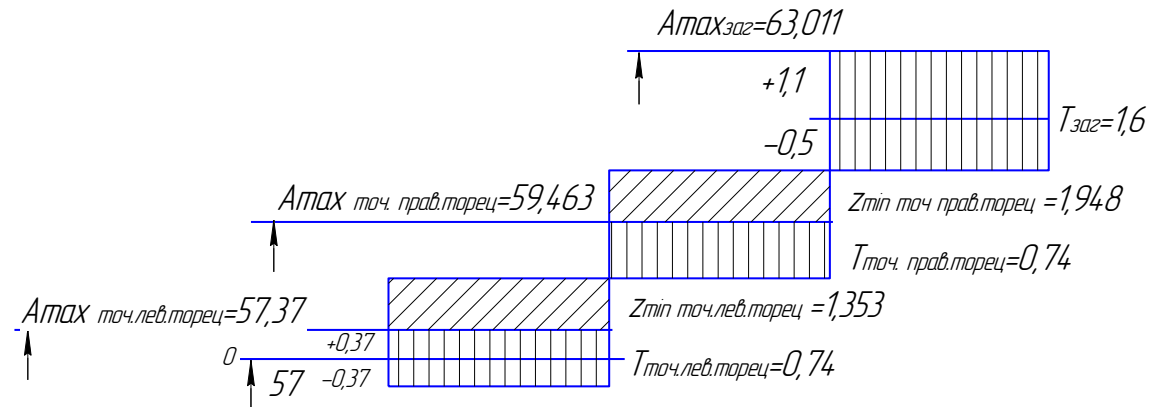


Рисунок 2.3 – Схема розташування полів допусків розмірів торця на різних операціях

Величини припуску на різних операціях визначаємо по формулах:

$$2Z_{\min i} = A_{\min i} - A_{\max i} - 1;$$

$$2Z_{\max i} = A_{\max i} - A_{\min i} - 1;$$

Результати всіх розрахунків знесено в таблицю 2.3.

Припуски на обробку інших поверхонь дорівнюють припускам на заготовку тому що обробляються однократно.

2.3 Розробка креслення заготовки

Виходячи з обраних у розділі 2.1 допусків і припусків і уточнених припусків у розділі 2.2, складемо креслення заготовки деталі «кришка електродвигуна», див. РМ 20.131.34304.01.002.

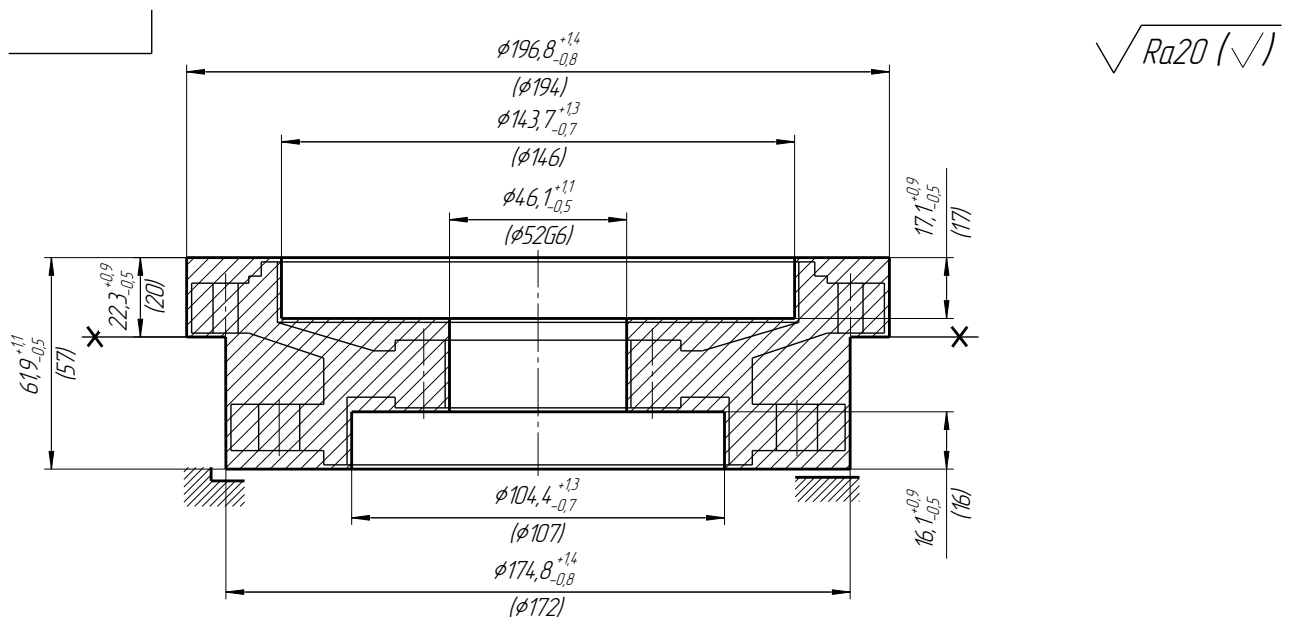


Рисунок 2.4 – Ескіз заготовки деталі «кришка електродвигуна»

2.4 Розрахунок режимів різання машинного часу виконання операцій

Визначення режимів обробки необхідно для налагодження верстатів на виконання необхідних операцій, а також для складання програм для обробки на верстатах з ЧПУ.

Розрахуємо режими різання для токарної обробки.

Матеріал деталі: Ст 3, ГОСТ 390-84.

Подача, що рекомендується, при точінні із глибиною $t \leq 2$ мм $S = 1,1$ мм/об, при глибині різання $t \leq 3$ мм $S = 1,0$ мм/об. Подача, що рекомендується, при прорізанні пазів $S = 0,2$ мм/об.

Подача, що рекомендується, при розточуванні отворів із глибиною різання $t \leq 2$ мм $S = 0,3$ мм/об, при глибині різання $t \leq 3$ мм $S = 0,25$ мм/об. Подача, що рекомендується, при тонкому розточуванні $S = 0,1$ мм/об при глибині різання не більше 0,15 мм. [4].

Швидкість різання при розточуванні отворів:

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot s^{y_v}} \cdot K_v \cdot K_1, \text{ м/хв.}, [4]$$

де $T = 60$ хв – середнє значення стійкості різця для чорнової обробки,

$T = 90$ хв – для чистової обробки;

C_v - постійний коефіцієнт. Для даних умов обробки $C_v = 350$.

x_v, y_v, m - показники ступеня, $x_v=0,15$; $y_v=0,35$; $m=0,2$;

K_1 – коефіцієнт, що враховує обробку переривчастих поверхонь, $K_1=0,8$.

Поправочний коефіцієнт K_v на швидкість різання

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\phi v} \cdot K_{\phi 1v} \cdot K_{rv} \cdot K_{qv}$$

$K_{mv}=(750/\sigma_B)^{nv}=(750/420)^1=1,78$ – коефіцієнт, що враховує вплив механічних властивостей оброблюваного матеріалу;

$K_{nv}=0,8$ – коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні заготовки для умов однократної обробки;

$K_{nv}=1,0$ – коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні заготовки для умов остаточної обробки;

$K_{uv}=0,65$ – коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу ріжучої частини інструмента;

$K_{\phi v}, K_{\phi 1v}, K_{rv}$ – коефіцієнти, що враховують параметри різця;

$K_{\phi v}=0,7, K_{\phi 1v}=K_{rv}=1$ - для чорнової обробки;

$K_{\phi v}=0,9$, $K_{\phi 1v}=0,91$, $K_{rv}=1$ - для остаточної обробки.

$K_v=1,78 \cdot 0,8 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 1=0,65$ – для черновой обробки;

$K_v=1,78 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 0,9 \cdot 0,91 \cdot 1=0,94$ – для остаточної обробки.

Швидкість різання при попередньому розточуванні отвору Ø52,

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,25^{0,35}} \cdot 0,65 \cdot 0,8 = 117,5 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при остаточному розточуванні отвору Ø 52

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} \cdot 0,65 \cdot 0,8 = 130,3 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при тонкому попереднім розточуванні отвору Ø52

$$V = \frac{350}{90^{0,2} \cdot 0,3^{0,15} \cdot 0,1^{0,35}} \cdot 0,94 \cdot 0,8 = 286,7 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при тонкому остаточному розточуванні отвору Ø52

$$V = \frac{350}{90^{0,2} \cdot 0,25^{0,15} \cdot 0,1^{0,35}} \cdot 1,2 \cdot 0,8 = 294,7 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при контурному точінні:

пов-ні 6, 10, 15, 16:

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,4^{0,15} \cdot 1,1^{0,35}} \cdot 0,65 \cdot 0,8 = 124 \text{ м/хв;}$$

пов-ні 7, 8, 9, 14, 13:

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,3^{0,15} \cdot 1,1^{0,35}} \cdot 0,65 \cdot 0,8 = 125,4 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при остаточному розточуванні отвору 2, 3, 4, 5, 11, 12,

13

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,3^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} \cdot 0,94 \cdot 0,8 = 170 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при формуванні поверхонь 17, 18, 19

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 26^{0,15} \cdot 0,2^{0,35}} \cdot 1 \cdot 0,8 = 115,4 \text{ м/хв.}$$

Частота обертання шпинделя:
$$n = \frac{1000 \cdot V}{3,14 \cdot D} \text{ об/хв.}$$

Основний час обробки:

$$T_o = \frac{L_{p.x.} \cdot i}{s \cdot n},$$

де $L_{p.x.} = l_{нов} + l_{вр} + l_{пер}$ – робоча довжина обробки, тобто довжина обробки з обліком величин врізання та перебігу, $l_{вр} + l_{пер} = 3 \text{ мм}$ [4];

i – кількість проходів.

У верстата безступінчасте регулювання обертів шпинделя й перерахування частот і швидкостей у відповідність із паспортом верстата проводити не треба.

Частота обертання шпинделя і основний час при попередньому розточуванні отвору Ø52:

$$n = \frac{1000 \cdot 117,5}{3,14 \cdot 52} = 720 \text{ об/хв};$$

$$T_o = \frac{(19 + 3) \cdot 2}{0,25 \cdot 720} = 0,24 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя і основний час при остаточному розточуванні отвору Ø52:

$$n = \frac{1000 \cdot 130,3}{3,14 \cdot 52} = 798 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(19 + 3) \cdot 1}{0,3 \cdot 798} = 0,091 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя і основний час при тонкому попередньому розточуванні отвору Ø52:

$$n = \frac{1000 \cdot 286,5}{3,14 \cdot 52} = 1755 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(19 + 3) \cdot 1}{0,1 \cdot 1755} = 0,11 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя і основний час при тонкому остаточному розточуванні отвору Ø52:

$$n = \frac{1000 \cdot 294,7}{3,14 \cdot 52} = 1804 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(19 + 3) \cdot 1}{0,1 \cdot 1804} = 0,05 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя і основний час при розточуванні поверхні 2:

$$n = \frac{1000 \cdot 170}{3,14 \cdot 80} = 677 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(14 + 3) \cdot 1}{0,3 \cdot 677} = 0,236 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя і основний час при розточуванні поверхонь 5, 4, 3:

$$n = \frac{1000 \cdot 170}{3,14 \cdot 146} = 371 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(51 + 3) \cdot 1}{0,3 \cdot 371} = 0,395 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя та основний час при точінні поверхонь 6, 10:

$$n = \frac{1000 \cdot 124}{3,14 \cdot 194} = 204 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(44 + 3) \cdot 1}{1,1 \cdot 204} = 0,534 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя та основний час при точінні поверхонь 9, 8, 7:

$$n = \frac{1000 \cdot 125,4}{3,14 \cdot 194} = 206 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(20,5 + 3) \cdot 1}{1,1 \cdot 206} = 0,456 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя та основний час при точінні поверхонь 11, 12:

$$n = \frac{1000 \cdot 170}{3,14 \cdot 107} = 506 \text{ об/хв},$$

$$T_o = \frac{(13,5 + 3) \cdot 1}{0,3 \cdot 506} = 0,31 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя та основний час при точінні поверхні 15:

$$n = \frac{1000 \cdot 124}{3,14 \cdot 170} = 232,3 \text{ об/хв,}$$

$$T_o = \frac{(26 + 3) \cdot 1}{1,1 \cdot 232,3} = 0,1 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя та основний час при точінні поверхонь 16, 20:

$$n = \frac{1000 \cdot 124}{3,14 \cdot 170} = 232,3 \text{ об/хв,}$$

$$T_o = \frac{(44 + 3) \cdot 1}{1,1 \cdot 232,3} = 0,17 \text{ хв.}$$

Частота обертання шпинделя та основний час при точінні поверхонь 18, 17, 19:

$$n = \frac{1000 \cdot 115,4}{3,14 \cdot 170} = 216 \text{ об/хв,}$$

$$T_o = \frac{(26 + 3) \cdot 1}{0,2 \cdot 216} = 0,447 \text{ хв.}$$

Тангенціальна складова сили різання:

$$P_z = 10 C_p \cdot t^{x_p} \cdot s^{y_p} \cdot V^{n_p} \cdot K_p, \text{ Н [4]}$$

де C_p - постійний коефіцієнт. Для даних умов обробки $C_p=300$;

x_p, y_p, n_p - показники ступеня, $x_p=1$; $y_p=0.75$; $n_p=-0.15$.

Поправочний коефіцієнт:

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp};$$

K_{mp} - коефіцієнт, що враховує вплив механічних властивостей матеріалу,
 $K_{mp}=(\sigma_B/750)^{0.75}=(420/750)^{0.75}=0,65$;

$K_{\varphi p}$ - коефіцієнт, що враховує головний кут у плані, $K_{\varphi p}=1,08$;

$K_{\gamma p}$ - коефіцієнт, що враховує передній кут, $K_{\gamma p}=1,0$;

K_{rp} - коефіцієнт, що враховує величину радіуса при вершині, $K_{rp}=0,93$.

$$K_p = 0,65 \cdot 1,08 \cdot 1,0 \cdot 0,93 = 0,65.$$

Тангенціальна складова сили різання при найбільшій швидкості та подачі (остаточне розточування поверхні Ø52):

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 130,3^{-0,15} \cdot 0,65 = 585,8 \text{ Н.}$$

Потужність різання $N_p = \frac{P_z \cdot V}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт}$

Потужність різання при найбільшій швидкості та подачі:

$$N_p = \frac{585,8 \cdot 130,3}{1020 \cdot 60} = 1,25 \text{ кВт.}$$

Потужність на шпинделі $N_{ш} = N_p \cdot \eta = 1,25 \cdot 0,85 = 1,06 \text{ кВт,}$

де $\eta=0,85$ - ккд. трансмісії верстата.

Розраховані режими можуть бути здійснені, тому що потужність на шпинделі при цих режимах менше потужності електродвигуна привода верстата.

Розрахуємо режими різання для вертикально-свердлильної операції.

Подача, що рекомендується, при свердленні отворів Ø7 мм $S=0,14$ мм/об, Ø11,5 мм $S=0,2$ мм/об.

Глибина різання при свердлінні отвору Ø7 мм $t = 3,5$ мм, Ø11,5 мм $t = 5,75$ мм.

Швидкість різання визначаємо по формулі [4]:

$$V = \frac{C_v \cdot D^{q_v}}{T^m \cdot t^{x_v} \cdot S^{y_v}} \cdot K_v,$$

де C_v - постійний коефіцієнт. Для даних умов обробки при свердлінні $C_v = 7,0$ [4];

m_v, q_v, y_v - показники ступеня при свердлінні

$$m_v = 0,2, \quad q_v = 0,4, \quad y_v = 0,7, \quad x_v = 0;$$

D – діаметр оброблюваного отвору;

t – глибина різання;

T – період стійкості інструмента. Для свердлів Ø7 мм $T = 25$ хв, Ø11,5 мм $T = 45$ хв.

K_v - поправочний коефіцієнт.

$$K_v = K_{mv} K_{uv} K_{lv}$$

де $K_{mv} K_{uv} K_{lv}$ - коефіцієнти, що враховують вплив оброблюваного матеріалу, інструментального матеріалу та глибину свердління. Для даних умов обробки $K_{mv} = 1,78$, $K_{uv} = 0,65$, $K_{lv} = 1,0$.

$$K_v = 1,78 \cdot 0,65 \cdot 1,0 = 1,16.$$

Швидкість різання при свердлінні отвору Ø7 мм:

$$V = \frac{7,0 \cdot 7^{0,4}}{25^{0,2} \cdot 3,5^0 \cdot 0,14^{0,7}} \cdot 1,16 = 36,6 \text{ м/хв.}$$

Швидкість різання при свердлінні отвору Ø11,5 мм:

$$V = \frac{7,0 \cdot 11,5^{0,4}}{45^{0,2} \cdot 5,75^0 \cdot 0,2^{0,7}} \cdot 1,16 = 31,1 \text{ м/хв.}$$

Визначаємо частоту обертання інструмента по формулі:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} \text{ об/хв.}$$

Основний час обробки: $T_o = \frac{L_{px}}{s \cdot n},$

де $L_{р.х..} = l_{нов} + l_{ер} + l_{ер}$ – робоча довжина обробки, тобто довжина обробки з обліком величин врізання та перебігу, $l_{ер} + l_{ер} = 2,5$ мм при свердлінні отвору Ø7 мм і $l_{ер} + l_{ер} = 5$ мм при свердлінні отвору Ø11,5 мм.

Визначаємо частоту обертання інструмента при свердлінні отвору Ø 7 мм:

$$n = \frac{1000 \cdot 36,6}{3,14 \cdot 7} = 1660 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо стандартну частоту обертання для даного верстата $n=1440$ об/хв. Тоді фактична швидкість $V=31,6$ м/хв.

Основний час обробки:

$$T_o = \frac{14 + 2,5}{0,14 \cdot 1440} = 0,08 \text{ хв.};$$

$$T_o = \frac{19 + 2,5}{0,14 \cdot 1440} = 0,106 \text{ хв.}$$

Визначаємо частоту обертання інструмента при свердлінні отвору Ø11,5 мм:

$$n = \frac{1000 \cdot 31,1}{3,14 \cdot 11,5} = 861 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо стандартну частоту обертання для даного верстата $n=720$ об/хв. Тоді фактична швидкість $V=26$ м/хв.

Основний час обробки:

$$T_o = \frac{13 + 2,5}{0,2 \cdot 720} = 0,106 \text{ хв.}$$

Розрахуємо осьову силу, крутний момент і потужність різання при обробці отвору:

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot D^{q_p} \cdot s^{y_p} \cdot K_p, \text{ Н}$$

$$M_{kp} = 10 \cdot C_m \cdot D^{q_m} \cdot s^{y_m} \cdot K_p, \text{ Нм}$$

$$N_e = \frac{M_{kp} \cdot n}{9750}, \text{ кВт},$$

де C_p, C_m – постійні коефіцієнти, $C_p = 68, C_m = 0,0345$;

q_p, y_p, q_m, y_m - показники ступеня, $q_p = 1,0, y_p = 0,7, q_m = 2,0, y_m = 0,8$.

K_p – коефіцієнт, що враховує відмінність механічних властивостей матеріалу від табличних значень:

$$K_p = K_{mp} = \left(\frac{\sigma_s}{750} \right)^n = \left(\frac{590}{750} \right)^{0,75} = 0,85.$$

Тоді при свердлінні отвору Ø7 мм:

$$P_o = 10 \cdot 68 \cdot 7^1 \cdot 0,14^{0,7} \cdot 0,65 = 781,3 \text{ Н}$$

$$M_{kp} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 7^2 \cdot 0,14^{0,8} \cdot 0,65 = 2,28 \text{ Нм}$$

$$N_e = \frac{M_{kp} \cdot n}{9750} = \frac{2,28 \cdot 1440}{9750} = 0,336 \text{ кВт.}$$

при свердлінні отвору Ø11,5 мм:

$$P_o = 10 \cdot 68 \cdot 11,5^1 \cdot 0,2^{0,7} \cdot 0,65 = 1647,6 \text{ Н}$$

$$M_{kp} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 11,5^2 \cdot 0,2^{0,8} \cdot 0,65 = 8,18 \text{ Нм}$$

$$N_e = \frac{M_{kp} \cdot n}{9750} = \frac{8,18 \cdot 720}{9750} = 0,6 \text{ кВт.}$$

Найбільша потужність на шпинделі (розрахунок проведемо по потужності різання при свердлінні отвору Ø 11,5 мм):

$$N_{\text{ш}} = N_e \cdot \eta = 0,6 \cdot 0,85 = 0,51 \text{ кВт},$$

де $\eta=0,85$ – ккд. трансмісії верстата

Розраховані режими можуть бути здійснені, тому що потужність на шпинделі при цих режимах менше потужності електродвигуна привода верстата 2P135Ф2-1

Для подальшого визначення продуктивності проекрованої гнучкої виробничої лінії (ГВЛ) необхідно розрахувати машинний час для кожної з операцій (таблиця 2.4).

Таблиця 2.4 – Машинний час на кожний перехід

№	Найменування переходу	Основний час $T_{\text{осн}i}$, хв
1	2	3
1	Точити торець 6 і пов. 10 по контуру	0,534
2	Розточити пов. 1 попередньо	0,072
3	Розточити пов. 1 остаточно	0,091
4	Розточити по контуру пов. 5, 4	0,395
5	Розточити торець 2 і пов. 3 по контуру	0,236
6	Точити по контуру 9, 8, 7	0,114
7	Точити торець 14 і розточити пов. 13 по контуру	0,31
8	Розточити пов. 12 і торець 11 по контуру	0,2
9	Точити торець 15	0,101
10	Точити пов. 16 і торець 20 по контуру	0,17
11	Точити пов. 18 з формуванням торця 17 і пов. 19	0,447
12	Розточити пов. 1 тонко попередньо	0,11
13	Розточити пов. 1 тонко остаточно	0,105
14	Свердлити 4 отв. 21	0,008
15	Свердлити 2 отв. 23	0,004
16	Свердлити 4 отв. 22	0,106
		$\Sigma t_p=3,075$

Сумарний час лезової одноінструментальної обробки на однопозиційній машині дорівнює $t_p = 4,326$ хв. Технологічна продуктивність дорівнює:

$$k_0 = \frac{1}{\sum t_p}.$$

$$k_0 = \frac{1}{4,326} = 0,231 \text{ шт/хв.}$$

Змінна продуктивність при одноінструментальній обробці на однопозиційній машині:

$$Q = \frac{480}{\sum t_{pi} + t_x} \text{ шт/зміну,}$$

де $\sum t_{pi}$ – сумарний час обробки;

t_x – час холостих операцій (прийmemo $t_x = 0,3 \sum t_{pi}$).

$$Q = \frac{480}{3,075 + 0,3 \cdot 3,075} = 120 \text{ шт/зміну.}$$

Тому що розрахункова змінна продуктивність нижче заданої – необхідно зробити вибір структурно-компонувального варіанта ГВЛ, який би забезпечив необхідний рівень продуктивності. Для цього, на першому етапі необхідно визначити перелік холостих операцій.

2.5 Визначення переліку холостих операцій, необхідних для реалізації робочих операцій технологічного процесу

Складемо перелік холостих операцій, необхідних для реалізації робочих операцій технологічного процесу (таблиця 2.5).

Таблиця 2.5 – Перелік холостих операцій

Найменування робочої операції	Найменування холостої операції
1	2
Токарно-гвинторізна	Орієнтувати деталь Подати деталь у робочу зону Закріпити деталь
1. Точити торець 6 і пов. 10 по контуру	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
2. Розточити пов. 1 попередньо	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
3. Розточити пов. 1 остаточно	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
4. Розточити по контуру пов.5,4	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
5. Розточити торець 2 і пов. 3 по контуру	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
6. Точити по контуру 9, 8, 7	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
7. Точити торець 14 і розточити пов. 13 по контуру	Розкріпити деталь Закріпити деталь
8. Розточити пов. 12 і торець 11 по контуру	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
9. Точити торець 15	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
10. Точити пов. 16 і торець 20 по контуру	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу
11. Точити пов. 18 з формуванням торця 17 і пов. 19	Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу Підвести різець на швидкому ходу Відвести різець на швидкому ходу Розкріпити деталь Вилучити деталь із робочої зони

Продовження таблиці 2.5.

1	2
Токарно-гвинторізна	Орієнтувати деталь Подати деталь у робочу зону Закріпити деталь
1. Розточити пов. 1 тонко попередньо	Підвести різець на швидкому ході Відвести різець на швидкому ході
2. Розточити пов. 1 тонко остаточно	Підвести різець на швидкому ході Відвести різець на швидкому ході Розкріпити деталь Вилучити деталь із робочої зони
Вертикально-свердлильна	Орієнтувати деталь Подати деталь у робочу зону Закріпити деталь
1. Свердли 4 отв. 21	Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході
2. Свердли 2 отв. 23	Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Розкріпити деталь Закріпити деталь
3. Свердли 4 отв. 22	Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Підвести свердло на швидкому ході Відвести свердло на швидкому ході Розкріпити деталь

2.6 Розрахунки необхідної продуктивності гнучкої виробничої лінії

При проектуванні ГВЛ необхідно враховувати, що максимальна продуктивність лінії не повинна перевищувати необхідну продуктивність більше ніж на 15 %. Таким чином, максимальна продуктивність для даної лінії становить:

$$Q_{\max} = 1,15 \cdot Q_{mp} = 1,15 \cdot 350 = 402 \text{ шт/зм}.$$

Розглянемо кілька варіантів компонувань ГВЛ, із гнучким міжагрегатним зв'язком.

Якщо розташувати верстати в порядку послідовності технологічного процесу лінії (рис. 2.5), то ми одержимо продуктивність з кількістю виробів, що не входить в діапазон заданої продуктивності, [6]:

$$Q_{\text{вих}} = \frac{480 \cdot K}{t_p(q) + t_x}, \text{ шт/зм}.$$

$$Q_{AL} = \frac{480 \cdot 0,75}{2,67 + 0,3 \cdot 2,67} = 104 \text{ шт/зм}.$$

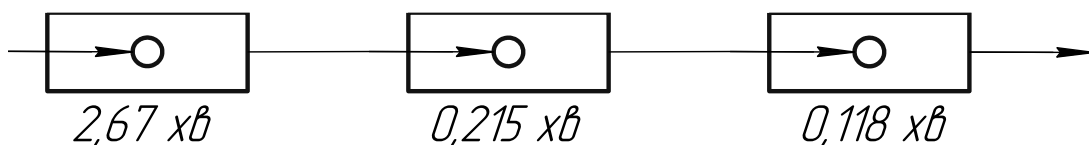


Рисунок 2.5 – Однопоточна лінія $q=3$

Варіант I. Розташуємо верстати в порядку послідовності технологічного процесу лінії, при цьому розбивши першу позицію на дві, а також на кожній з них установимо верстат дублер $m=2$ з метою зменшення, часу, що лімітує (рис. 2.6).

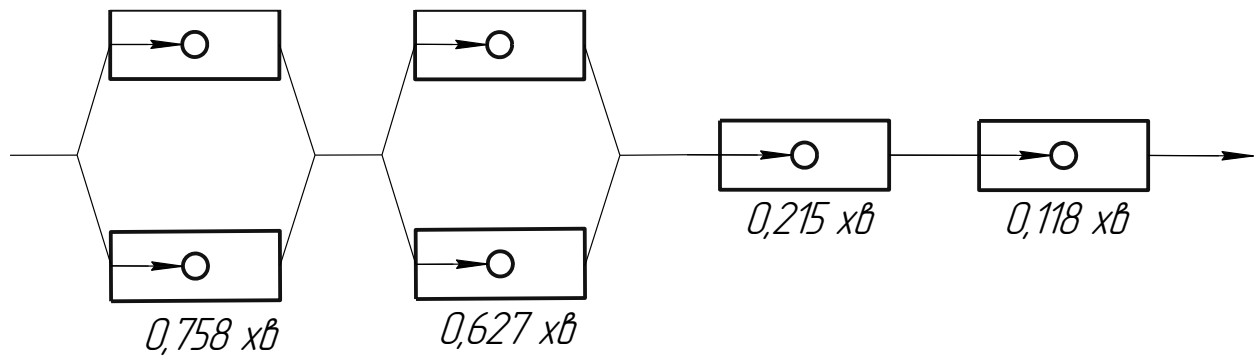


Рисунок 2.6 – Варіант I компоновання устаткування
гнучкої виробничої лінії ($q = 4; m = 2$)

1) Послідовне виконання наступних переходів: точити торець 6 і пов. 10 по контуру; розточити по контуру пов. 5, 4; розточити торець 2 і пов. 3 по контуру. Одночасно з обробкою поверхонь 6 і 10 виконується розточення пов. 1 поперечно та розточення пов. 1 остаточно; одночасно з обробкою поверхонь 2, 3, 4, 5 виконується точіння по контуру 9, 8, 7 (за рахунок застосування багатоінструментальної обробки) (токарний обробний центр).

2) Послідовне виконання наступних переходів: точити пов. 16 і торець 20 по контуру; точити пов. 18 з формуванням торця 17 і пов. 19. Одночасно з обробкою поверхонь 16 і 20 проводиться точіння торця 14 і розточення пов. 13 по контуру, розточення пов. 12 і формування торця 11 по контуру, точіння торця 15 (за рахунок застосування багатоінструментальної обробки) (токарний верстат з ЧПУ).

3) Послідовне виконання наступних переходів: розточити пов. 1 тонко поперечно; розточити пов. 1 тонко остаточно (токарно-гвинторізний верстат).

4) Послідовне виконання наступних переходів: свердли 4 отв. 21; свердли 2 отв. 23; свердли 4 отв. 22 (вертикально-свердильний верстат).

Для цього варіанту, час виконання операції на другій позиції, що лімітує $t_p(q) = 0,628 \text{ хв}$. Тоді продуктивність такої лінії становить:

$$Q_{AL} = \frac{480 \cdot 0,75}{0,758 + 0,3 \cdot 0,758} = 365 \frac{\text{шт}}{\text{зм}}.$$

Дана кількість виробів входить у діапазон припустимої продуктивності.

Варіант II. Для прикладу, розглянемо варіант компоновання, створений за принципом послідовного агрегування з паралельними потоками (рис. 2.7).

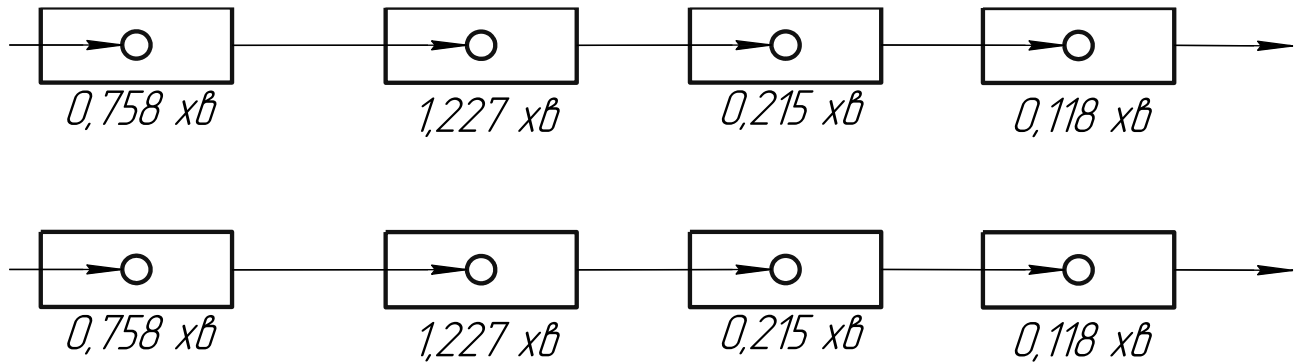


Рисунок 2.7 – Варіант II компоновання устаткування
гнучкої виробничої лінії ($q = 4, p = 2$)

1) Послідовне виконання наступних переходів: точити торець 6 і пов. 10 по контуру; розточити по контуру пов. 5, 4; Розточити торець 2 і пов. 3 по контуру. Одночасно з обробкою поверхонь 6 і 10 виконується розточення пов. 1 попередньо та розточення пов. 1 остаточно; одночасно з обробкою поверхонь 2, 3, 4, 5 виконується точіння по контуру 9, 8, 7 (за рахунок застосування багатоінструментальної обробки) (токарно-гвинторізний верстат).

2) Послідовне виконання наступних переходів: точити пов. 16 і торець 20 по контуру; точити пов. 18 з формуванням торця 17 і пов. 19 точіння торця 14 і розточення пов. 13 по контуру, розточення пов. 12 і формування торця 11 по контуру, точіння торця 15 (за рахунок застосування багатоінструментальної обробки) (токарно-гвинторізний верстат).

3) Послідовне виконання наступних переходів: розточити пов. 1 тонко попередньо; розточити пов. 1 тонко остаточно (токарно-гвинторізний верстат).

4) Послідовне виконання наступних переходів: свердли 4 отв. 21; свердли 2 отв. 23; свердли 4 отв. 22 (вертикально-свердильний верстат).

У даному варіанті технологічної лінії часом, що лімітує, є $t_p = 1,256$ хв.

Продуктивність такої лінії становить:

$$Q_{AL} = 2 \cdot \frac{480 \cdot 0,75}{1,227 + 0,3 \cdot 1,227} = 450 \text{ шт/зм}.$$

Продуктивність такої лінії значну перевищує максимально-припустиму.

Варіант III. Розглянемо ще один варіант компоновання автоматичної лінії із застосуванням іншого устаткування (рис. 2.4).

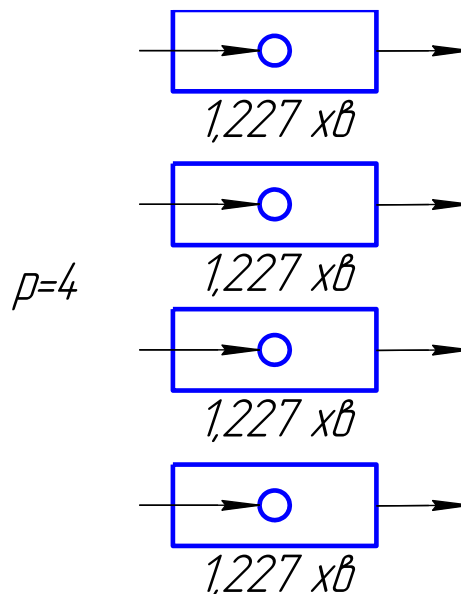


Рисунок 2.9 – Варіант III компоновання устаткування автоматичної лінії ($q = 1, p = 4$)

Послідовне виконання наступних переходів: точити торець 6 і пов. 10 по контуру; розточити по контуру пов. 5, 4; розточити торець 2 і пов. 3 по контуру; точити пов. 16 і торець 20 по контуру; точити пов. 18 з формуванням торця 17 і

пов. 19; розточити пов. 1 тонко попередньо; розточити пов. 1 тонко остаточно; свердли 4 отв. 21; свердли 2 отв. 23; свердли 4 отв. 22. Одночасно з обробкою поверхонь 6 і 10 виконується розточення пов. 1 попередньо та розточення пов. 1 остаточно; одночасно з обробкою поверхонь 2, 3, 4, 5 виконується точіння по контуру 9, 8, 7; Одночасно з обробкою поверхонь 16 і 20 проводиться точіння торця 14 і розточення пов. 13 по контуру, розточення пов. 12 і формування торця 11 по контуру, точіння торця 15.

Такий варіант лінії можливий при виконанні всіх поверхонь даної деталі на токарно-обробному центрі. Для забезпечення необхідної продуктивності необхідно 4 паралельних потоки.

Продуктивність такої лінії становить:

$$Q_{ALI} = 4 \cdot \frac{480 \cdot 0,75}{1,718 + 0,3 \cdot 1,718} = 645 \text{ шт/зм}.$$

Продуктивність такої лінії значно перевищує максимально-припустиму.

2.7 Уточнені розрахунки продуктивності варіантів автоматичної лінії

Уточнені розрахунки повної продуктивності автоматичної лінії із жорсткими міжагрегатними зв'язками проводиться по формулі:

$$Q_{ALж} = \frac{480 \cdot K_{заг}}{t_p(q) + t_x + \sum t_{cob}},$$

де $K_{заг}$ – коефіцієнт завантаження лінії, який характеризує умови експлуатації (ухвалюється в межах 0,85-0,90);

t_x – час холостих ходів (в умовах диференціації технологічного процесу ухвалюється $t_x = 0,3 \cdot t_p(q)$);

$\sum t_{cob}$ – час сумарних позациклових втрат, визначається по формулі:

$$\sum t_{cob} = \sum t_{ин} + \sum t_{об},$$

де $\sum t_{ин}$ – очікувані позациклові втрати по інструменту;
 $\sum t_{об}$ – очікувані позациклові втрати по устаткуванню.

Втрати по інструменту обчислюються по формулі:

$$\sum t_{ин} = \sum \frac{t_{pi}}{T_{инi}} (t_{ci} + t_{cmi}),$$

де $T_{инi}$ – нормативна стійкість інструмента;
 t_{ci} – час, необхідне на заміну інструмента;
 t_{cmi} – середня тривалість простоїв.

Результати розрахунків представлені у таблицях 2.6 – 2.8.

Таблиця 2.6 – Розрахунки часу втрат по інструменту для варіанта I

№п/п	Інструмент	t_{pi} , хв	$T_{инi}$, хв	$(t_{ci} + t_{cmi})$, хв	$t_{ин}$, хв
1	Різець контурний	0,461	60	1,7	0,01306
2	Різець контурний	0,461	60	1,7	0,01306
3	Різець розточувальної	0,331	30	1,7	0,01876
4	Різець розточувальної	0,331	30	1,7	0,01876
5	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
6	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
7	Різець контурний	0,628	60	1,7	0,01779
8	Різець контурний	0,628	60	1,7	0,01779
9	Різець чистовий	0,246	30	3,18	0,02608
10	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
					$\Sigma = 0,14570$

Таблиця 2.7 – Розрахунки часу втрат по інструменту для варіанта II

№п/п	Інструмент	t_{pi} , хв	T_{ini} , хв	$(t_{zi} + t_{cmi})$, хв	t_{un} , хв
1	Різець контурний	0,461	60	1,7	0,01306
2	Різець контурний	0,461	60	1,7	0,01306
3	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
4	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
5	Різець розточувальної	0,331	30	1,7	0,01876
6	Різець розточувальної	0,331	30	1,7	0,01876
7	Різець контурний	1,256	60	1,7	0,03559
8	Різець контурний	1,256	60	1,7	0,03559
9	Різець розточувальної	0,246	30	3,18	0,02608
10	Різець розточувальної	0,246	30	3,18	0,02608
11	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
12	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
					$\Sigma = 0,12645$

Таблиця 2.8 – Розрахунки часу втрат по інструменту для варіанта III

№п/п	Інструмент	t_{pi} , хв	T_{ini} , хв	$(t_{zi} + t_{cmi})$, хв	t_{un} , хв
1	2	3	4	5	6
1	Різець контурний	1,256	60	1,7	0,03559
2	Різець контурний	1,256	60	1,7	0,03559
3	Різець контурний	1,256	60	1,7	0,03559
4	Різець контурний	1,256	60	1,7	0,03559
5	Різець розточувальної	1,094	30	1,7	0,06199
6	Різець розточувальної	1,094	30	1,7	0,06199
7	Різець розточувальної	1,094	30	1,7	0,06199
8	Різець розточувальної	1,094	30	1,7	0,06199
9	Різець контурний	0,628	60	1,7	0,01779
10	Різець контурний	0,628	60	1,7	0,01779
11	Різець контурний	0,628	60	1,7	0,01779
12	Різець контурний	0,628	60	1,7	0,01779

13	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
14	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
15	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
16	Різець розточувальної	0,485	30	1,7	0,02748
17	Різець розточувальної	0,246	30	3,18	0,02608
18	Різець розточувальної	0,246	30	3,18	0,02608
19	Різець розточувальної	0,246	30	3,18	0,02608
20	Різець розточувальної	0,246	30	3,18	0,02608
21	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
22	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
23	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
24	Свердло	0,220	45	1,12	0,00548
					$\Sigma = 0,69764$

Розрахунки позациклових втрат по устаткуванню проводиться за формулою:

$$t_{об} = \sum \frac{t_{n.o.}}{100} \cdot t_{p_i},$$

де $t_{n.o.i}$ – середній час простоїв i -го нормалізованого вузла.

Розглянемо варіанти компоновань лінії.

Дані по втратах часу по устаткуванню варіанта *I* зводимо в таблицю 2.9, по варіанту *II* – у таблицю 2.10, по варіанту *III* – у таблицю 2.11.

Таблиця 2.9 – Розрахунки втрат по устаткуванню для першого варіанта I

Найменування позиції	Найменування механізмів	Час простоїв $tn_{o,j}$, хв	Час роботи вузла tpi , хв	Простої мех-ів, $тоб_{j,}$, хв
1	2	3	4	5
Токарна з ЧПУ (з урахуванням двох верстатів-дублерів)	Шпиндельний блок з механізмом фіксації та приводом повороту	0,18	0,461	0,000830
	Вузол поперечних супортів	0,07	0,461	0,000323
	Вузол поздовжніх супортів	0,06	0,461	0,000277
	Електроустаткування	1,43	0,461	0,006592
	Завантажувальний пристрій	0,50	0,461	0,002305
	Транспортер стружки	0,24	0,461	0,001106
Токарна з ЧПУ (з урахуванням двох верстатів-дублерів)	Шпиндельний блок з механізмом фіксації та приводом повороту	0,18	0,628	0,001130
	Вузол поперечних супортів	0,07	0,628	0,000440
	Вузол поздовжніх супортів	0,06	0,628	0,000377
	Електроустаткування	1,43	0,628	0,008980
	Завантажувальний пристрій	0,50	0,628	0,003140
	Транспортер стружки	0,24	0,628	0,001507

Продовження таблиці 2.9

1	2	3	4	5
Токарна з ЧПУ	Шпиндельний блок з механізмом фіксації й приводом повороту	0,18	0,246	0,000443
	Вузол поперечних супортів	0,07	0,246	0,000172
	Вузол поздовжніх супортів	0,06	0,246	0,000148
	Електроустаткування	1,43	0,246	0,003518
	Завантажувальний пристрій	0,50	0,246	0,002095
	Транспортер стружки	0,24	0,246	0,001230
Верти- кально- свердлиль- на	Шпиндельний блок з мех-ом фіксації	0,18	0,220	0,000396
	Завантажувальний пристрій	0,50	0,220	0,001100
	Транспортер стружки	0,24	0,220	0,000528
	Електроустаткування	1,43	0,220	0,003146
Загальне встаткування лінії				
Транспортер стрічковий із храповими собачками		0,06+0,06· 7,4	0,628	0,003165
Центральна система охолодження		0,08·6	0,628	0,003014
Σ =0,045962				

Таблиця 2.10 – Розрахунки втрат по устаткуванню для другого варіанта II

Найменування позиції	Найменування механізмів	Час простоїв $tn_{o,j}$, хв	Час роботи вузла tpi , хв	Простої механізмів, $тоб_{,j}$, хв
1	2	3	4	5
Токарна з ЧПУ	Шпиндельний блок з механізмом фіксації та приводом повороту	0,18	0,922	0,001660
	Вузол поперечних супортів	0,07	0,922	0,000645
Токарна з ЧПУ	Вузол поздовжніх супортів	0,06	0,922	0,000553
	Електроустаткування	1,43	0,922	0,013185
	Завантажувальний пристрій	0,50	0,922	0,004610
	Транспортер стружки	0,24	0,922	0,002213
Токарна з ЧПУ	Шпиндельний блок з механізмом фіксації і приводом повороту	0,18	1,256	0,002261
	Вузол поперечних супортів	0,07	1,256	0,000879
	Вузол поздовжніх супортів	0,06	1,256	0,000754
	Електроустаткування	1,43	1,256	0,017961
	Завантажувальний пристрій	0,50	1,256	0,006280
	Транспортер стружки	0,24	1,256	0,003014
Токарна з ЧПУ	Шпиндельний блок з механізмом фіксації і приводом повороту	0,18	0,246	0,000443
	Вузол поперечних супортів	0,07	0,246	0,000172
	Вузол поздовжніх супортів	0,06	0,246	0,000148
	Електроустаткування	1,43	0,246	0,003518

	Завантажувальний пристрій	0,50	0,246	0,002095
	Транспортер стружки	0,24	0,246	0,001230
Верти- кально- свердлиль- на	Шпиндельний блок з мех-ом фіксації	0,18	0,220	0,000396
	Завантажувальний пристрій	0,50	0,220	0,001100
	Транспортер стружки	0,24	0,220	0,000528
	Електроустаткування	1,43	0,220	0,003146
(с обліком двох потоків $p=2$) $\Sigma = 2 \cdot 0,066791 = 0,133582$				
Загальне устаткування лінії				
Транспортер стрічковий із храповими собачками		$0,06+0,06 \cdot 7,4$	1,256	0,006330
Центральна система охолодження		$0,08 \cdot 8$	1,256	0,008038
$\Sigma = 0,147950$				

Таблиця 2.11 – Розрахунки втрат по устаткуванню для варіанта III

Найменування позиції	Найменування механізмів	Час простоїв $tn_{o,j}$, хв	Час роботи вузла tp_i , хв	Простої механізмів, $тоб_{j,i}$, хв
Токарна з ЧПУ	Шпиндельний блок з механізмом фіксації і приводом повороту $\times 2$	0,18	1,132	0,004080
	Вузол поперечних і поздовжніх супортів $\times 2$	0,07	1,132	0,001580
	Щупи на окремій позиції $\times 2$	0,20	1,132	0,000164
	Поворотний стіл	0,10	1,132	0,001132
	Завантажувальний пристрій $\times 2$	0,50	1,132	0,011320
	Електроустаткування	1,43	1,132	0,016188

	Центральна система охолодження	0,08	1,132	0,000906
	Транспортер стружки	0,24	1,132	0,002717
(з урахуванням роботи чотирьох токарних центрів $p=4$) $4 \times \Sigma = 0,152348$				
Загальне устаткування лінії				
	Транспортер стрічковий із храповими собачками	$0,06+0,06 \cdot 7,4$	2,644	0,013326
	Центральна система охолодження	$0,08 \cdot 4$	2,644	0,008461
$\Sigma = 0,174135$				

Продуктивність лінії варіанта I буде становити:

$$Q_{AL1} = \frac{480 \cdot 0,9}{0,758 + 0,758 \cdot 0,3 + 0,14570 + 0,045962} = 367 \text{ шт/зм}.$$

Продуктивність лінії варіанта II буде становити:

$$Q_{AL11} = 2 \cdot \frac{480 \cdot 0,9}{1,227 + 1,227 \cdot 0,3 + 0,12645 + 0,147950} = 462 \text{ шт/зм}.$$

Обдуктивність лінії варіанта III буде становити:

$$Q_{AL111} = 4 \cdot \frac{480 \cdot 0,9}{1,718 + 1,718 \cdot 0,3 + 0,69764 + 0,174135} = 556 \text{ шт/зм}.$$

Як видно по розрахунках, продуктивність першого варіанту лінії (варіант I) задовольняє заданій продуктивності.

2.8 Вибір транспортно-завантажувальної системи

У зв'язку з тим, що деталь нескладної циліндричної форми, має невелику масу, то її зручно транспортувати по стрічковому транспортеру для всіх трьох варіантів автоматичної лінії.

У даних умовах у кожному варіанті зручно скористатися напільними маніпуляторами, установленими біля кожного верстата.

Вартість ТЗС становить, [6]:

$$K_{mp} = A \cdot k + B \cdot n_{\partial} + C \cdot f ,$$

де A, B, C – вартість даного типу транспортної системи лінії,

$A = 500 \text{ грн.}$ (стрічковий транспортер) для першого і другого варіантів,

$B = 2900 \text{ грн.}$ (електронавантажувач) і $C = 4000 \text{ грн.}$ (маніпулятор).

k – кількість транспортерів;

f – кількість маніпуляторів;

n_{∂} – кількість накопичувачів.

$$K_{mpI} = 500 \cdot 1 + 2900 \cdot 1 + 4000 \cdot 6 = 27400 \text{ грн.}$$

$$K_{mpII} = 500 \cdot 1 + 2900 \cdot 1 + 4000 \cdot 8 = 35400 \text{ грн.}$$

$$K_{mpIII} = 500 \cdot 1 + 2900 \cdot 1 + 4000 \cdot 4 = 19400 \text{ грн.}$$

2.9 Розрахунки економічних показників

Для зручності проведемо порівняння економічних показників автоматичних ліній, розглянутих у пункті 2.6. Наведені витрати автоматичної лінії обраховують по формулі:

$$Z_i = K_i E_H + C_i ;$$

де K_i – вартість даного варіанта;

E_H – нормативний коефіцієнт капіталовкладення (ухвалюємо $E_H = 0,15$);

C_i – собівартість річного випуску продукції при даному варіанті.

При розрахунках можна прийняти: нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень $E_H = 0,15$; коефіцієнт амортизації $0,122$;

коефіцієнт витрат на поточний ремонт 0,08. Тоді неповні наведені затрати по кожному з варіантів складуть:

$$Z_i = K_i E_n + C_i = 0,15K + 0,122K + 0,08K + Z_{ni}.$$

При розрахунках дана формула має вигляд:

$$Z_i = 0,35 \cdot K_i + Z_{ni},$$

де Z_{ni} – виробнича заробітна плата.

$$K = K_{MC} + K_{mp};$$

де K_{MC} – вартість основного встаткування;

K_{mp} – вартість транспортно-завантажувальної системи.

Для обслуговування 6 верстатів необхідні: один оператор ($Z_n = 1200 \text{ грн}$), один налагоджувач ($Z_n = 3000 \text{ грн}$), механік та електрик ($Z_n = 900 \cdot 2 = 1800 \text{ грн}$).

Результати розрахунків зведемо в таблицю 2.12.

Таблиця 2.12 – Розрахунки неповних наведених витрат варіантів

Варіант	$K_i, \text{грн}$	$Z_{ni}, \text{грн}$	$Z_i, \text{грн}$
1	50250	6000	23688
2	62700		26378
3	80000		34160

Обираємо перший варіант гнучкої виробничої системи, тому що даний варіант економічно більш вигідний та простіший в обслуговуванні у порівнянні із другим та третім варіантами.

2.10 Розробка компоновки гнучкої виробничої системи

Згідно пунктів 2.6 та 2.8, ГВС можна представити у наступному вигляді (рис. 2.9). До складу ГВС входять: 1 – токарний оброблюючий центр; 2 – токарний оброблюючий центр (верстат-дублер); 3 – токарний оброблюючий центр; 4 – токарний оброблюючий центр (верстат-дублер); 5 – токарний верстат з ЧПУ 16K20Ф3; 6 – вертикально-свердильний верстат з ЧПУ 2P135Ф2; 7 – маніпулятор (6 штук + 1 на позиції вивантаження готових деталей); 8 – тактовий стіл; 9 – бункерне загрузочне пристосування.

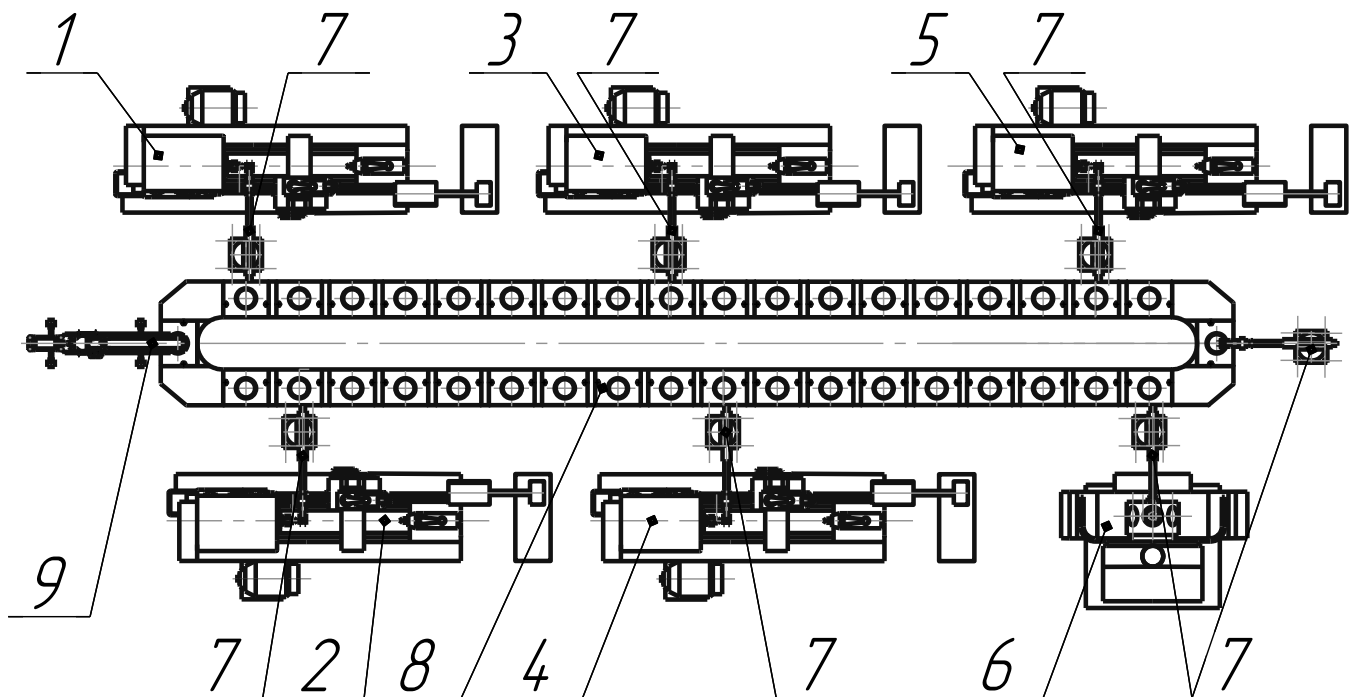


Рисунок 2.9 – Загальний вигляд гнучкої виробничої системи

Послідовність роботи ГВС описується циклограмою (РМ 20.131.34304.03.000) а креслення ГВС з усіма необхідними розрізами представлено на листі РМ 20.131.34304.04.000.

На верстатах 1 та 2 (див. рис. 2.9) виконуються переходи токарної обробки в послідовності, зображеної на карті налагодження РМ 20.131.34304.02.001.

На верстатах 3 та 4 (див. рис. 2.9) виконуються переходи токарної операції в послідовності, зображеної на карті налагодження РМ 20.131.34304.02.002.

На верстаті 5 (див. рис. 2.9) виконується чистове розтучування отвору Ø52G6 за два проходи, згідно карти налагодження РМ 20.131.34304.02.003.

На верстаті 6 (див. рис. 2.9) виконується оброблення отворів за два установи, після оброблення 6 отворів Ø7, заготовку обертає маніпулятор на 180° і обробляються 4 отвори Ø11,5H14 згідно карти налагодження РМ 20.131.34304.02.004.

З урахуванням того, що в ГВС використовуються верстати, що випускаються серійно у наступних розділах необхідно розрахувати тільки елементи транспортно-накопичувальної системи: транспортер, загрузочне пристосування, пристрій для закріплення заготовок на свердлильному верстаті, а також елементи маніпулятора.

3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розробка і розрахунок транспортера

Через велику розмаїтість транспортуючих машин, для рішення одного та того ж транспортного завдання можуть бути обрані різні типи машин. Основними критеріями вибору засобів механізації є задоволення комплексу технічних факторів і техніко-економічна ефективність застосування розглянутої машини. Оптимальним варто вважати той тип транспортуючої машини або комплексу машин, що задовольняє всім технічним вимогам виробництва, забезпечує необхідну надійність роботи, високий ступінь механізації, найбільш сприятливі умови праці і найменшу вартість переміщення одиниці вантажу, а також найменший строк окупності капіталовкладень.

У транспортуючих машин у якості гнучкого тягового елемента застосовують стрічки й ланцюги різних типів і в деяких випадках - сталеві канати.

Обираємо в якості гнучкого тягового елемента - ланцюг. Тому що ланцюги забезпечують наступні переваги: можливість огинання зірочок і блоків малого діаметра; гнучкість у горизонтальній і вертикальній площинах; висока міцність при малому подовженні; зручність і підвищена міцність кріплення грузонесучих і опорних елементів; надійність передачі тягового зусилля зачепленням на зірочці при малому первісному натягу.

3.1.1 Опис конструкції. Транспортер призначений для транспортування деталей вагою 3,03 кг, довжина транспортера повинна становити 14,5 м. Транспортер (рис.3.1) складається з рами 1 зі столом 2 на якому розташовані лотки 3 із трьома роликами 4. Лотки 4 пригвинчені до ланок 5 ланцюга. Між собою ланки 5 з'єднані за допомогою осі 6 і втулки 7.

Ланцюг обгинає зірочки 8, які закріплені на приводному валу 9 і опорному валу 10. Привод ланцюга здійснюється за допомогою

електродвигуна 13 через швидкохідну втулочнопальцеву муфту 12, черв'ячний редуктор 12, тихохідну втулочнопальцеву муфту 11, що з'єднана із приводним валом 9.

На столі 2 розташовані фотодатчики, сигнал від яких у блок керування транспортером увімкне двигун у режим гальмування й зупиняє лоток у необхідному положенні. Регулювання ланцюга здійснює розкріпленням стакана 17 і переміщення його по пазах. Загальне регулювання положення транспортера по висоті виконується гвинтами 17.

3.1.2. Розрахунок привода транспортера. Розрахунок привода транспортера здійснювали в такий спосіб. Вибір і перевірка двигуна проводилася по необхідній потужності на вихідному валу редуктора.

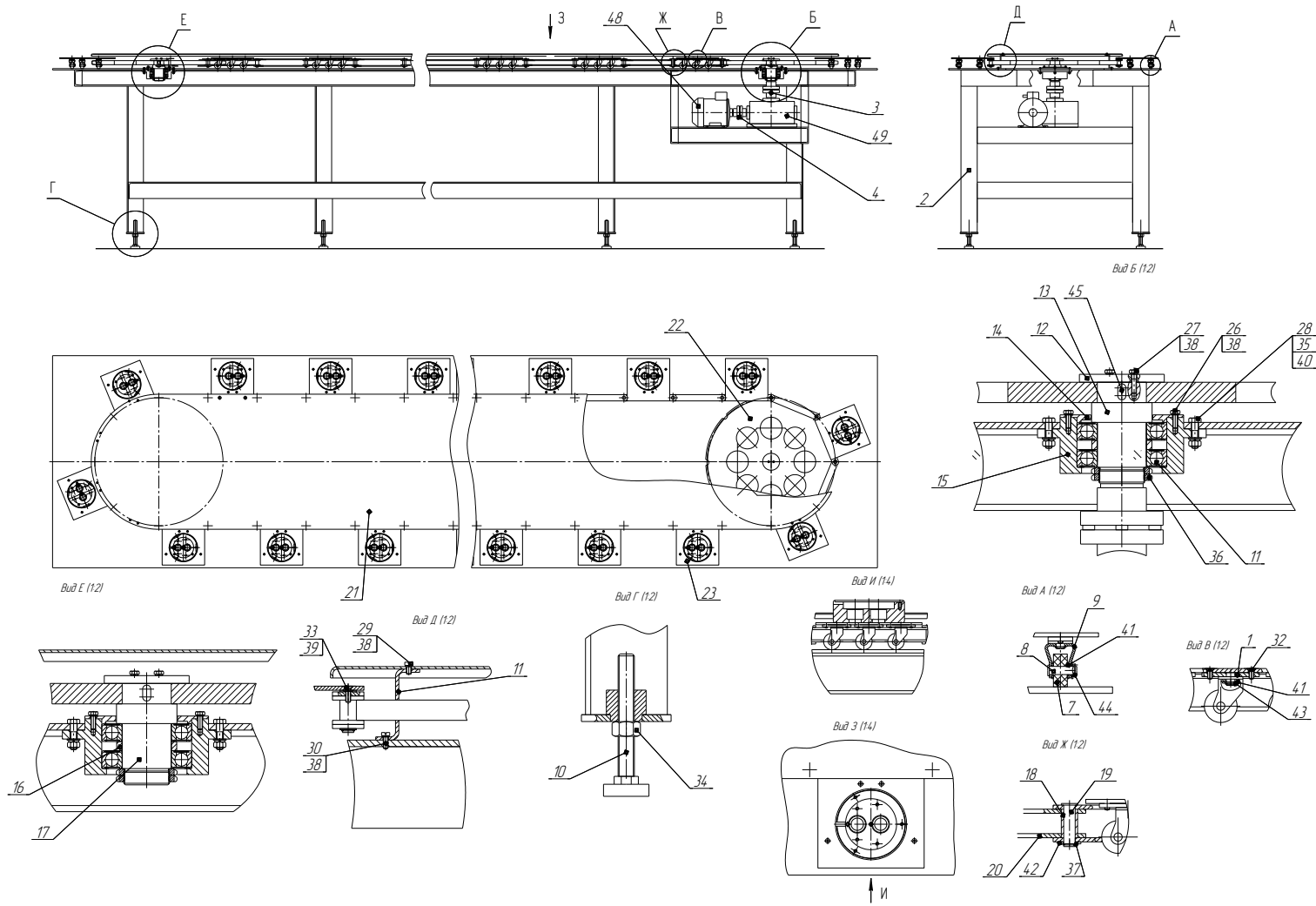


Рисунок 3.1 – Ескіз транспортера

$$P_{Дв.тр.} = \frac{P_{вых}}{\eta_{Муф} \eta_{Ред}}, \quad (3.1)$$

де $P_{вых}$ – необхідна потужність на вихідному валу редуктора;

$\eta_{Муф}$ – ККД муфти;

$\eta_{Ред}$ – ККД редуктора.

Потужність на вихідному валу привода:

$$P_{вых} = \frac{F \cdot V}{10^3}.$$

де F - тягове зусилля ланцюга, Н;

V - швидкість ланцюга.

Тягове зусилля на ланцюзі дорівнює

$$F = f_k \cdot (m_l + m_o) \cdot 9,8 \cdot n;$$

де f_k -тертя катання.

m_l - маса лотка;

n - кількість лотків.

$$F = 0,1 \cdot (3,04 + 3,03) \cdot 9,8 \cdot 140 = 832 \text{ Н};$$

Швидкість руху лотків приймаємо $V=0,9$ м/с

Потужність на вихідному валу привода:

$$P_{зв} = \frac{832 \cdot 0,9}{10^3} = 0,75 \text{ кВт}$$

Тоді з виразу (3.1) одержимо

$$P_{Дв.тр.} = \frac{0,75}{0,98 \cdot 0,81} = 0,96 \text{ Вт.}$$

Враховуючи режим роботи транспортера із частими пусками та зупинками приймаємо потужність електродвигуна 1,5 кВт

3.1.3 Розрахунок зірочки тягового ланцюга. Для пластинчастих втулкових ланцюгів профіль зуба зірочки (рис.3.2) будується за ГОСТ 592-76. Розрахункові параметри зуба та зірочки відповідно до ГОСТ 592-76 визначають за наступною методикою.

- 1) Крок зірочки визначають із вираження $t_{зз} = t = 300 \text{ мм.}$
- 2) Діаметр ділильної окружності

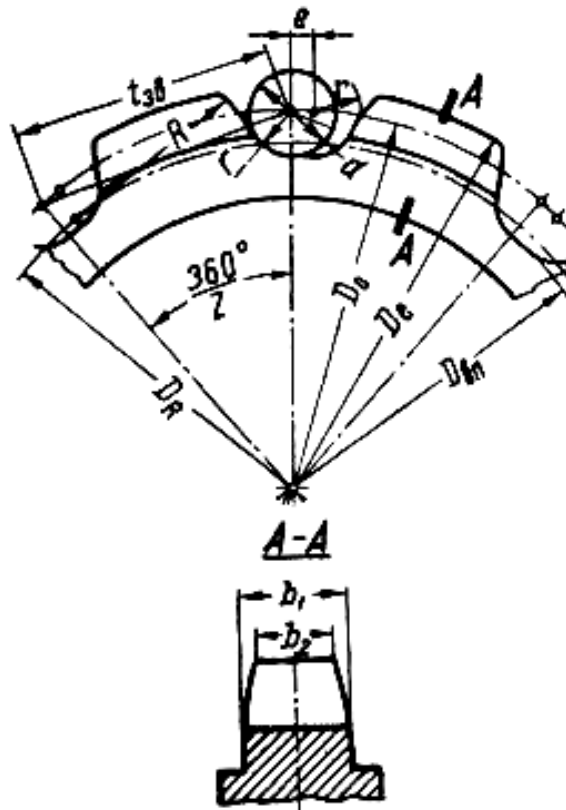


Рисунок 3.2 – Профіль зуба зірочки для пластинчастого ланцюга за ГОСТ 592-

$$D_0 = \frac{t_{зг}}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{300}{\sin \left(\frac{180^\circ}{8} \right)} = 784 \text{ мм}.$$

3) Відстань між центрами дуг западин зубів

$$e = 0,04 \cdot z \cdot \sqrt[3]{S_p} = 0,32 \cdot \sqrt[3]{20000} = 8,7 \text{ мм}$$

де S_p - руйнівне навантаження ланцюга;

4) Радіус западин зубців

$$r = 0,5 \cdot d = 0,5 \cdot 20 = 10 \text{ мм}.$$

5) Діаметр допоміжної окружності

$$D_R = D_0 - 0,2 \cdot t = 784 - 40 = 742 \text{ мм}.$$

6) Радіус головки зуба

$$R = t_{зг} - (e - r) = 300 - (8,7 - 10) = 301,3 \text{ мм}.$$

7) Діаметр зовнішньої окружності

$$D_e = D_0 + 0,5d + 6 \text{ мм} = 800 \text{ мм}.$$

8) Діаметр окружності западин зубів

$$D_{gn} = D_0 - d = 784 - 20 = 764 \text{ мм}.$$

9) Ширина підстави зуба

$$b_1 = 0,9 \cdot c = 0,9 \cdot 40 = 36 \text{ мм.}$$

10) Ширина вершини зуба

$$b_2 = x \cdot b_1 = 0,83 \cdot 36 = 29,88 \text{ мм.}$$

3.1.4 Перевірочний розрахунок пластини. Здійснюється на підставі розрахункової схеми (рис. 3.3).

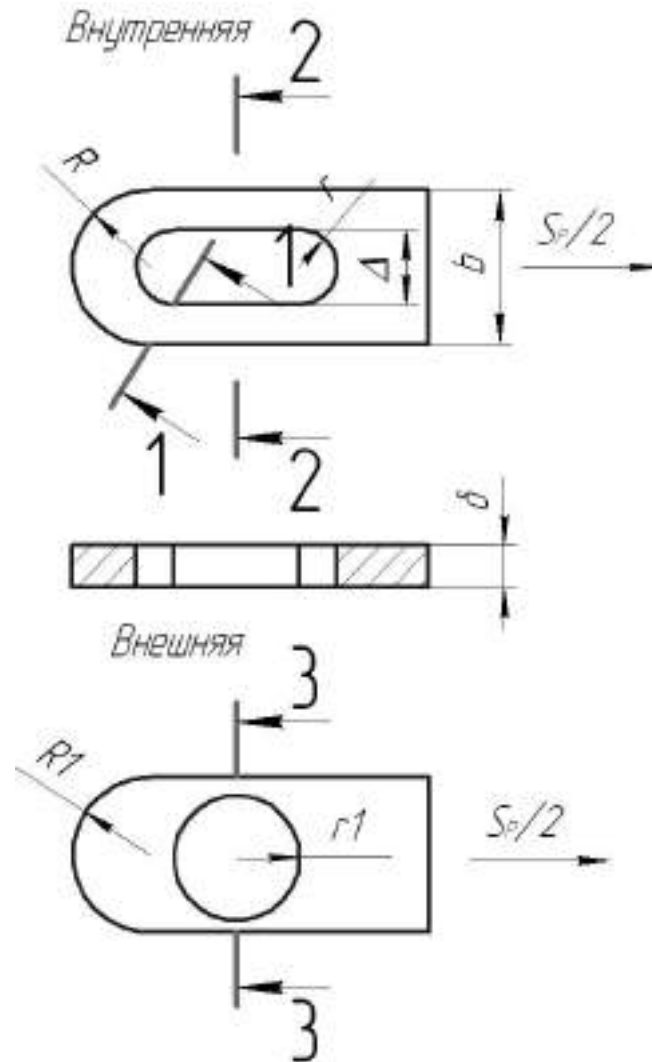


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема для перевірного розрахунку пластини

Напруга в перетині 1-1 визначається з виразу

$$\sigma_{1-1} = \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \cdot p \leq [\sigma]_p,$$

де $R = b \cdot 0,6 = 30 \text{ мм};$

$$p = \frac{S_p}{4 \cdot \delta \cdot r \cdot \sin(\alpha)} = \frac{20000}{4 \cdot 6,25 \cdot 10 \cdot \sin(90) \cdot 10^{-3}} = 80000 \text{ Н / м}^2 \quad - \text{ рівномірно}$$

розподілений тиск при розрахунковому натягу S_p .

$$[\delta]_p = 120000 \text{ Н / м}^2.$$

$$\delta_{1-1} = \frac{30^2 + 10^2}{30^2 - 10^2} \cdot 80000 = 100000 \text{ Н / м}^2 \leq [\delta]_p.$$

Напруга в перетині 1-1 не перевищує припустиму.

Напруга в перетині 2-2 визначається з вираження

$$\delta_{2-2} = \frac{S_p}{2 \cdot \delta \cdot (b - \Delta)} \leq [\delta]_{p2},$$

$$\text{де } \Delta = 0,85 \cdot d_1 = 0,85 \cdot 1,5 \cdot d = 0,85 \cdot 1,5 \cdot 20 = 25,5 \text{ мм};$$

$$[\delta]_{p2} = 70000 \text{ Н / м}^2$$

$$\text{Тоді } \delta_{2-2} = \frac{20000}{2 \cdot 6,25 \cdot (50 - 25,5) \cdot 10^{-3}} = 66665 \text{ Н / м}^2 \leq [\delta]_{p2}.$$

Напруга в перетині 2-2 не перевищує припустиму.

Напруга в перетині 3-3 визначається з виразу

$$\delta_{3-3} = \frac{S_p}{2 \cdot \delta \cdot (b - r)} \leq [\delta]_{p3},$$

$$\text{де } [\delta]_{p3} = 65000 \text{ Н / м}^2.$$

$$\text{Тоді } \delta_{3-3} = \frac{20000}{2 \cdot 6,25 \cdot (50 - 10) \cdot 10^{-3}} = 40000 \leq [\delta]_{p3}.$$

Напруга в перетині 3-3 не перевищує припустиму. У такий спосіб згідно перевірконого розрахунку пластини можна зробити висновок про те, що пластини ланцюга задовольняють вимогам по міцності.

3.1.5 Перевірочний розрахунок валика. Перевірочний розрахунок валика виконується на підставі розрахункової схеми (рис. 3.4).

Валик розраховується на зріз по формулі

$$\tau = \frac{S_p}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq [\tau],$$

де $[\tau] = 40000 \text{ Н/м}^2$ -, що допускається напруга на зріз для сталі 50.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,27 \cdot S_p \cdot (e + 2 \cdot \delta)}{[\delta]_u}} \text{ - діаметр валика.}$$

$$[\delta]_u = 180000 \text{ Н/м}^2.$$

$$e = c + 2 \cdot \delta = 40 + 2 \cdot 6,25 = 52,5 \text{ мм.}$$

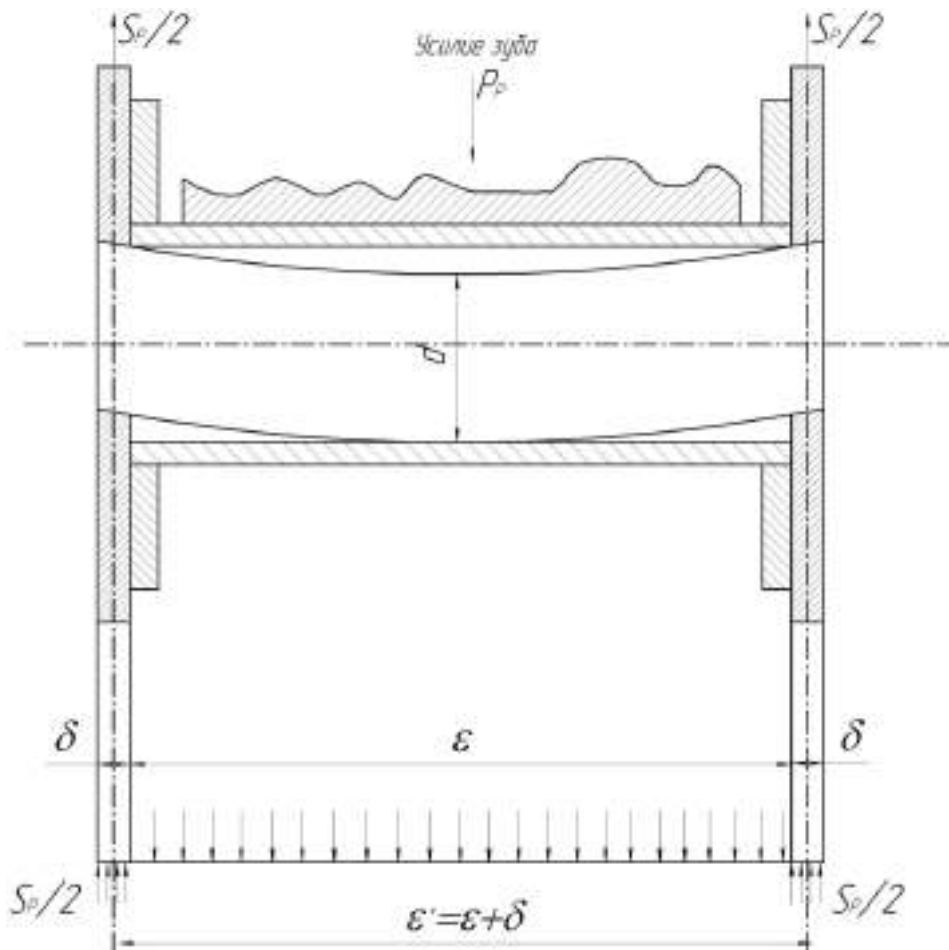


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема для перевірного розрахунку валика

$$\text{Тоді } d = \sqrt[3]{\frac{1,27 \cdot 20000 \cdot (52,5 + 12,5) \cdot 10^{-3}}{180000}} = 20 \text{ мм.}$$

$$\tau = \frac{20000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2 \cdot 10^{-3}}{4}} = 31850 \text{ Н / м}^2 \leq [\tau].$$

У такий спосіб згідно перевірконого розрахунку валика можна зробити висновок про те, що валик ланцюга задовольняє вимогам по міцності.

3.1.6 Перевірочний розрахунки втулки. Перевірочний розрахунок втулки виконується на підставі розрахункової схеми (рис. 3.5).

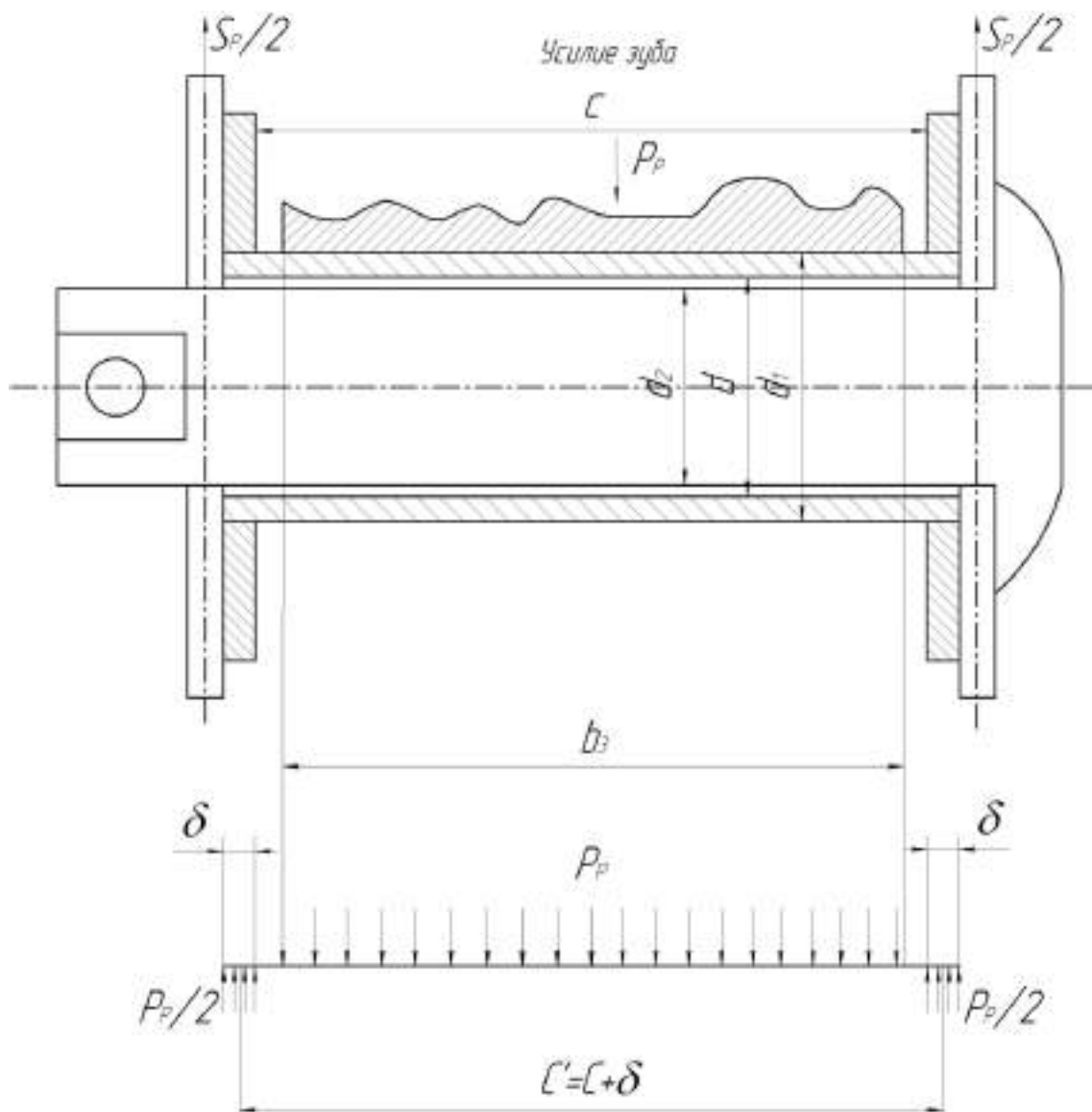


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема для перевірконого розрахунку втулки

Валик розраховується на вигин по формулі

$$\delta_u = \frac{1,27 \cdot S_p \cdot [2 \cdot (c + \delta) - b_3]}{d_1^3 \cdot (1 - m^4)} \leq [\delta]_u,$$

де $[\delta]_u = 80000 \text{ Н} / \text{м}^2$ - допустиме напруження вигину для сталі 50;

$$b_3 = c - \frac{\delta}{3} = 40 - \frac{6,25}{3} = 37,9 \text{ мм} - \text{довжина ланки ланцюги};$$

$m = 0,3$ - коефіцієнт згибної міцності;

$d_1 = 1,5 \cdot d = 30 \text{ мм}$ - діаметр втулки.

$$\text{Тоді } \delta_u = \frac{1,27 \cdot 20000 \cdot [2 \cdot (46,25) - 37,9] \cdot 10^{-3}}{30^3 \cdot (1 - 0,3^4) \cdot 10^{-6}} = 51365 \text{ Н} / \text{м}^2 \leq [\delta]_u.$$

У такий спосіб згідно перевірочного розрахунку втулки, можна зробити висновок про те, що втулка ланцюга задовольняє вимогам по міцності.

3.1.7 Вибір і розрахунок підшипників. В якості підшипникових опор приводного вала згідно [7] приймаємо шарикопідшипники радіальні :

Номер підшипника 80121:

$d = 60 \text{ мм}$;

$D = 110 \text{ мм}$;

$B = 22 \text{ мм}$;

$C = 52000 \text{ Н}$

$C_0 = 31000 \text{ Н}$

Ескіз підшипника приведений на рис 3.6

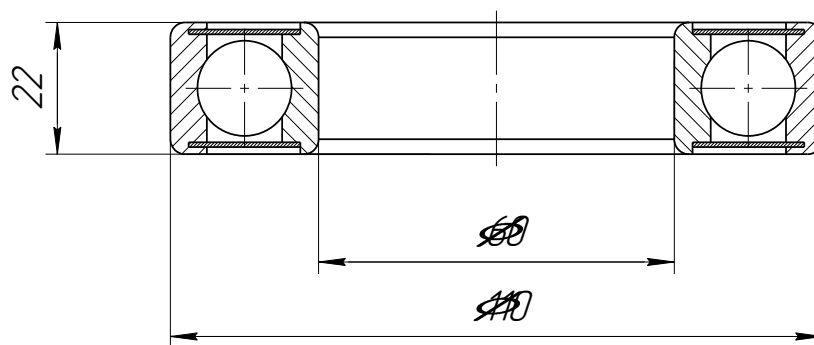


Рисунок 3.6 – Ескіз підшипника 80121

Розрахунок підшипника проводимо по ресурсу роботи підшипника, що повинний бути не менше ресурсу роботи $L_h=12000$ ч.

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Розрахунок робиться відповідно до методики приведеної в [7].
Визначаємо радіальні реакції опор (рис. 3.7):

Частота обертання вала

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_0} = \frac{1000 \cdot 0.9 \cdot 60}{\pi \cdot 785} = 22 \text{ об/хв.}$$

$$F_{R1} = \frac{F \cdot (48 + 33)}{33} = \frac{832 \cdot (48 + 33)}{33} = 2042 \text{ Н.}$$

$$F_{Rb} = \frac{F \cdot 48}{33} = \frac{832 \cdot 48}{33} = 1210 \text{ Н.}$$

Визначаємо ресурс підшипникових опір:

$$L = \left(\frac{52000}{2042} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 22} = 12,5 \cdot 10^6 \text{ ч} > L_h$$

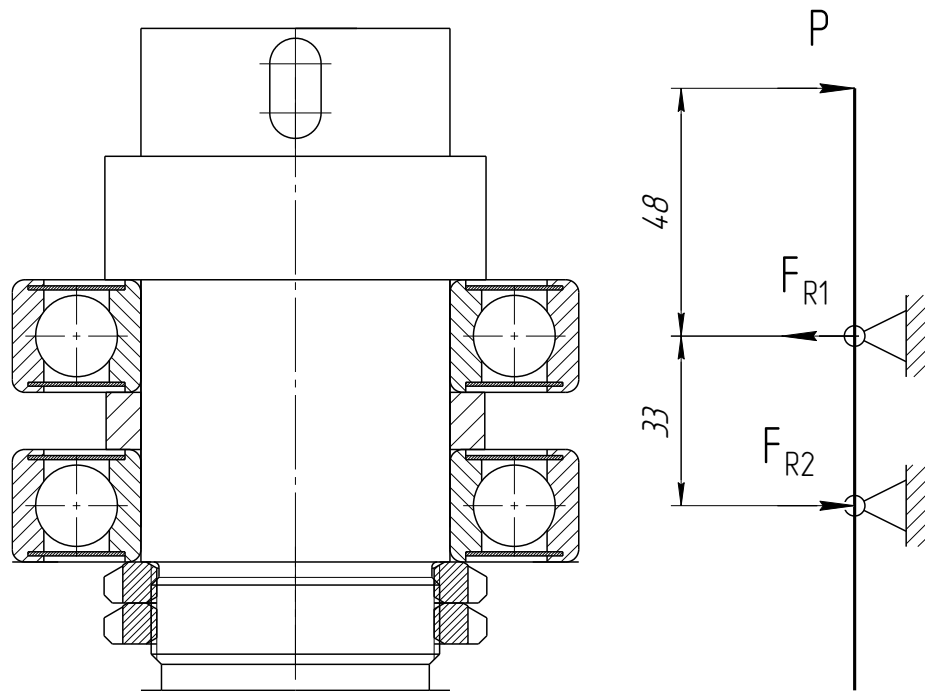


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема підшипникових опір.

3.1.8 Вибір та визначення фактичного передаточного числа редуктора.

Загальне передаточне число:

$$u_{\text{общ.факт.}} = \frac{n_{\text{дв.факт.}}}{n_3} = \frac{1540}{22} = 70.$$

Із загального передаточного числа механізму, користуючись рекомендаціями [8] знайдемо передаточне число кожного щабля:

$$u_{\text{общ.ред.}} = u_{\text{общ.}} / u_{\text{цеп}} = 70 / 2,5 = 28.$$

Обираємо двохступінчатий черв'ячно-циліндричний редуктор 7МЧ2-М-28, [9]. Креслення транспортера представлено на листі РМ 20.131.34304.06.000 СК.

3.2 Проектування шпиндельного вузла токарного центру

3.2.1 Вибір структурної формули привода. Діапазон регулювання частот обертання шпинделя $R_n = \frac{4500}{200} = 22,5$. А діапазон регулювання двигуна при

постійній потужності $R_{ДР} = \frac{n_{Д\max}}{n_{Дном}} = \frac{4500}{1000} = 4,5$. Отже, у верстаті необхідна коробка швидкостей.

Графік частот обертання побудуємо графічним способом, припускаючи, що весь діапазон регулювання буде забезпечуватися при постійній потужності.

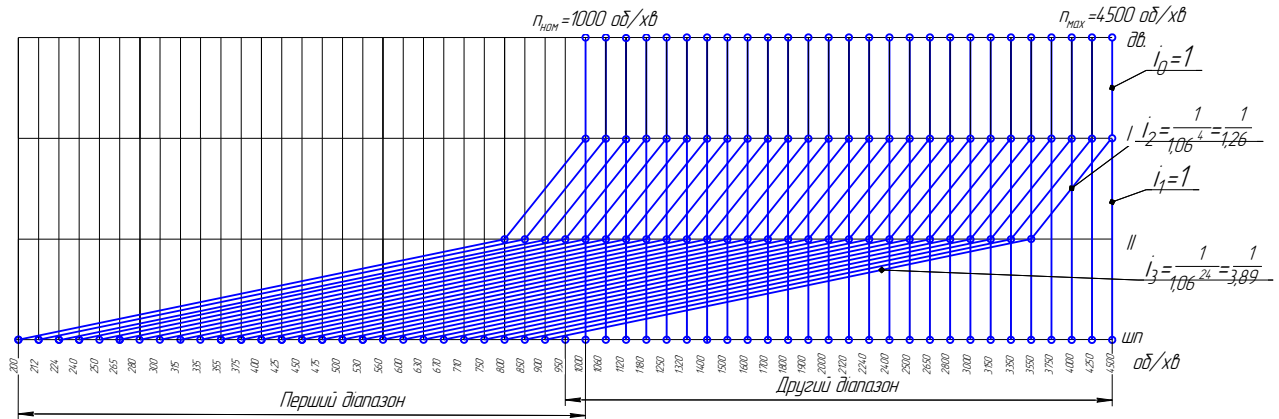


Рисунок 3.8 – Графік частот обертання шпинделя

3.2.2 Розрахунок чисел зубців коробки швидкостей. Виходячи зі знайдених за графіком частот передатних відносин визначаємо числа зубців зубчастих коліс. По [10] визначаємо числа зубів передач по їхнім передатним відношенням, отримані числа зубів заносимо в табл. (3.1).

Таблиця 3.1 - Числа зубів коліс коробки швидкостей

Напрямок передачі	Вал двигуна – I-й вал	I-й вал - II -й вал	II -й вал - шп-й вал
Передатні відносини	$i_0 = 1.$	$i_2 = 1/1,26.$	$i_3 = 1/3,89.$
Числа зубів Z_i / Z_{i+1}	$\frac{d_1}{d_2} = \frac{190}{190}.$	$\frac{z_1}{z_2} = 41/52.$	$\frac{z_5}{z_6} = 19/74.$
ΣZ	-	$\Sigma 93$	

Зв'язок між валом I і шпинделем найбільше доцільно здійснити за допомогою передачі із внутрішнім зачепленням і передатним відношенням 1, що дозволить скоротити кількість валів і габарити коробки швидкостей.

3.2.3 Визначення розрахункового ККД верстата та потужності електродвигуна. Розрахунковий ККД верстата визначають по залежності

$$\eta_p = \eta_{рем.}^{a_1} \cdot \eta_{зуб.}^{a_2} \cdot \eta_{п.к.}^{a_3}, \quad (3.2)$$

де $\eta_{рем.}, \eta_{зуб.}, \eta_{п.к.}$ ККД передач і підшипників кочення, відповідно (див. табл. 3.2);

a_1, a_2, a_3, a_4 - відповідно, кількість однотипних передач і підшипників коробки швидкостей - верстата;

Таблиця 3.2 – ККД передач і підшипників проектного верстата

Тип передачі або підшипника	ККД
Ремінна передача	0,97
Прямозуба циліндрична передача	0,99
Підшипники кочення	0,997

Розрахунковий ККД верстата, згідно формули (3.2) дорівнює

$$\eta_p = 0,97^1 \cdot 0,99^1 \cdot 0,997^2 = 0,955.$$

Для верстатів, де головним є обертовий рух, N_x приблизно може бути розрахована по формулі [11,12,13,14,15,16];

$$N_{xx} = 4 \cdot 10^{-6} \cdot d_{cp} (n_I + n_{II} + \dots + c \cdot \frac{d_{шл}}{d_{cp}} n_{шл}) \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

де d_{cp} – середнє арифметичне в мм діаметрів всіх опорних (підшипникових) шийок валів коробки швидкостей верстата, крім шпинделя; залежно від габаритів верстата приймаємо $d_{cp} = 50 \text{ мм}$;

$d_{\text{шп}}$ – середнє арифметичне в мм діаметрів опорних шийок шпинделя;
залежно від габаритів верстата приймаємо $d_{\text{шп}} = 65 \text{ мм}$;

c – коефіцієнт, рівний 1,5 для шпинделя, змонтованого на підшипниках кочення;

$n_I, n_{II}, \dots, n_{\text{шп.}}$ – частоти обертання у хв^{-1} валів коробки швидкостей і шпинделя на тому щаблі, на якому розраховується $N_{\text{эф.}}$; беруться зі структурного графіка привода головного руху верстата відповідно до знайденої швидкості різання V .

Розрахунки ведемо по частоті обертання шпинделя, визначеної по формулі (3.2) $n_{\text{шп}} = 200 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Відповідно, згідно рис. (3.1), $n_{II} = 800 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$, $n_{\text{дв}} = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Згідно формули (3.2) $N_{\text{хх}} = 4 \cdot 10^{-6} \cdot 50(1000 + 800 + 1,5 \cdot \frac{65}{50} \cdot 200) = 0,438 \text{ кВт}$.

Потужність головного електродвигуна визначається по формулі

$$N_{\text{дв.}} = (0,8 \div 1) \left(\frac{N_{\text{эф.}}}{\eta_p} + N_{\text{хх}} \right) \text{ кВт.} \quad (3.4)$$

Коефіцієнт менше одиниці може бути прийнятий з обліком того, що двигуни в стані короткочасно працювати з перевантаженням до 25% від максимальної потужності. Приймаємо коефіцієнт рівним 1.

Згідно, формули (3.3) $N_{\text{дв}} = 1 \cdot \left(\frac{7,2}{0,955} + 0,438 \right) = 7,98$.

Таким чином, обираємо електродвигун з потужністю $N_{\text{дв}} = 8 \text{ кВт}$ який буде забезпечувати необхідну потужність різання при найбільш несприятливих режимах різання.

Визначимо коефіцієнт корисної дії верстата по залежності

$$\eta_{\text{ст.}} = \eta_p \left(1 - \frac{N_{\text{хх}}}{N_{\text{дв.Ф.}}} \right), \quad (3.5)$$

де $N_{\partial в. \Phi.}$ – потужність електродвигуна підбраного по каталозі.

Згідно, вираження (3.5) КПД верстата дорівнює

$$\eta_{см.} = 0,955 \cdot \left(1 - \frac{0,438}{8}\right) = 0,9.$$

3.2.4 Розрахунок крутних моментів на валах привода. Розрахунковий крутний момент на кожному валу привода головного руху верстата дорівнює:

$$M_k = 9740 \cdot \frac{N_{\partial в. \Phi.} \cdot \eta}{n_p} \quad \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (3.6)$$

де η – ККД механізму від вала електродвигуна до розглянутого вала;

n_p – розрахункова частота обертання вала у хв^{-1} .

Зробимо розрахунок крутних моментів на валах коробки швидкостей по формулі (3.6), при частотах обертання $n_{III} = 200 \text{ об/хв}$; $n_{II} = 800 \text{ об/хв}$, $n_I = 1000 \text{ об/хв}$, що відповідають найбільш важким умовам обробки.

$$M_{kI} = 9740 \cdot \frac{8 \cdot 0,97 \cdot 0,997}{1000} = 75,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{kII} = 9740 \cdot \frac{8 \cdot 0,97 \cdot 0,997^2 \cdot 0,99}{800} = 93 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{kIII} = 9740 \cdot \frac{8 \cdot 0,97 \cdot 0,997^2 \cdot 0,99}{200} = 372 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3.2.5 Розрахунок зубчастих передач. На першому етапі визначимо тип зубчастих коліс, застосовуваних у приводі. Шліфовані або хонинговані сталеві прямозубі колеса можна застосовувати при окружній швидкості передачі до 16 м/с, косозубі - при швидкості до 30 м/с.

Визначимо окружну швидкість на найбільш швидкохідному валу I. Найбільша частота обертання I вала дорівнює 4500 об/хв . Прийmemo діаметр

меншого колеса даного вала близько 100 мм. Тоді окружна швидкість найбільш швидкохідного вала буде дорівнювати $\frac{0,07 \cdot 4500}{100} = 0,315 \frac{м}{с}$.

Таким чином, у коробці будемо застосовувати шліфовані прямозубі колеса.

3.2.6 Розрахунок модулів зубчастих передач. У приводних механізмах сучасних верстатів використовують в основному сталеві загартовані зубчасті колеса. Розрахункові формули для сталевих загартованих циліндричних прямозубих зубчастих передач коробок швидкостей і швидкостей мають вигляд:

$$m_u = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^9 \cdot M_k \cdot k_u}{y_H \cdot z \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_u}}, \text{ мм}; \quad (3.7)$$

$$m_k = \sqrt[3]{\left(\frac{2.17 \cdot 10^{10}}{z [\sigma]_k} \right)^2 \cdot \frac{(i \pm 1) \cdot M_k \cdot k_k}{i \cdot \psi_m}}, \text{ мм}, \quad (3.8)$$

де M_k – розрахунковий крутний момент на валу шестірні (меншого колеса) передачі в Нм;

$[\sigma]_u = 1,9 \cdot 10^8$ – припустиме напруження на згин Н / м²;

$[\sigma]_k = 9,5 \cdot 10^8$ – припустиме напруження на контактну міцність Н / м²;

z – число зубів шестірні;

i – передаточне число, рівне відношенню числа зубців більшого колеса до числа зубців меншого колеса ($i \geq 1$;

$i \pm 1$ – знак плюс для зовнішнього зачеплення, мінус внутрішнього;

y_H - коефіцієнт форми зуба, обирається згідно табл. 3.3.

$\psi_m = \frac{b}{m} = 6 \dots 12$ - коефіцієнт ширини колеса;

b – робоча ширина зубчастого вінця колеса в мм.

Таблиця 3.3 – Залежність коефіцієнта форми зуба y_H від числа зубців і ступеня корекції

Z	Некориговані	Кориговані колеса, коефіцієнт корекції			
		+0,25	+0,5	-0,25	-0,5
16	0,37	0,46	0,535	0,285	0,20
20	0,4	0,475	0,545	0,325	0,25
30	0,45	0,505	0,555	0,39	0,33
40	0,475	0,52	0,557	0,425	0,37
50	0,49	0,525	0,557	0,445	0,405
60	0,50	0,53	0,555	0,465	0,425

k_u , k_k – коефіцієнти, що враховують збільшення навантаження на передачу, у порівнянні з номінальної, внаслідок нерівномірного характеру процесу різання в роботі привода;

$$k_u = k_n \cdot k_{a.u} \cdot k_{np.u}, \quad k_k = k_n \cdot k_{a.k} \cdot k_{np.k}.$$

де k_n – коефіцієнт перевантаження обирається по табл. (3.4).

Таблиця 3.4 – Значення коефіцієнтів перевантаження

<i>Характеристика привода</i>	Характер процесу різання	
	рівномірний	нерівномірний
Наявність пружних і елементів, що демпфують, пружних муфт, пасові передачі та т.п.), плавні пуски і	1	1,1-1,4
Відсутність пружних і деформуючих елементів, різкі пуск і гальмування	1,1-1,7	1,1-1,7

$k_{a.u.}$, $k_{a.k.}$ – коефіцієнти динамічності навантаження, що враховують додаткові динамічні навантаження на зубці коліс, що виникають при роботі передачі внаслідок похибок її виготовлення та монтажу, а також деформацій

зубців під навантаженням; якщо окружна швидкість передачі $V = 12 \text{ м/с}$, то $k_{a.u.} = 1,35$, $k_{a.k.} = 1,23$.

$k_{нр.и.}, k_{нр.к.}$ - коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба; ураховують збільшення навантаження на небезпечній ділянці контактної лінії внаслідок пружних деформації валів та підшипників і похибок виготовлення сполучених коліс, що ведуть до взаємного перекосу контактуючих зубців; обираються по табл. (3.5).

Таблиця 3.5 – Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубців

$\frac{\psi \cdot m}{z}$ менш	Шестірня розташована							
	Симетрично щодо опор		Поблизу однієї опори: вал жорсткий		Поблизу однієї опори: вал середньої жорсткості		На консолі	
	$k_{нр.и.}$	$k_{нр.к.}$	$k_{нр.и.}$	$k_{нр.к.}$	$k_{нр.и.}$	$k_{нр.к.}$	$k_{нр.и.}$	$k_{нр.к.}$
0,2	1	1	1	1	1,1	1,05	1,2	1,1
0,4	1,05	1	1,1	1,05	1,2	1,15	1,4	1,25
0,6	1,1	1,05	1,15	1,1	1,3	1,2	1,7	1,45
0,8	1,15	1,1	1,2	1,15	1,45	1,3	2,0	1,65

Визначимо параметри, необхідні для розрахунку модулів.

Модуль для передач між I і II валами характеризується передатним відношенням $i_2 = \frac{1}{1,26}$ і числом зубців на шестірні $z_1 = 41$. Для даної шестірні визначимо коефіцієнти згідно таблиць 3.6 – 3.8: $y_H = 0,475$, $\psi_m = 10$, $k_n = 1$, $k_{a.u.} = 1,35$, $k_{a.k.} = 1,23$, $k_{нр.и.} = 1,45$, $k_{нр.к.} = 1,3$.

Визначимо модуль для передач між II і III валами:

$$m_{uI-II} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^9 \cdot 93 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1,45}{0,475 \cdot 31 \cdot 10 \cdot 1,9 \cdot 10^8}} = 2,14 \text{ мм.}$$

$$m_{kI-II} = \sqrt[3]{\left(\frac{2,17 \cdot 10^{10}}{31 \cdot 9,5 \cdot 10^8}\right)^2 \cdot \frac{(1,26+1) \cdot 93 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 1,3}{1,26 \cdot 10}} = 2,46 \text{ мм.}$$

Визначимо модуль для передач між I і шпиндельним валами:

$$m_{uI-шп} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^9 \cdot 75,5 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1,45}{0,475 \cdot 31 \cdot 10 \cdot 1,9 \cdot 10^8}} = 1,84 \text{ мм.}$$

$$m_{kI-II} = \sqrt[3]{\left(\frac{2,17 \cdot 10^{10}}{31 \cdot 9,5 \cdot 10^8}\right)^2 \cdot \frac{(1-1) \cdot 75,5 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 1,3}{1,26 \cdot 10}} = 0,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m_{I-II} = 3 \text{ мм.}$

Модуль для передач між II і шпиндельним валами характеризується передатним відношенням $i_3 = \frac{1}{3,89}$ і числом зубців на шестірні $z_5 = 19$. Для даної шестірні визначимо коефіцієнти згідно таблиць 3.6 – 3.8: $u_H = 0,4$, $\psi_m = 10$, $k_n = 1$, $k_{a.u.} = 1,35$, $k_{a.k.} = 1,23$, $k_{np.u.} = 1,15$, $k_{np.k.} = 1,1$.

Визначимо модуль для передач між II і III валами:

$$m_{uII-III} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^9 \cdot 93 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1,15}{0,4 \cdot 19 \cdot 10 \cdot 1,9 \cdot 10^8}} = 2,71 \text{ мм.}$$

$$m_{kI-II} = \sqrt[3]{\left(\frac{2,17 \cdot 10^{10}}{19 \cdot 9,5 \cdot 10^8}\right)^2 \cdot \frac{(3,89+1) \cdot 93 \cdot 1 \cdot 1,23 \cdot 1,1}{3,89 \cdot 10}} = 2,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m_{II-III} = 3 \text{ мм.}$

3.2.7 Розрахунок геометричних параметрів зубчастих передач. До основних параметрів зубчастих коліс відносяться: модуль, міжосьова відстань, ширина зубчастих коліс, діаметр ділильної окружності, діаметр вершин зубців і діаметр западин зубців.

Міжосьова відстань визначається по формулі:

$$a_W = \frac{m \cdot Z_\Sigma}{2} = \frac{m \cdot (Z_i + Z_{i+1})}{2}. \quad (3.9)$$

Діаметр ділильної окружності зубчастих коліс визначається по формулі:

$$d_{Wi} = m \times Z_i. \quad (3.10)$$

Діаметр вершин зубців:

$$d_{ai} = d_{wi} + 2 \times m. \quad (3.11)$$

Діаметр западин зубців:

$$d_{fi} = d_{wi} - 2,5m. \quad (3.12)$$

Ширина зубчастого колеса:

$$b_i = \psi \cdot m_i. \quad (3.13)$$

Розрахуємо значення параметрів зубчастих коліс по формулах (3.9 - 3.13) для всіх передач коробки швидкостей. Значення результатів розрахунків занесемо в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 – Значення геометричних параметрів зубчастих коліс

№	Передатне відношення	вали	Z_i	m_i	a_W	d_{Wi}	d_{fi}	d_{ai}	b_i
-	-	-	-	мм	мм	мм	мм	мм	мм
1	$i_2 = 1/1,26$	I - II	31	3	139,5	93	85,5	99	30
2			62			186	178,5	192	
3	$i_1 = 1$	I - <i>ин</i>	31		-	93	85,5	99	
4			31			93	85,5	99	
5	$i_3 = 1/3,89$	II- <i>ин</i>	19		139,5	57	49,5	63	
6			74			222	214,5	228	

3.2.8 Розрахунок пасової передачі.

А). Вибір перетину ремня.

По номограмі [9] для заданих умов підходить ремінь перетину А. Геометричні параметри ремня зазначені в табл. (3.7).

В). Визначення діаметрів шківів.

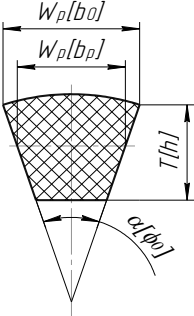
Обираємо діаметр провідного шківів з умови $d_1 \geq d_{\min}$, приймаємо $d_1 = 1900 \text{ мм}$.

Діаметр відомого шківів $d_2 = d_1 : i$,

де i – передатне відношення пасової передачі.

$$d_2 = 190 : 1 = 190 \text{ мм}.$$

Таблиця 3.7 – Геометричні параметри ремня

Ескіз ремня	$W_P[b_p]$, мм	$W_P[b_o]$, мм	$T[h]$, мм	$\alpha[\varphi_0]$, град
	$11^{+0,6}_{-0,4}$	13	$8 \pm 0,4$	$40 \pm 0,1$

С). Уточнення передатного відношення

З урахуванням відносного ковзання $s = 0,01$:

$$i = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - s)} = \frac{190}{190 \cdot (1 - 0,01)} \approx 1.$$

Д). Визначення міжосьової відстані

$$a_{\min} = 0,7 \cdot (d_1 + d_2) = 0,7 \cdot (190 + 190) = 266 \text{ мм};$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (190 + 190) = 760 \text{ мм};$$

Приймаємо значення $a = 300 \text{ мм}$.

Е). Визначення розрахункової довжини ременів

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 300 + \frac{\pi}{2} \cdot (190 + 190) + \frac{(190 - 190)^2}{4 \cdot 300} = 1198,5 \text{ мм}$$

Приймаємо найближче стандартне значення $L_p = 1200 \text{ мм}$.

Ф). Уточнення міжосьової відстані

$$a = 0,25 \cdot \left((L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8 \cdot y} \right),$$

де $w = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot \pi \cdot (190 + 190) = 596,6 \text{ мм}$;

$$y = \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right)^2 = 0 \text{ мм}.$$

$$a = 0,25 \cdot \left((1198,5 - 596,6) + \sqrt{(1198,5 - 596,6)^2 - 8 \cdot 0} \right) = 752,375 \text{ мм}.$$

Г). Визначення кута обхвату

$$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_1 - d_2}{a} = 180 - 57 \cdot \frac{190 - 190}{752,375} = 180^\circ.$$

Н). Вибір номінальної потужності

Згідно [8] знаходимо номінальну потужність: $N_o = 1,79 \text{ кВт}$.

К). Визначення розрахункової потужності

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p},$$

де C_α – коефіцієнт кута обхвату [8], $C_\alpha = 1$;

C_L – коефіцієнт довжини ремня [8], $C_L = 1,03$;

C_p – коефіцієнт режиму роботи [8], $C_p = 1,2$.

$$N_p = 1,79 \cdot \frac{1 \cdot 1,03}{1,2} = 1,54 \text{ кВт}.$$

Л). Визначення числа ременів

$$z = \frac{N_{\partial\theta}}{N_p \cdot C_z},$$

де C_z – коефіцієнт числа ременів [8], попередньо приймаємо $C_z = 1$ (при $z = 6$).

$$z = \frac{8}{1,54 \cdot 0,75} = 6.$$

М). Визначення натягу одного ремня S_o

Знайдемо швидкість ремня

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{\partial\theta}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,19 \cdot 4500}{60} = 44,75 \text{ м/с};$$

$$S_o = \frac{850 \cdot N_{\partial\theta} \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot V \cdot C_\alpha} + 0,18 \cdot V^2 = \frac{850 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 1,03}{6 \cdot 44,75 \cdot 1} + 0,18 \cdot 44,75^2 \approx 391,8 \text{ Н}$$

Н). Визначення сили діючої на вал

$$F_n = 2 \cdot S_o \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 391,8 \cdot 6 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2} = 4702 \text{ Н}.$$

3.2.9 Проектний розрахунок валів. Проектування валів здійснюється шляхом визначення діаметра валів. Розрахунок ведеться на кручення, по формулі [10]:

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{M_{Ki}}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}}, \quad (3.14)$$

де M_{Ki} – крутний момент; $[\tau]_{кр}$ – допустиме напруження крутіння, $[\tau]_{кр} = 20 \text{ МПа}$.

Розрахуємо діаметри валів по формулі (3.13):

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{M_{KI}}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{75,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 26,6 \text{ мм};$$

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{KII}}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{93 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 28,6 \text{ мм};$$

$$d_{ун} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{Kун}}{0,2 \cdot [\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{372 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 45,3 \text{ мм}.$$

Отримані значення округляємо до найближчого зі стандартних значень ГОСТ 6636-69: $d_I = 48 \text{ мм}$ (з урахуванням внутрішнього отвору $\varnothing 22 \text{ мм}$); $d_{II} = 32 \text{ мм}$. З урахуванням необхідності розробки порожнього вала шпинделя, збільшуємо його до $d_{ун} = 68 \text{ мм}$.

Призначаємо для всіх валів як матеріал сталь 35, з термічною обробкою нормалізація.

Механічні властивості стали 35, вибираємо з таблиці 3.7 [10]: $HB 160...190$; $\sigma_s = 560...650 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 100 \text{ МПа}$.

3.2.10 Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість і кут закручування. При розрахунку визначають пружне переміщення шпинделя в перетині його переднього кінця, для якого виробляється стандартна перевірка шпиндельного вузла на жорсткість. Це переміщення приймають як пружне переміщення переднього кінця шпинделя.

У переміщенні враховують тільки деформації тіла шпинделя і його опор.

Пружне переміщення переднього кінця шпинделя визначимо по формулі

$$\delta = P \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot I_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1 - \epsilon)}{3 \cdot E \cdot I_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1 - \epsilon) + j_B \cdot [l + a \cdot (1 - \epsilon)]^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] +$$

$$+ Q \cdot (1 - \epsilon) \cdot \left[\frac{j_B \cdot (l + a) - j_A \cdot (l - b)}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a \cdot (b^3 + 2 \cdot b \cdot l^2 - 3 \cdot b^2 \cdot l)}{3 \cdot E \cdot I_2 \cdot l} \right],$$

де P – сила різання, Н;

a – довжина консольної частини шпинделя, м;

E – модуль пружності матеріалу шпинделя, Па;

I_1 – середнє значення моменту інерції перетину консолі, м^4 ;

I_2 – середнє значення моменту інерції перетину шпинделя в прольоті між опорами, м^4 ;

l – довжина шпинделя між опорами, м ;

ϵ – коефіцієнт защемлення;

j_A – радіальна жорсткість передньої опори, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

j_B – радіальна жорсткість задньої опори, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

Q – сила, що діє на шпиндель із боку привода, Н ;

b – відстань від точки додатка сили Q до передньої опори, м .

Виходячи з формули ефективної потужності різання

$$N_V = \frac{P_Z \cdot V}{61200}.$$

визначимо силу різання:

$$P_Z = \frac{N_V \cdot 61200}{V},$$

де V – швидкість різання.

$$V = \frac{\pi \cdot D_{\max} \cdot n_p}{1000} = \frac{3,14 \cdot 320 \cdot 200}{1000} = 160,7 \text{ м/хв},$$

де $D_{\max} = 320 \text{ мм}$ – максимальний діаметр заготовки;

$n_p = 200 \text{ об/хв}$ – число обертів шпинделя за розрахунковою схемою.

Тоді

$$P_Z = \frac{8 \cdot 61200}{160,7} = 1143 \text{ Н}.$$

Складові сили різання, радіальну P_y і осьову P_x визначимо користуючись наближеними співвідношеннями:

$$P_x = (0,4 \div 0,6) \cdot P_Z = 0,5 \cdot 1143 = 572 \text{ Н} ;$$

$$P_y = (0,2 \div 0,4) \cdot P_Z = 0,3 \cdot 1143 = 343 \text{ Н} .$$

Модуль пружності матеріалу шпинделя (сталь 40Х) $E = 2 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$.

Коефіцієнт защемлення $\epsilon = 0,30 \dots 0,45$. Приймаємо $\epsilon = 0,35$

З компоновочної схеми знаходимо відстані a, l, b : $a = 81 \text{ мм}$; $b = 97,5 \text{ мм}$; $l = 487 \text{ мм}$.

Радіальні жорсткості $j_A = 450 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, $j_B = 300 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Сила, що діє на шпиндель із боку привода, дорівнює:

$$Q = F_{t16} \cdot \tan \alpha ;$$

$$F_{t16} = \frac{2T_{VI}}{d_{15}} = \frac{2 \cdot 68 \cdot 10^3}{70} = 1943 \text{ Н}.$$

$$F_{r16} = 1943 \cdot \tan 20^\circ = 707 \text{ Н}.$$

Середнє значення моменту інерції перетину консолі I_1 :

Тоді

$$I_1 = \frac{3,14 \cdot 84,2^4}{64} = 2,47 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Середнє значення моменту інерції перетину шпинделя в прольоті між опорами I_1 :

$$I_2 = \frac{3,14 \cdot 47^4}{64} = 2,4 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

На малюнку 3.9 зображена розрахункова схема шпинделя.

Переміщення переднього кінця шпинделя під дією сили P_Z :

$$\begin{aligned} \delta_x = 1143 \cdot & \left[\frac{81^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^6} + \frac{81^2 \cdot 487 \cdot (1 - 0,35)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} + \right. \\ & \left. + \frac{450 \cdot 10^3 \cdot 81^2 \cdot (1 - 0,35) + 270 \cdot 10^3 \cdot [487 + 81 \cdot (1 - 0,35)]^2}{450 \cdot 10^3 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 487^2} \right] + \\ & + 707 \cdot (1 - 0,35) \cdot \left[\frac{300 \cdot 10^3 \cdot (487 + 81) - 450 \cdot 10^3 \cdot (487 - 97,5)}{450 \cdot 10^3 \cdot 300 \cdot 10^3 \cdot 487^2} - \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \frac{81 \cdot (97,5^3 + 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5 \cdot 487} \Bigg] = \\
& = 1143 \cdot (3,5860 \cdot 10^{-7} + 1,4423 \cdot 10^{-6} + 2,5157 \cdot 10^{-6}) + 459,5 \cdot \\
& \cdot (-1,5226 \cdot 10^{-10} - 4,7465 \cdot 10^{-7}) = 4,9 \cdot 10^{-3} - 2,1817 \cdot 10^{-4} = \\
& = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ мм.}
\end{aligned}$$

Переміщення переднього кінця шпинделя під дією сили P_Y .

$$\begin{aligned}
\delta_Y = & 343 \cdot \left[\frac{81^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,47 \cdot 10^6} + \frac{81^2 \cdot 487 \cdot (1 - 0,35)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} + \right. \\
& \left. + \frac{420 \cdot 10^3 \cdot 81^2 \cdot (1 - 0,35) + 270 \cdot 10^3 \cdot [487 + 81 \cdot (1 - 0,35)]^2}{420 \cdot 10^3 \cdot 270 \cdot 10^3 \cdot 487^2} \right] - \\
& - 1943 \cdot (1 - 0,35) \cdot \left[\frac{270 \cdot 10^3 \cdot (487 + 81) - 420 \cdot 10^3 \cdot (487 - 97,5)}{420 \cdot 10^3 \cdot 270 \cdot 10^3 \cdot 487^2} - \right. \\
& \left. - \frac{81 \cdot (97,5^3 + 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5 \cdot 487} \right] = \\
& = 343 \cdot (3,5860 \cdot 10^{-7} + 1,4423 \cdot 10^{-6} + 2,5157 \cdot 10^{-6}) - 1263 \cdot \\
& \cdot (-1,5226 \cdot 10^{-10} - 4,7465 \cdot 10^{-7}) = 1,48 \cdot 10^{-3} + 5,9967 \cdot 10^{-4} =
\end{aligned}$$

Сумарний прогин δ :

$$\delta = \sqrt{\delta_X^2 + \delta_Y^2} = \sqrt{0,0046^2 + 0,002^2} = 0,005 \text{ мм.}$$

Кут повороту (радий) у передній опорі [1]

$$\theta_A = \frac{1}{3EI_z} \left[Pal - \frac{Q}{2l(b^3 - 2bl^2 - 3b^2l)} \right]$$

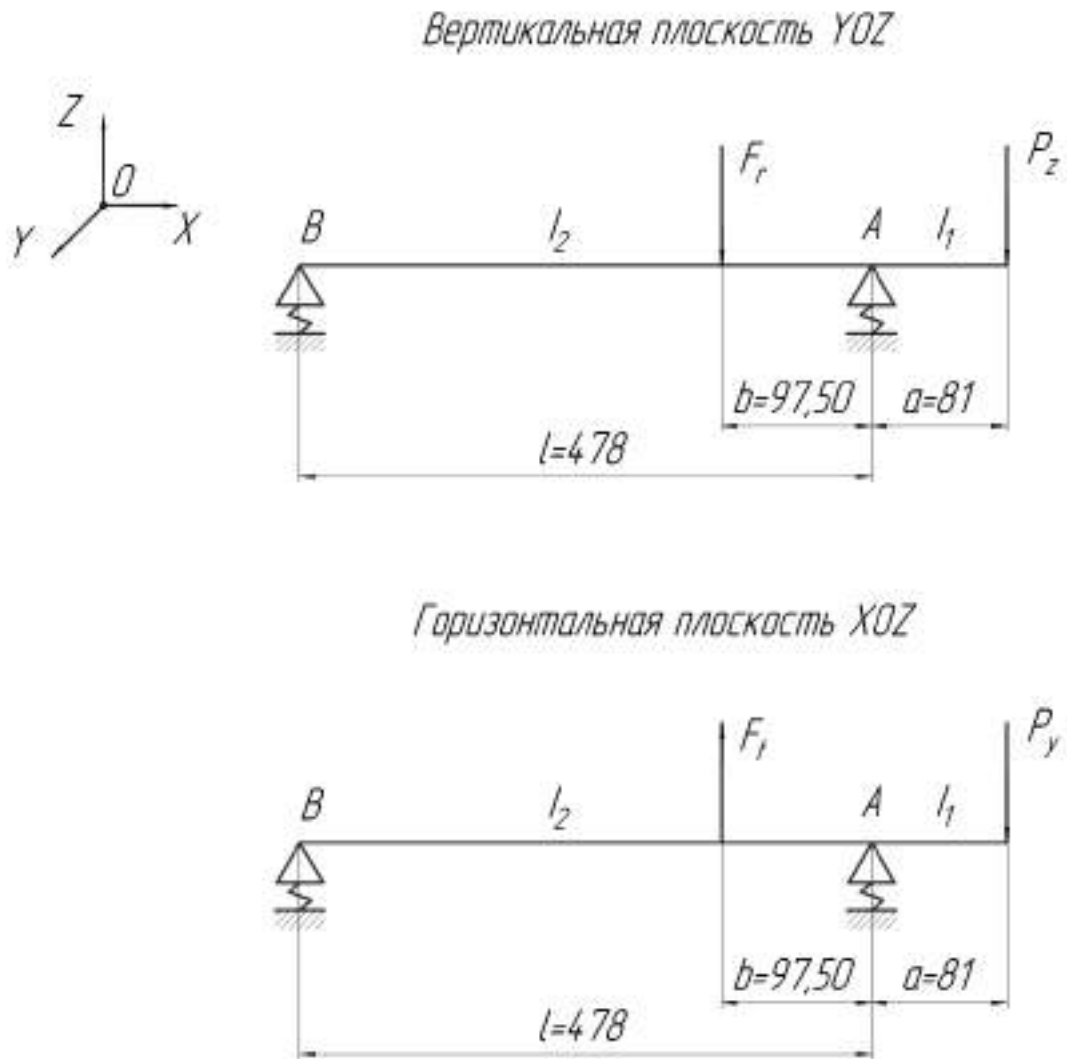


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема шпинделя

Горизонтальна площина

$$\theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} \cdot \left[1143 \cdot 81 \cdot 487 - \frac{707,2}{2 \cdot 487} \cdot (97,5^3 - 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487) \right] = 6,1166 \cdot 10^{-4}$$

Вертикальна площина

$$\theta_B = \frac{1}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2,4 \cdot 10^5} \cdot \left[343 \cdot 81 \cdot 487 - \frac{1943}{2 \cdot 487} \cdot (97,5^3 - 2 \cdot 97,5 \cdot 487^2 - 3 \cdot 97,5^2 \cdot 487) \right] = 9,1420 \cdot 10^{-4}$$

Сумарний кут повороту в одну площину:

$$\theta = \sqrt{\theta_A^2 + \theta_B^2} = \sqrt{0,00061^2 + 0,00091^2} = 0,001 \text{ рад.}$$

Таким чином, шпиндель по жорсткості відповідає заданим режимам роботи.

3.2.11 Обґрунтування конструкції шпинделя, вибір матеріалу та термічної обробки. Шпиндельні вузли із дворядним роликовим підшипником типу 182000 і упорно-радіальним кульковим підшипником типу 178800 застосовують у середніх та важких токарних, фрезерних, фрезерно-розточувальних і шліфувальних верстатах. У передній опорі перший підшипник призначений для сприйняття радіального навантаження, другий - для осьового [12]. Типове компонування шпиндельного вузла представлено на рисунку 3.10.

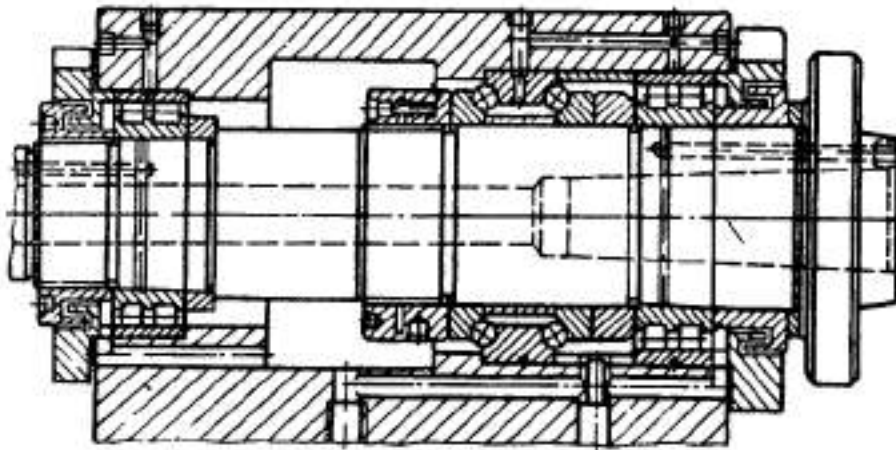


Рисунок 3.10 – Типове компонування шпиндельного вузла

Кінець шпинделя приймаємо згідно ГОСТ 12593-93, умовне позначення: кінець шпинделя 4 ГОСТ 12593-93. У передньої опори шпинделя встановлений один роликовий радіальний дворядний підшипник з короткими циліндричними роликами серії діаметрів 1, серії ширин 3 з розмірами $d = 65$ мм, $D = 100$ мм, $B = 26$ мм, умовне позначення підшипника: підшипник 3182113 ГОСТ 7643-75; і один упорно-радіальний кульковий дворядний підшипник з кутом контакту 60° з розмірами $d = 65$ мм, $H = 44$ мм, умовне позначення підшипника: підшипник 178813 ГОСТ 20821-75. У задній опорі шпинделя встановлений один роликовий радіальний дворядний підшипник з короткими циліндричними роликами серії діаметрів 1, серії ширин 3 з розмірами $d = 35$ мм, $D = 62$ мм, $B = 20$ мм, умовне

позначення підшипника: підшипник 3182107 ГОСТ 7643-75. Роликові підшипники встановлені з попереднім натягом. Радіальний зазор у роликовому підшипнику передньої опори регулюється за допомогою гайки, що через втулку (див. РМ 20.131.34304.05.000 СК) насувається на конічну шийку шпинделя з конусністю 1:12 внутрішнє кільце підшипника. У результаті деформації внутрішнього кільця відбувається розжим його та, тим самим, установлюється необхідний радіальний зазор шпинделя в мікронах.

Для виготовлення шпинделя приймаємо леговану сталь 40Х з загартуванням відповідальних поверхонь до твердості 48...56 HRC з використанням індукційного нагрівання [12].

3.3 Розробка конструкції схвата манипулятора

3.3.1 Вибір типу механізму, що орієнтує. Механізми, що орієнтують (ОМ) призначені для орієнтації об'єкта маніпулювання, звичайно мають 1 - 3 ступеня рухливості і являють собою механізми з обертальними парами, осі яких нахилені друг до друга під деяким кутом. Відповідно до прийнятої класифікації [17] бувають (рис. 3.11): а) однокоординатні (рис. 3.11: а, б, в); б) двохкоординатні (рис. 3.11: г, д, е), в) трьохкоординатні (рис. 4.5: ж, з, і, к, л).

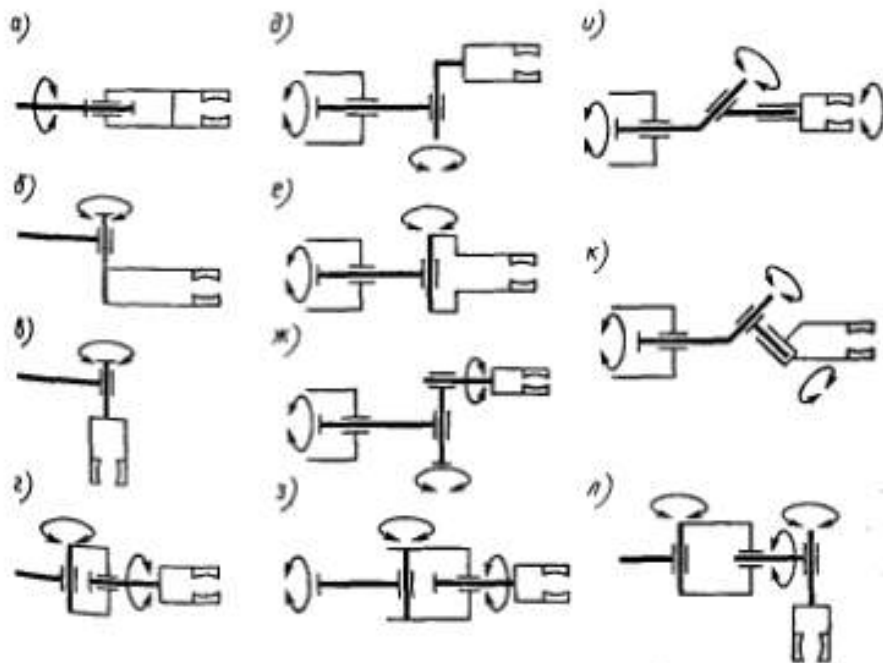


Рисунок 3.11 – Структурні схеми механізмів, що орієнтують

Обертання ланок здійснюється за допомогою різних механічних передач (зубчастих циліндричних і конічних, хвильових, планетарних, черв'ячних, ланцюгових, зубчато-ремінних і ін.).

Виходячи з особливостей верстатної системи достатнім бути застосування однокоординатної кісті (рис. 3.12).

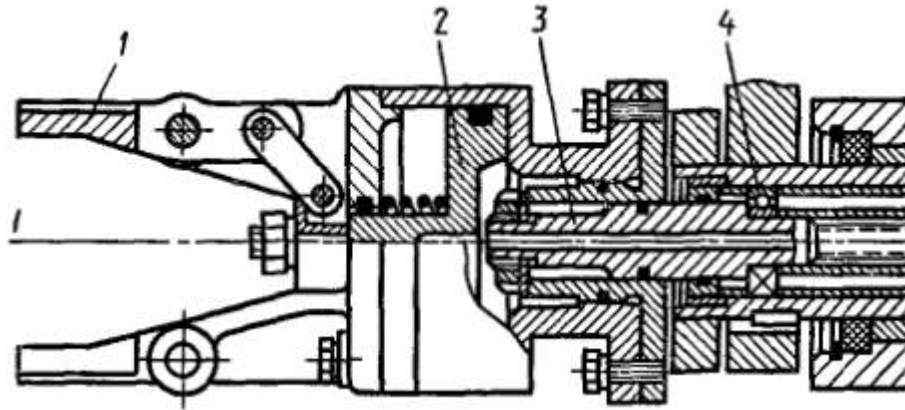


Рисунок 3.12 – Принципова схема однокоординатного схвата

Однокоординатна кість забезпечує обертання щодо осі I – I і являє собою шарнір 3, установлений у підшипниках 4. На торці шарніра 3 установлений привод схвата 2, на кришці якого закріплений схват 1.

3.3.2 Опис конструкції схвата маніпулятора. Затискання заготовки в запропонованій конструкції схвата маніпулятора (РМ 20.131.34304.07.000 СК) здійснюється важільним механізмом. Фіксація заготовки масою 3,04 кг відбувається пружиною 5. Характерна риса схвата – заклинювання його важільної системи при захваті деталі, що забезпечує безпечну роботу у випадку обриву живлення приводного пневмоциліндра. Расфіксація заготовки здійснюється пневмоциліндром. Форма робочих поверхонь губок 1 схвата виконана у вигляді призматичних губок, для зменшення поверхневих тисків і контактних деформацій заготовок. Губки 1 установлені в пазу кронштейна 2 з можливістю обертання навколо штифтів 13. Обертовий рух губкам повідомляє повзун 3, що передає рух через шатун 10. Повзун переміщується пружиною 5

встановлений в пневмоциліндрі. Кронштейн **2** кріпиться до кришки **11** пневмоциліндра за допомогою двох гвинтів **19** і чотирьох шпильок **15**.

3.3.3 Розрахунок конструкції схвата маніпулятора. Розрахуємо необхідну силу затиску заготовки. Як було відзначено раніше, силу затиску розвиває пружина. Весь розрахунок зводиться до знаходження параметрів пружини.

При розрахунку сили затиску розглянемо найбільш навантажений режим роботи схвата (рис. 3.13), коли крім ваги заготовки G на необхідну силу затискача Q впливає сила інерції $F_{ин}$ від маси заготовки m при висуванні схвата.

Загальна формула для розрахунку зусилля привода має вигляд [17]

$$P \geq \frac{2 \cdot \sum_{j=1}^n M_j \cdot \cos \alpha}{b \cdot \eta},$$

де α – кут важеля, град;

b – довжина важеля, м;

η – ККД механізму, приймаємо $\eta=0,94$.

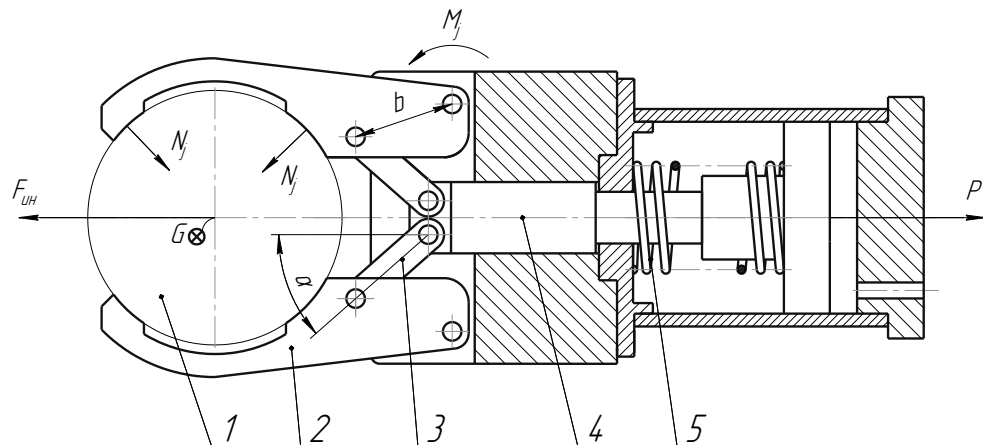


Рисунок 3.13 – Розрахункова схема схвата: 1 – заготовка; 2 – губка схвата; 3 – важіль; 4 – повзун; 5 – затискна пружина

M_j – утримуючий момент для однієї губки, Н·м, знаходиться по формулі [17]

$$M_j = 2 \cdot N_j \cdot \cos \varphi_i \cdot [a_i \cdot \operatorname{tg} \varphi_i + c_i - f \cdot (a_i - c_i \cdot \operatorname{tg} \varphi_i)],$$

де a_i, c_i – відстань від точки повороту губки до точки контакту, м;

φ_i – кут контакту, град;

f – коефіцієнт тертя;

N_i – сила контакту заготовки і схвата, Н;

$$N_i = R_n \frac{\sin \varphi_i - f \cdot \cos \varphi_i}{\sin 2\varphi_i - 2 \cdot f \cdot \cos 2\varphi_i},$$

де R_n – активні сили, які діють на губку, Н.

До активних сил, які діють на губку належать вага заготовки та сила інерції.

Знайдемо силу інерції, що діє на заготовку при гальмуванні схвата після його висування в горизонтальній площині:

$$F_{ин} = \frac{V}{t_m} \cdot m = \frac{2,25}{0,2} \cdot 3,03 \approx 34H,$$

де V – швидкість руху схвата при висуванні, $V = 2,25$ м/с;

t_m – час гальмування, $t_m = 0,2$ с.

Вага заготовки становить:

$$G = m \cdot g = 3,03 \cdot 9,81 = 29,7H.$$

Кут контакту φ_i знайдемо по конструктивних параметрах.

Знайдемо силу контакту пари губок N :

$$N = (34 + 29,7) \frac{\sin 45^\circ - 0,2 \cdot \cos 45^\circ}{\sin(2 \cdot 45^\circ) - 2 \cdot 0,2 \cdot \cos(2 \cdot 45^\circ)} = 36H.$$

Знаходимо утримуючий момент для однієї губки (відстані від осі повороту губки визначаємо конструктивно):

$$M_1 = 2 \cdot 36 \cdot \cos 45^\circ \cdot [0,095 \cdot \operatorname{tg} 45^\circ + 0,21 - 0,2 \cdot (0,095 - 0,21 \cdot \operatorname{tg} 45^\circ)] = 13,67 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент для другої губки такий же:

$$M_2 = M_1 = 13,67 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Зусилля, яке необхідно розвинути пружиною:

$$P \geq \frac{2 \cdot 13,67}{0,94 \cdot 0,0625} = 465 \text{ Н}.$$

Визначимо основні параметри пружини [8]: пружина стиску із дроту діаметром 7 мм, матеріал дроту сталь 50ХФА за ГОСТ 14959-69, зовнішній діаметр 70 мм, кількість витків - 12.

Визначимо діаметр пневмоциліндра, необхідний для розтиску заготовки. Зусилля, що розвивається пневмоциліндром, повинне бути більшим, ніж зусилля затискної пружини. Приймаємо зусилля на штоку циліндра $Q = 2000 \text{ Н}$.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot p \cdot \eta_c \cdot \eta_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{\pi \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 0,85}} = 92 \text{ мм}.$$

де $p = 0,4 \text{ МПа}$ – тиск у пневмосистемі, [17, с. 198];

$\eta_c = 0,9$ – ККД схвата, [17, с. 198];

$\eta_n = 0,85$ – ККД привода, [17, с. 198].

Приймаємо діаметр циліндра $d = 120 \text{ мм}$. Тоді зусилля на штоці буде дорівнювати

$$Q = \frac{\pi \cdot p \cdot \eta_c \cdot \eta_n \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 120^2 \cdot 0,4 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{4} = 3461 \text{ Н}.$$

Розрахуємо на міцність найбільш навантажений елемент - штифт 13, навколо якого обертається губка схвата. На штифт діють винятково дотичні

напруження, тому що він працює в умовах зрізу. Навантаження на штифт дорівнює зусиллю, що передається через губку. Найбільший утримуючий момент $M_1 = 64,57 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а навантаження на штифт дорівнює:

$$F = \frac{M_1}{b} = \frac{13,67}{0,0625} = 219 \text{ Н},$$

де b – важіль передачі зусилля на штифт, м.

Розрахуємо напруження зрізу та порівняємо їх із припустимими:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_{um}^2 / 4} \leq [\tau_{cp}];$$

$$\tau = \frac{219}{\pi \cdot 0,01^2 / 4} \approx 28 \text{ МПа} \leq [200].$$

Міцність штифта забезпечена.

3.3.4 Розрахунок на точність схвата. До механічних схватів, призначеним для взаємодії зі східчастими валами, фланцями, дисками, пред'являються вимоги забезпечення центрування деталей при зміні їхніх діаметрів, що відбувається в результаті обробки. Такі схвати оснащуються відповідно до рекомендацій [9] поворотними губками. Губки затискних елементів пропилюються таким чином, що забезпечують у заданому діапазоні центрування різного діаметра.

Для центрування заготовок профіль губок досить апроксимувати дугами окружностей. При цьому похибка центрування згідно рис. 3.14 обчислюється в такий спосіб, [17]

$$\Delta = \pm \frac{(d_{\max} - d_{\min})^4}{4096 \cdot b^3} \operatorname{tg}^2 \beta,$$

де $d_{\max}$, $d_{\min}$ – можливий перепад діаметрів деталей, що затискаються, мм;

b – радіус повороту губок, мм;

β – кут, між початковим і кінцевим положенням губок.

Проаналізуємо можливі варіанти захвата деталей (рис. 3.14). Згідно представлених схем, видно що можливо два варіанти захвата, по $\varnothing 172$ мм і $\varnothing 196,8$ мм. З урахуванням зміни даних діаметрів в процесі обробки:

$$d_{\min} = 172 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = 196,8 + 1,4 = 198,2 \text{ мм}.$$

Тоді похибка центрування буде дорівнювати

$$\Delta = \pm \frac{(198,2 - 172)^4}{4096 \cdot 62,5^3} \operatorname{tg}^2 60 = \pm 1,414 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

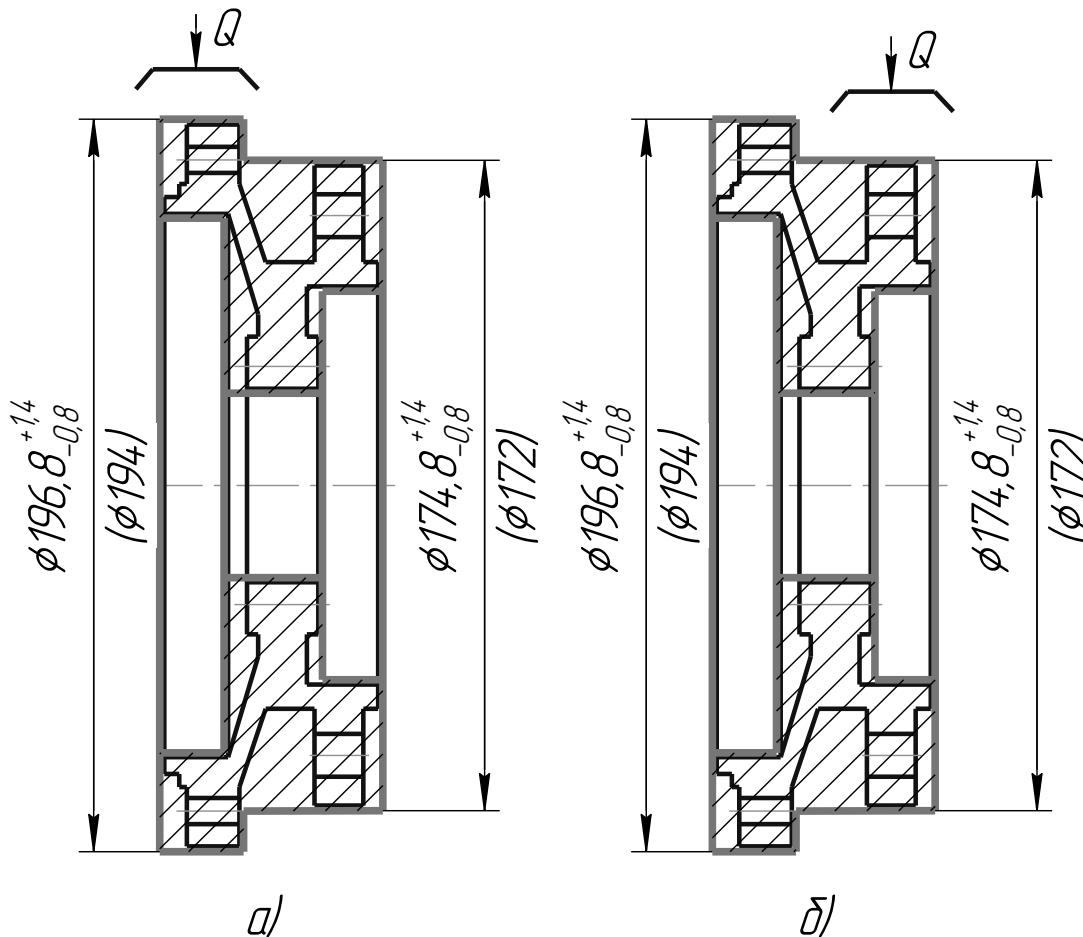


Рисунок 3.14 – Варіанти захвата заготовки:

а) – захват по найменшому діаметру; б) – захват по більшому діаметру.

3.4 Розрахунки і конструювання затискного пристосування

3.4.1 Формулювання службового призначення верстатного пристосування, розробка його принципової схеми. Сформулюємо службове призначення проектного верстатного пристосування: спеціальне пристосування, яке використовується при виконанні вертикально-свердлильної операції для установки заготовки кришки електродвигуна Ø194 мм і товщиною 57мм при свердлінні 6-і отворів Ø7H14 і 4-х отворів Ø11,5H14; заготовка базується на площину й циліндричний отвір Ø52 мм; при обробці витримуються розміри [Ø145; 17± 0,37] і [Ø64; 19± 0,37] і [Ø175; 20± 0,37].

3.4.2 Розрахунки зусилля закріплення. Сили Q , необхідні для закріплення заготовки, повинні запобігти можливому відриву заготовки від установчих елементів пристосування, чи зрушити поворот її під дією сил різання і забезпечити надійне закріплення в процесі обробки.

На рисунку 3.15 представлена розрахункова схема для визначення зусилля закріплення. При свердлінні отвору з боку інструмента на заготовку діє осьова сила P_o й крутний момент $M_{кр.}$. Осьова сила прагне зрушити заготовку в напрямку подачі; цьому протидіє сила тертя $F_{тр.}$, що виникає в точці додатка зусилля закріплення Q . Крутний момент $M_{кр.}$ прагне повернути заготовку навколо осі деталі, цьому протидіє момент сили тертя $F_{тр.}^I$, який виникає в точці додатка зусилля закріплення Q і має плече $d/2$.

Складемо рівняння рівноваги заготовки під дією сил різання, при виборі параметрів використовуємо дані джерел [18,19]:

$$P_o \cdot K = F_{тр.} = f \cdot Q_{P_o};$$

$$M_{кр.} \cdot K = F_{тр.}^I \cdot \frac{d}{2} = f \cdot Q_{M_{кр.}} \cdot \frac{d}{2};$$

де P_o — осьова сила, $P_o = 1647,6$ Н;

$M_{кр.}$ — крутний момент, $M_{кр.} = 8,18$ Н·м;

f — коефіцієнт тертя, $f = 0.15$;

d — діаметр отвору заготовки, $d = 52 \text{ мм} = 0,052 \text{ м}$;

K — коефіцієнт надійності закріплення;

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,8;$$

де K_0 — гарантований коефіцієнт запасу. $K_0 = 1.5$;

K_1 — коефіцієнт, що враховує збільшення сили різання через випадкові нерівності на заготовці; $K_1 = 1,2$ для чорнової обробки;

K_2 — коефіцієнт, що враховує збільшення сили різання внаслідок затуплення інструмента, $K_2 = 1,0$;

K_3 — коефіцієнт, що враховує збільшення сили різання при переривчастім різанні, $K_3 = 1,0$ для безперервного різання;

K_4 — коефіцієнт, що враховує мінливість затискного зусилля, $K_4 = 1,0$ для пневматичних і гідравлічних затискачів;

K_5 — коефіцієнт, що враховує ступінь зручності розташування рукояток; $K_5 = 1,0$ при зручній розташуванні й малій довжині рукоятки;

K_6 — коефіцієнт, що враховує невизначеність через нерівності місця контакту заготовки з опорними елементами, що мають більшу опорну поверхню, $K_6 = 1,0$ для опорного елемента, що має обмежену поверхню контакту із заготовкою (крапкові опори).

Тому що коефіцієнт $K < 2,5$, то при розрахунках ухвалюємо $K = 2,5$.

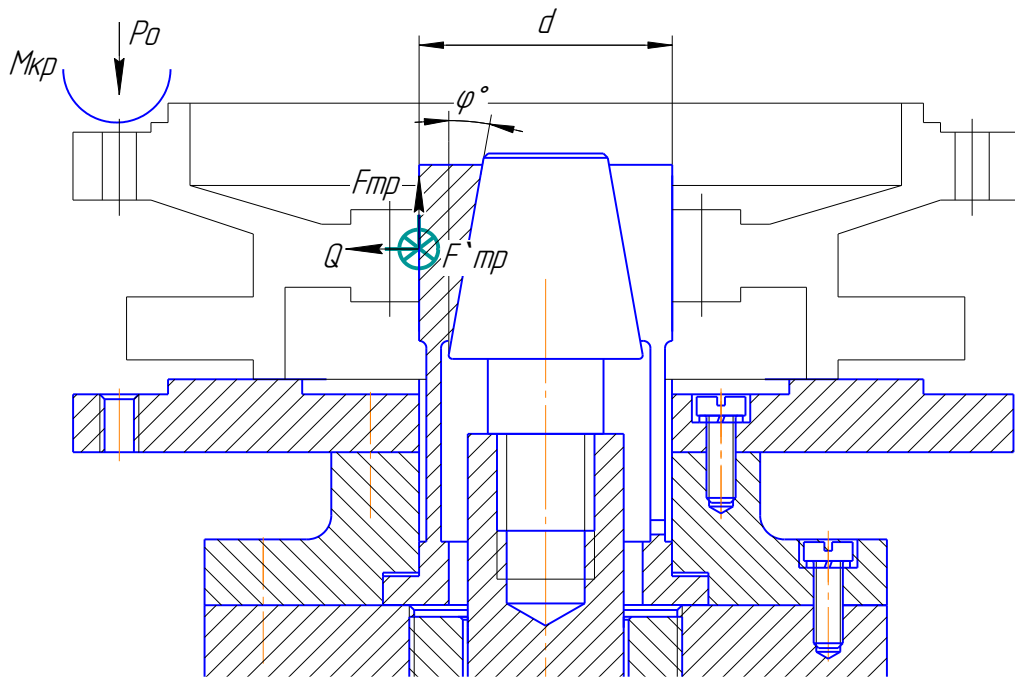


Рисунок 3.15 – Розрахункова схема для визначення зусилля закріплення

Зі складених рівнянь рівноваги визначаємо складові зусилля закріплення:

$$Q_{P_o} = \frac{P_o \cdot K}{f} = \frac{1647,6 \cdot 2,5}{0,15} = 27460H;$$

$$Q_{M_{кр}} = \frac{2 \cdot M_{кр.} \cdot K}{f \cdot d} = \frac{2 \cdot 8,18 \cdot 2,5}{0,15 \cdot 0,052} = 5244H.$$

Сумарне зусилля закріплення:

$$Q = \sqrt{Q_{P_o}^2 + Q_{M_{кр.}}^2} = \sqrt{(27460)^2 + (5244)^2} \approx 27956H.$$

3.4.3 Розрахунки параметрів силового привода. Вихідне зусилля на приводі для цангового затискного механізму визначається по формулі:

$$W = 1,15 \cdot Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

де Q — зусилля закріплення, $Q = 27956$ Н;

α — половина кута конуса цанги, $\alpha = 10^\circ$;

φ — кут тертя; ухвалюємо $\varphi = 10^\circ$;

$$\text{Тоді: } W = 1,15 \cdot 27956 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ + 10^\circ) \approx 11701H.$$

Тому що $Q = 27956 > 10000$ Н, то в конструкції проектного пристосування ухвалюємо двосторонній гідроциліндр із тиском мастила в гідросистемі $p = 6,3$ МПа.

Розрахуємо параметри гідроциліндра.

Діаметр гідроциліндра $D_{ц.}$ при подачі масла в поршневу порожнину:

$$W = p \cdot S \cdot \eta = p \cdot \frac{\pi \cdot D_{ц.}^2}{4} \cdot \eta; \Rightarrow D_{ц.} = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot p \cdot \eta}};$$

де S — площа нижньої поверхні поршня;

$\eta = 0,85...0,9$ — к. п. буд., що враховує втрати в гідроциліндрі;

$$\text{Тоді: } D_{ц.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11701}{3,14 \cdot 6,3 \cdot 0,9}} \approx 51,3 \text{ мм};$$

Ухвалюємо $D_{ц.} = 63$ мм [8].

Діаметр штока для гідроциліндра:

$$d_{шт.} = \frac{D_{ц.}}{2} = \frac{63}{2} \approx 32 \text{ мм.}$$

Визначаємо фактичне значення зусилля на приводі і зусилля закріплення:

$$W = p \cdot \frac{\pi \cdot D_{ц.ф.}^2}{4} \cdot \eta = 6,3 \cdot \frac{3,14 \cdot 63^2}{4} \cdot 0,9 \approx 17675 \text{ Н};$$

$$Q_{ф.} = \frac{W_{ф.}}{1,15 \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)} = \frac{17675}{1,15 \cdot \text{tg}(10^\circ + 10^\circ)} \approx 42228 \text{ Н.}$$

3.4.4 Опис конструкції і принципу роботи пристосування. Для опису конструкції і принципу роботи проектного пристосування приведемо його загальний вид на рисунку 3.16.

Опис конструкції пристосування.

Пристосування (РМ 20.131.34304.08.000 СК) встановлюється на стіл вертикально-свердлильного верстата мод. 2Р135Ф2-1, базуючись при цьому за допомогою круглого пальця 13, який орієнтує пристосування по центральному отвору на столі верстата, і призматичної шпонки 11, яка базує пристосування по Т-Образному пазу, і кріпиться на столі за допомогою болтів.

Дане пристосування складається з корпусу 1, кришки 11, стакану 10, гідроциліндра 2, тяги 13 і цангового оправлення 12. Кришка 11 кріпиться до стакану 10 за допомогою гвинтів 14. У якості елемента, що центрує, для цих деталей використовується цанга 12. Цанга фіксується в стакані 10 за допомогою буртика. У кришці 11 передбачений отвір з різьбленням для установки зрізаного пальця 21. У корпус 1 по різьбленню закручується гідроциліндр 2, нижня частина якого закривається кришкою, що фіксує також гідроциліндр в отворі корпусу пристосування. Для запобігання витоку масла в конструкції гідроциліндра передбачені гумові кільця. Тяга 13 закручується в шток гідроциліндра й призначена для передачі зусилля від поршня гідроциліндра на затискні елементи.

Принцип роботи пристосування.

Після установки заготовки на цангову оправку 12 по осі і на площину по торцю відбувається закріплення заготовки: у поршневу порожнину гідроциліндра під тиском подається мастило; внаслідок цього поршень гідроциліндра і тяга 13 переміщаються нагору, що викликає розклинення цангового оправлення і закріплення заготовки.

Після закріплення заготовки здійснюється свердління 8 отворів. Потім заготовку розкріплюють і знімають із оправки. Маніпулятор установлює на оправку заготовку і повторюється цикл закріплення.

Для розкріплення заготовки масло подають під тиском у штокову порожнину гідроциліндра 2, внаслідок чого відбувається переміщення поршня гідроциліндра і тяги 7 униз і зняття навантаження із цанги та зусилля закріплення із заготовки.

3.4.5 Розрахунки на міцність деталей пристосування. Розрахунки на міцність виконуємо для 2-х найбільш навантажених елементів пристосування. У цьому випадку проводимо перевірочний розрахунок міцності тяги (рис. 3.17) при стиску її осьовий силою та на зминання по поверхні стику зі штоком гідроциліндра.

Розрахунки на міцність по напругах, що допускаються, здійснюємо по формулі:

$$\sigma_{сж.} = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2} \leq [\sigma_{сж.}] ;$$

де $\sigma_{сж.}$ — фактична напруга стиску; МПа;

P — осьова сила; у цьому випадку $P = W\phi. = 17675$ Н;

d — діаметр небезпечного переріза; $d = 52$ мм;

$[\sigma_{сж.}]$ — напруга, що допускається, стиску; для сталі Ст3
 $[\sigma_{сж.}] \approx 380$ МПа .

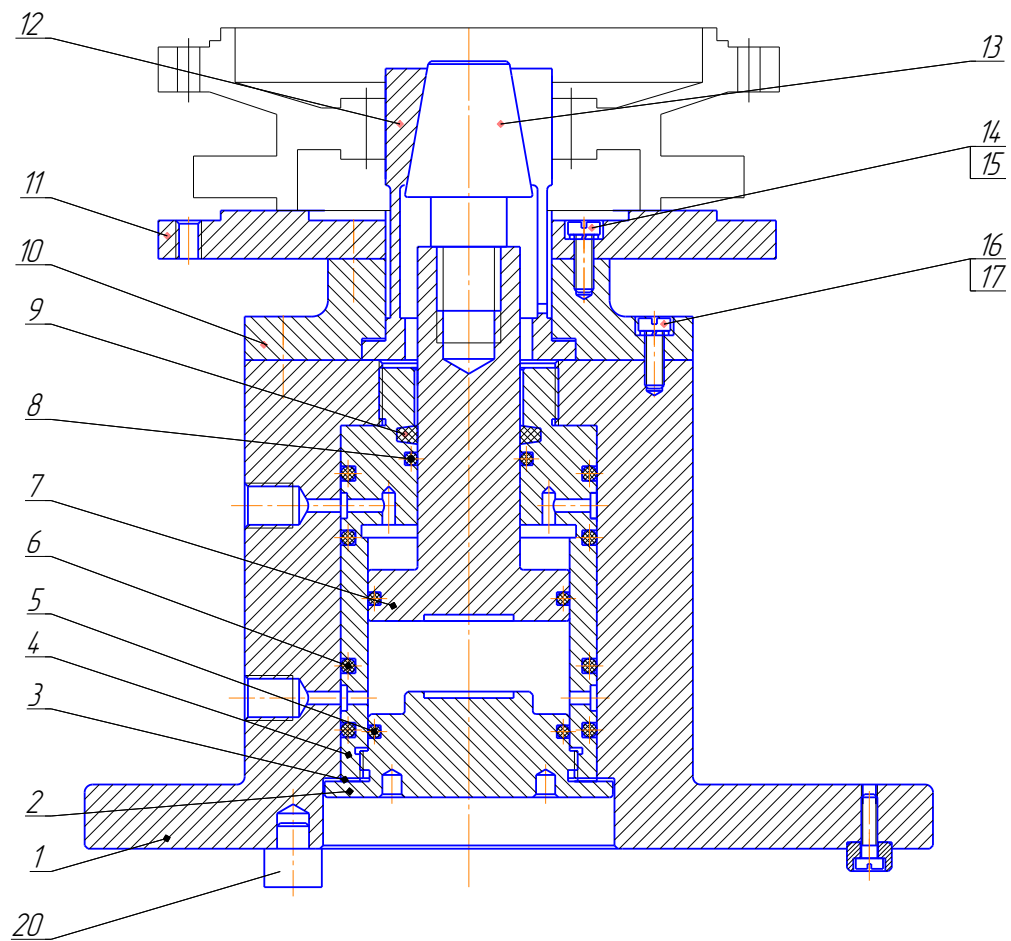


Рисунок 3.16 – Загальний вигляд затискного пристосування

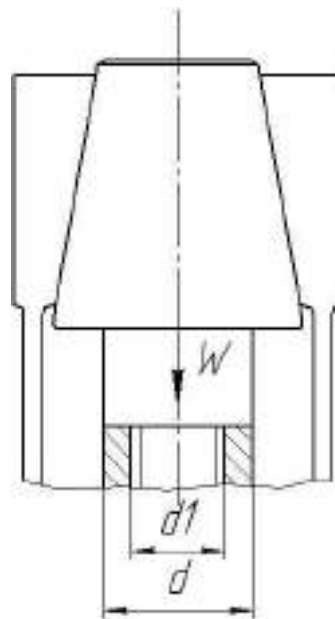


Рисунок 3.17 – Схема навантаження тяги при розрахунках на міцність

$$\text{Тоді: } \sigma_{\text{сж.}} = \frac{4 \cdot 17675}{3,1416 \cdot 52^2} \approx 8,32 < 380 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

Розрахунки на зминання поверхні стику проводимо по формулі:

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{P}{S - S_1} = \frac{P}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma_{\text{см.}}];$$

де $\sigma_{\text{см.}}$ — фактична напруга зминання; МПа;

P — сила зминання; у цьому випадку $P = W\phi = 17675$ (Н);

S — площа перетину стрижня тяги; мм^2 ;

S_1 — площа зминання; мм^2 ;

d — діаметр перетину стрижня тяги; $d = 52$ мм;

d_1 — діаметр різбового кінця тяги; $d_1 = 20$ мм;

$[\sigma_{\text{см.}}]$ — напруга, що допускається, зминання; для сталі Ст3

$$[\sigma_{\text{см.}}] \approx 353 \text{ МПа}.$$

$$\text{Тоді: } \sigma_{\text{см.}} = \frac{17675}{\frac{3,1416}{4}(52^2 - 20^2)} \approx 9,77 \text{ МПа} < 353 \text{ МПа},$$

умова міцності виконується.

3.4.6 Розрахунки похибки установки заготовки в пристосуванні. Похибка установки заготовки в пристосуванні визначається по формулі:

$$\varepsilon_y = \sqrt{\varepsilon_{\delta} + \varepsilon_z + \varepsilon_{np}};$$

де ε_{δ} — похибка базування;

ε_z — похибка закріплення;

ε_{np} — похибка пристосування.

Розраховуємо похибка установки заготовки для розміру Ø145мм.

У цьому випадку похибка базування $\varepsilon_{\delta} = 0$, тому що збігаються конструкторська і технологічна бази (вісь деталі); похибка закріплення ε_z буде

визначатися як похибка установки на цанзі $\varepsilon_z \approx 50 \text{ мкм}$ [18]; похибка

пристосування ε_{np} визначається максимальним зазором між гідроциліндром і корпусом пристосування:

$$80 \frac{H7}{f9}; \quad H7 \left(\begin{smallmatrix} +0.030 \\ 0 \end{smallmatrix} \right); \quad f7 \left(\begin{smallmatrix} -0.030 \\ -0.060 \end{smallmatrix} \right);$$

$$S_{\max} = ES - ei = 0.030 - (-0.060) = 90(\text{мкм})$$

— максимальний зазор у рухливим з'єднанні; $\Rightarrow \varepsilon_{np} = 90 \text{ мкм}$.

Отже, похибка установки рівна:

$$\varepsilon_y = \sqrt{\varepsilon_z + \varepsilon_{np}} = \sqrt{50^2 + 90^2} \approx 103(\text{мкм}).$$

Для забезпечення точності виконуваного розміру повинне виконуватися наступна умова:

$$\varepsilon_y \leq 0,33 \cdot T;$$

де $T = 0,74$ — допуск на, що витримується технологічний розмір ($\varnothing 64 \text{ мм} \pm 0,37 \text{ мм}$ по IT14).

У цьому випадку:

$$\varepsilon_y = 0,103 < 0,33 \cdot 0,74 = 0,244 \text{ мм} \text{ — умова виконується.}$$

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

4.1 Чисельні дослідження контактних деформацій та напружень різальних пластин та корпусу свердла в процесі різання

На сучасному етапі велике поширення набуло використання САЕ пакетів для моделювання різноманітних процесів за допомогою кінцевих елементів. В тому числі ці пакети використовуються при дослідженні конструкцій різального інструменту для визначення напружено-деформованого стану, переміщень елементів інструменту, власних частот, форм коливань і т. ін. [26-28]. Використаємо для дослідження характеристик запропонованого нами збірного свердла, яке складається зі відокремлюваної хвостової частини зі шпонкою, робочої частини, що кріпиться до хвостової частини за допомогою гвинтів, різальних пластин та гвинтів, які кріплять пластини до робочої частини, пакети геометричного та чисельного моделювання Solid Works, Cosmos Works та Ansys. Розрахунок будемо проводити у пакетах Cosmos Works та Ansys з метою визначення найбільш підходящого для розрахунку збірної конструкції свердла.

За допомогою програми Solid Works створимо модель збірного свердла (рис. 4.1), наділивши окремі елементи характеристиками в залежності від матеріалу, із якого вони виготовлені. Задамо модуль пружності для пластини $5 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуансона 0,22 [29], для інших елементів – модуль пружності $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуансона 0,28, модуль здвигу $7,9 \cdot 10^{10}$ Па.

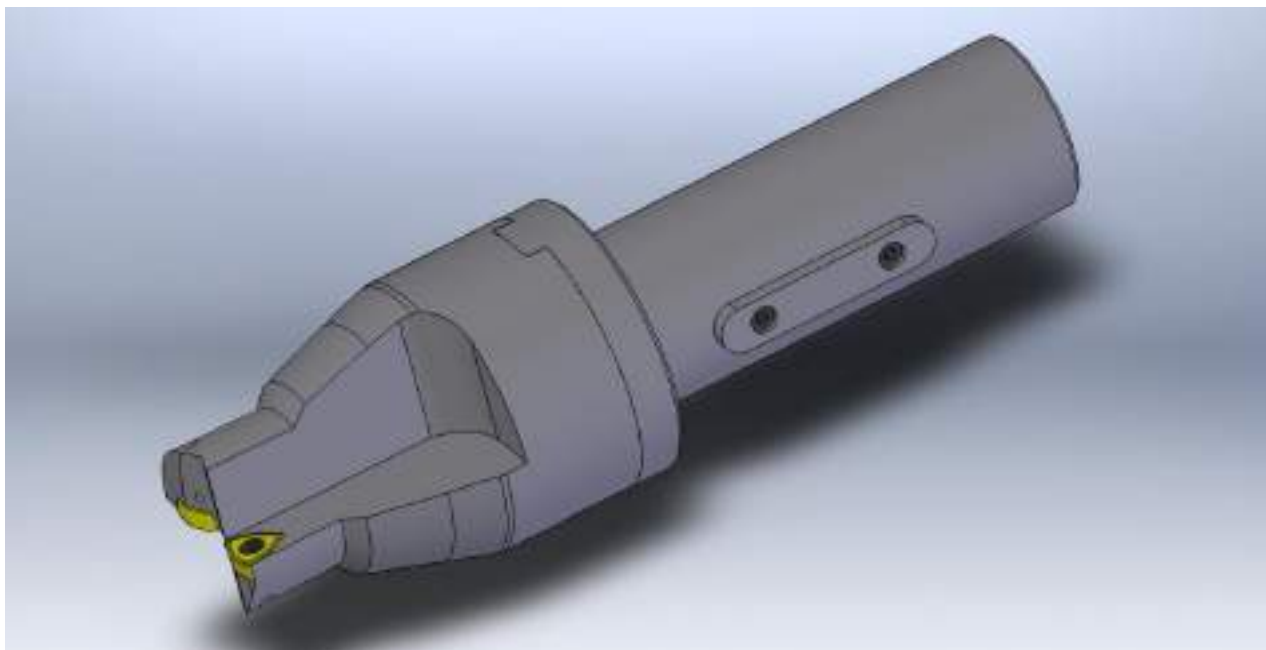


Рисунок 4.1 – Загальний вид свердла (Solid Works)

Після створення геометричної 3D моделі, ми імпортували її в програмі Ansys (рис. 4.2) для подальшого розрахунку. Обрали характеристики розрахунку – структурного аналізу, при якому модель було представлено як складове тіло з відповідними ділянками контакту між елементами, що сполучаються.

Після цього провели кінцево-елементну дискретизацію моделі в автоматичному режимі (рис. 4.3).

На наступному етапі накладали граничні умови на елементи свердла: циліндричну та торцеву поверхню хвостовика, бокові поверхні шпонки, прикладаємо сили закріплення на різьбових ділянках гвинтів, які кріплять шпонку і корпус до хвостовика, а також різальні пластини до корпусу. Після цього до пластини прикладали сили навантаження, що відповідають розрахованим складовим сили різання (рис. 4.3).

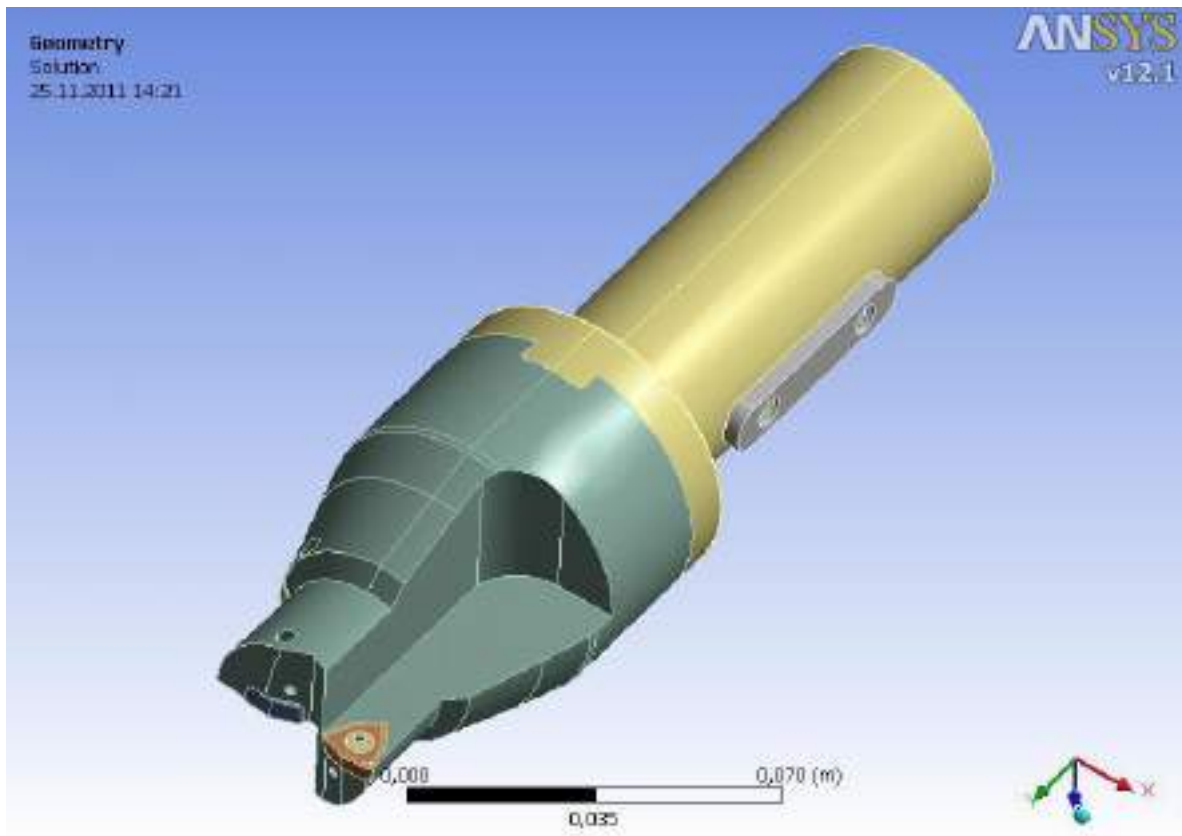


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд моделі свердла після імпортування її в пакет Ansys

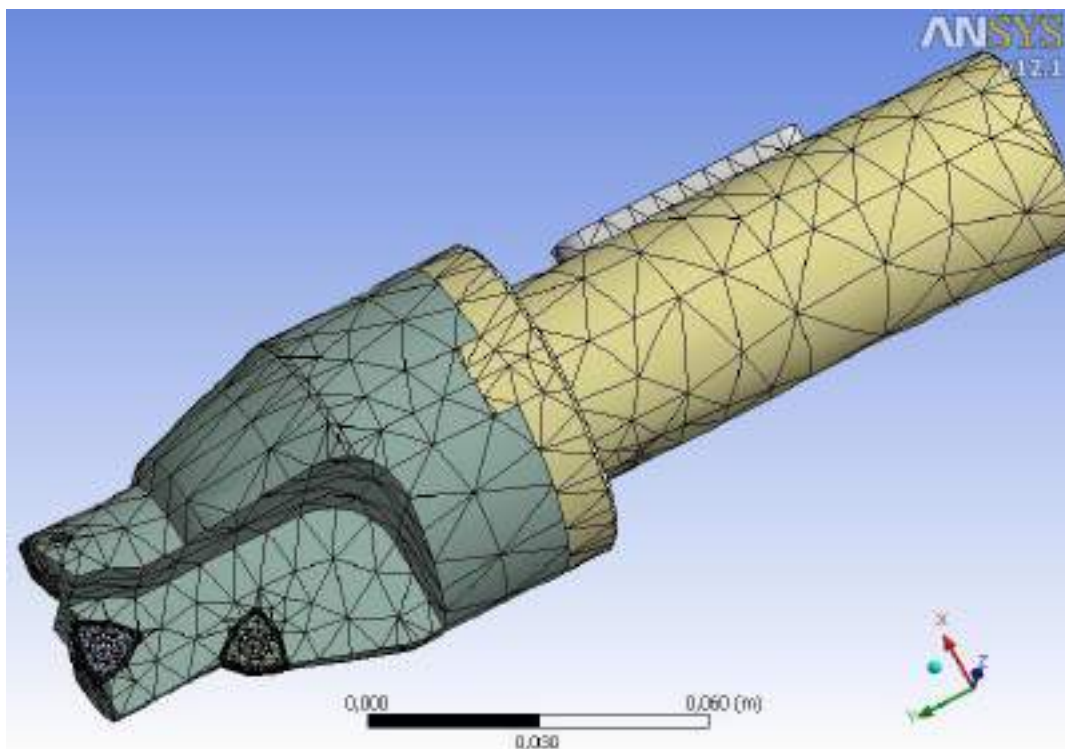


Рисунок 4.3 – Кінцево-елементна дискретизація моделі свердла зі змінними ЗБП

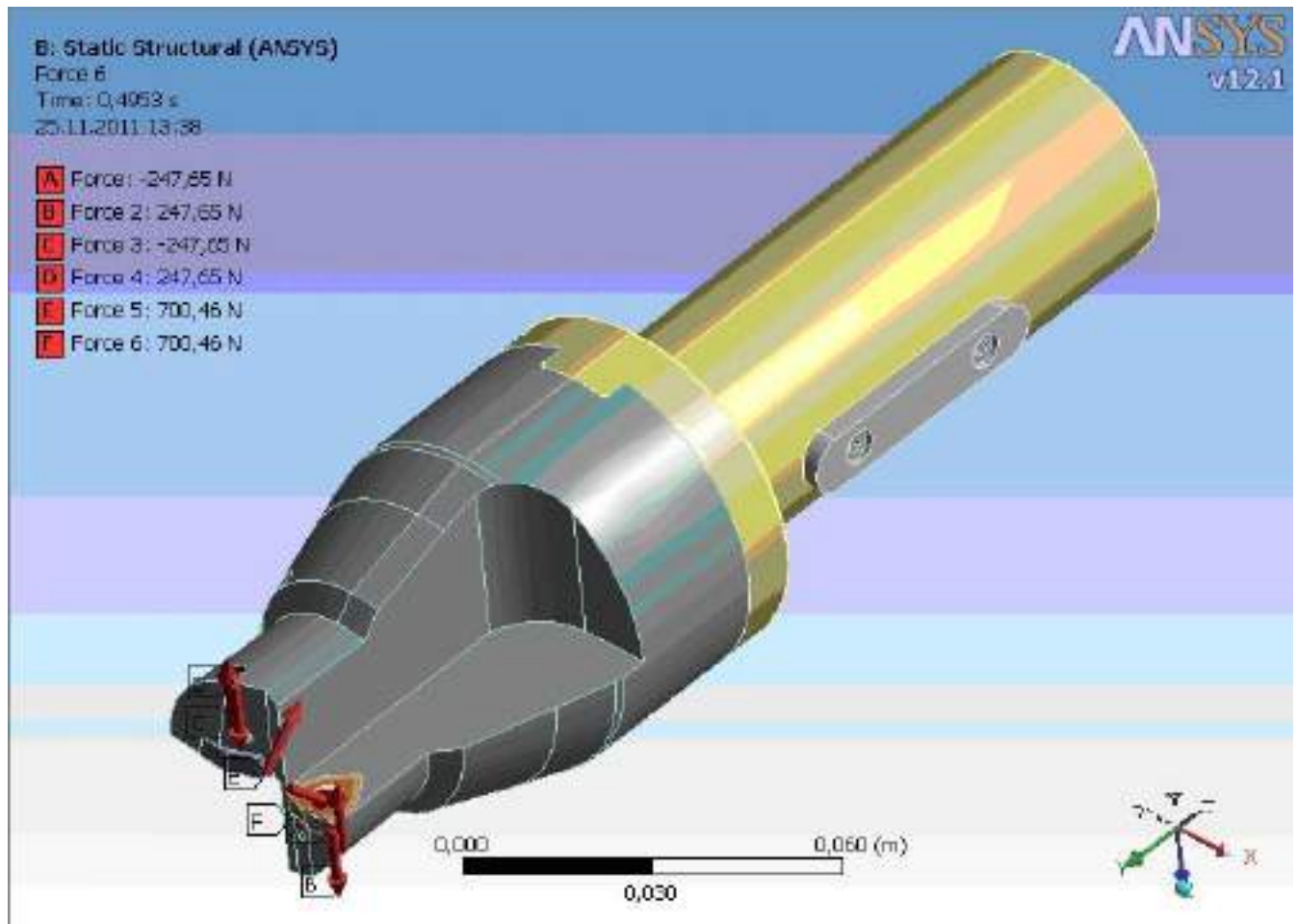


Рисунок 4.4 – Прикладання навантаження до пластин

В результаті розрахунку ми визначили напружено - деформований стан збірного свердла та переміщення його елементів. На рисунку 4.5 наведені еквівалентні напруження, що виникають при навантаженні робочої частини складовими сили різання, а на рисунку 4.6 – результуючі переміщення елементів збірного свердла. Результати розрахунку наведені на рисунках 4.5 та 4.6 якісно відображають стан різального інструменту при його навантаженні.

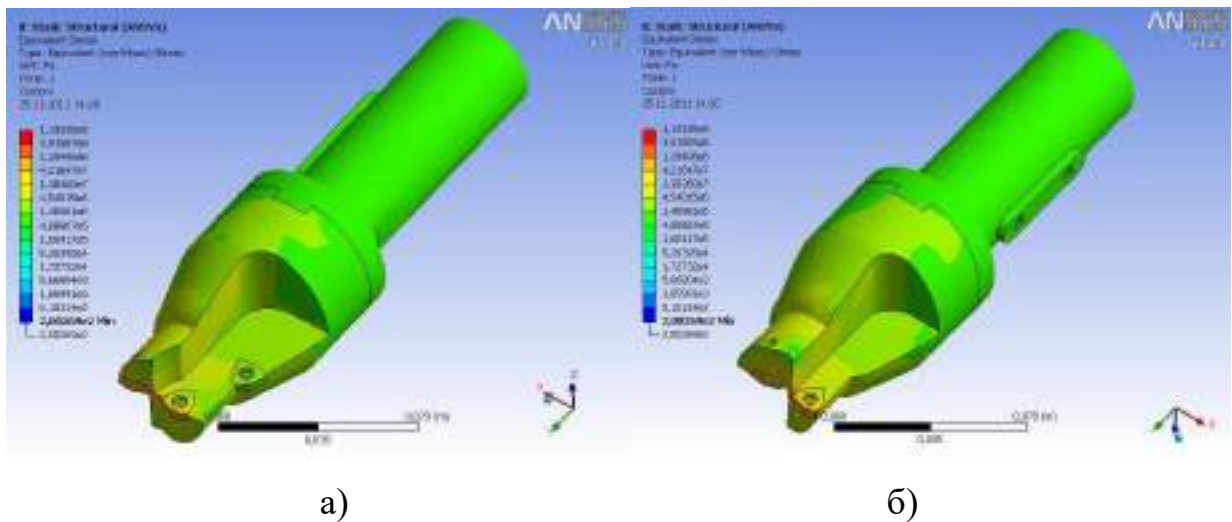


Рисунок 4.5 – Еквівалентні напруження на а) центральній пластині,
б) периферійній пластині

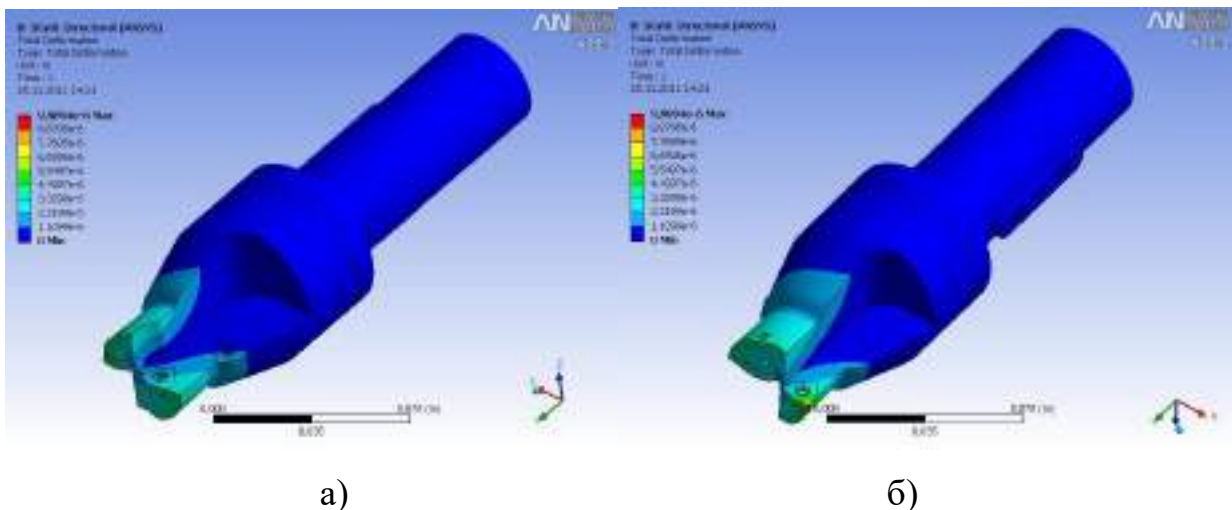


Рисунок 4.6 – Деформації на а) центральній пластині
б) периферійній пластині

Але кількісно величини еквівалентних напружень завищені на різальних кромках пластин за рахунок так званих особливостей та умов крайового контактування [30], а величини деформацій занижені в результаті складності завдання у даному пакеті реальних умов контакту окремих елементів збірної конструкції.

Для порівняння проведемо дослідження напружено-деформованого стану та переміщень елементів збірного свердла за допомогою пакету Cosmos Works.

Розроблену модель свердла підвергли кінцево-елементній дискретизації, результати якої наведено на рисунку 4.7.

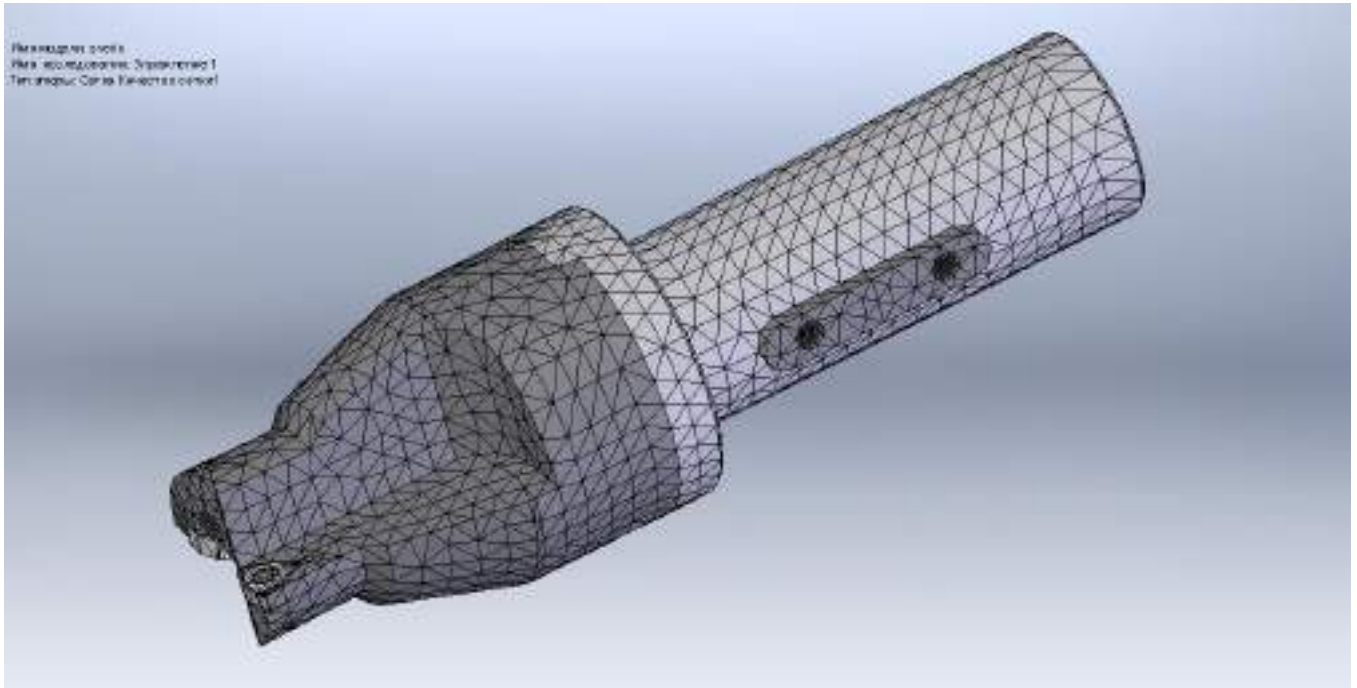


Рисунок 4.7 – Дискретизація моделі

Після цього наклали геометричні (рис. 4.8) та силові граничні умови (рис. 4.9), що відповідали накладеним граничним умовам у пакеті Ansys, а також набір контактів між окремими елементами свердла.

Розрахунок проводили при умові представлення збірного свердла, як складового тіла без взаємного проникнення елементів та з заданим коефіцієнтом тертя між елементами свердла, що дорівнював 0,11.

Результати розрахунку представлено епюрами еквівалентних напружень, що виникають в елементах збірного свердла (рис. 4.10) та епюрами результуючих переміщень цих елементів (рис. 4.11).

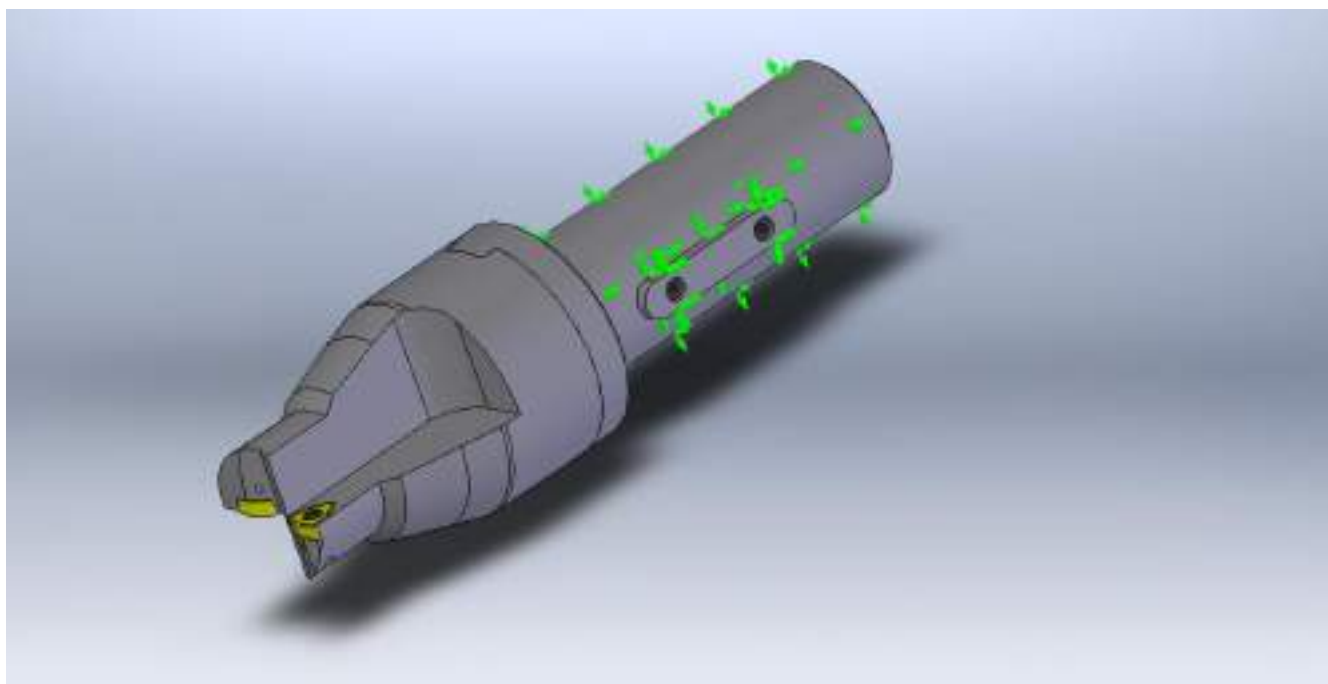


Рисунок 4.8 – Геометричні граничні умови, які прикладені до хвостовика свердла

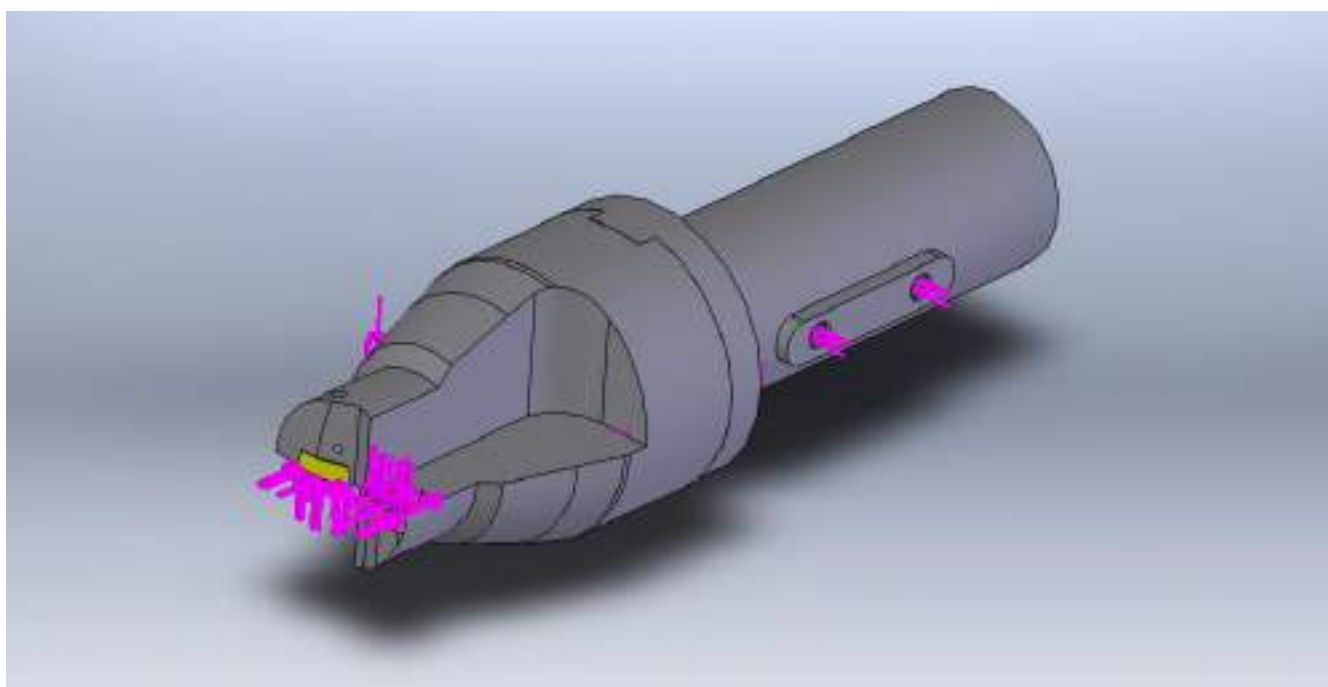
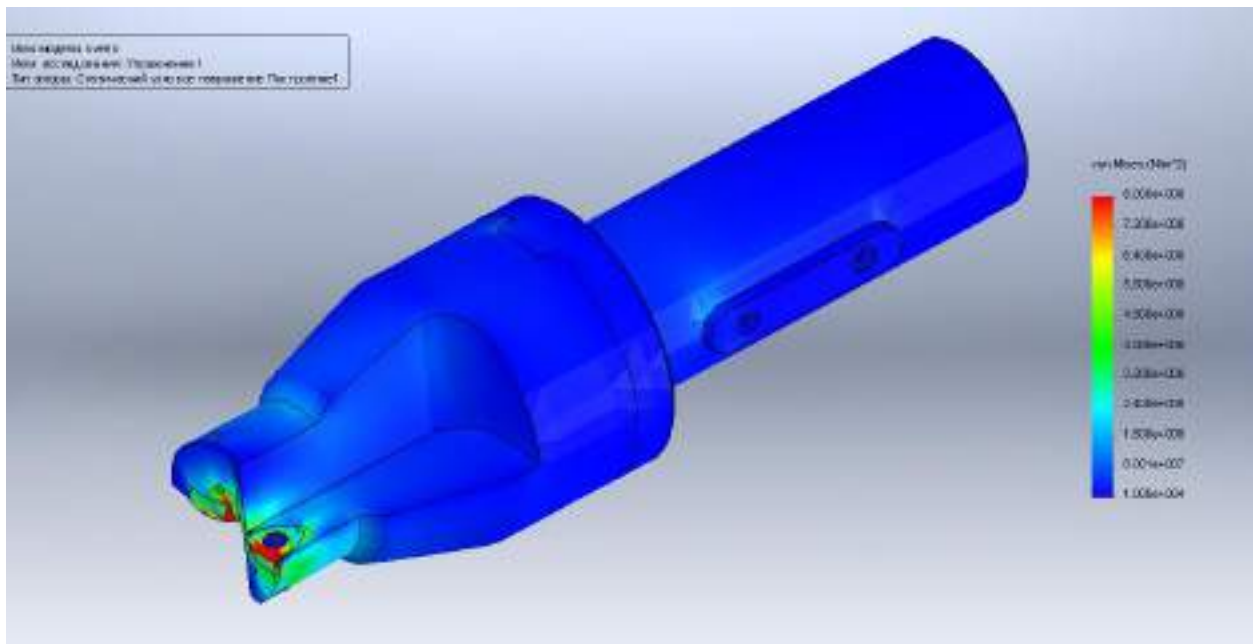
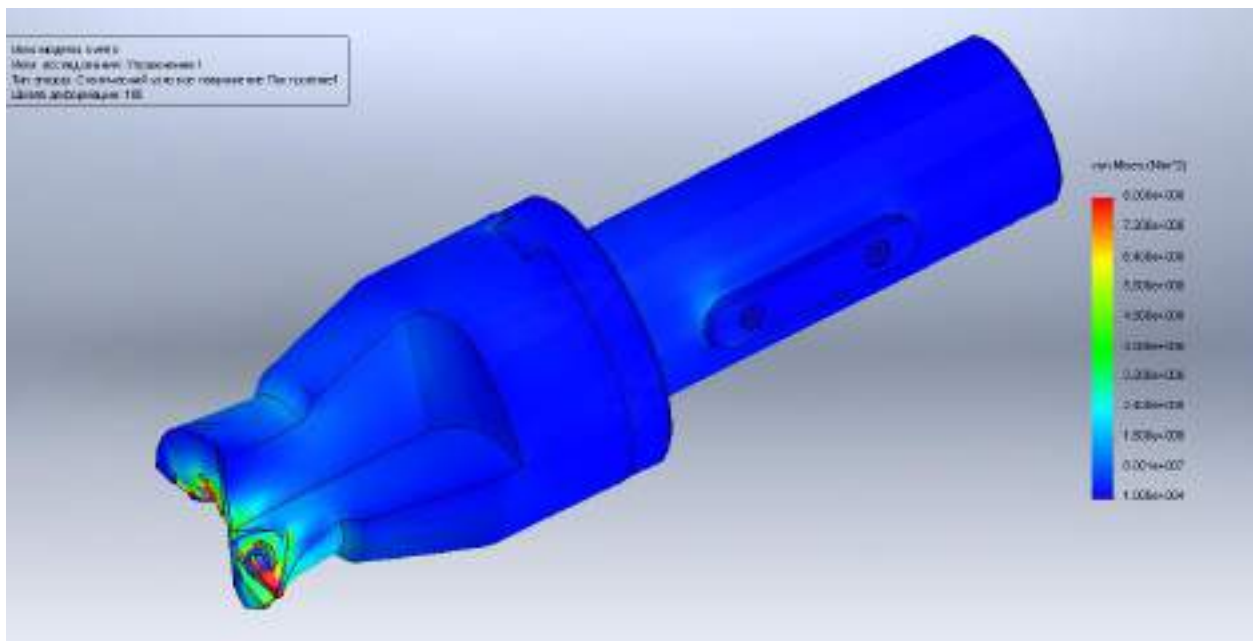


Рисунок 4.9 – Навантаження елементів збірного свердла

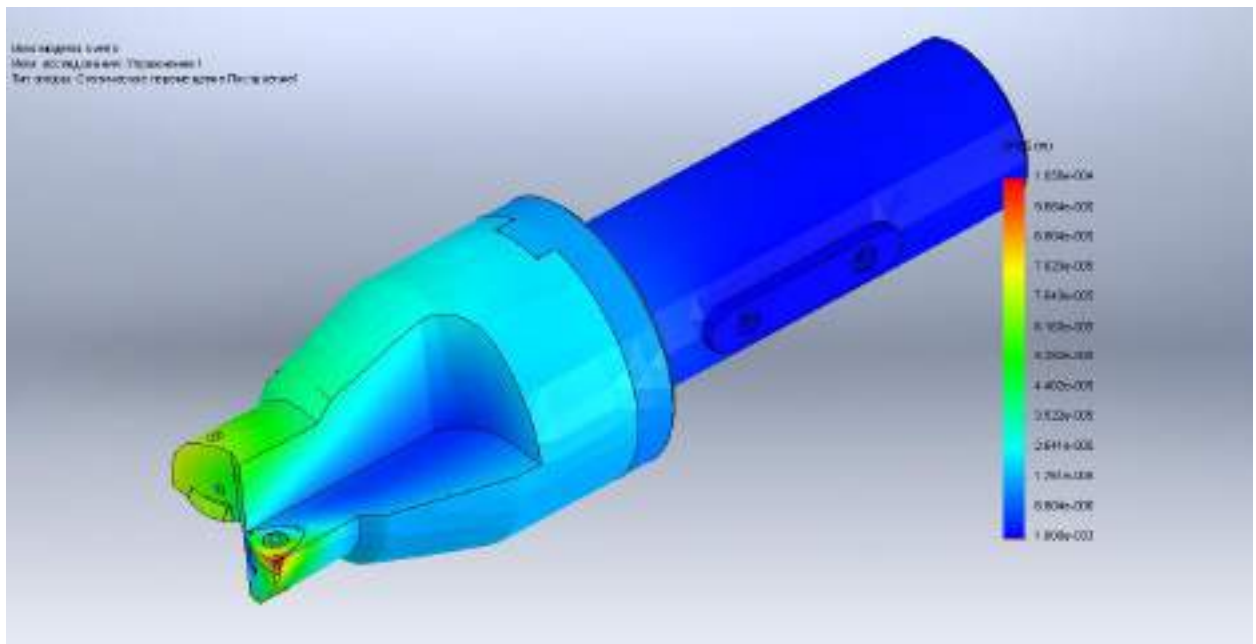


а)

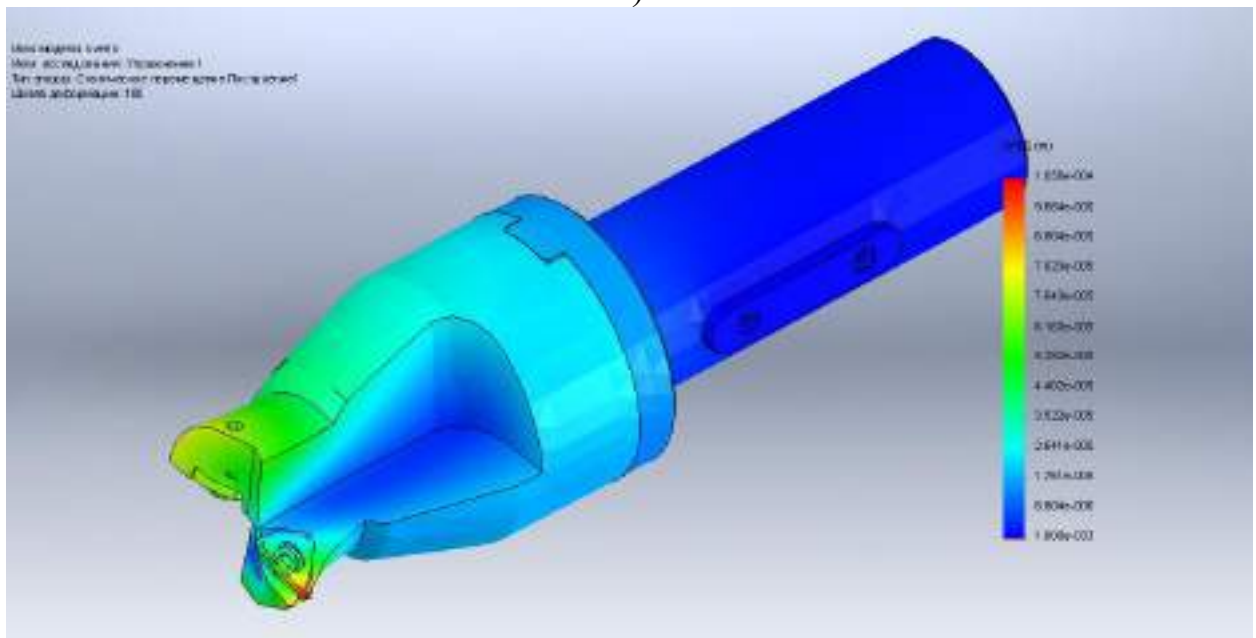


б)

Рисунок 4.10 – Зображення а) еквівалентних напружень, що виникають в елементах збірного свердла; б) еквівалентних напружень, що виникають в елементах збірного свердла на деформованій формі (масштаб 200:1)



а)



б)

Рисунок 4.11 – Зображення а) результуючих переміщень елементів свердла; б) результуючих переміщень елементів свердла на деформованій формі (масштаб 200:1)

Результати розрахунку, які наведені на рисунках 4.10 та 4.11 більш відповідають дійсним напруженням та переміщенням, що виникають під час навантаження збірних конструкцій інструменту. При цьому напруження на різальних кромках, що дорівнює, згідно розрахунку, 800 МПа, в дійсності є

меншим. Таке розрахункове значення напружень викликане особливостями прикладення навантажень та алгоритму розрахунку [30].

Таким чином, в результаті виконаних досліджень, можливо зробити наступні висновки:

- для подальших досліджень впливу геометричних параметрів робочої частини та умов різання на напружено-деформований стан збірною свердла будемо використовувати пакет чисельного моделювання Cosmos Works;

- результати розрахунків у пакетах чисельного моделювання необхідно підтвердити за допомогою експериментальних досліджень для виключення похибок, що виникають при моделюванні за рахунок наявності особливостей розрахункових програм.

ВИСНОВКИ

У ході проведеної роботи на основі технічного завдання на проектування був розроблений автоматизований технологічний процес обробки «кришка електродвигуна», для якого була обрана та обґрунтована структура гнучкої виробничої системи, розрахована оптимальна кількість одиниць технологічного обладнання, позицій, розроблена циклограма роботи та компоновка ГВС. Також розроблено елементи транспортно-накопичувальної системи: транспортер, схват маніпулятора, затискний пристрій та коробка швидкостей токарного центру.

Проведений аналіз гнучкої виробничої системи для обробки «кришка електродвигуна» з точки зору охорони праці, проведені розрахунок заземлення та розрахунок засобів видалення стружки.

Проведений економічний аналіз ефективності впровадження гнучкої виробничої системи та обґрунтована доцільність обраних рішень.

На основі розробленого проекту можна зробити висновок, що є перспектива упровадження гнучкої лінії у виробництво. Прийняттю такого рішення сприяють деякі факти: знизилась трудомісткість робіт, знизилась чисельність робітників, впроваджувана лінія окупиться за 2,35 роки.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Конструкционные материалы: Справочник. Под редакцией Б.Н. Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 688 с.
2. Проектирование и производство заготовок в машиностроении: Учеб.пособие / П.А. Руденко, Ю.А. Харламов, В.М. Плескач; Под общ.ред. В.М. Плескача. – К.: Выща шк., 1991. – 247 с.
3. Справочные таблицы для определения припусков на механическую обработку (для студентов всех специальностей направления подготовки 7.090 «Инженерная механика»)/ Т.Г. Ивченко, Н.В. Голубов, В.Г. Нечепав – Донецк: ДонНТУ, 2003 - с. 37.
4. Справочник технолога-машиностроителя. / Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985, т. 2 – 656 с.
5. Справочник нормировщика. Том второй. «Техническое нормирование станочных работ». Под редакцией Е.И. Стружестраха. М.: МАШГИЗ, 1961. – 893 с.
6. Методические указания по выполнению курсовых работ по дисциплине «Теория проектирования автоматизированных станочных комплексов» №774. Сост.: Л.П. Калафатова, А. Д. Молчанов Донецк ДонНТУ 2003 – 47с.
7. Перель
8. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.3 – М.: Машиностроение, 2001. 864 с.
9. Редуктори. Електронний ресурс. Режим доступу http://www.arttr.ru/Reducers/Reducers_worms/7_CN/ArmaTrade_reducers_worm_7M%D0%A1H2M.htm
10. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетова. Т.1 – М.: Машиностроение, 1972.
11. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. -М.: Машиностроение, 1980.-288с.

12. Кочергин А.И. Конструирование и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
13. А. С. Пронников. Расчет и конструирование металлорежущих станков. Изд. 2-е. М.: «Высшая школа», 1968. 431 с.
14. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов/ Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
15. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. -М.: Машиностроение, 1980.-288с.
16. Тепенкичиев В.К., Краениченко А.В., Тихонов А.А., Колев Н.С. Металлорежущие станки -М.: Машиностроение, 1970-464с.
17. Механика промышленных роботов: учебное пособие для вузов / К.В. Фролов, Е.И. Воробьев.
18. Станочные приспособления: Справочник. В 2-х т. / Ред. Совет: Б.Н. Вардашкин и др. – М.: Машиностроение, 1984. – Т.1 / Под ред. Б.Н. Вардашкина, А.А. Шатилова, 1984. 592 с.
19. Болтин Х.Л., Костромин Ф.П. Станочные приспособления. М., Машиностроение, 1973, 344 с.
20. Методичні вказівки до дипломного проектування (для спеціальності 7.09.02.03)/Складачі: Л.П. Калафатова, П.Г. Матюха, В.В. Гусєв, І.О. Малишко, А.Ф. Беліченко – Донецьк: ДонНТУ, 2009.
21. Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование/ Справочник// С.В. Белов, А.Ф. Козьяков, О.Ф. Партолин и др./ Под ред. С.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1982 – 368с.
22. Безопасность производственных процессов. Справочник. СВ. Белов, В.Н. Бринза, Б.С. Вежин и др. Под общ. ред. СВ. Белова. - М.: Машиностроение. 1985. — 448с.
23. ГОСТ 12.0.003-74, ССБТ, Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

24. ГОСТ 12.1.029-80, ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Классификация.
25. ГОСТ 12.3.009-76, ССБТ. Роботы погрузочно-разгрузочные. Общие требования безопасности.
26. Залогов В.А. Расчет температурного поля в системе резания при тангенциальном течении методом конечных элементов. / В.А. Залогов, Д.В. Криворучко // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. Сборник. – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып. 53. – С. 55-59.
27. Гречишников В.А. Исследование деформированного состояния сборного режущего инструмента / В.А. Гречишников, С.В. Лукина, А.И. Веселов, В.М. Макаров, В.Д. Кузнецов // СТИН, 2001. – №12. – С. 3-5.
28. Гречишников В.А. Применение метода конечных элементов при расчете сверла на кручение / В.А. Гречишников, В.И. Кокарев, Е.А. Копейкин, Н.А. Уварова, А.Ю. Цыбульский // СТИН, 2001. – №7. – С. 3- 5.
29. Тарапанов А.С. Технология обработки специальных материалов: Учебное пособие для вузов / А.С. Тарапанов, Г.А. Харламов, С.Е. Шишков – М.: Машиностроение, 2000. – 168 с.
30. Чигарев А.В. ANSYS для инженеров: Справ. Пособие / А.В. Чигарев, А.С. Кравчук, А.Ф. Смалюк – М.: Машиностроение – 1, 2004. – 512 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А – Маршрутний технологічний процес

ДОДАТОК Б – Операційний технологічний процес

ДОДАТОК В – Специфікація «шпиндельний вузол»

РМ 20.131.34304.05.000 СП

ДОДАТОК Г – Специфікація «тактовий стіл»

РМ 20.131.34304.06.000 СП

ДОДАТОК Д – Специфікація «схват»

PM 20.131.34304.07.000 СП

ДОДАТОК Є – Специфікація «пристосування затискне»

PM 20.131.34304.08.000 СП