

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Конструювання верстатів інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення конструкції та дослідження динамічних
характеристик приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата

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

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

(підпис)

Любінський М.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Ярема І.Т.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
 Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
 (повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
 Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
 Освітній ступінь магістр
 Напрямок підготовки _____
 (шифр і назва)
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮЗавідувач кафедри к.т.н., доц.Кобельник В.Р.

« _____ » _____ 201__ р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Любінському Михайлу Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Удосконалення конструкції та дослідження динамічних характеристик приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата

Керівник проекту (роботи) Крупа Володимир Васильович, к.т.н., доцент каф. ВІ

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від «25» вересня 2020 року №_4/7-679

2. Термін подання студентом проекту (роботи) до 20.12.2020

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Паспорти вертикально-фрезерних обробних центрів, Конструювання приводів головного руху вертикально-фрезерних верстатів

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Зміст. Вступ. Аналітичний розділ. Дослідно-проектний розділ. Науково-дослідний розділ

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Висновки

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

1. Кінематична схема верстату–1 ф. А1; 2. Шпindelна бабка верстату –2 ф. А1;

Демонстраційні листи: -Аналіз структур та конструктивних рішень приводів головного руху вертикально-фрезерних верстатів; Аналіз діаграм потужностей на шпинделі вертикально-обробних центрів з ЧПК; 3-D модель коробки швидкостей; графіки та моделі власних частот коливань першого вала коробки швидкостей; Графіки та моделі часто коливань другого вала коробки швидкостей

АНОТАЦІЯ

Проаналізовано особливості конструкції та технічні характеристики верстату прототипу. Виконано опис його роботи, а також роботи окремих його елементів. Здійснено аналіз верстатів аналогічного призначення, зокрема їх технічних характеристик, основними з яких є максимальна потужність та діапазон частот приводу головного руху. Виконано удосконалення конструкції приводу яке полягає у: розширенні діапазону регулювання за рахунок заміни двигуна приводу головного руху, заміні пасової передачі на зубчасто-пасову, а також модернізації самої автоматизованої коробки швидкостей.

Проведено кінематичний та силовий розрахунок приводу. Внаслідок кінематичного розрахунку отримано структурну сітку та графік чисел обертів, а також нові необхідні передаточні відношення зубчастих зачеплень коробки швидкостей. Розроблено кінематичну схему приводу головного руху верстата. Виконано силовий розрахунок зубчастої пасової передачі, а також підбір необхідних конструктивних елементів. Здійснено силовий розрахунок конструктивних елементів автоматизованої коробки швидкостей, зубчастих передач. Проведено дослідження власних частот коливань валів в залежності від їх частоти обертання. Побудовано відповідні графіки.

Ключові слова: привід головного руху, розрахунок, характеристики, коробка швидкостей, передачі, власна частота коливань.

SUMMARY

Distinctive features of the structure and technical characteristics of machine tool prototype model are analyzed. Its operation as well as operation of its separate elements are described. Analysis of machine tools for similar purposes, particularly their technical characteristics, and especially the maximum capacity and frequency range of the main movement drive is carried out. The drive design is improved due to the control range extension by changing the main motion drive motor, replacing the belt drive by gear-belt one, as well as automated gearbox modernization.

Kinematic and power calculation of the drive is carried out. As the result of kinematic calculation, the structural net and the graph of rotation speed and new required gearing ratio of tooth gearing of the gearbox are obtained. Kinematic scheme of machine-tool main movement drive is developed. Power calculation of gear-belt transmission and selection of necessary structural elements are performed. Power calculation of structural elements of the automated gearbox, gears is carried out. The investigation of natural frequencies of shaft oscillations depending on their rotational speed is carried out. Appropriate graphs are constructed.

Key words: main movement drive, calculation, characteristics, gearbox, transmissions, natural frequency.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ.....	10
1.1. Аналіз базової моделі верстата.....	10
1.1.1. Призначення та загальний вигляд.....	10
1.1.2. Аналіз компоувальної схеми верстату.....	10
1.1.3. Аналіз основних вузлів верстату.....	11
1.1.4. Технічні характеристики верстату.....	14
1.2. Аналіз технічних характеристик фрезерних верстатів з вертикальним шпинделем аналогічного призначення.....	15
1.3. Аналіз структур приводів фрезерних верстатів.....	18
1.3.1. Аналіз приводів головного руху з коробками швидкостей.....	18
1.3.1.1. Аналіз типів коробок швидкостей.....	18
1.3.1.2. Аналіз структур приводів головного руху з коробками швидкостей.....	21
1.3.2. Аналіз приводів головного руху без коробок швидкостей.....	23
1.4. Аналіз діаграм потужності вертикально-фрезерних обробних центрів.....	24
1.5. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження.....	27
2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ.....	28
2.1. Аналіз та обґрунтування швидкісних характеристик процесу фрезерування, виходячи із можливостей інструментальних матеріалів.....	28
2.2. Розрахунок сили та потужності різання	32
2.3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху.....	34
2.3.1. Вибір привідного двигуна.....	34
2.3.2. Аналіз кінематичної схеми верстату.....	37
2.3.3. Побудова графіку чисел обертів та діаграми потужності.....	38
2.4 Силовий розрахунок приводу головного руху.....	39
2.4.1 Розрахунок зубчастих передач.....	39
2.4.1.1. Розрахунок першої косозубої зубчастої передачі.....	39

2.4.1.2. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі.....	41
2.4.1.3. Розрахунок другої косозубої зубчастої циліндричної передачі	44
2.4.2. Розрахунок зубчастих передач на контактну витривалість активних поверхонь зубів.....	45
2.4.2.1. Розрахунок зубчастих передач на контактну витривалість першої косозубої зубчастої передачі.....	45
2.4.2.2. Розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зубів прямозубої циліндричної передачі.....	49
2.4.3. Розрахунок зубчастої пасової передачі.....	51
2.5. Висновки по розділу.....	55
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	56
3.1. План та методика проведення досліджень.....	56
3.2. Розробка 3-D моделі коробки швидкостей.....	56
3.3. Дослідження власних частот обертання валів коробки швидкостей.....	57
3.3.1. Дослідження власних частот коливань 1-го вала коробки швидкостей.....	57
3.3.2. Дослідження власних частот коливань 2-го вала коробки швидкостей.....	61
3.4. Висновки по розділу.....	66
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	67
Висновки.....	74
Перелік посилань.....	75
Додатки.....	78

Вступ

Актуальність теми. Одним із напрямів розвитку науки і практики з оброблення матеріалів є підвищення продуктивності і ефективності обробки. Це ставить нові вимоги до розвитку як інструментальних матеріалів, так і до верстатного обладнання. На більшості машинобудівних підприємств використовується частина парку верстатів, який морально і фізично застарілий, і не відповідає сучасним вимогам до швидкохідності, що може забезпечити різальний інструмент, та потребує модернізації. Зокрема максимальна частота обертання шпинделя середніх і малих вертикально-фрезерних верстатів коливається від 1000 до 2000 об/хв, і забезпечуються асинхронним двигуном і багатоступеневими коробками швидкостей.

Удосконалення двигунів для приводів головного руху з високою максимальною частотою обертання широким діапазоном регулювання дає можливість модернізувати приводи верстатів для відповідності їх сучасним вимогам. Встановлення такого двигуна вимагає певних змін у конструкціях самих приводів і додаткових досліджень, зокрема динамічних характеристик його елементів з метою уникнення резонансу

Тому удосконалення конструкції приводу головного руху та дослідження його динамічних характеристик вертикально-фрезерного верстата є безумовно актуальною задачею.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи верстату за рахунок збільшення максимальних частот обертання шпинделя та максимальної потужності різання

Основні завдання:

1. Провести аналіз режимів обробки сучасними різальними інструментами
2. Провести модернізацію приводу головного руху верстата виходячи із сучасних вимог обробки
3. Здійснити кінематичний та силовий розрахунок приводу головного

руху.

4. Розробити 3-D модель коробки швидкостей

5. Провести аналіз власних частот обертання валів коробки швидкостей в змінених умовах.

Об'єкт дослідження – привод головного руху вертикально-фрезерного верстата

Предмет дослідження – кінематичні, силові та динамічні характеристики приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата.

Методи дослідження. Основою роботи є комплексний підхід до удосконалення конструкції приводу головного руху з урахуванням необхідних частот обертання шпинделя, потужності різання. Для дослідження динамічних характеристик застосовано CAE систему SolidWorks Simulation.

Наукова новизна отриманих результатів. Набула подальшого розвитку теорія модернізації приводу головного руху верстата та дослідження власних частот коливань його елементів.

Практичне значення отриманих результатів. Проведена модернізація конструкції дає можливість використовувати верстат на виробництві із підвищеними швидкохідними та силовими характеристиками та підвищеною продуктивністю праці.

Апробація. Результати досліджень за тематикою магістерської роботи доповідались на Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні задачі сучасних технологій (Тернопіль, 25–26 листопада 2020.) і опубліковані в збірнику тез доповідей цієї конференції.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз базової моделі верстата

1.1.1. Призначення та загальний вигляд

Верстат-напівавтомат вертикально фрезерний з хрестовим столом, числовим програмним керуванням та автоматичною заміною інструмента ЛФ260МФ3 призначений для багатоопераційної обробки деталей з різноманітних матеріалів в дрібносерійному виробництві [1]

Верста забезпечує 3-и координатну криволінійну обробку фрезеруванням. Крім того на напівавтоматі можна виконувати інші фрезерні, а також свердлильні та розточувальні операції.

В якості системи програмного керування використана крокова система. Слідкуючий пристрій є слідкуючою системою з циліндрами і золотниками. Застосування для всіх приводів подач гідравлічної слідкуючої системи забезпечує повну відсутність зазорів у ланцюгах подач, а також високу надійність, довговічність і тривале зберігання точності.

По програмі можуть бути відпрацьовані технологічні команди: включення, виключення, зміна напрямку обертання шпинделя, затиск і розтиск шпиндельної бабки, пошук інструменту та зміна частоти обертання шпинделя, включення та виключення МОТС, запланована зупинка програми.

1.1.2. Аналіз компоувальної схеми верстату

Компоувальна схема верстату характеризується вертикальним розміщенням шпинделя і горизонтальним розміщенням робочого стола. Формоутворюючими рухами є: вертикальне переміщення шпиндельної бабки по напрямних стійки (вісь Z), поздовжнє переміщення стола по напрямних салазках (віст X) поперечне переміщення стола по напрямних основи (вісь Y).

Двомірною матрицею $||A||$ можливих варіантів компоунок при позначенні вертикально-рухомого блоку 1 та горизонтально-рухомого блоку $\bar{1}$ (не вертикально-рухомий) має вигляд [2]:

$$\|A\| = \begin{vmatrix} \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & 10\bar{1}\bar{1} & 01\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & 10\bar{1}\bar{1} & 01\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}0\bar{1} & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}01 & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \\ \bar{1}\bar{1}\bar{1}0 & \bar{1}\bar{1}01 & \bar{1}0\bar{1}\bar{1} & 0\bar{1}\bar{1}\bar{1} \end{vmatrix}$$

Матриця $\|V\|$ матиме вигляд:

$$\|V\| = \begin{vmatrix} ZXY0 & ZX0Y & Z0XY & 0ZXY \\ ZYX0 & ZY0X & Z0YX & 0ZYX \\ YZX0 & YZ0X & Y0ZX & 0YZX \\ XZY0 & XZ0Y & X0ZY & 0XZY \\ XYZ0 & XY0Z & X0YZ & 0XYZ \\ YXZ0 & YX0Z & Y0XZ & 0YXZ \end{vmatrix}$$

Формула компоновки має вигляд: $XY0ZCv$

1.1.3. Аналіз основних вузлів верстату

Основа

Основа верстату коробчастої форми з перегородками і ребрами жорсткості. Напрявні основи прямокутного профілю. Крайні напрямні несуть вертикальне навантаження, середня сприймає навантаження у горизонтальній площині.

У верхній частині основи знаходиться циліндр поперечного ходу. На боковій поверхні основи розміщений слідкуючий золотник поперечного переміщення. На основі кріпиться стійка.

Стойка

Стойка верстата коробчастої форми. Внутрішня частина Стойки має ребра жорсткості. Напрявні стійки прямокутного перерізу, між якими змонтовано циліндр вертикального переміщення.

На бокові поверхні стійки кріпиться золотник вертикального переміщення.

Стіл і салазки

Стіл являє з себе жорстку чавунну вилітку, яка має напрямні типу «ластівчин хвіст». На дзеркалі стола є три «Г – подібних» пази для кріплення виробу і два крайні для збору ЗОР і подальшим відводом її по похилому жолобу основи в бак. На столі по центру є отвір 36Н7 для орієнтації пристрою або деталі відносно осі обертання інструменту. Стіл монтується на салазках, які в свою чергу монтуються на прямокутних напрямних основи. Переміщення стола здійснюється гідроциліндром, керуючою системою, яка складається із заданого гвинта, встановленого на столі і слідкуючого золотника, встановленого на салазках.

Переміщення стола по салазках відповідає переміщенню по координатах «Х». Переміщення салазок здійснюється гідроциліндром, встановленим на основі верхні і нижні напрямні салазок взаємно перпендикулярні. Переміщення салазок по напрямним основи відповідає переміщенню по координаті «Y».

Зазори в напрямних стола і салазок регулюють за допомогою клинів. На салазках встановлена відлікова лінійка повздовжнього ходу стола, що використовується при налагодженні. З правої сторони салазок розміщений задаючий гвинт поперечного переміщення стола.

Напрявні стола і салазок змащуються автоматично від Лубрикатора.

Шпindelна бабка

Привід головного руху верстату забезпечує границі частоти обертання шпінделя 31,5-1600 об/хв.

Шпindelна бабка переміщається по напрямних стійки з допомогою циліндра, встановленого на стійці. Завдяки наявності одностороннього штока здійснюється зрівноваження бабки. З правої сторони шпінделя баки встановлені задаючий гвинт вертикального переміщення з кроковим двигуном. Зазори в напрямних шпindelної бабки регулюються за допомогою притискних планок і клинів.

Напрявні шпindelної бабки змащуються автоматично від лубрикатора змонтованого в корпусі бабки.

В шпindelі розміщений механізм затиску інструменту. Затиск інструменту

здійснюється з допомогою тарільчатих пружин, розтиск-гідравлічний, керування затиском і розтиском інструменту здійснюється по програмі. Контроль за роботою механізму затиску інструменту виконується мікро-перемикачами, розміщеними на корпусі гідроциліндра.

Для збільшення жорсткості при фрезеруванні і запобігання самостійного переміщення бабки при включенні гідроциліндра існує механізм затиску шпindelьної бабки.

Затиск бабки здійснюється тарільчастимим пружинами, розміщеними в чотирьох циліндрах, які змонтовані задній стінці шпindelьної бабки. Розтиск шпindelьної бабки – гідравлічний Керування механізмом здійснюється по програмі.

Золотник слідкуючий

Золотник слідкуючий являється копіювальним пристроєм гідравлічної слідкуючої системи приводу подач. Кінематичний зв'язок між золотником і задаючим гвинтом здійснюється дотичним пристроєм, що представляє із себе двухплечний вал, змонтований на кулькових підшипниках. Нижнє плече важеля з допомогою шатуна виконаного у виді плоскої пружини, шарнірного з'єднано з золотником. На верхньому плечі важеля жорстко змонтований робочий щуп з кульковим підшипником, який контактує з ниткою задаючого гвинта.

Притискання робочого щупа до нитки забезпечується пружиною і щупом, закріпленим на планці закріпленій шарнірно. В корпусі золотника змонтовані чотири перемикачі. Два з яких являються аварійними. При відхиленні золотника від нейтрального положення більш як на 3-4мм. Вони вимикають обертання крокового двигуна, в відповідному напрямку.

Інших два перемикача працюють від упорів, розміщених на кронштейні задаючого гвинта і сумісно з ЧПК забезпечує вихід робочих органів і початкове положення.

Задаючі гвинти повздожнього, поперечного і вертикального переміщення

Задаючі гвинти по трьох координатах закріплені на відповідному робочому

органі верстату. Задаючі гвинти змонтовані на кулькових підшипниках. Обертання задаючого гвинта здійснюється кроковим двигуном через одноступінчастий редуктор. Для відліку переміщення на гвинтах є лімба з ціною поділки 0.05мм.

1.1.4. Технічні характеристики верстату

Технічні характеристики верстату наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики верстату ЛФ260МФ3[1]

№	Параметр	Значення
1	Клас точності згідно ГОСТ 8-82	H
2	Розміри робочої поверхні стола, мм: - Довжина - Ширина	630 320
3	Найбільші розміри оброблюваної деталі, мм	480x300x280
4	Найбільше переміщення стола X,Y, мм	500*320
5	Найбільше переміщення шпindelної бабки Z, мм	350
6	Система ЧПК	2C85-63
7	Граничні значення частот обертання шпindelя, об/хв.	31,5 – 1600
8	Конус шпindelя згідно ГОСТ 15945-82	№40 (7:24)
9	Подача робочих органів по координатах (безступенеve регулювання), мм/хв	5-3000
10	Прискорене переміщення по кожній із координат, мм/хв	8000
11	Найбільше зусилля подачі, Н	8000
12	Найбільша маса оброблюваної деталі, кг	250
13	Найбільша потужність на шпindelі, кВт	4,5
14	Найбільший крутний момент на шпindelі	171,9
15	Потужність двигуна, кВт	6.6
16	Габарити, мм	2000x2020x2835
17	Маса верстату, кг	4500

1.2. Аналіз технічних характеристик фрезерних верстатів з вертикальним шпинделем аналогічного призначення

Вертикально-фрезерні верстати на даний час практично не виробляються, а замінені на вертикально-фрезерні оброблювані центри з розширеними технологічними можливостями та інструментальними магазинами. Проте для порівняння і можливостей модернізації наведемо деякі технічні характеристики [3-10] цих верстатів (табл. 1.2, 1.3)

Таблиця 1.2 - Технічні характеристики верстатів аналогічного призначення

Параметри	FADAL 2216- FX	POSSMILL B800	Haas VM-2- 500	Hyundai i- CUT450T	VESTA 660
1	2	3	4	5	6
1. Габаритні розміри стола, мм	750x406	950x510	500x500	850x460	720x400
2. Найбільше перем. стола, мм:					
- по осі X:	508	800	813	700	660
- по осі Y:	406	510	508	450	430
- по осі Z:	508	630	711	330	400
3. Внутрішній конус шпинделя	BBT40	BBT40	BBT40	BBT40	BBT40
4. Макс. частота оберт. шпинделя, об/хв.:	8000	10000	8000	12000	10000
5. Швидкість швидких переміщень м/хв	24	24	25,4	30	36
6. Потужність двигуна головного руху, кВт	11,2	11	14,9	14,1	11
7. Максимальний крутний момент на шпинделі, Нм	160	170	102	45	100
8. Максимальний діаметр інструменту, мм	100	100	110	100	80

Таблиця 1.3. Технічні характеристики верстатів аналогічного призначення

Параметри	QUASER MV134C	ARES SEIKIR RM600	BUFFALO V-20	ZENITECH VMC800	Victor VC- H400
1. Габаритні розміри стола, мм	940x550	700x410	900x500	800x460	1120 ×660
2. Найбільше перем. стола, мм: - по осі X: - по осі Y: - по осі Z:	661 572 560	600 400 550	800 800 800	800 460 500	1100 650 610
3. Внутрішній конус шпинделя	BBT40	BBT40	BBT40	BBT40	BBT40
4. Макс. частота оберт. шпинделя, об/хв.:	12000	8000	12000	8000	8000
5. Швидкість швидких переміщень м/хв	35	36	40	30	36
6. Потужність двигуна головного руху, кВт	12	7,5	10	7,5	7,5
7. Максимальний крутний момент на шпинделі, Нм	105	120	100	130	100
8. Максимальний діаметр інструменту, мм	150	100	125	130	78

Побудуємо гістограми потужностей двигунів приводу головного руху та максимальної частоти обертання шпинделя верстатів аналогічного призначення, поданих в табл. 1.1., та 1.2.

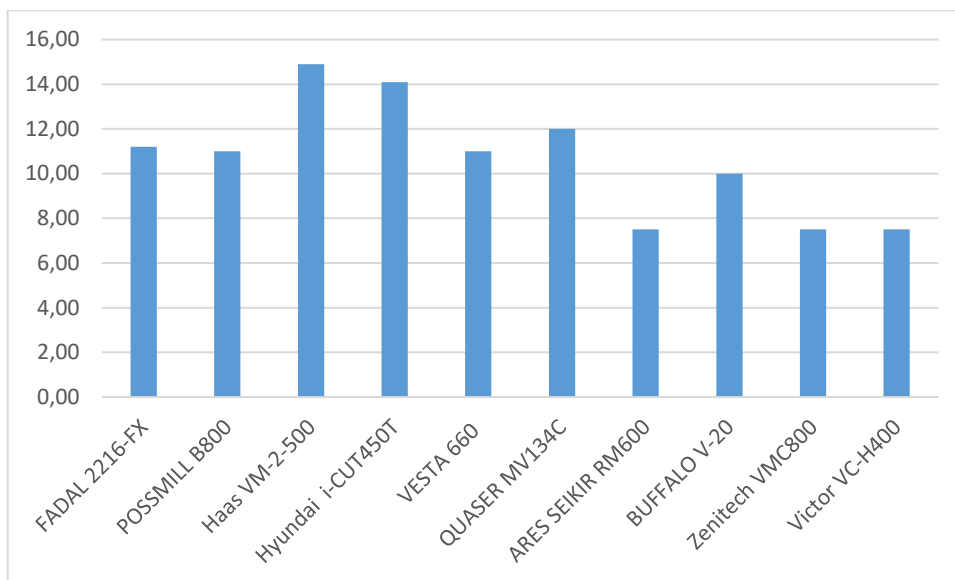


Рисунок 1.1 - Гістограма потужностей двигунів приводів головного руху (ПГР) вертикально-фрезерних обробних центрів

Аналіз гістограми (рис. 1.1) показав, що у вертикально-фрезерних верстатах аналогічного призначення двигуни ПГР мають потужність від 7,5 до 14,9 кВт. Середня потужність – 11 кВт.

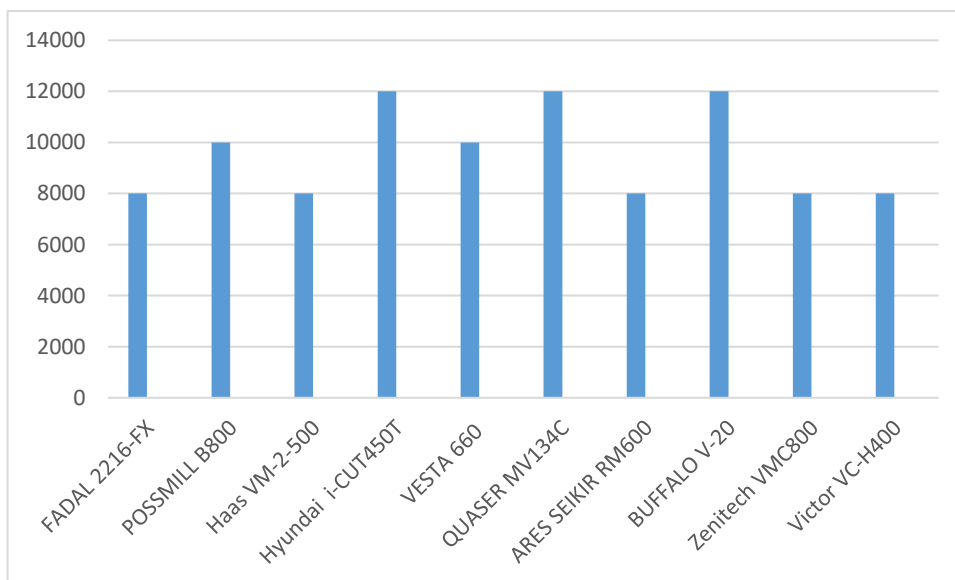


Рисунок 1.2 – Гістограма максимальних частот обертання шпинделя вертикально-фрезерних верстатів аналогічного призначення

Аналіз діаграми (рис. 1.2) показує, що максимальні частоти обертання шпинделя аналогічних верстатів від 8000 до 12000 об/хв, у верстата-прототипа – 1600 об/хв.

1.3. Аналіз структур приводів фрезерних верстатів

Привід головного руху (ПГР) призначений для передачі головного руху від двигуна до кінцевої ланки - шпинделя. За характером перемикання приводи головного руху можуть мати ступеневе та безступеневе регулювання [11-14].

ПГР вертикально-фрезерних верстатів з ЧПК забезпечують безступеневе регулювання частот обертання шпинделя, мають значно простішу механічну частину і автоматичне керування циклом що задається керуючою програмою. При потребі здійснюється легка зміна частот обертання шпинделя та швидкості різання, програмована зупинка шпинделя в певному визначеному положенні, що забезпечує певну орієнтацію для зміни інструменту. Використання регульованих приводних електродвигунів (високомоментних, постійного струму або асинхронних з частотним регулюванням) в сумі з автоматичними механічними коробками швидкостей, з невеликою кількістю ступеней або ступеневими редукторами, з гідравлічним управлінням. Головні приводи вертикально-фрезерних верстатів з електромеханічним регулюванням забезпечують широкий діапазон регулювання частот обертання шпинделя, спрощуючи процес керування.

Приводи головного руху верстатів складаються із електродвигуна, коробки швидкостей і шпиндельної групи мають різноманітні структурно-компонувальні схеми. Використання асинхронних двигунів з високочастотним регулюванням дозволяє забезпечити широкий діапазон регулювання та отримати великі частоти обертання шпинделя верстату. Структура приводів вертикально-фрезерних верстатів з ЧПК залежить від їх функціонального призначення.

Для фрезерних верстатів з ЧПК застосовують наступні структури приводів [11-17]:

- Приводи, що містять коробки швидкостей
- Приводи головного руху без коробок швидкостей

1.3.1. Аналіз приводів головного руху з коробками швидкостей

1.3.1.1. Аналіз типів коробок швидкостей

За способом переключення коробки швидкостей бувають зі змінними зубчастими колесами між валами і незмінною міжосьовим відстанню; з

пересувними колесами або блоками коліс; з непересувними уздовж валів колесами і кулачковими муфтами; з фрикційними муфтами; з електромагнітними муфтами і з комбінованим перемиканням. Коробки швидкостей виконуються в закритому корпусі, зубчасті колеса працюють в масляній ванні. Така конструкція оберігає механізми від забруднення, забезпечує рясне змазування і гарне охолодження механізмів, підвищує ККД коробки швидкостей [13, 15, 17].

Коробки швидкостей з пересувними блоками зубчастих коліс (рис. 1.3, а) можуть передавати великі крутні моменти маючи при цьому невеликі радіальні розміри. У таких коробках швидкостей в зачепленні знаходяться тільки зубчасті колеса, що передають крутний момент. Ці переваги дозволяють застосовувати пересувні блоки шестерень для зміни частоти обертання шпинделя. Як правило, в пересувних блоках застосовують циліндричні прямозубі. До недоліків коробок швидкостей відносяться неможливість перемикання блоків на ходу; необхідність блокування, для запобігання одночасного включення двох і більше блоків зубчастих коліс, відносно великі осьові розміри.[12,13,15,16]

Коробки швидкостей з кулачковими муфтами (рис. 1.3, б) відрізняються тим, що мають малі осьові переміщення муфт і менші сили для перемикання, ніж у пересувних блоків коліс. У коробках швидкостей з кулачковими муфтами можуть використовуватися косозубі і шевронні зубчасті колеса. Разом з тим кулачкові муфти не дозволяють перемикати передачі на ходу при великій різниці частот обертання шпинделя, їм властиві втрати потужності на обертання непрацюючої пари коліс і їх зношування [16,17].

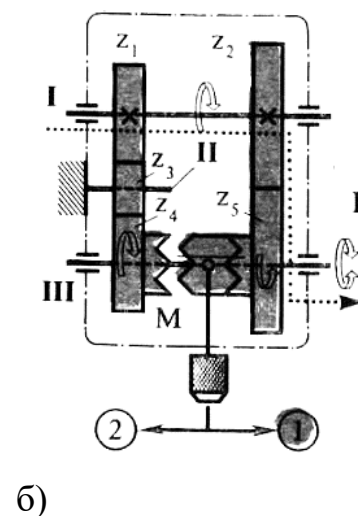
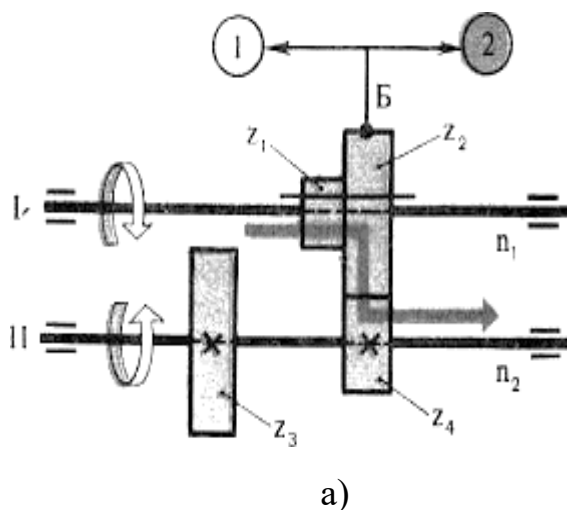
Коробки швидкостей з фрикційними і електромагнітними муфтами (рис. 1.3, в) дозволяють швидко і плавно перемикати передачі на ходу і під навантаженням. Недоліками таких коробок швидкостей є втрати потужності на обертання непрацюючої пари коліс і їх зношування; великі радіальні і осьові розміри муфт для передачі великих крутних моментів; зниження ККД верстата внаслідок тертя в виключених муфтах; нагрівання муфт; необхідність їх частого регулювання, передача тепла від муфт шпиндельного вузла. Комбіновані коробки швидкостей містять механізми з пересувними блоками, кулачковими муфтами,

переборними пристроями[16,17].

Коробки швидкостей зі змінними зубчастими колесами (рис. 1.3, г) застосовують для ступеневої регулювання частот обертання вихідного валу.

Для здійснення безперервного процесу різання з забезпеченням постійної потужності і швидкості, а також зміни частоти обертання шпинделя застосовують коробки швидкостей з автоматичним перемиканням ступенів (АКШ) муфтами., які (електромагнітні або гідравлічні) (рис. 1.3, д). АКШ випускаються декількох типорозмірів і застосовуються в ряді верстатів з ЧПК. Уніфіковані АКШ використовуються в приводах головного руху і подач верстатів токарної, свердлильної, розточної і фрезерної груп, а також в деяких інших машинах. Привід АКШ забезпечує ступеневе регулювання частоти головного руху в широкому діапазоні з постійною потужністю[16,17].

Уніфіковані коробки швидкостей дозволяють зосередити за допомогою механічної передачі всі операції управління приводом: пуск, гальмування, реверсування, регулювання швидкості. Вони забезпечують високу швидкість перехідних процесів, можливість перемикання при роботі, захист деталей приводу від перевантажень і мають ряд інших переваг у порівнянні з коробками передач з пересувними блоками зубчастих коліс. У АКС застосовані нормалізовані електромагнітні муфти з магнітопроводящими дисками з безконтактним струмопідведенням. Гамма АКШ включає сім габаритів (0-6) потужністю від 1,5 до 55 кВт. [16,17].



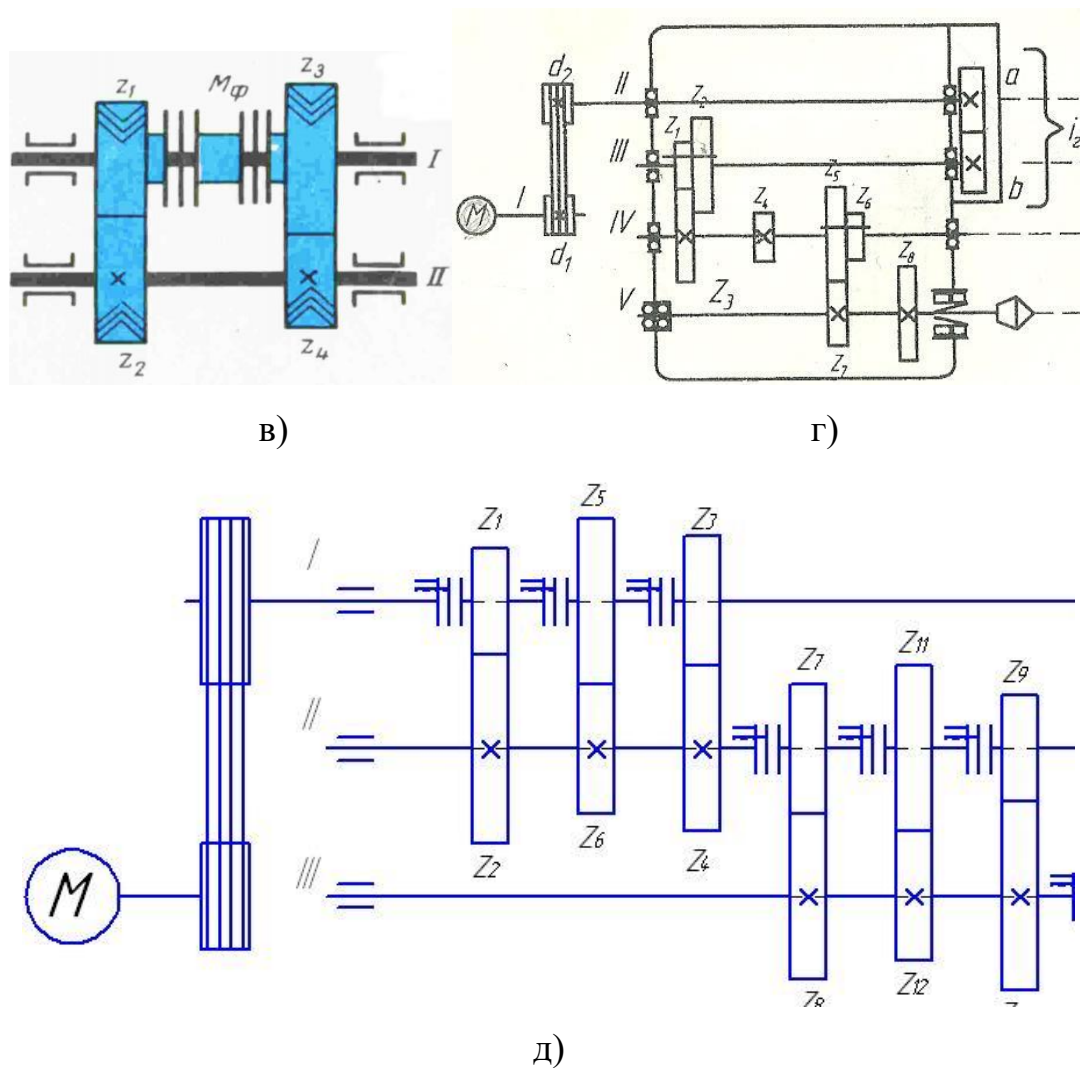


Рисунок 1.3 – Типи коробок швидкостей

1.3.1.2. Аналіз структур приводів головного руху з коробками швидкостей

Приводи головного руху з розширювальними коробками швидкостей складаються з електродвигуна, власне коробок швидкостей та шпиндельних вузлів. У сучасних верстатах як правило використовується на 2-4 ступені. За типом компоновки такі приводи поділяються на: приводи з коробками, що вбудовані в шпиндельну бабку, і з роздільним приводом, коли шпиндельна бабка і коробка швидкостей виконуються у вигляді окремих вузлів, з'єднаних зубчастою або пасовою передачами. (рис. 1.4 а, б) [14, 16]

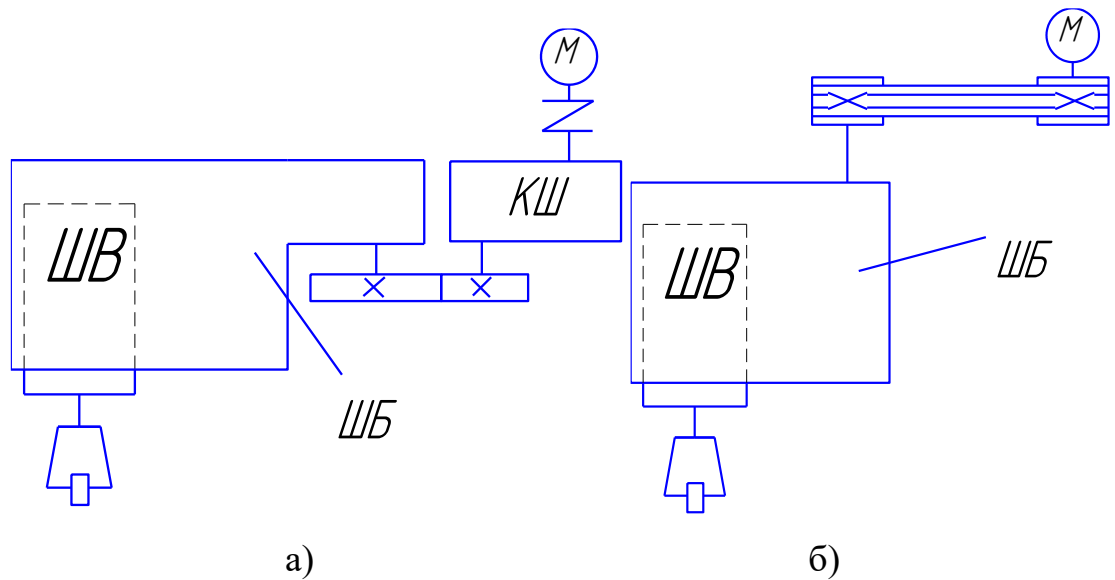


Рисунок 1.4 Структури приводів фрезерних верстаті з коробками швидкостей

На рис. 1.5 показаний приклад конструктивного виконання приводу головного руху сучасних вертикально-фрезерних обробних центрів з розширювальними коробками швидкостей.

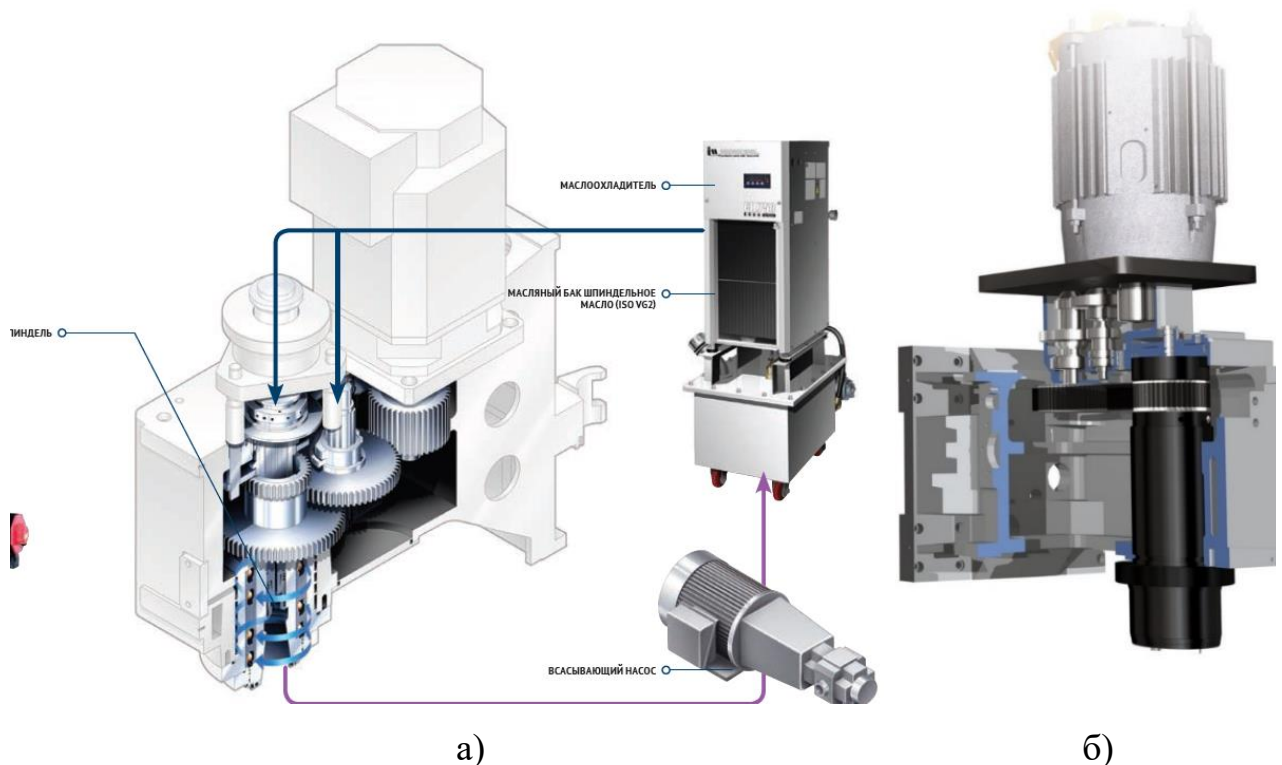
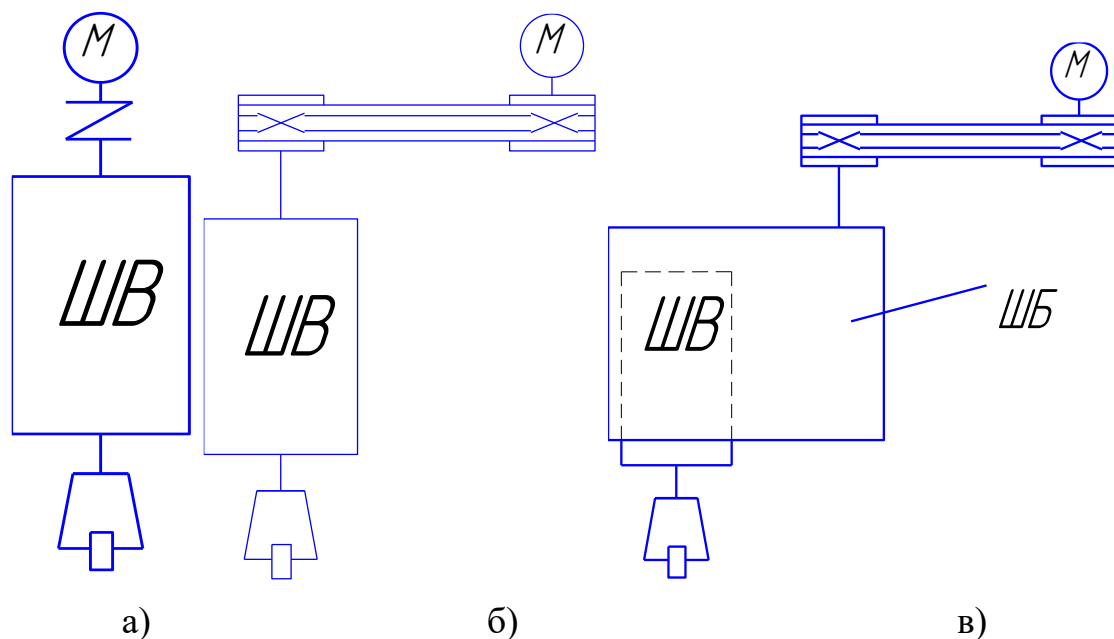


Рисунок 1.5. Приводы головного руху вертикально-фрезерних обробних центрів фірми HWACHEON (а) та HAAS (б)

1.3.2. Аналіз приводів головного руху без коробок швидкостей

Приводи фрезерних верстатів з ЧПК без коробок швидкостей, що в свою чергу можуть поділяються на:

- прямі приводи, що містять двигун, з'єднувальну муфту та шпиндель (рис. 1.6. а);
- приводи із проміжною пасовою або зубчатою передачею (рис. 1.6.б,в)
- приводи інтегровані в робочий орган (мотор шпинделі) (рис. 1.6.г.)



а)

б)

в)



г)

Рисунок 1.6 - Приводи головного руху фрезерних верстатів з ЧПК без коробок швидкостей: а)прямий привод; б, в) приводи із проміжною пасовою; г)

моторшпиндель

Конструктивне виконання прямих приводів показано на рис. 1.7.

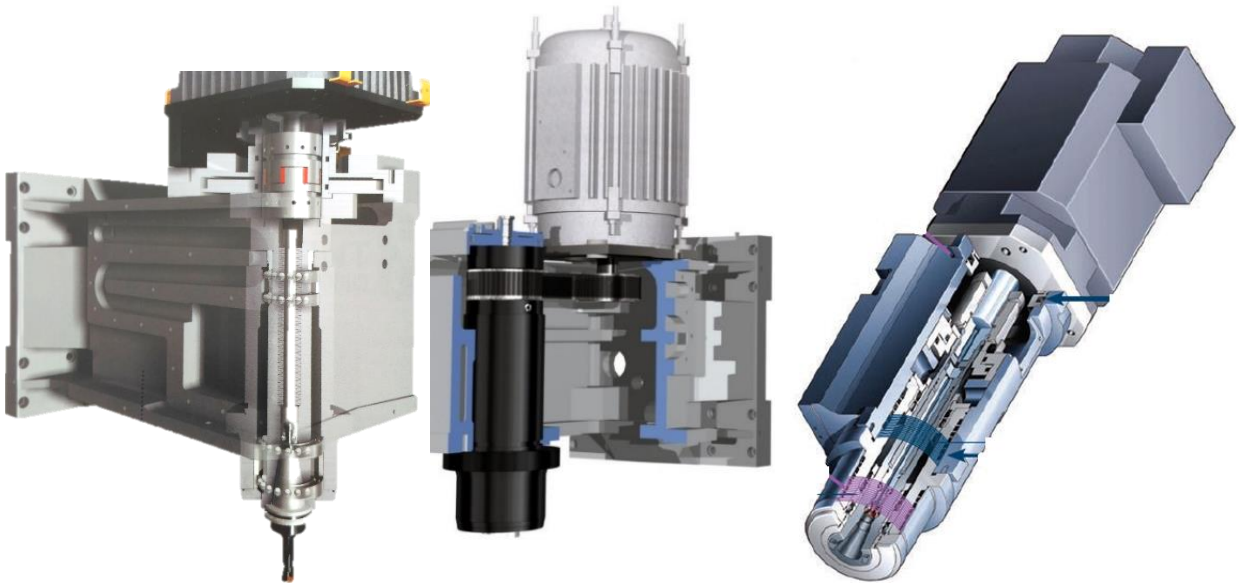


Рисунок 1.7 – Конструктивне виконання приводів головного руху фрезерних верстатів з ЧПК: а) з проміжною муфтою Haas; б) з проміжною зубчастою пасовою передачею Haas; в) з проміжною муфтою HWACHEON.

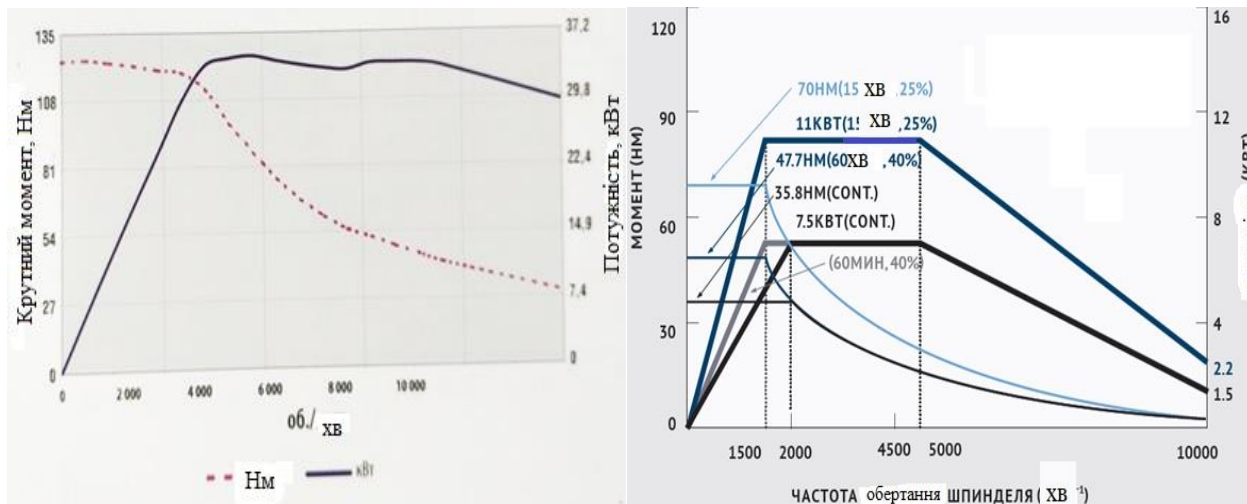
Особливостями прямих приводів головного руху вертикальних оброблюючих центрів є [18]:

- Картриджний шпиндель з високою навантажувальною здатністю до осевих навантажень з мінімальним тепловиділенням
- Отвори з передньої і задньої сторони шпинделя обробляються за 1 установку
- Радіально-упорні підшипники з попереднім натягом
- Значна відстань між підшипниками в передній опорі для підвищення радіальної жорсткості
- Повна герметизація шпиндельного вузла

1.4. Аналіз діаграм потужності вертикально-фрезерних обробних центрів

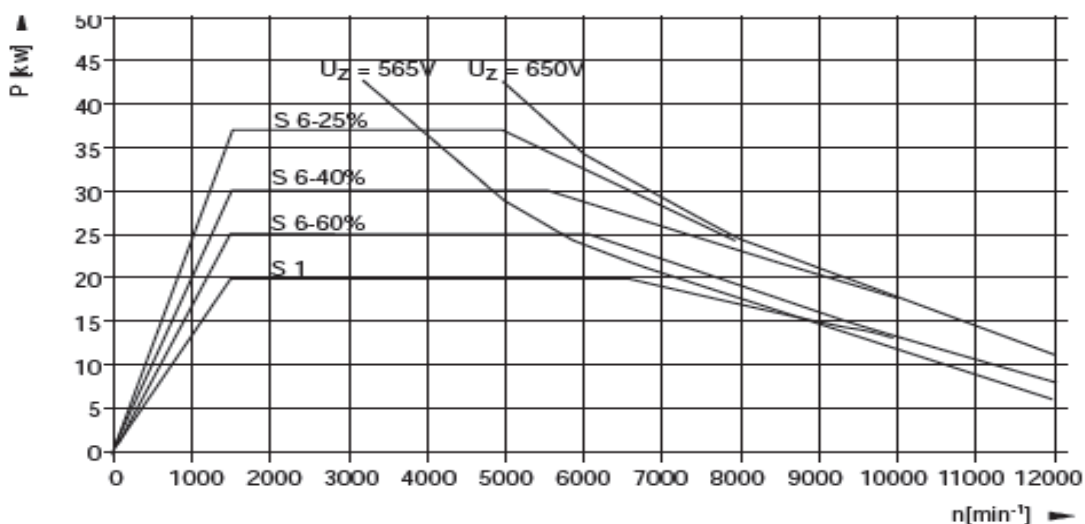
На рис. 1.8 наведено діаграми потужності та крутного моменту на шпинделі

вертикально-обробних центрів з прямим приводом.



а)

б)



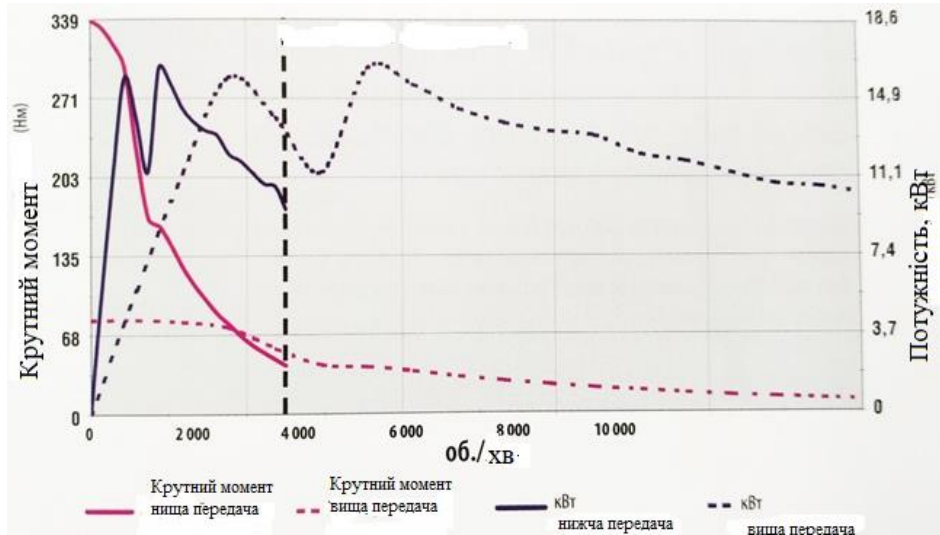
в)

Рисунок 1.8 - Діаграми потужності на шпинделі верстатів з прямими приводами моделей: а) Haas; б) VESTA 650B; в) HWACHEON Lu-800

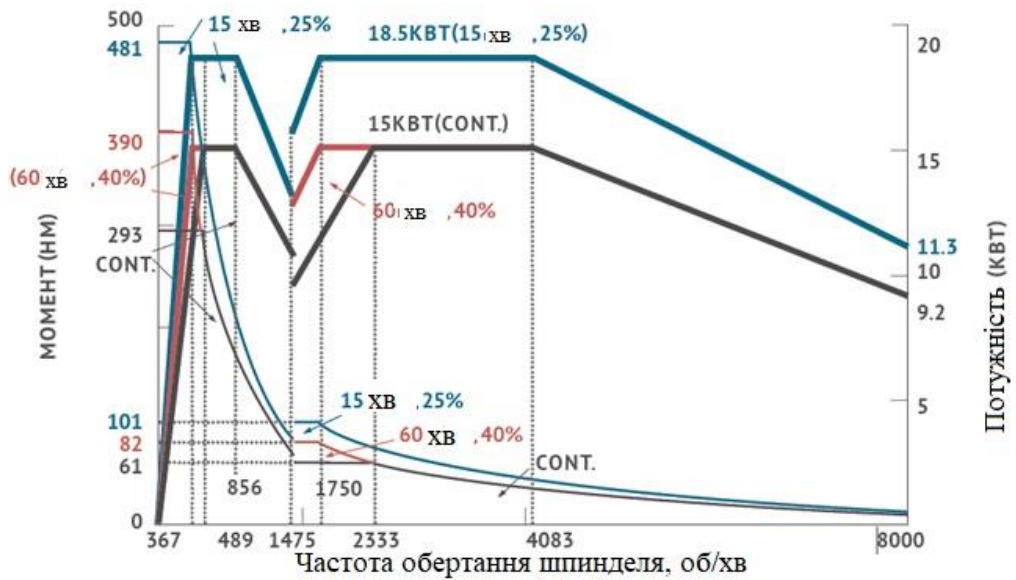
Особливістю їх є те, що в діапазоні до певної номінальної частоти обертання регулювання здійснюється з постійним моментом, потужність в цьому діапазоні змінюється від 0 до максимального значення. Після номінальної частоти регулювання здійснюється при постійній потужності. Недоліком таких приводів є складність їх роботи на малих частотах обертання. А також вузький діапазон регулювання, який задається тільки двигуном.

На рис. 1.9 наведено діаграми потужності обробних центрів з редуктором,

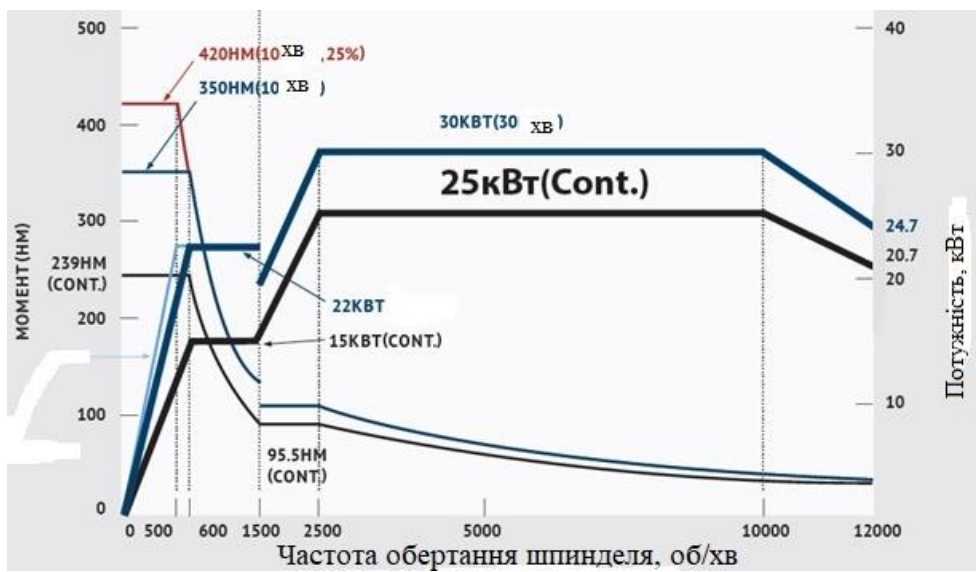
або розширювальними коробками швидкостей



а)



.. б)



в)

Рисунок 1.9 - Діаграми потужності на шпинделі верстатів з розширювальним

коробками швидкостей моделей: а) Haas; б) VESTA 850B; в) SIRIUS 850

Аналіз діаграм показує переваги такі приводів над прямими приводами, а саме – збільшений діапазон регулювання приводу з постійною потужністю. Такий привід доцільно використати при удосконаленні конструкції ПГР базової моделі верстату.

1.5. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

Внаслідок проведеного аналізу можемо зробити наступні висновки

1. Внаслідок аналізу швидкісних характеристик базової моделі верстату, а також верстатів аналогічного призначення встановлено доцільність модернізації приводу головного руху та збільшення максимальної частоти обертання шпинделя

2. Внаслідок аналізу структур приводів головного руху, а також діаграм потужності на шпинделі сучасних обробних центрів доцільно забезпечити структуру приводу верстату з розширювальною коробкою швидкостей.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи верстату за рахунок збільшення максимальних частот обертання шпинделя та максимальної потужності різання

Основні завдання:

1. Провести аналіз режимів обробки сучасними різальними інструментами

2. Провести модернізацію приводу головного руху верстата виходячи із сучасних вимог обробки

3. Здійснити кінематичний та силовий розрахунок приводу головного руху.

4. Розробити 3-D модель коробки швидкостей

5. Провести аналіз власних частот обертання валів коробки швидкостей в змінених умовах.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Аналіз та обґрунтування швидкісних характеристик процесу фрезерування, виходячи із можливостей інструментальних матеріалів

Аналіз граничних режимів різання проведемо на основі інструментальних матеріалів фірми TaeguTec [20]. В таблиці 3.1. наведені призначення застосування та маркування інструментальних сплавів для оброблення різного типу оброблюваних матеріалів

Таблиця 2.1 - Деякі Інструментальні сплави, їх можливе застосування та характеристики

Сплав	ISO	Характеристика і застосування
K10 (твердий сплав)	K05-K15 N05-N15 S05-S15	Загальна обробка чавуну, алюмінієвих сплавів і кольорових матеріалів
P30 (твердий сплав)	P25-P35	Загальна обробка сталі
TT6080 (покриття CVD)	K05-K25 H05-H25	Загальна обробка сірого та високоміцного чавуну Чистова і напівчистова обробка напівзагартованих сталей
TT7080 (покриття PVD)	P05-P25 K05-K25	Фрезерування сталі Для переривистого різання чавуну
TT8020 (покриття PVD)	P30-P50 M30-M50 S30-S50	Переривиста і чорнова обробка сталі і нержавіючої сталі Низькошвидкісна і переривиста обробка жароміцних сплавів
TT8080 (покриття PVD)	P30-P50 M20-M40 S30-S50	Переривиста і чорнова обробка сталі і нержавіючої сталі Низькошвидкісна і переривиста обробка жароміцних сплавів
TT9030 (покриття PVD)	P20-P40 M20-M40 S20-S40	Обробка сталі, нержавіючої сталі і жароміцних сплавів
TT9080 (покриття PVD)	P20-P40 M20-M40 S20-S40	Обробка сталі, нержавіючої сталі і жароміцних сплавів
TT2510 (покриття	P05-P25	Високошвидкісна обробка високолегованої і

PVD)	H05-H25	загартованої сталі
TT5515 (покриття PVD)	P10-P30 M10-M30 K10-K30 S10-S30 H10-H30	Високошвидкісна обробка високолегованої і загартованої сталі Обробка нержавіючої сталі, чавуну і жароміцних сплавів
TT5515 (покриття PVD)	P20-P40 M20-M40 S20-S40	Обробка сталі, нержавіючої сталі, жароміцних сплавів
TT6800 (покриття PVD)	K05-K25 H05-H25	Загальна обробка сірого і високоміцного чавуну Чистова і напівчистова обробка загартованої сталі
TT7800 (покриття CVD)	P30-P45 M30-M45	Чорнова обробка і високошвидкісне свердління вуглецевої і легованої сталі; Фрезерування нержавіючої сталі на середніх швидкостях
CT7000 кермет без покриття	K05-K15 N05-N15 S05-S15	Чистова обробка сталі і нержавіючої сталі
AS10 кераміка	K20-K30	Загальна обробка чавуну
AS10 кераміка	S05-S20	Високошвидкісна обробка жароміцних сплавів
KB90 CBN	K15-K25 S05-S20	Високошвидкісна обробка чавуну Обробка жароміцних сплавів

З урахуванням великого різноманіття інструментальних матеріалів виберемо для аналізу інструментальні сплави TT9080, TT8080 TT6080, K10 CT7000 та P30, Визначимо для них швидкості різання, рекомендовані однією із провідних фірм TaeguTec [20]. Результати зведемо в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 - Швидкості різання різних типів матеріалів

ISO	Матеріал	Режим	HB	TT9080	TT8080	TT 6080	K10	CT7000	P30
P	Нелегована сталь (NC) <0.25%С	Відпал	125	220-370	150-210			270-510	60-170
	Високолегована і інструментальна	Відпал	200	85-155	70-110			100-170	60-130
		Загартування	325	75-135	60-			80-	50-

	ьна сталь	я і відпуск			100			120	100
М	Нержавіюча сталь	Ферит	200	115-270	90-200				
		Мартенсит	240	100-230	70-160				
		Аустеніт	180	120-275	100-210				
К	Сірий чавун		160			200 - 390	70-130		
	Високоміцний чавун		260			110 - 210	40-85		
	Ковкий чавун		130			210 - 330	70-140		
N	Алюміній – ковкий сплав		60				550 - 700	800-1200	
	Алюміній – сплав для лиття		75				800 - 900	800-1200	
	Сплави міді	Бронза	90				300 - 400	600-600	
		Електролітна Мідь	100				210 - 280	350-400	
S	Жароміцні сплави (на основі Fe)	Відпал	200	40-80	30-65		50-70		
		Структурований	280	30-60	20-45		40-50		
	Жароміцні сплави (на основі Co і Ni)	Відпал	250	35-70	25-50		50-70		
		Структурований	350	30-60	20-40		35-40		
		Лиття	320	35-65	20-45		45-50		
	Титан і титанові сплави		Rm 1050	35-70	25-55		35-45		
H	Загартована сталь	Загартування	55 HRC	40-75					

Відбілений чавун	Лиття	400		10-25				
------------------	-------	-----	--	-------	--	--	--	--

На рисунках 2.1 та 2.2 показано максимальні та мінімальні швидкості різання для певних класів матеріалів.

Частоти обертання шпинделя визначимо за формулами [20]

$$n_{\max} = \frac{1000V_{\max}}{\pi D_{\min}} \quad (2.1)$$

$$n_{\min} = \frac{1000V_{\min}}{\pi D_{\max}} \quad (2.2)$$

де V_{\max} та V_{\min} максимальна та мінімальна швидкість різання, відповідно;

D_{\max} та D_{\min} - відповідно максимальний та мінімальний діаметри фрез.

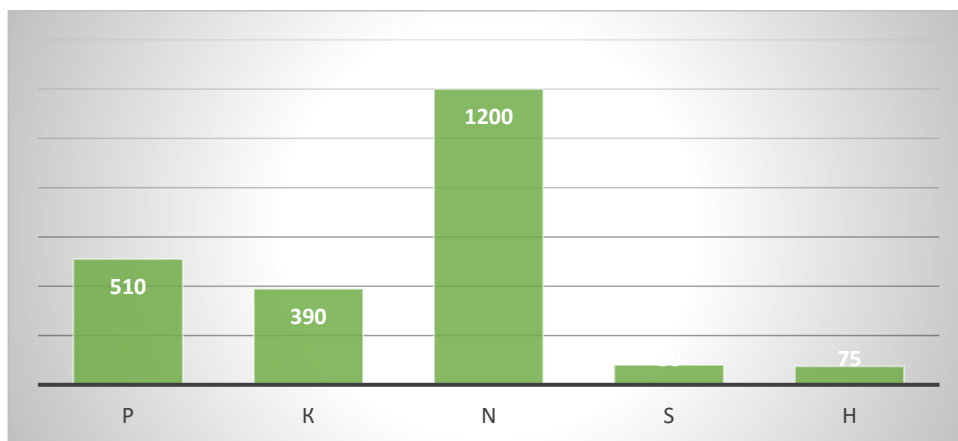


Рисунок 2.1 - Максимальні швидкості різання для різних класів матеріалів

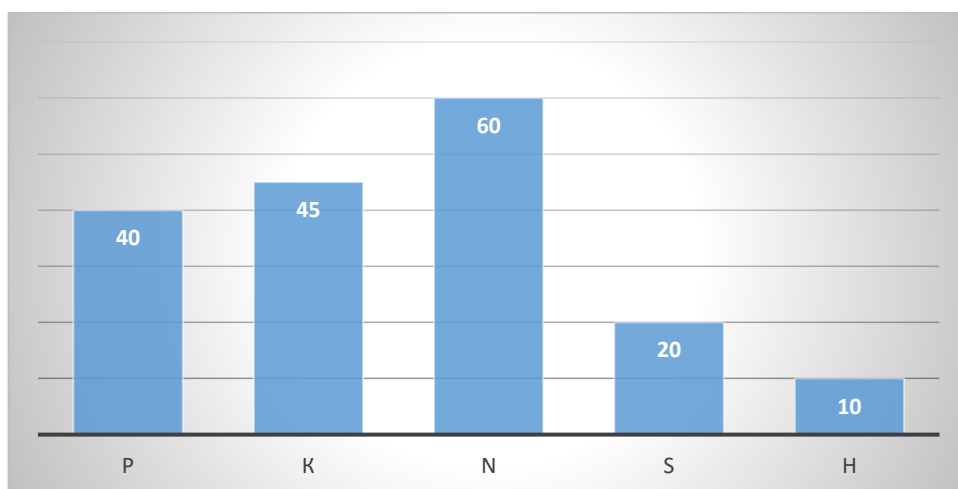


Рисунок 2.2 - Мінімальні швидкості різання для різних класів матеріалів

$$V_{\min} = 10 \text{ м/хв} \quad V_{\max} = 1200 \text{ м/хв}$$

$D_{\max} = 100 \text{ мм}$ - максимальний діаметр інструменту згідно паспорту верстату

$$D_{\min} = 1/3 D_{\max} = 1/3 \cdot 100 \text{ мм} = 33.3 \text{ мм}$$

Згідно діючих стандартів на фрези приймаємо $D_{\min} = 32 \text{ мм}$

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot 1200}{3,14 \cdot 32} = 11942 \text{ об/хв}$$

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot 10}{3,14 \cdot 100} = 31.84 \text{ об/хв}$$

Мінімально необхідна частота обертання відповідає мінімальній частоті верстату-прототипу 31,5 об/хв. Приймаємо для проектування приводу максимальну частоту обертання $n_{\max} = 12000 \text{ об/хв}$.

Необхідний діапазон регулювання:

$$D = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{12000}{31.5} = 380,95$$

2.2. Розрахунок сили та потужності різання

Середнє значення потужності різання згідно [17] залежить від таких параметрів режиму різання як глибина. Подачі, ширина фрезерування, частота обертання шпинделя тощо та визначається за формулою Р, в кВт [17]:

$$P_m \approx \frac{k_s \cdot t \cdot B \cdot v_s}{60 \cdot 10^6} \quad (2.3)$$

де: t - глибина фрезерування, мм; B - ширина фрезерування, мм; $v_s = s_z \cdot n \cdot z$ - подача фрези за хв, мм / хв; s_z – подача на зуб, мм/зуб; z – кількість зубів; n - частота обертання шпинделя.

Коефіцієнт k_s - питома сила різання, Н / мм² визначиться за формулою [19];

$$k_s = C_p \left(\frac{h_0}{h_m} \right)^m$$

Де $h_m = f(s_z)$ - середня товщина стружки;

h_0 - базова товщина стружки;

s_z – подача фрези на зуб, мм;

C_p - емпіричний коефіцієнт, що залежить оброблюваного матеріалу;

m - показник степеня.

Продуктивність обробки фрезеруванням визначається технологічними можливостями устаткування, що залежить від його потужністю і фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу [17]. В роботах [20-23] запропоновано підхід до визначення режимів різання із урахуванням стохастичності подач, що впливає і на сам процес обробки. Проте стохастичність подач складно врахувати для технологічних розрахунків граничних режимів.

При розрахунку споживаної потужності, продуктивності технологічних операцій і згинального моменту в інструментальному з'єднанні, представлених в таблицях, використані відповідні формули, наведені вище. Режими обробки й інструментальне оснащення вибиралися по каталогах фірм «Sandvik Coromant» і «Kennametal».

Таблиця 2.3 - Граничні режими торцевого фрезерування

D , мм	t , мм	z_c	V_c , м/хв	V_s , мм/хв	S_z , мм	n , об/хв	P , кВт	M , Нм	F_t , Н
Сталь НВ 300 ($C_p = 200$ Н/мм ² , $B = 0,8D$)									
100	1,5	5	280		0,28	700	6,1	83,2	1860
100	1,5	10	280		0,28	700	4,1	55,5	1240
Алюміній НВ 75 ($C_p = 600$ Н/мм ² , $B = 0,8D$)									
100	2,7	7	1100	8165	0,21	3472	8,5	50,7	1133
100	2,7	10	1100	0,21	0,21	5555	7,8	13,4	300

Отже, найбільша потужність різання становить 8,5 кВт. Найбільша сила різання – 1860 Н.

Суть удосконалення конструкції приводу полягає у: розширенні діапазону регулювання за рахунок заміни двигуна приводу головного руху, заміні пасової передачі на зубчато-пасову, а також модернізації самої автоматизованої коробки швидкостей. Виконано заміну опор автоматичної коробки швидкостей а також заміну опор шпиндельного вузла.

2.3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

2.3.1. Вибір привідного двигуна

У приводах головного руху верстатів використовують, як правило асинхронні нерегульовані двигуни, регульовані двигуни постійного струму. А бл регульовані асинхронні двигуни. Для приводу головного руху характерним є використання тієї частини частот обертання двигуна. Де забезпечується постійна потужність. [11,12].

Максимальна потужність різання, що визначена у п. 2.2 становить $N_{\max} = 8,5$ кВт.

Необхідна потужність двигуна визначиться згідно [11] за формулою:

$$N_{\partial} = \frac{N_{ef}}{\eta} \quad (2.4)$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Визначаємо ККД приводу за формулою:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^3 \quad (2.5)$$

де $\eta_1 = 0,97$ – ККД зубчасто-пасової передачі;

$\eta_2 = 0,99$ – ККД тертя однієї пари підшипників

$\eta_3 = 0,97$ - ККД зубчастої передачі

$$\eta = 0,97 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97^3 = 0,85$$

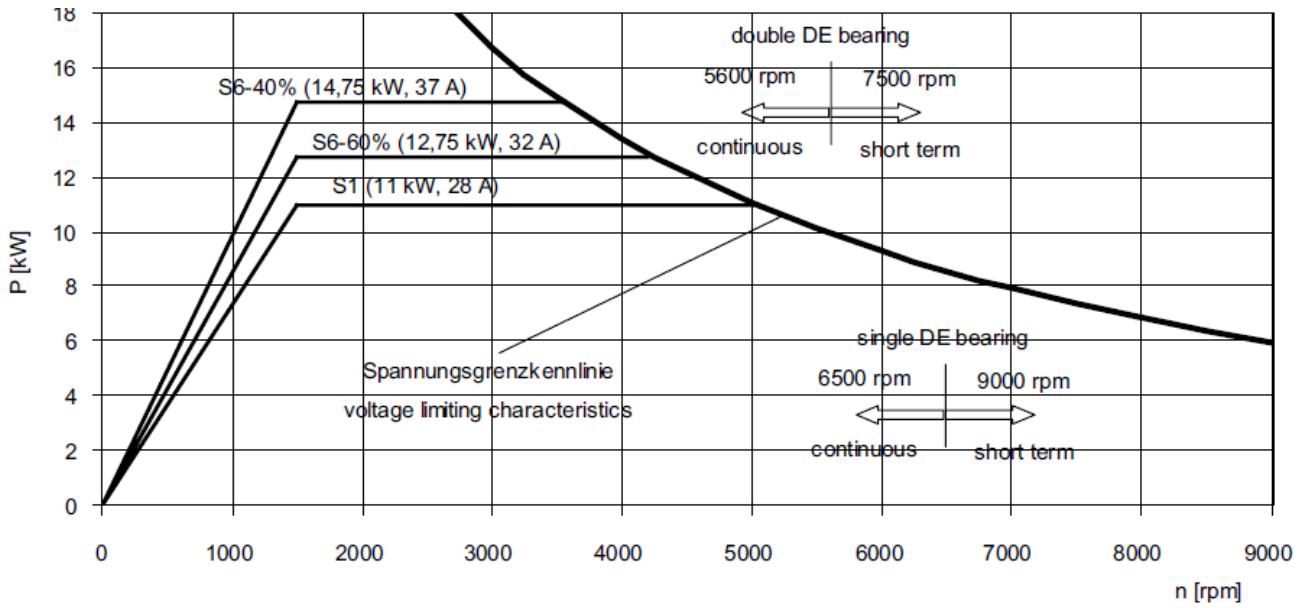
$$N_{\partial} = \frac{8,5}{0,85} = 10 \text{ кВт.}$$

Вибираємо асинхронний двигун SINAMICS S120 1PH4105-47F26 з водяним охолодженням [25]. Характеристики двигуна наведені і в табл. 2.4

Таблиця 2.4 - Деякі характеристики вибраного двигуна

Номін. Частота $n_{\text{ном}}$ об/хв	P_n , кВт	M_n , Нм	I_n А	U_n В	n_2 об/хв	n_{\max} об/хв	T	I_n А	I_{\max} А
1500	11,0	70	28	350	5000	9000	6	13,5	37

Діаграми потужності та крутного моменту двигуна [59] зображена на рисунку 2.3.



a)

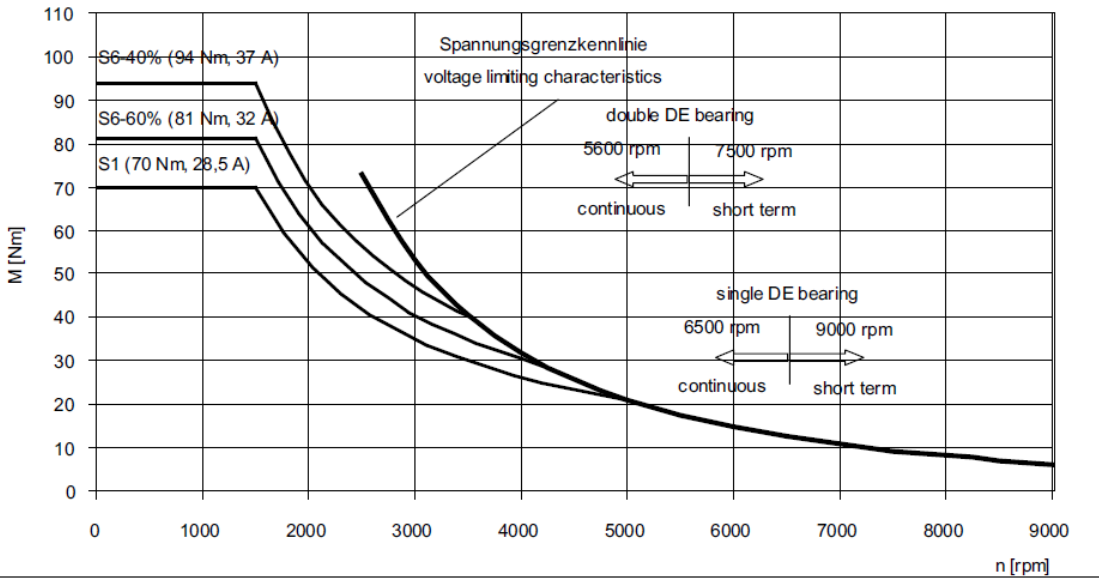


Рисунок 2.3 – Діаграма потужності (а) та крутного моменту (б) двигуна SINAMICS S120 1PH4105-47F26

Загальний вигляд двигуна з розмірами зображено на рисунку 2.4 [59]

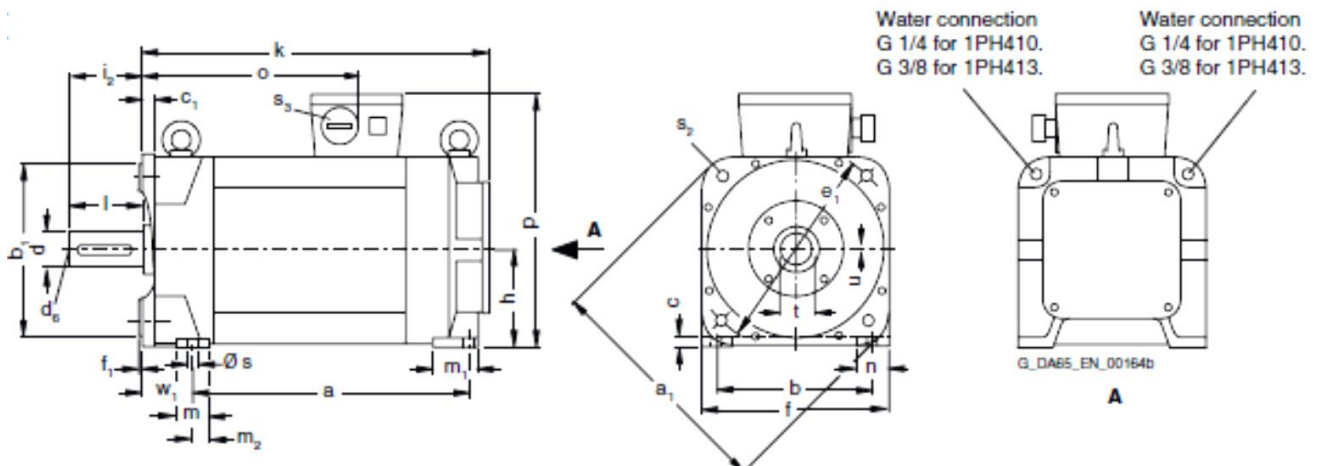


Рисунок 2.4 - Загальний вигляд двигуна SINAMICS S120 1PH4105-47F26

Визначаємо необхідну потужність двигуна за формулою [11]:

$$N_d = N_{xx} + N_{ef} + N_{дод} \quad (2.6)$$

де

N_{xx} – втрати потужності на холостому ході;

N_{ef} – потужність різання, що визначена згідно технологічних розрахунків;

$N_{дод}$ - додаткові втрати.

Потужність різання при відомому максимальному крутному моменті M_{max} і відомому числу обертів становить $N_{ef} = 8,5$ кВт

Втрати потужності на холостому ході, за [11] визначається за формулою:

$$N_{x.x} = \frac{d}{10^6} \cdot \left(\sum n + k_1 \cdot \frac{d_0}{d} \cdot n_0 \right) \cdot k_2 \quad (2.7)$$

де d_0 – діаметр шийок шпинделя, мм;

d – середній діаметр під підшипники всіх валів, мм;

$\sum n$ – сума частот обертання всіх валів, об/хв;

n_0 – частота обертання шпинделя, об/хв;

$k_1=1,5..2,0$ – коефіцієнт, що враховує втрати в шпиндельному вузлі;

$k_2=3..5$ – коефіцієнт, що враховує досконалість системи змащення.

Приймаємо для попередніх розрахунків

$d=45$ мм; $\sum n=n_{II}=7500$ об/хв.; $n_0=12000$ об/хв.;

Та коефіцієнти: $k_1=1,5$; $k_2=3$.

Тоді за формулою (2.7) будемо мати значення потужності на холостому ході:

$$N_{x.x} = \frac{45}{10^6} \cdot \left(12000 + 1,5 \cdot \frac{75}{45} \cdot 7500 \right) \cdot 3 = 1,73 \text{ кВт}$$

Додаткові втрати згідно [11] визначаємо, як 10-15% від суми втрат потужності на холостому ході та ефективної потужності. Отримаємо:

$$N_{доd} = (13,3 + 1,73) \cdot 0,1 = 1,53 \text{ кВт.}$$

Підставивши значення у (2.6) будемо мати:

$$N_{д} = 8,5 + 1,73 + 1,53 = 11,76 \text{ кВт.}$$

Отже залишаємо вибраний двигун, в якого потужність в якого потужність в режимі s6-40 становить 12,75 кВт.

2.3.2. Аналіз кінематичної схеми верстату

Кінематична схема верстату подано на рисунку 2.5

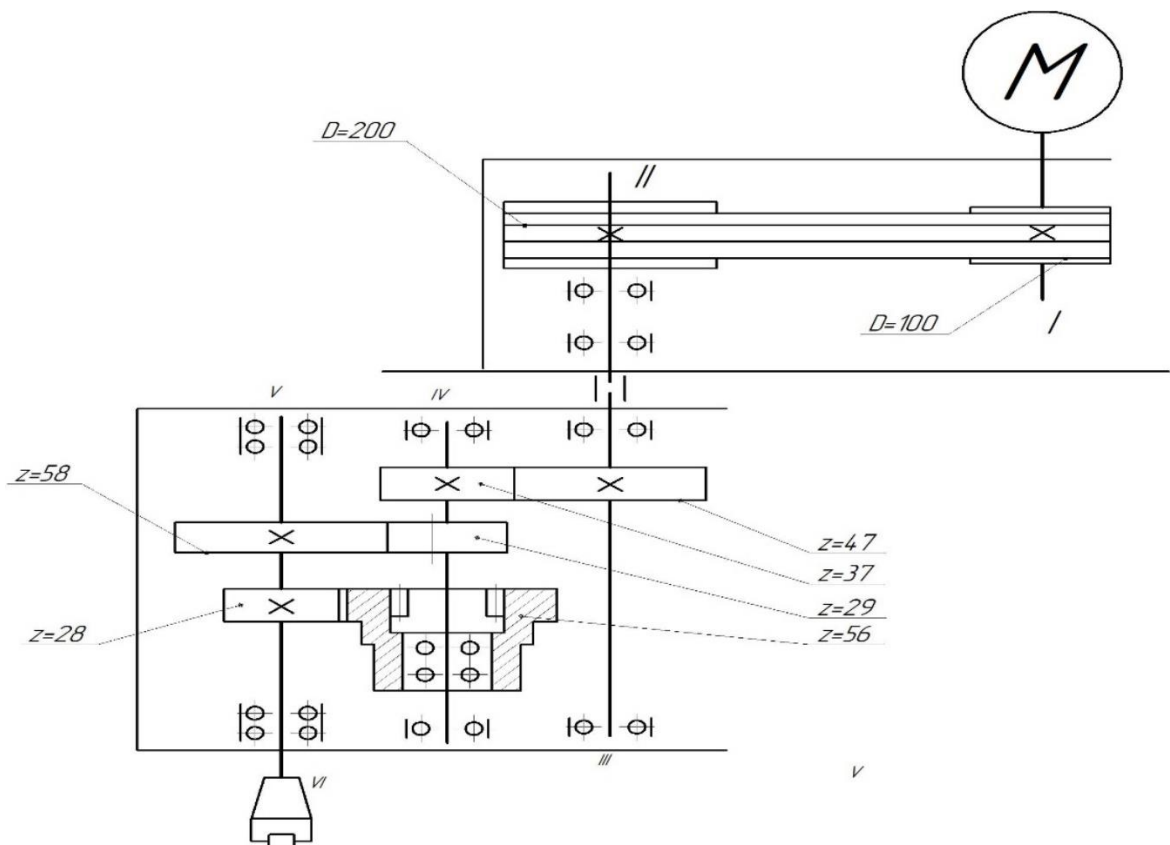


Рисунок 2.5 - Кінематична схема базової моделі верстату

Враховуючи дані п. 1.2-1.4, дана кінематична схема за передаточними відношеннями числами зубів передача та кількістю ступеней регулювання може

забезпечити необхідні технологічні характеристики модернізованого приводу головного руху. Пасову передачу замінимо на зубчасто-пасову, змінивши її передачне відношення у відповідності до необхідного.

2.3.3. Побудова графіку чисел обертів та діаграми потужності

Побудуємо графік чисел обертів модернізованого приводу з урахуванням характеристик вибраного двигуна (рис. 2.6). Кінематична схема модернізованого приводу подана в графічній частині роботи.

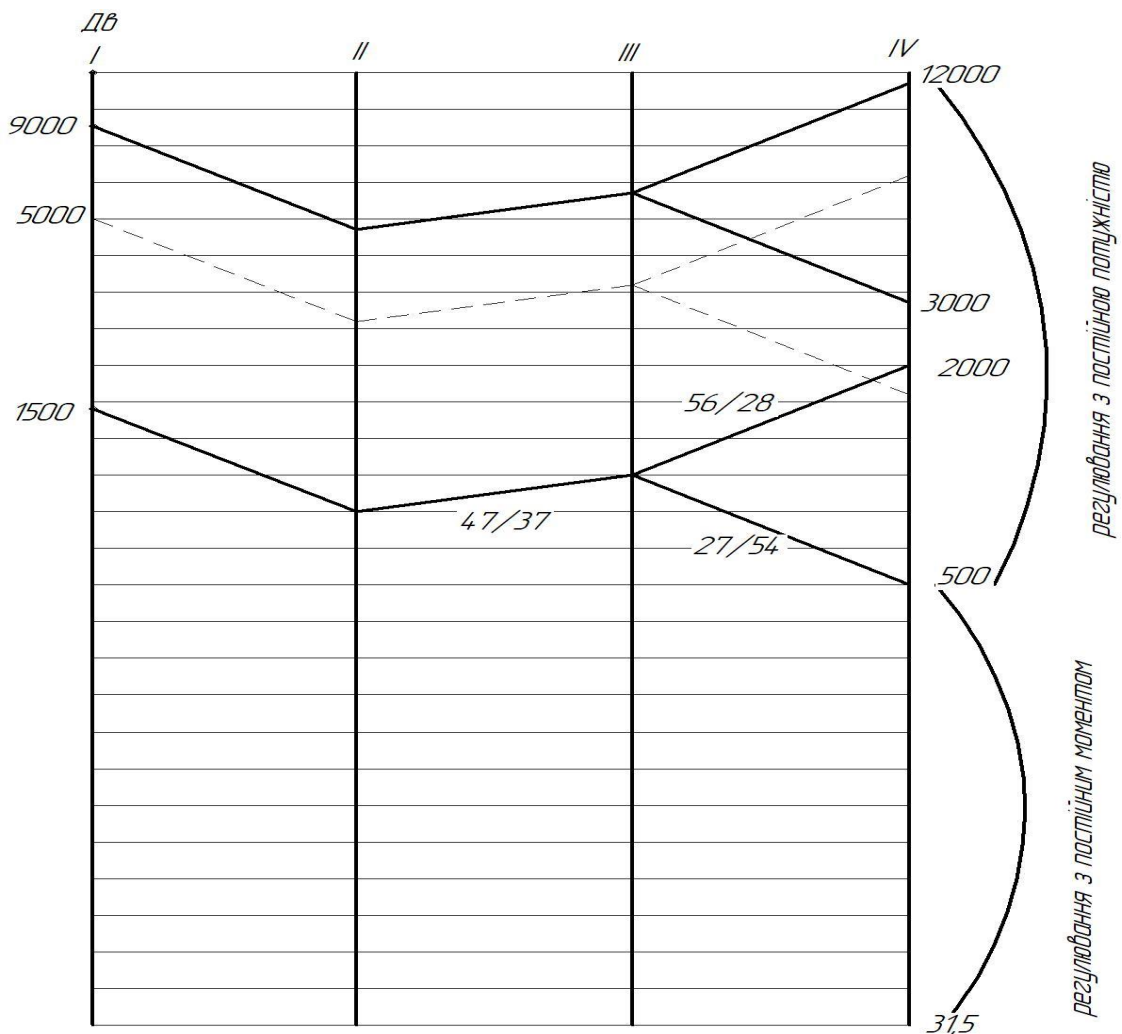


Рисунок 2.6 - Графік чисел обертів модернізованого приводу

Побудуємо Діаграму потужності на шпинделі верстату, базуючись на діаграмі потужності двигуна, скорегованій на коефіцієнт корисної дії приводу 0,88 (для першої ступені) та 0,85 (для другої ступені) (рис. 2.7)

Приймаємо число зубів шестерні $Z_1=37$;

Число зубів колеса визначається за формулою [26-29]:

$$Z_2 = UZ_1 \quad (2.9)$$

$$Z_2 = 1,27 * 37 = 47$$

Кут нахилу лінії зуба β :

$$\cos \beta = \frac{M_n(Z_1+Z_2)}{2a} \quad (2.10)$$

$$\cos \beta = \frac{3(37+47)}{2*132} = 0.954545; \beta = 17^{\circ}20'$$

Головний (торцевий) модуль m_t визначається за формулою:

$$m_t = \frac{M_n}{\cos \beta} \quad (2.11)$$

$$m_t = \frac{3}{0.9545} = 3.143.$$

Коефіцієнт зміщення $x > 0$.

Ділильний діаметр d :

Шестерня

Колесо

$$d_1 = m_t Z_1$$

$$d_z = m_t Z_2$$

$$d_1 = 3.143 * 37 = 116.2913$$

$$d_z = 3.143 * 47 = 147,721 \text{ mm.}$$

Розрахунок довжини загальної нормалі.

1. Умовне число зубів Z_k .

Шестерня $Z_{k1} = K * Z_1$

Колесо $Z_{k2} = K * Z_2$

2. Частина довжини загальної нормалі, визначається цілою

частиною Z_t величини Z_k , виражених в долях модуля W_T :

Шестерня $W_{T1} = 13,8728$ при $Z_{n1}=5$, Колесо $W_{T1} = 16,979$ при $Z_{n1}=6$.

Z_n – заокруглене до ближнього цілого числа значення величини Z_{nr} .

Z_{nr} – знаходимо по формулі [26-29]:

$$Z_{nr} = \frac{\alpha_{xk} * Z_k}{180} + 0.5 \quad (2.12)$$

$$\text{де } \cos \alpha_{xk} = \frac{Z_k \cos \alpha}{Z_k + 2x}.$$

де : α – кут профіля зуба $\alpha = 20^{\circ}$

x - коефіцієнт зміщення, $x = 0$.

Отримаємо

$$\cos\alpha_{\alpha k_1} = \frac{42,2393 * 0,93969}{42,2393 + 2 * 0} = 0,9397; \quad \cos\alpha_{\alpha k_2} = \frac{53,6552 * 0,93969}{53,6552 + 2 * 0} = 0,9397.$$

$$\alpha_{\alpha k_1} = 19^{\circ}60' = 20'$$

$$\alpha_{\alpha k_2} = 20^{\circ}$$

$$Z_{n1} = \frac{20^{\circ} * 42,2393}{180} + 0,5 \approx 5$$

$$Z_{n2} = \frac{20^{\circ} * 53,6552}{180} + 0,5 \approx 6$$

Частина довжини загальної нормалі, визначається дробовою частиною величини Z_k , виражена в долях модуля W_n .

Шестерня

Колесо

$$W_{n1} = 0,0149(Z_{k_1} - Z_{T_1});$$

$$W_{n2} = 0,0149(Z_{k_2} - Z_{T_2});$$

$$W_{n1} = 0,0149(42,2393 - 42) = 0,0036;$$

$$W_{n2} = 0,0149(53,6552 - 53) =$$

0,0036;

Довжина загальної нормалі W :

$$W_1 = (W_{T_1} - W_{n1}) * m$$

$$W_2 = (W_{T_2} - W_{n2}) * m$$

$$W_1 = (13,8728 + 0,0036) * 3 = 41,6292;$$

$$W_2 = (16,979 + 0,0098) * 3 =$$

50,9664.

По ГОСТ 1643-81 приймаємо вид спряження зубчатих коліс – В, степінь точності – 5.

2.4.1.2. Розрахунок прямозубої циліндричної передачі

Вихідні дані:

1. $a_{\omega} = 132$ мм – міжосьова відстань зубчатої передачі;
2. $u = 2$ – передавальне число зубчатої передачі;
3. $m = 3$ – нормальний модуль зубів;
4. $\beta = 0$ кут нахилу лінії зуба.

Матеріал шестерні і колеса – сталь 40Х ГОСТ 4543 – 71.

- 1) Приймаємо число зубів шестерні $Z_1 = 29$.

Число зубів колеса знаходимо за формулою:

$$Z_2 = U * Z_1 = 2 * 29 = 58$$

2) Розрахунок коефіцієнта зміщення шестерні (ГОСТ 16532 – 70)

Коефіцієнт сприйнятливого зміщення y :

$$y = \frac{a_\omega}{m} - \frac{Z_1 + Z_2}{2 \cos \beta} = \frac{132}{3} - \frac{58 + 29}{2} \approx 0,5$$

$$y = 0,5$$

Допоміжні величини А, Б і μ :

$$A = \frac{1000 * y * \cos \beta}{Z_1 + Z_2} \quad (2.13)$$

$$A = \frac{1000 * 0,5 * 1}{58 + 29} = 5,75.$$

Коефіцієнт зрівнюючого зміщення $\Delta\gamma$:

$$\Delta\gamma = \left(\frac{B}{1000} - \mu \right) \frac{Z_1 + Z_2}{\cos \beta} \quad (2.14)$$

$$\Delta\gamma = \left(\frac{0,245}{1000} - 0 \right) \frac{29 + 58}{1} = 0,0213.$$

Коефіцієнт суми зміщення X_Σ ;

$$X_\Sigma = \Delta\gamma + \gamma = 0,0213 + 0,5 \approx 0,52.$$

Коефіцієнт зміщення вихідного контура колеса $X_2 = 0$, то коефіцієнт зміщення вихідного контура шестерні буде рівний $X_1 = X_\Sigma = 0,52$.

3. Розрахунок кута зачеплення прямозубої передачі і кута профіля (ГОСТ 16532 – 70).

а) Допоміжна величина В:

$$B = \frac{1000 X_\Sigma}{Z_1 + Z_2} = \frac{1000 * 0,52}{29 + 58} = 5,977;$$

б) Кут зачеплення прямозубої передачі $\alpha_\omega = 21^\circ 43'$ $\beta = 5,977$;

в) Кут профіля α_t Якщо $\beta = 0$, то $\alpha_t = \alpha$

4. Розрахунок діаметрів зубчастих коліс [26-29].

Ділильний діаметр d :

Шестерня:

$$d_1 = \frac{Z_1 * m}{\cos \beta} = \frac{29 * 3}{1} = 87;$$

Колесо:

$$d_2 = \frac{Z_2 * m}{\cos \beta} = \frac{58 * 3}{1} = 174;$$

Початковий діаметр d_ω ;

Шестерня:

$$d_{\omega_1} = \frac{2d_{\omega}}{U+1} = \frac{2 \cdot 132}{2+1} = 88;$$

Діаметр вершин зубів d_a :

Колесо:

$$d_{\omega_2} = \frac{2d_{\omega} \cdot u}{U+1} = \frac{2 \cdot 132 \cdot 2}{2+1} = 176;$$

Шестерня:

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + X_1 - \Delta\gamma) \cdot m ; \quad d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + X_2 - \Delta\gamma) \cdot m .$$

Колесо:

 h_a^* – коефіцієнт висоти головки вихідного контура;

$$h_a^* = 1.5$$

$$d_{a_1} = 87 + 2(1,5 + 0,52 - 0,0213) \cdot 3 = 98,9922;$$

$$d_{a_2} = 174 + 2(1,5 + 0 - 0,0213) \cdot 3 = 182,8722.$$

5. Розрахунок довжини загальної нормалі [26-29]:

а) Умовне число зубів Z_k Якщо $\beta = 0$, то

$$Z_{k_1} = Z_1 = 29$$

$$Z_{k_2} = Z_2 = 58$$

Б) частина довжини загальної нормалі визначається цілою частиною Z_T величини Z_k , виражена в долях модуля W_T^* .Якщо $\beta = 0$, то

$$Z_{T_1} = Z_1 = 29$$

$$Z_{T_2} = Z_2 = 58$$

$$\text{При } Z_{n_1} = 4$$

$$\text{При } Z_{n_2} = 7$$

$$W_{T_1}^* = 10.7386$$

$$W_{T_2}^* = 20.0012$$

В) Частина довжини загальної нормалі, визначається зміщенням вихідного контуру, виражена в долях модуля W_n^* .

$$W_{n_1}^* = 0 ;$$

$$W_{n_2}^* = 0$$

Г) Частина довжини загальної нормалі, визначається зміщенням вихідного контуру, виражена в долях модуля W_x^* .

Шестерня:

$$W_{x_1}^* = 0,6840 X_1$$

$$W_{x_1}^* = 0,6840 \cdot 0,52 = 0,35568$$

Колесо:

$$W_{x_2}^* = 0,6840 X_2$$

$$W_{x_2}^* = 0,6840 \cdot 0 = 0$$

Д) Довжина загальної нормалі W :

Шестерня:

$$W_1 = (W_{T_1}^* + W_{n_1}^* + W_{x_1}^*) m =$$

$$(10,7386 + 0 + 0,35568) 3 = 33,282$$

Колесо:

$$W_2 = (W_{T_2}^* + W_{n_2}^* + W_{x_2}^*) m =$$

$$(20,0012 + 0 + 0) 3 = 60,004$$

По ГОСТ 1643-81 приймаємо вид спряження зубчастих коліс В, степенів точності 5.

2.4.1.3. Розрахунок другої косозубої зубчастої циліндричної передачі

Вихідні дані :

- 1) $a = 132$ мм – міжосьова відстань;
- 2) $u = 2$ – передавальне число зубчатої передачі;
- 3) $m_n = 3$ – нормальний модуль зуба;
- 4) $X_\Sigma = 0$ – коефіцієнт суми зміщення вихідного контура.

Матеріал для виготовлення шестерні і колеса сталь 40ХГОСТ 4543 – 71

1. Приймаємо число зубів шестерні $Z_1 = 28$. Число зубів колеса $Z_2 = U * Z_1 = 2 * 28 = 56$.

2. Кут нахилу лінії зуба β :

$$\cos \beta = \frac{M_n(Z_1 + Z_2)}{2a} = \frac{3(28 + 56)}{2 * 132} = 0,954545.$$

$$\beta = 17^{\circ} 20'$$

3. Коловий(торцевий) модуль m_t :

$$m_t = \frac{M_n}{\cos \beta} \quad ; \quad m_t = \frac{3}{0,9545} = 3,143.$$

4. Ділильний діаметр d :

Шестерня:

$$d_1 = m_t * z_1 = 3,143 * 28 = 97,98$$

Колесо:

$$d_2 = m_t * z_2 = 3,143 * 56 = 176.$$

5. Діаметр вершин зубів d_a :

Шестерня:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 97,98 + 6 \approx 104;$$

Колесо:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 176 + 6 = 182.$$

6. Розрахунок довжини загальної нормалі W :

а) Умовне число зубів Z_k :

Шестерня:

$$Z_{k_1} = K \cdot Z_1$$

Колесо:

$$Z_{k_2} = K \cdot Z_2$$

$$K = 1,1416$$

$$Z_{k_1} = 1,1416 \cdot 28 = 31,9648$$

$$Z_{k_2} = 1,1416 \cdot 56 = 63,9296$$

б) Частина довжини загальної нормалі, пориділяється цілою частиною Z_T величини Z_K , виражена в долях модуля W_{T_1} .

Шестерня :

$$\text{При } Z_{n_1} = 4 \quad Z_{T_1} = 31;$$

$$W_{T_1} = 10,7666 ;$$

Колесо:

$$\text{При } Z_{n_2} = 8 \quad Z_{T_2} = 63;$$

$$W_{T_2} = 23,0233.$$

в) Частина довжини загальної нормалі, визначається дробовою частиною величини Z_K , виражена в долях модуль W_n^*

Шестерня:

$$\begin{aligned} W_{n_1}^* &= 0,0149(Z_{k_1} - Z_{T_1}) = \\ &= 0,0149(31,9648 - 31) = 0,0144 \end{aligned}$$

Колесо:

$$\begin{aligned} W_{n_2}^* &= 0,0149(Z_{k_2} - Z_{T_2}) = \\ &= 0,0149(63,9296 - 63) = 0,0144 \end{aligned}$$

2.4.2. Розрахунок зубчастих передач на контактну витривалість активних поверхонь зубів.

2.4.2.1. Розрахунок зубчастих передач на контактну витривалість першої косозубої зубчастої передачі

Вихідні дані:

- 1) $Z_1 = 37$ – число зубів шестерні;
- 2) $Z_2 = 47$ – число зубів колеса;
- 3) $\beta = 17^\circ 20'$ = кут нахила лінії зуба;
- 4) $n_{\text{шп}} = 100xv^{-1}$ – коефіцієнт суми зміщення вихідного контура;
- 5) $m = 3$ – нормальний модуль зубів.
- 6) $\varepsilon_\alpha = 1,6$ коефіцієнт торцевого перекриття.

7) $d_{\omega_1} = 116$, $d_{\omega_2} = 147$ – початковий діаметр шестерні і колеса.

Розрахункове контактне напруження в полосі зачеплення (σ_H), Мпа (кГс/мм²), знаходимо по формулі [27]:

$$\sigma_H = Z_H + Z_M + Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{ht} u + 1}{d\omega_1 u}} \quad (2.15)$$

І повинно задовільнити умову:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hr}$$

Розрахункове напруження σ_H може бути виражене через міжосьову відстань a_ω і крутний момент на шестерні T_{1H} по формулі [27]:

$$\sigma_H = 22,4 * Z_H * Z_M * Z_\varepsilon \frac{1}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_{1H}(v+1)^3}{b\omega}} * K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{Hv} \quad (2.16)$$

Всі дотичні які входять в формулу визначають по [29]

1. Коефіцієнт який враховує формулу спряження поверхонь зубів Z_H – знаходимо по графіку [26].

При $\beta = 17^\circ 20'$ і X_Σ ; $X_H = 1,76$

2. Коефіцієнти, які враховують механічні властивості матеріалів в спряжених зубчастих коліс $Z_M = 275$.

3. Коефіцієнти, які враховують сумарну довжину контактних ліній Z_ε .

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,6}} = 0,79$$

4. Коефіцієнт, який враховує розподіл навантажень на зуби $K_{H\alpha}$: Для косозубих передач $K_{H\alpha}$ визначається по діаграмі.

Для коліс 5-ої ступені точності $K_{H\alpha} = 1$.

5. Коефіцієнт, який врахує розподіл навантаження по ширині вінця $K_{H\beta}$.

$K_{H\beta}$ – знаходимо по графіку

Шестерня:

$$\Psi_{bd_1} = \frac{b\omega_1}{d\omega_1} = \frac{15}{116} = 0.129$$

Колесо:

$$\Psi_{bd_2} = \frac{b\omega_2}{d\omega_2} = \frac{18}{147} = 0.122 ;$$

При $\Psi_{bd_1} = 0,129$, $\Psi_{bd_2} = 0,122$ і $NB > 350$.

6. Коефіцієнт, враховуючі динамічні навантаження, виконуючу в зачепленні K_{HV} : [27]

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{Hu} * b\omega d\omega}{2000T_H K_{H\alpha} K_{H\beta}} \quad (2.17)$$

а) Питома колова динамічна сила ω_{Hu} , Н/мм;

δ_H – враховуючий вплив вида передачі і модифікації профіля головок зубів знаходять по [27]. Для косозубої передачі $\delta_H = 0,004$

g_0 – коефіцієнт, враховуючий вплив різниці кроків зачеплення шестерні і колеса.

Для ступеня точності 5, при $m < 3,55$;

$$g_0 = 38$$

V – швидкість обертання, м/с; $V = \frac{\pi d n}{1000 * 60}$

Шестерня:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 * 60} = \frac{3.14 * 116 * 200}{1000 * 60} = 1,21$$

$$\omega_{Hu_1} = \delta_H * g_0 * V_1 \sqrt{\frac{d\omega}{u}} = 0.004 * 38 * 1.21 * \sqrt{\frac{132}{1.27}} = 1,87$$

$$K_{Hu_2} = 1 + \frac{1,87 * 15 * 116}{2000 * 80,937 * 1 * 102} = 1,0197$$

Колесо:

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{1000 * 60} = \frac{3.14 * 147 * 160}{1000 * 60} = 1,23$$

$$\omega_{Hu_2} = \delta_H * g_0 * V_2 \sqrt{\frac{d\omega}{u}} = 0.004 * 38 * 1.23 * \sqrt{\frac{132}{1.27}} = 1,9$$

$$K_{Hu_2} = 1 + \frac{1,87 * 15 * 116}{2000 * 80,937 * 1 * 102} = 1,023;$$

б) Вихідне розрахункове навантаження T_H знайдемо через крутний момент двигуна (оскільки розглядаються частоти з постійним моментом)

$$T_H = M_d \cdot u$$

де u – сумарне передаточне відношення від двигуна до колеса

$$u = u_{зп} \cdot u_3 = 2 \cdot 1/1,26 = 1,59$$

де $u_{зп} = 2$ – передаточне число зубчасто пасової передачі

$u_3 = 1/1,26$ – передаточне число зубчастої передачі

Тоді $T_H = 70 \cdot 1,59 = 111,3 \text{ Нм}$

Розрахункове контактне напруження σ_H .

Шестерня:

$$\sigma_{H_1} = 22,4 \cdot 0,88 \cdot 275 \cdot 0,79 \frac{1}{132} \sqrt{* \frac{111,3 \cdot (1,27+1)^3}{15 \cdot 1,27} * 1 * 1,02 * 1,097} = 233,26$$

МПа.

Колесо:

$$\sigma_{H_2} = 22,4 \cdot 0,88 \cdot 275 \cdot 0,79 \frac{1}{132} \sqrt{* \frac{111,3 \cdot 1,27+1}{18 \cdot 1,27} * 1 * 1,02 * 1,0123} = 244 \text{ МПа.}$$

Допустиме контактне напруження ($\sigma_{Hр}$), МПа знаходимо окремо для шестерні і для колеса по формулі:

$$\sigma_{Hр} = \frac{\sigma_{Hрlim}}{S_H} \quad (2.18)$$

Величини які входять в формулу визначаємо [27]

1) Границя контактної витривалості поверхності і зубів, відповідаюча еквіваленту числу циклів зміни напруження σ_{Hlim} , МПа:

$$\sigma_{lim} = \sigma_{Hlim_b} * K_{HL};$$

Де σ_{Hlim_b} - границя контактної властивості відповідаючий базовому числу циклів зміни напружень, МПа.

При поверхневій закалці для сталей вуглецевих при HRC 40-50

$$\sigma_{Hlim_b} = 17H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050;$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$

$$\sigma_{Hlim} = 1050 \cdot 1 = 1050 \text{ МПа.}$$

2) Коефіцієнт безпеки S_H .

Для зубчатих коліс з поверхневим зміщенням $S_H = 1,2$.

3) Коефіцієнт враховуючий шорсткість спряжень поверхонь зубів Z_R :

Для 6-го класа $Z_R = 0,95$.

4) Коефіцієнт враховуючий колову швидкість Z_v :

Для $< 5^M/c$ приймаємо $Z_v = 1$

5) Коефіцієнт враховуючий вплив мастила $K_L = 1$

6) Коефіцієнт враховуючий розмір зубчатого колеса КхН при $d_\omega < 700$ мм приймаємо КхН = 1

$$\sigma_{\text{нр}} = \sigma_{\text{нр1}} = \sigma_{\text{нр2}} = \frac{1050}{1,2} * 0,95 * 1 * 1 * 1 = 831,25 \text{ Мпа};$$

$$\sigma_{\text{нр1}} = 233,26 < \sigma_{\text{нр}} = 831,25$$

$$\sigma_{\text{нр2}} = 244 < \sigma_{\text{нр}} = 831,25$$

2.4.2.2. Розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зубів прямозубої циліндричної передачі

Вихідні дані:

- 1) $Z_1 = 29$ – число зубів шестерні;
- 2) $Z_2 = 58$ – число зубів колеса;
- 3) $\beta = 0$ – кут нахила лінії зуба;
- 4) $n_{\text{шп}} = 100xv^{-1}$ – коефіцієнт суми зміщення вихідного контура;
- 5) $m = 3$ – нормальний модуль зубів;
- 6) $\varepsilon_\alpha = 2,73$;
- 7) $d_{\omega_1} = 88$;
- 8) $d_{\omega_2} = 176$;
- 9) $b_{\omega_1} = 18, b_{\omega_2} = 16$.

Розрахункове контактне напруження в полосі зачеплення ($\sigma_{\text{н}}$), МПа, визначаємо за залежністю [27]:

$$\sigma_{\text{н}} = 22,4 * Z_{\text{н}} * Z_m * Z_\varepsilon \frac{1}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_{1\text{н}}(u+1)^3}{b\omega * v}} * K_{\text{н}\alpha} * K_{\text{н}\beta} * K_{\text{н}U}$$

- 1) Коефіцієнт який враховує форму спряжених поверхонь зубів Z_n :

$$Z_n = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{t\omega}}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 40^\circ}} = 1.76$$

- 2) Коефіцієнт який враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс - $Z_m = 275$

- 3) Коефіцієнт враховуючий сумарну довжину контактних ліній Z_ε :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0.59}} = 0,79$$

- 4) Коефіцієнт враховуючий розподіл навантажень між зубцями коліс $K_{H\alpha}$,

Для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1$.

- 5) Коефіцієнт враховуючий розподіл навантаження по ширині вінця $K_{H\beta}$:

Шестерня:

$$\Psi_{bd_1} = \frac{b\omega_1}{d\omega_1} = \frac{18}{88} = 0.2$$

$$K_{H\beta_1} = 1,02$$

Колесо:

$$\Psi_{bd_2} = \frac{b\omega_2}{d\omega_2} = \frac{16}{176} = 0.09 ;$$

$$K_{H\beta_1} = 1$$

- 6) Коефіцієнт враховуючий динамічне навантаження , виникаюче в зачепленні визначиться за формулою [27] :

$$K_{Hv} = 1 + \frac{\omega_{nv} + b_\omega + d_\omega}{2000 * T_H + K_{H\alpha} + K_{H\beta}} \quad (2.19)$$

- а) Питома колова динамічна сила ω_{nv} Н/мм.

$$\omega_{nv} = \delta_H * g_0 * V * \sqrt{\frac{a_\omega}{v}} \quad (2.20)$$

δ_H – для прямозубих коліс : $\delta_H = 0,004$

$$g_0 = 28$$

Шестерня :

$$V_1 = \frac{3.14 * 88 * 100}{1000 * 60} = 0.92 \text{ м/с}$$

$$\omega_{nv_1} = 0,004 * 28 * 0,46 \sqrt{\frac{132}{2}} = 0.418$$

Колесо :

$$V_2 = \frac{3.14 \cdot 176 \cdot 200}{1000 \cdot 60} = 1.84 \text{ м/с}$$

$$\omega_{nv_2} = 0,004 \cdot 28 \cdot 1.84 \sqrt{\frac{132}{2}} = 1.67$$

б) Вихідне розрахункове навантаження T_H .

Шестерня :

$$K_{Hv_1} = 1 + \frac{0,418 \cdot 18 \cdot 88}{2000 \cdot 152,8 \cdot 1 \cdot 102} = 1,002;$$

$$\sigma_{H_1} = 22,4 \cdot 0,88 \cdot 275 \cdot 0,79 \frac{1}{132} \sqrt{\frac{152,8 \cdot (2+1)^3}{18 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,002} =$$

351 Мпа.

Колесо:

$$K_{Hv_2} = 1 + \frac{1,67 \cdot 18 \cdot 176}{2000 \cdot 80,937 \cdot 1 \cdot 1,01} = 1,032;$$

$$\sigma_{H_2} = 22,4 \cdot 0,88 \cdot 275 \cdot 0,79 \frac{1}{132} \cdot \sqrt{\frac{111 \cdot (2+1)^3}{16 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 1,032} = 258 \text{ Мпа.}$$

2.4.3. Розрахунок зубчастої пасової передачі

В якості матеріалу шківів приймемо алюмінієвий сплав АЛ-2, а для зубчастого паса – еластичну маслостійку гуму з армованими сталевими тросиками. Згідно з діючими галузевими стандартами [26] параметри пасової передачі приймаємо наступні:

$$m = \frac{P}{\pi};$$

- модуль зубців

де P – крок зубців паса;

Згідно [26, ст. 249] приймаємо модуль зубчастих коліс $m=5\text{мм}$.

Крок зубців паса $P = 5 \cdot 3.14 = 15.7\text{мм}$

- висота вершин зубців $h = 0.6 \cdot m = 0.6 \cdot 5 = 3\text{мм}$;
- найменша товщина зубців $s = m = 5\text{мм}$;
- кут профілю зубців $2\beta = 40^\circ$;
- товщина паса у впадинах $H = m + 1 = 5 + 1 = 6\text{мм}$;

Мінімальні числа зубців меншого шківа $z_1 = 16 \dots 20$. Приймаємо $z_1 = 20$.

Передаточне відношення передачі визначаємо з графіка чисел обертів

$$u = \frac{750}{1500} = \frac{1}{2} = 0,5$$

Визначаємо кількість зубців більшого шківа, який розміщений на шпинделі:

$$z_2 = \frac{z_1}{u} = \frac{20}{0,5} = 40$$

Приймаємо $z_2 = 40$ зубів.

Визначаємо діаметри ділільних кіл шківів за формулою:

$$d = mz \tag{2.21}$$

Підставивши значення в (2.21) отримаємо:

$$d_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}; \quad d_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}.$$

Знаходимо зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів:

$$d_{a1} = d_1 - 2\Delta = 100 - 2 \cdot 1,3 = 97,4 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 - 2\Delta = 200 - 2 \cdot 1,3 = 197,4 \text{ мм}$$

де $\Delta = 1,3$ мм при діаметрі тросика 0,8 мм.

Приймаємо між пасом та шківом наступні зазори: бічний $f = 0,3t = 0,3 \cdot 5 \text{ мм} = 1,5 \text{ мм}$ та радіальний $e = 0,3 \cdot t = 0,3 \cdot 5 = 1,5 \text{ мм}$.

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = (0,5 \dots 2,0) \cdot (d_1 + d_2) = (0,5 \dots 2,0) \cdot (100 + 200) = 150 \dots 600 \text{ мм}$$

Враховуючи конструктивні особливості шпиндельної бабки приймаємо міжосьову відстань $a = 300$ мм.

Довжину паса l' визначаємо за формулою [26]:

$$l' = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a} \tag{2.22}$$

Підставивши значення отримаємо:

$$l' = 2 \cdot 300 + \frac{3,14(100 + 200)}{2} + \frac{(100 - 200)^2}{4 \cdot 300} = 600 + 471 + 8,33 = 1079,33 \text{ мм}$$

Обчислюємо потрібну кількість зубів паса за формулою [26]:

$$z_n = \frac{l'}{\pi \cdot m} = \frac{1079,33}{3,14 \cdot 5} = 68,74$$

Округлюємо кількість зубців паса до найближчого нормалізованого значення. Приймаємо $z_n=70$.

Знаходимо дійсну довжину паса:

$$l = \pi \cdot m \cdot z_n = 3,14 \cdot 5 \cdot 70 = 1099 \text{ мм}$$

Визначаємо реальну міжосьову відстань за формулою [26]:

$$a = \frac{\left[2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{\left[2l - \pi(d_1 + d_2) \right]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]}{8} \quad (2.23)$$

Підставивши значення одержимо:

$$a = \frac{\left[2 \cdot 1099 - 3,14 \cdot (100 + 200) + \sqrt{\left[2 \cdot 1099 - 3,14(100 + 200) \right]^2 - 8(200 - 100)^2} \right]}{8} =$$

$$= 309,96 \text{ мм}$$

Знаходимо число зубців паса, що знаходяться в зачепленні з малим шківом:

$$z_{n1} = \frac{z_1 \cdot \alpha_1}{360} = \frac{20 \cdot 161,5}{360} = 8,97 > 6$$

$$\text{де } \alpha_1 = 180 - \frac{180}{\pi} \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180 - \frac{180}{3,14} \left(\frac{200 - 100}{309,96} \right) \approx 161,5^\circ$$

Умова мінімуму кількості зубів, що перебувають в зачепленні виконується.

Визначаємо ширину паса за формулою [26]:

$$b \geq \frac{2 \cdot T_1}{d_1 \cdot [q]} \quad (2.24)$$

де $T_1=94 \cdot 2=188 \text{ Нм}$ – максимальний крутний момент на вихідному валу;

$$[q] = q_0 \cdot C_p = 30 \cdot 0,95 = 28,5 \quad [26, \text{ ст. 250, 251}]$$

Підставивши отримані значення в (3.9) визначимо теоретичну ширину паса:

$$b \geq \frac{2 \cdot 188 \cdot 10^3}{100 \cdot 28,5} = 131,92 \text{ мм}$$

Приймаємо ширину паса 135мм.

Попередній натяг у зубчастій пасовій передачі потрібен тільки для усунення зазорів у зачепленні та правильного набігання на шків:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) \cdot F_g \quad (2.25)$$

де F_g - додатковий натяг паса від дії відцентрових сил обчислюється за формулою:

$$F_g = \rho \cdot A \cdot V^2 \quad (2.26)$$

де ρ – густина паса $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$ [26, табл 21.3];

A – площа найменшого січення $A = \delta \cdot B = 6 \cdot 135 = 810 \text{ мм}^2$;

V – максимальна колова швидкість

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 12000 \cdot 100}{60000} = 62,8 \text{ м/с}$$

$$F_g = 1150 \cdot 810 \cdot 10^{-6} \cdot 62,8 = 58,4 \text{ Н}$$

Сила попереднього натягу паса дорівнює:

$$F_0 = (1,1 \dots 1,3) \cdot 58,4 = 64,2 \dots 75,9 \text{ Н}$$

Прийmemo $F_0 = 80 \text{ Н}$

Навантаження, що передається на вали зубчастої пасової передачі обчислимо за формулою:

$$R = (1 \dots 1,2) \cdot F_t = (2,0 \dots 2,4) \cdot \frac{T_1}{d_1} \quad (2.27)$$

де T_1 – крутний момент на вхідному валу:

$T_1 = 94 \text{ Нм}$ – при чорновій обробці;

d_1 – діаметр ділильного кола ведучого шківа.

$$R = (2,0 \dots 2,4) \cdot \frac{94}{100 \cdot 10^{-3}} = 1880 \dots 2256 \text{ Н} \quad \text{- для чорнової обробки;}$$

2.5. Висновки по розділу

1. Встановлено, що виходячи із можливостей інструментальних матеріалів максимальна частота обертання шпинделя необхідна 12000 об/хв, потужність різання 8,5 кВт

2. На основі аналізу проведено удосконалення конструкції приводу головного руху верстату, що полягає у заміні приводного двигуна, пасової передачі на зубчасто пасову, та опор всіх валів.

3. Для змінених умов робіт проведено кінематичний розрахунок приводу головного руху, на основі якого побудовано діаграму потужності на шпинделі

4. Здійснено силовий розрахунок елементів приводу для змінених умов, на основі якого встановлено, що дані елементи приводу забезпечують необхідні умови обробки

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

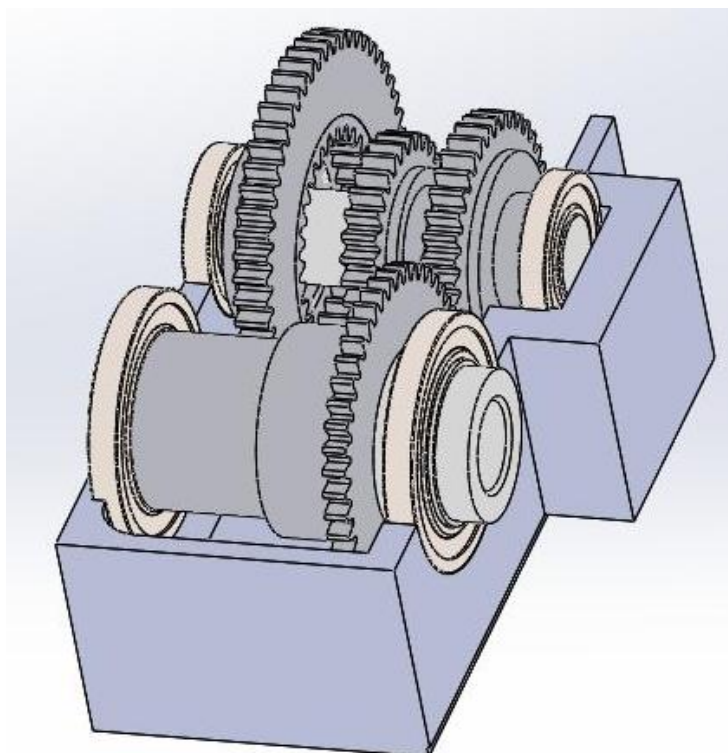
3.1. План та методика проведення досліджень

В модернізованому приводі головного руху збільшилися частоти обертання валів коробки швидкостей, тому змінились динамічні характеристики приводу. Для дослідження динамічних характеристик приводу [30] головного руху необхідно:

- 1) Розробити 3-D модель коробки швидкостей
- 2) Провести дослідження власних частот коливань валів коробки швидкостей в залежності від частоти їх обертання з використанням CAE-системи;
- 3) Провести аналіз отриманих частот та форм коливань та здійснити (за необхідності) коректування конструкції;
- 4) Подати висновки

3.2. Розробка 3-D моделі коробки швидкостей

Згідно наявної технічної документації розробляємо 3-D модель коробки швидкостей з використанням системи Solid Works. Фото моделі наведено на рис. 3.1.



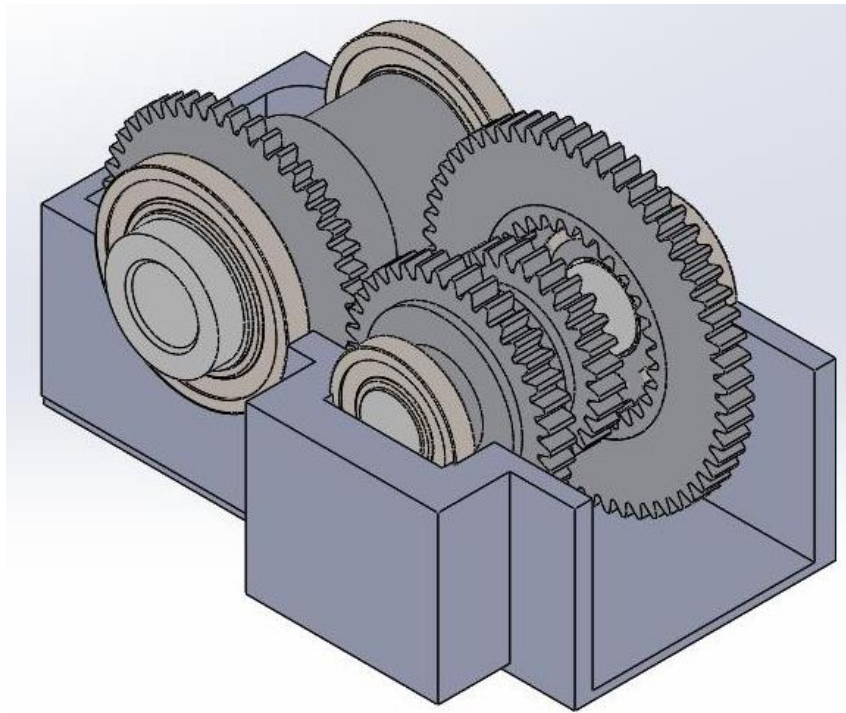


Рисунок 3.1 – 3-D модель коробки швидкостей

За отриманою моделлю проведемо подальші дослідження.

3.3. Дослідження власних частот обертання валів коробки швидкостей

3.3.1. Дослідження власних частот коливань 1-го вала коробки швидкостей

Дослідження проводили з допомогою програмного продукту Solid Works з використанням SolidWorks Simulation. Для початку задавали початкові умови: матеріали елементів, спосіб кріплення. Досліджували вплив частоти обертання валу на власні частоти коливань. Враховуючи те, що діапазон частот валу від 0 до 5000, а також те, що частоти менше 500 досліджувати не має змісту то задавали частоти обертання валу 500, 1000, 2000, 3000, 4000, та 5000 об/хв. Схема фіксації валу показана на рис. 3.2

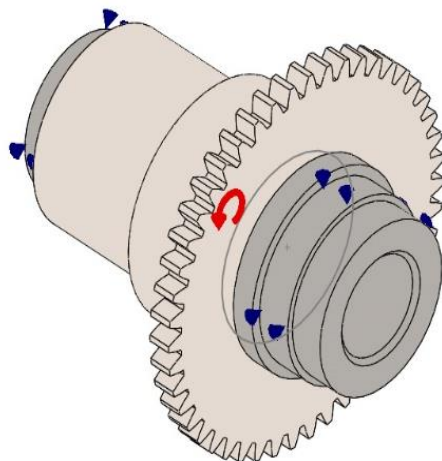


Рисунок 3.2 - Схема закріплення валу для проведення досліджень

Система працює за методом кінцевих елементів, створюючи сітку. Початкові дані розбивання подані в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Початкові дані дослідження 1-го вала медом кінцевих елементів

Тип сітки	Використане розбиття	Точки Якобіана	Розмір елемента	Всього вузлів	Всього елементів
Сітка на твердому тілі	Сітка на основі кривизни	4	8,604мм	12215	21650

Вигляд досліджуваного об'єкта після розбиття на елементи показано на рис.

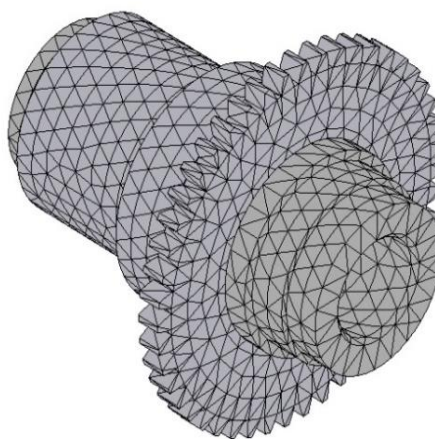


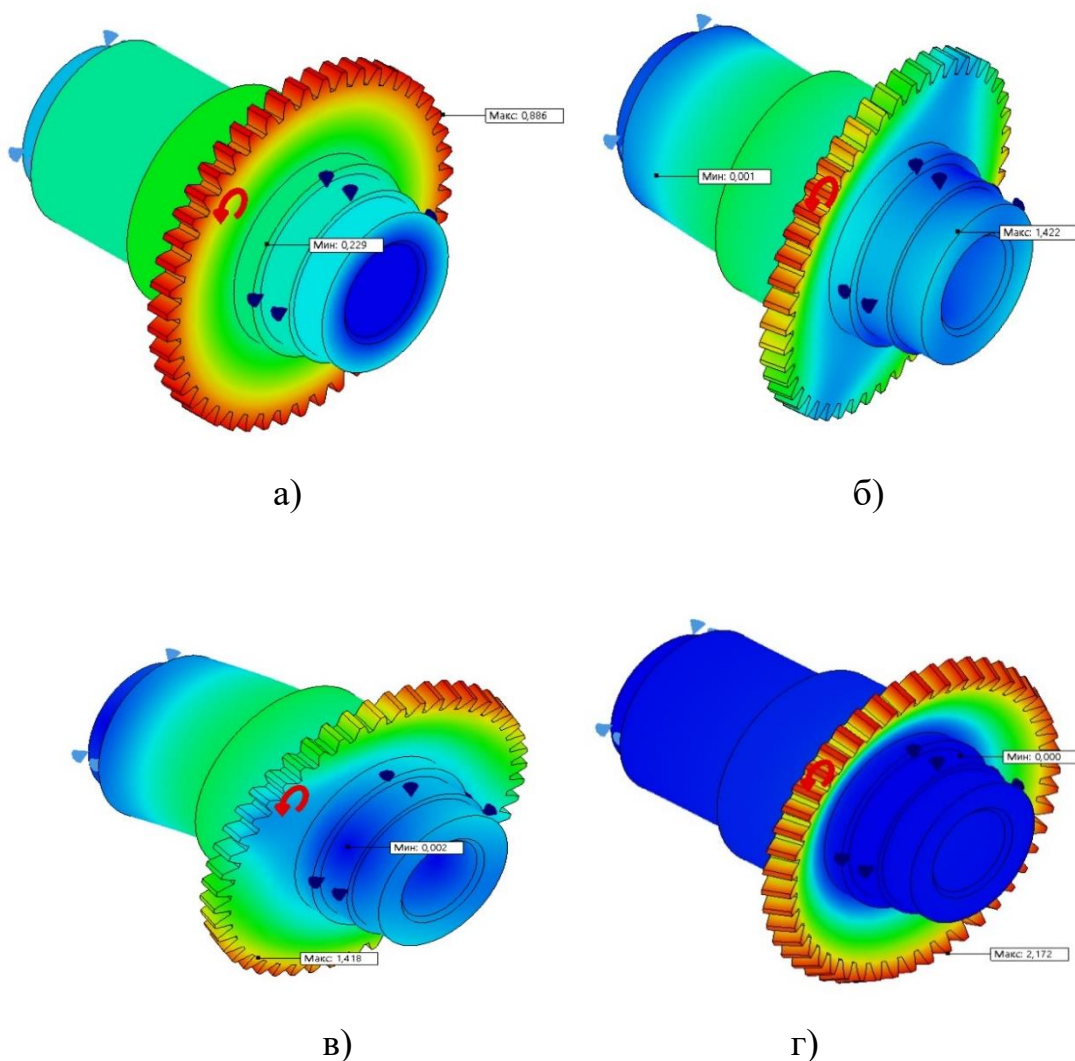
Рисунок 3.3 – Досліджуваний об'єкт

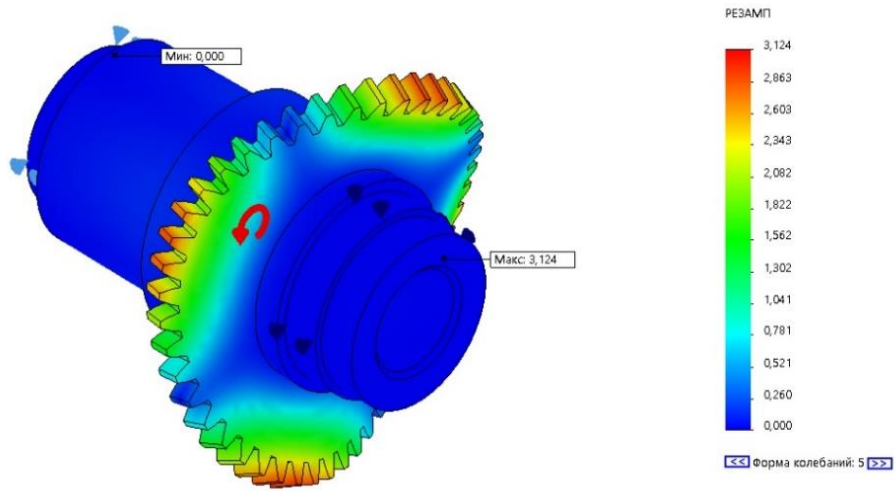
Для вищепроведених частот обертання отримано власні частоти коливання валів. Результати зведено в таблицю

Таблиця 3.2 – Частоти коливань 1-го вала коробки швидкостей

Частота обертання вала, об/хв	1-ша форма власної частоти, Гц	2-га форма власної частоти, Гц	3-тя форма власної частоти, Гц	4-та форма власної частоти, Гц	5-та форма власної частоти, Гц
500	260.12	5810.7	5813	7780.5	8292.3
1000	289.06	5811.6	5813.9	7783.4	8295.9
2000	383.57	5815.3	5817.6	7795.1	8310.4
3000	503.05	5821.4	5823.7	7814.6	8333.5
4000	633.51	5829.9	5832.2	7841.8	8364.1
5000	769.36	5840.7	5842.9	7876.5	8402.1

На рис. 3.4 Показано форми коливань наприкладі частоти 500 об/хв

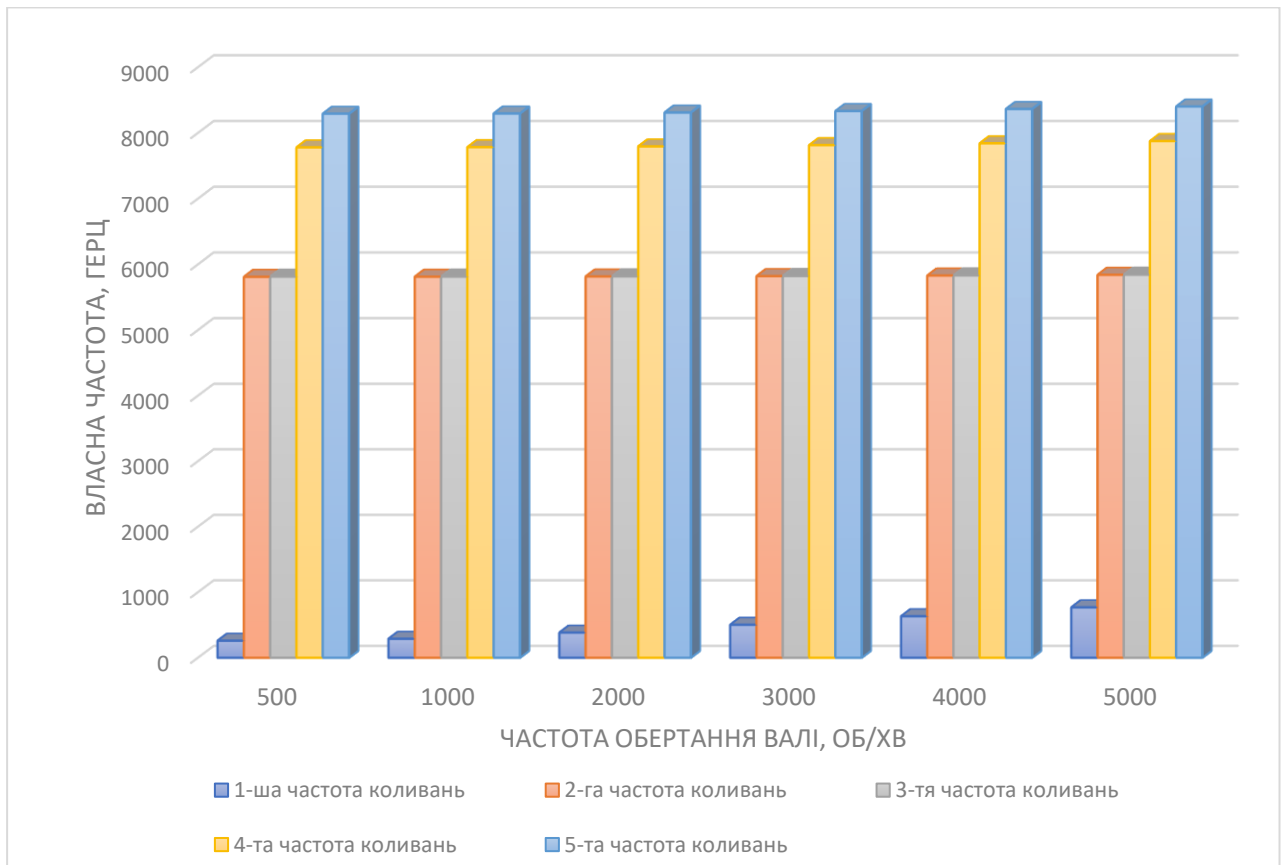




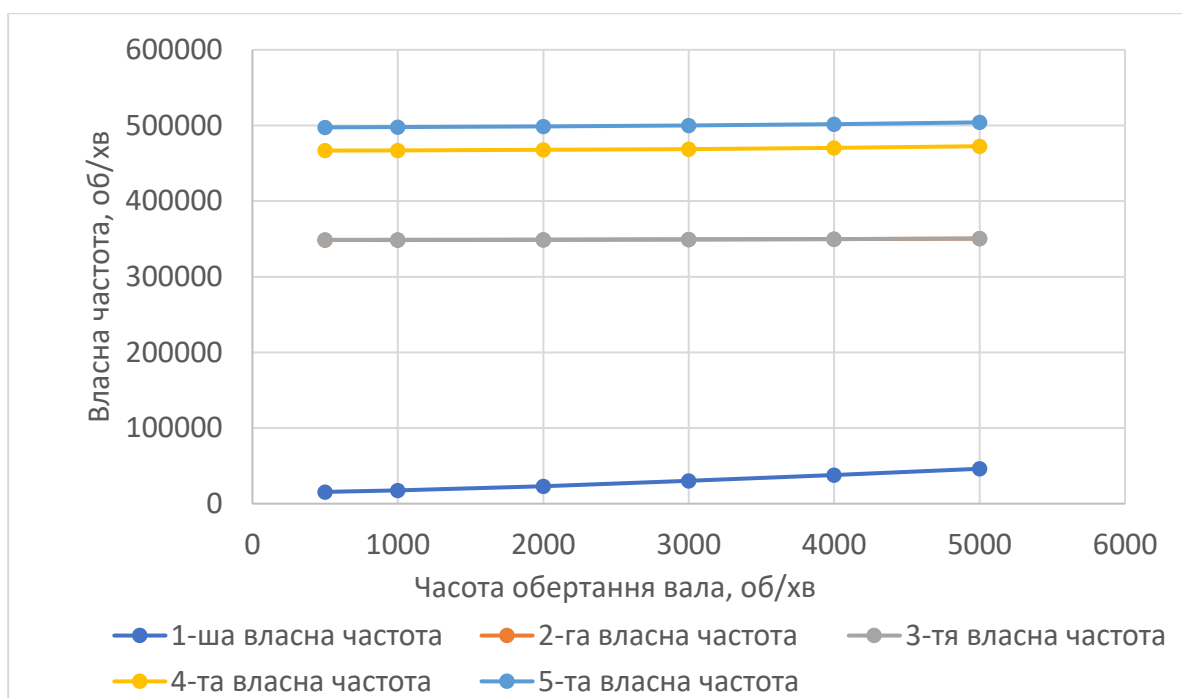
д)

Рисунок 3.4 - Форми коливань 1-го вала коробки швидкостей: а)-д), відповідно від 1-шої до 5-тої форм

Діаграми та графіки форм коливань 2-го вала показано на рис. 3.5



а)



б)

Рисунок 3.5 – Залежності власних частот коливань 1-го вала коробки швидкостей від його частоти обертання: а) діаграма; б) графік

Аналіз форм власних частот коливань (рис. 3.4) та графіків (рис. 3.5) показує, що власні частоти коливань значно вищі (більше ніж на порядок) ніж частота обертання самого вала, що унеможливорює виникнення резонансу.

3.3.2. Дослідження власних частот коливань 2-го вала коробки швидкостей

Дослідження проводили з допомогою програмного продукту Solid Works з використанням SolidWorks Simulation. Для початку задавали початкові умови: матеріали елементів, спосіб кріплення. Досліджували вплив частоти обертання вала на власні частоти коливань. Враховуючи те, що діапазон частот вала від 0 до 6000, а також те, що частоти менше 500 досліджувати не має змісту то задавали частоти обертання вала 1000, 2000, 4000, 6000 та 8000 об/хв. Модель вала показана на рис. 3.6

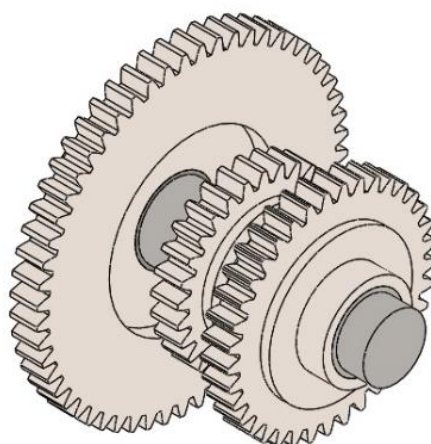


Рисунок 3.6 - Модель валу для проведення досліджень

Система працює за методом кінцевих елементів, створюючи сітку. Початкові дані розбивання подані в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Початкові дані дослідження 1-го валу медом кінцевих елементів

Тип сітки	Використане розбиття	Точки Якобіана	Розмір елемента	Всього вузлів	Всього елементів
Сітка на твердому тілі	Стандартна сітка	4	9.41649 мм	302851	202710

Вигляд досліджуваного об'єкта після розбиття на елементи показано на рис.

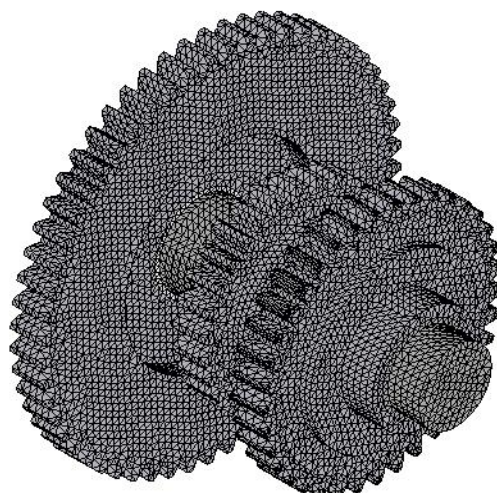


Рисунок 3.7 – Досліджуваний об'єкт

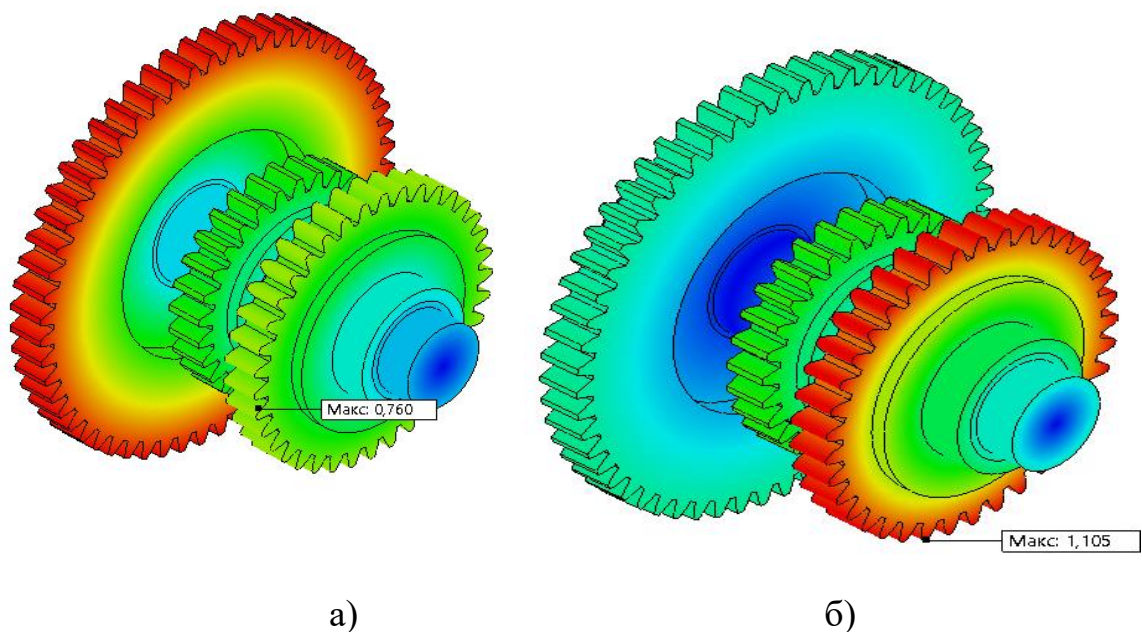
Дослідження проводили для випадку, коли крутний момент передається меншою шестернею на шпиндель, оскільки в такому випадку всі маси знаходяться найближче до середини міжпорної відстані.

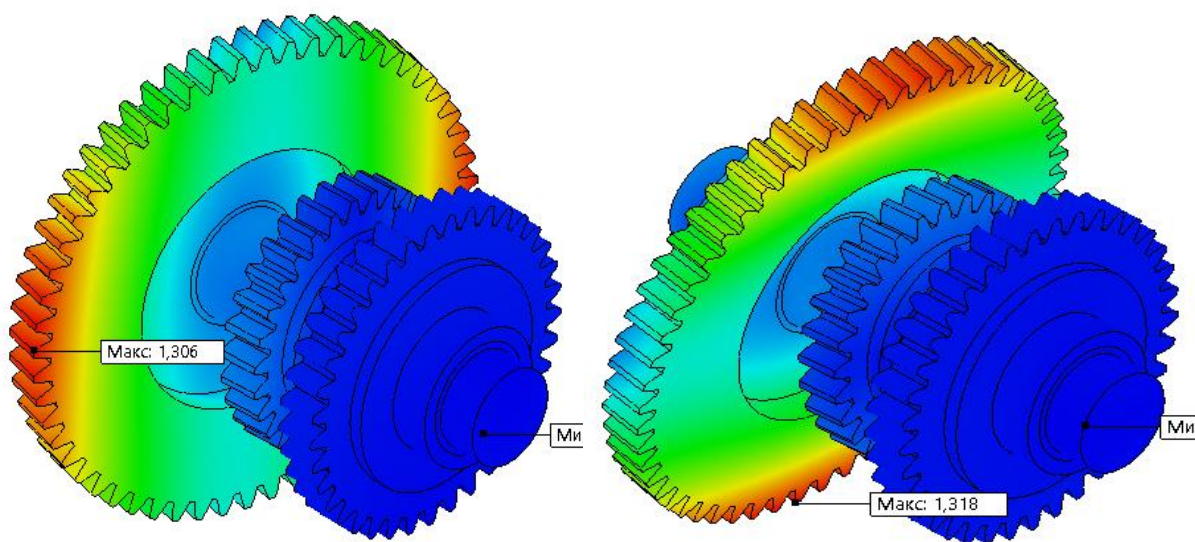
Для вищепроведених частот обертання отримано власні частоти коливання валів. Результати зведено в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Частоти коливань 2-го вала коробки швидкостей

Частота обертання вала, об/хв	1-ша форма власної частоти, Гц	2-га форма власної частоти, Гц	3-тя форма власної частоти, Гц	4-та форма власної частоти, Гц	5-та форма власної частоти, Гц
1000	180,1	1992,7	2101,2	2101,3	3920,7
2000	306.5	2154.7	2272	2272.3	4000.2
4000	612.72	2222.2	2333.7	2334.1	4074.5
6000	918.41	2330.2	2431.6	2432.3	4195.2
8000	1223.4	2473.3	2559.8	2560.8	4309.2

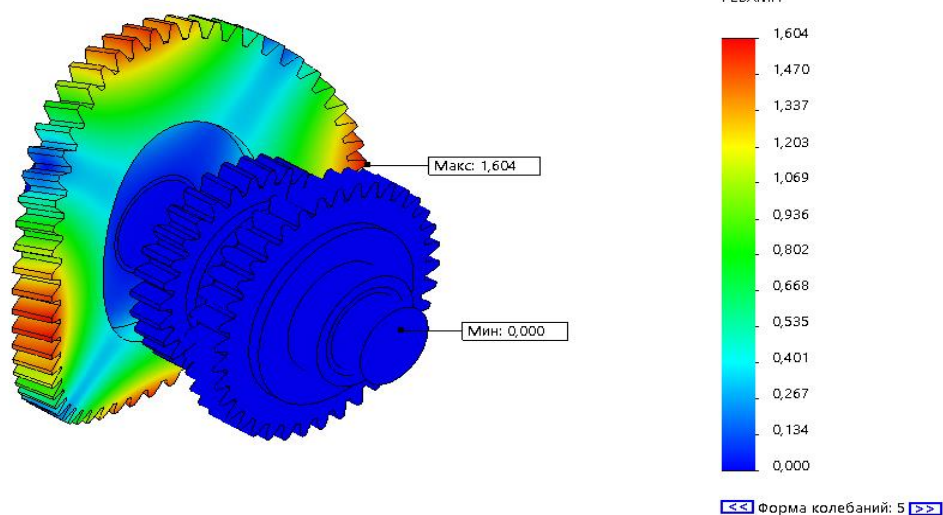
На рис. 3.8 Показано форми коливань наприкладі частоти 6000 об/хв





B)

Г)

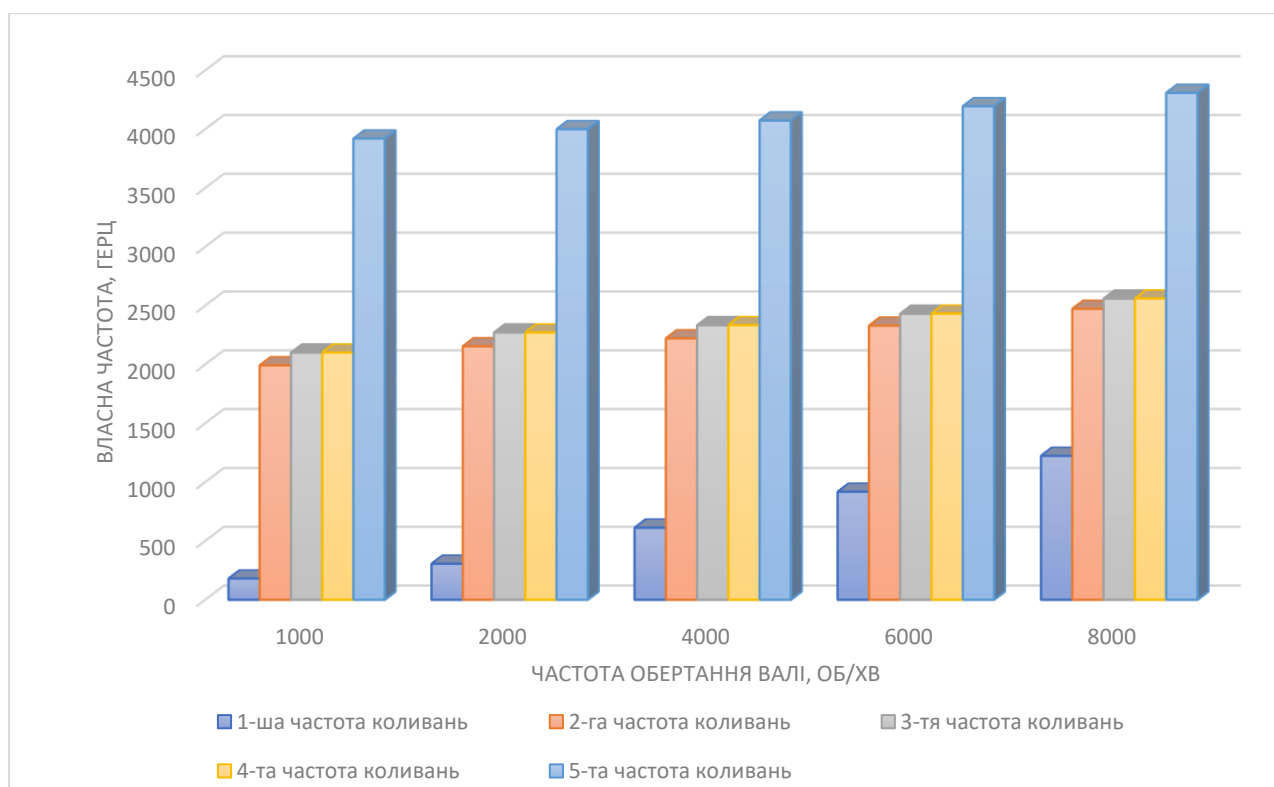


Д)

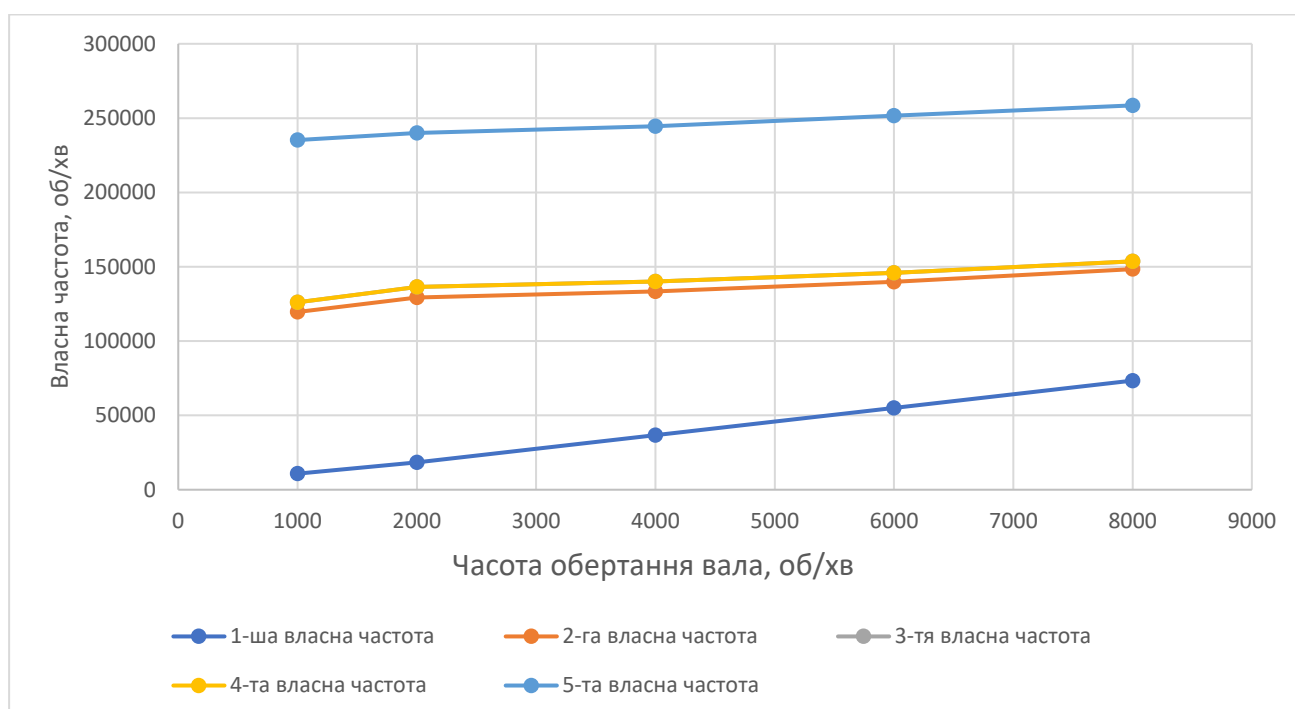
Рисунок 3.8 - Форми коливань 2-го вала коробки швидкостей: а)-д), відповідно від 1-шої до 5-тої форм

Решта форм коливань подано в графічній частині

Діаграми та графіки форм коливань 2-го вала показано на рис.3.9



а)



б)

Рисунок 3.9 – Залежності власних частот коливань 2-го вала коробки швидкостей від його частоти обертання: а) діаграма; б) графік

Аналіз таблиці, а також графіки (рис. показують, що жодна із форм власних частот коливань не співпадає (значно перевищує) частоту обертання вала, що унеможлиблює появу резонансу [31].

3.4. Висновки по розділу

1. На основі проведених досліджень отримано власні частоти коливань валів коробки швидкостей
2. Побудовано графіки залежностей власних частот валів від частоти їх обертання.
3. Отримані власні частоти коливань валів коробки швидкостей значно вищі від частоти їх обертання, що унеможлиблює появу резонансу.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

4.1.1. Проектування робочого місця

Проектований вертикально-фрезерний верстат за своїми функціональними можливостями може застосовуватись в умовах одиничною і серійного виробництва, що потребує використання на робочому місці великого числа операцій, що в свою чергу потребує наявності можливих інструментів та пристроїв, та інвентар для їх зберігання і розміщення.

На рисунку 4.1 поданий план робочого місця робітника для умов серійного виробництва. Верстат з планувальним габаритом 3050×2150×2185 мм лівою стороною розташований до проїзду на відстані 250 мм. З правого боку від верстата розташована капітальна стіна на відстані 2000 мм. Відстань між верстатами складає 2000 мм, а між тильними сторонами верстатів 1500 мм.

Обладнання, що знаходиться на ділянці механічної обробки повинно відповідати вимогам ГОСТ 12. 3. 025-80 "Обработка металлов резанием. Требования безопасности".

Вміст шкідливих речовин у повітрі не повинен перевищувати граничнодопустимих концентрацій (ГДК), які оцінюються в міліграмах на метр кубічний і норм, які вказані в ГОСТ 121005-76 і СН 245-71

Параметри мікроклімату ділянки повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1005-76.

Оптимальна вологість 20.. 70 % при робочій температурі повітря +5...+40 С та висоті рівнем моря від 0...3000 метрів.

Площа робочого місця вертикально-фрезерного верстата:

$$S = \left(2789 + \frac{2000}{2} + \frac{1500}{2} \right) \cdot (2522 + 250 + 2000) \cdot e^{-6} = 53,7 \text{ м}^2$$

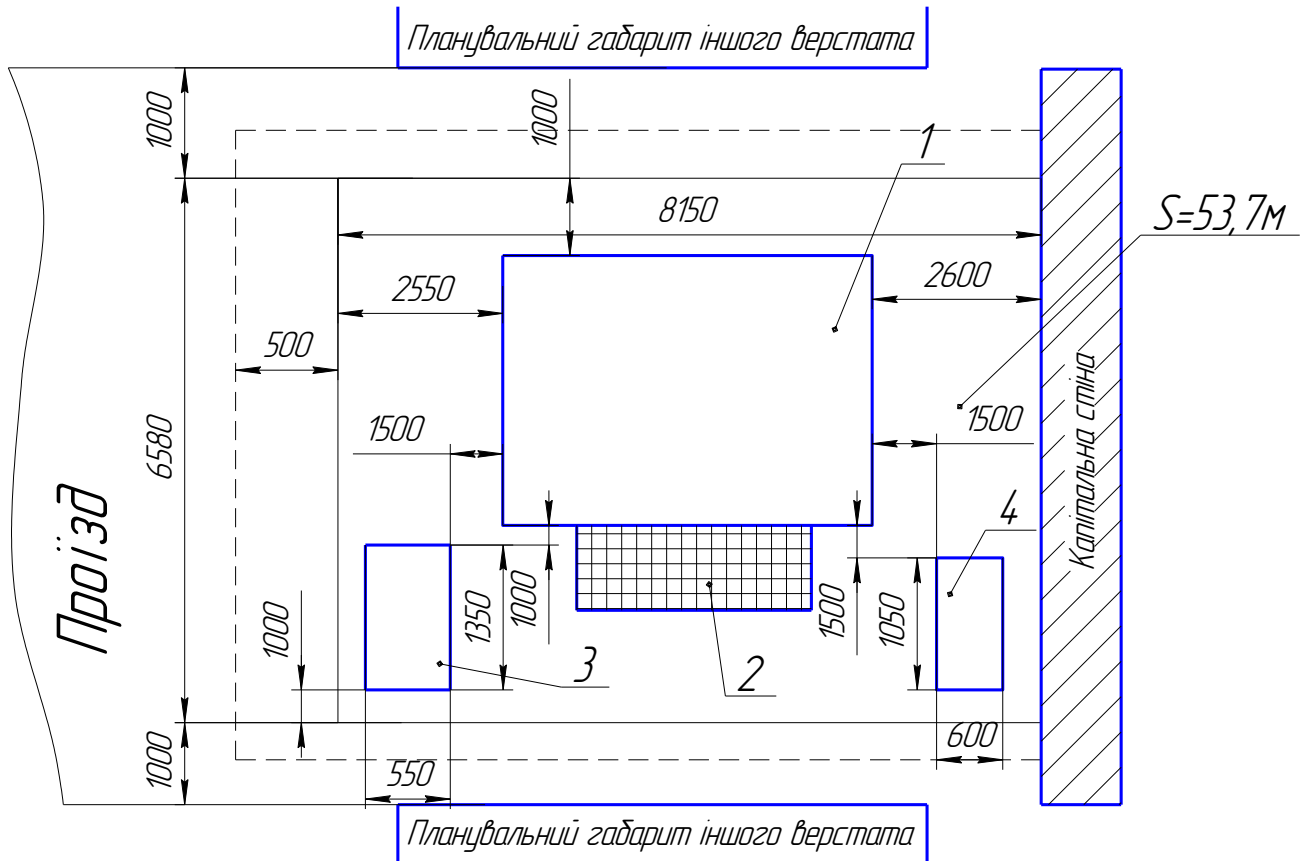


Рисунок 4.1 – План робочого місця фрезерувальника (М 1:50)

1-верстат; 2-решітка для ніг; 3-інструментальна тумбочка;
4-стіл для зберігання деталей;

Швидкість руху повітря — один з факторів, що характеризує мікроклімат приміщення. Швидкість руху повітря повинна бути в межах 0,1.. 0,5 м/с при загальній вентиляції і 0,7.. 2 м/с при місцевій вентиляції.

Загальний рівень звукового тиску в механічних, ремонтних та інструментальних цехах, що створюються металорізальним обладнанням, знаходяться в межах 85 - 100 дБ, а в окремих випадках може досягати значення 105-114 дБ.

Спектр шуму в основному середній і височастотний. Температура в цеху, де знаходиться верстат повинна бути не вище 20° С (відповідно, до вимог експлуатації верстатів даного класу).

4.2. Безпека у надзвичайних ситуаціях

4.2.1 Оцінка стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі ядерного вибуху

В якості показника стійкості інженерно-технічного комплексу об'єкта до впливу ударної хвилі приймається максимальне значення надлишкового тиску, при якому будинок, спорудження й устаткування об'єкта не зазнають руйнувань або зазнають слабких і середніх руйнувань. Це значення надлишкового тиску прийнято вважати межею стійкості об'єкта до ударної хвилі ΔP_{flim} .

Оцінка стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі зводиться до визначення ΔP_{flim} .

Для оцінки вимагаються наступні вихідні дані:

- місце розташування точки прицілювання;
- віддалення об'єкта від точки прицілювання R_r , км;
- очікувана потужність ядерних боєприпасів q , Мт;
- ймовірне максимальне відхилення центра вибухів від точки прицілювання $\Gamma_{\text{отк}}$, км;
- характеристика об'єкта і його елементів.

Оцінка стійкості проводиться в такій послідовності:

I. Визначення максимального значення надлишкового тиску ударної хвилі ΔP_{flim} , очікуваного на об'єкті при ядерному вибуху.

II. Виділення основних елементів на об'єкті (цехів, ділянок виробництва, систем), від яких залежить функціонування об'єкта і випуск необхідної продукції.

Рішення задачі другого етапу доцільно починати з оцінки ролі і значення кожного цеху, ділянки виробництва у функціонуванні підприємства в умовах війни. Для цього необхідно знати специфіку виробництва, обсяг і характер задач воєнного часу, особливості технологічного процесу, структуру виробничих зв'язків, тощо.

На основі аналізу виявляються основні цехи, ділянки виробництва, системи об'єкта, що можуть бути не тільки серед головних, але і серед другорядних і допоміжних елементів. Наприклад, на машинобудівному заводі

основним є: ковальський цех, пресовий цех, складальний цех, підйомно-транспортне устаткування, система енергопостачання, тощо.

III. Оцінка стійкості кожного елемента об'єкта (цеху, ділянки виробництва, систем). Порядок рішення цієї задачі наступні:

1. Виділяються основні елементи цеху, наприклад, будинок цеху, технологічне устаткування, елементи енергопостачання, тощо.

2. На основі вивчення технічної, будівельної документації, зовнішнього огляду і вимірів складаються укрупнені характеристики кожного елемента цеху.

Наприклад, будинок цеху № 1 – промислове з металевим каркасом і бетонним заповненням із площею віконних прорізів – 30 %. Устаткування цеху – середні верстати для холодної обробки металу, тощо.

3. Визначаються ступені руйнування елементів цеху в залежності від надлишкового тиску ударної хвилі. Для цього по додатку для кожного елемента, відповідно до його характеристики, знаходимо надлишкові тиски, при яких елемент одержить слабкі, середні, сильні і повні руйнування. Для наочності і зручності аналізу доцільно в зведеній таблиці оцінки показати ступені руйнування елементів по шкалі залишкових тисків з різним штрихуванням чи кольором на підставі спеціальної методики.

4. Визначається межа стійкості до ударної хвилі кожного елемента - надлишковий тиск, при якому елемент ще зберігається чи одержує такий ступень руйнування, при якому можливе поновлення роботи цеху в короткий термін. Як правило, це може бути при слабких чи середніх руйнуваннях у залежності від типу елемента і можливостей по відновленню його силами об'єкта. Причому, якщо елемент може одержати даний ступінь руйнування у визначеному діапазоні надлишкових тисків, (наприклад, будинок цеху зі збірного залізобетону може одержати середні руйнування при надлишкових тисках 20...30 кПа), то за межу стійкості береться нижня границя діапазону, тобто $\Delta P_{\Phi} = 20$ кПа. При цьому надлишковому тиску елемент у будь-якому випадку одержить не більше ніж середні руйнування.

5. Визначається межа стійкості цеху до ударної хвилі, але мінімальної межі стійкості вхідних у його склад елементів. Так, якщо будинок цеху має межу

стійкості 30 кПа, технологічне устаткування – 60 кПа, комунікації енергопостачання – 20 кПа, то межа стійкості цеху буде 20 кПа, тому що при вийде з ладу енергопостачання і цех тимчасово припинить роботу, хоча будинок і технологічне устаткування істотних ушкоджень не одержить.

Аналогічно проводиться оцінка і визначаються межі стійкості до ударної хвилі інших основних цехів і ділянок виробництва об'єкта.

IV. Визначення межі стійкості об'єкта до впливу ударної хвилі. виробляється по мінімальній межі стійкості вхідних у його склад основних цехів, ділянок виробництва і систем.

V. Висновок про стійкість об'єкта до ударної хвилі.

Порівнюється знайдена межа стійкості об'єкта ΔP_{flim} з очікуваним максимальним значенням надлишкового тиску ΔP_{flim} .

Якщо виявиться, що $\Delta P_{\text{flim}} \geq \Delta P_{\text{fmax}}$, то об'єкт стійкий до ударної хвилі, якщо ж $\Delta P_{\text{flim}} \leq \Delta P_{\text{fmax}}$ – об'єкт не стійкий.

VI. Визначення ступеню руйнування.

Виробляється по таблиці результатів оцінки для елементів об'єкта при ймовірному максимальному значенні надлишкового тиску ΔP_{fmax} і можливому при цьому збитку (відсоток виходу з ладу виробничих площ і устаткування).

VII. Висновки і пропозиції робляться на основі аналізу результатів оцінки стійкості об'єкта по кожному цеху, ділянці й об'єкту в цілому. У них, зокрема, відбиваються: межа стійкості об'єкта; найбільш уразливі елементи об'єкта; характер і ступінь руйнувань, очікуваних на об'єкті від ударної хвилі при максимальному надлишковому тиску і можливий збиток; межа доцільного підвищення стійкості найбільш уразливих елементів об'єкта; пропозиції (заходи) по підвищенню межі стійкості об'єкта до ударної хвилі ядерного вибуху.

При визначенні доцільної межі підвищення стійкості необхідно враховувати важливість цеху (об'єкта) у виробництві продукції, очікуване максимальне значення надлишкового тиску ударної хвилі на об'єкті, характер і ступінь можливого руйнування об'єкта, економічну доцільність. Доцільною межею підвищення стійкості може вважатися значення надлишкового тиску ударної хвилі.

ΔP_{Φ} , що викликає такі ступені і характер руйнувань на об'єкті, при яких відновлення його буде реальним і можливим. Наприклад, якщо основний цех об'єкта при $\Delta P_{\Phi} = 30$ кПа одержить руйнування, при яких випуск продукції не може бути налагоджений, то підвищення стійкості інших елементів об'єкта вище цієї межі недоцільно. Межу стійкості об'єкта необхідно підвищувати до $\Delta P_{\Phi_{max}}$. Однак, якщо прийдеться при цьому підвищувати межі стійкості багатьох елементів, що зажадає значних матеріальних витрат, то доцільну межу необхідно зменшити.

Якщо виявиться, що очікуваний максимальний надлишковий тиск у фронті ударної хвилі $\Delta P_{\Phi_{max}}$ значно більше межі стійкості об'єкта, то це значить, що потрібно відмовитись від проведення заходів щодо підвищення стійкості, тому що підвищення межі навіть на 10 кПа призводить до того, що радіус виходу з ладу об'єкта зменшиться, той же ступінь поразки об'єкта відбудеться при меншій відстані до центру вибуху. Наприклад, підвищення межі стійкості з 20 кПа до 30 кПа при очікуваній потужності боєприпасів $q = 0,5$ Мт зменшує радіус поразки об'єкта при повітряному вибуху з 6 до 4,2 км, то є на 1,8 км (на 30 %), а при наземному на 1,1 км.

Для більшого повного аналізу й оцінки очікуваної обстановки від впливу ударної хвилі доцільно представити обстановку на об'єкті в залежності від ступеня руйнувань. Характер і ступінь очікуваних руйнувань на об'єкті можуть бути визначені для різних дискретних ΔP_{Φ} в інтервалі від значень ΔP_{Φ} , що викликають слабкі руйнування більшості будинків та споруджень, до ΔP_{Φ} , що викликають повні їхні руйнування.

У якості орієнтованих розрахункових можуть прийматися наступні значення ΔP_{Φ} :

- 5, 10, 20, 30, 40 кПа – для підприємств хімічної, нафтопереробної, радіоелектронної, медичної і аналогічних їм галузей промисловості, а також теплових електростанцій;
- 5...60 кПа – для машинобудівної, харчової, металургійної і подібних їм галузей;
- 10...300 кПа – для гірничодобувної, нафтовидобувної і газової

промисловості;

- 10...600 кПа – для об'єктів суднобудівної промисловості та залізничного транспорту;
- 10...2000 кПа – для гідроелектростанції, морських та річкових портів.

Для кожного розрахункового варіанта (для визначеного значення надлишкового тиску ΔP_{ϕ}) складається схема ступеню руйнування будинків і споруджень об'єкта. Вона відбивається на плані об'єкта, де умовними позначками відзначаються ступені руйнувань при розрахунковому варіанті надлишкового тиску.

Аналіз характеру і ступеня руйнувань на об'єкті дозволяє представити загальну обстановку на об'єкті, оцінити можливість виникнення вторинних вражаючих факторів ядерного вибуху і наслідків від їх впливу, розробити конкретні заходи щодо підвищення стійкості елементів і об'єкта в цілому.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Внаслідок аналізу режимів обробки сучасними металорізальними інструментами встановлено необхідні граничні частоти обертання шпинделя та максимальну потужність різання
2. Проведено удосконалення конструкції приводу головного руху верстата, що полягає у заміні приводного електродвигуна, пасової передачі та зубчасто-пасову, заміні опор валів та шпинделя
3. Проведено кінематичний та силовий розрахунок приводу головного руху верстату, на основі якого змінено кінематичну схему, а також перевірено механічні передачі коробки швидкостей на відповідність новим навантаженням.
4. Розроблено 3-D модель коробки швидкостей.
5. Внаслідок проведених досліджень коробки швидкостей отримано власні частоти коливань валів, що є більш ніж на порядок вищі частот їх обертання. Тому резонанс неможливий

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Фрезерные станки ЛФ260МФ3, ЛФ260МФ3-01: руководство по эксплуатации, Львов : 1980. – 58 с.
2. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонетики). – М.:Машиностроение, 1978. – 208с.
3. URL: <http://www.cti-sumy.com.ua/en/news/163-fadal2216fx>
4. URL: <https://mashinform.ru/import/obrabatyvaiushchie-centry/possmill-b-800-obj1732.html>
5. URL: <https://www.haascnc.com/ru/machines/vertical-mills/mold-machines/models/vm-2.html>
6. URL:https://finval.ru/catalog/stanki/tokarno_frezernoe/hwacheon/frezernaya-gruppa-oborudovaniya/vertikalno-frezernye-obrabatyvayushchie-tsenry-s-chpu/ve-sta-660-1000/vesta-660-cts-siemens/
7. URL:<https://cnc.imperija.com/catalog/frezernoe/quaser/mv184.html>
8. URL:<https://cnc.imperija.com/catalog/frezernoe/ares-seiki/rm-600.html>
9. URL:<https://cnc.imperija.com/catalog/frezernoe/buffalo/v-20-22-26-30.html>
10. URL: <http://www.zenitech.ua/uk/metalloobrabatyvayushchie-2/frezernye-stanki-po-metallu-s-chpu-2/vertikalno-frezernyj-tsentri-zenitech-vmc800>
11. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А.И. Кочергин. Мн., Выш. шк., 1991. – 382 с.
12. Разработка кинематических схем приводов главного движения и подачи металлорежущих станков: Методические указания/ Д. Н. Мельниченко, И. Г. Саламахина. - Тирасполь, 2016 -82 с.
13. Дубиняк С. А. Нагорняк С. Г. Дубецький І.Д „Основы кінематичного розрахунку верстатів”, Тернопіль, 1980.
14. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки.: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, -Том 1. - 1965. – 764 с.
15. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, - Т 2. - 1965. – 628 с.

16. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какоило и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2011. — 586 с.; ил.

17. Молодцов В.В. Методы проектирования высокоэффективных металлообрабатывающих станков как мехатронных систем. — Дис.... докт. техн. наук. — М.: МГТУ ім. Баумана, 2016. — 390 с.

18. Глубокий, В.И. Расчет главных приводов станков с ЧПУ: методическое пособие по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов машиностроительных специальностей / В.И. Глубокий, В.И. Туром-ша. — Минск: БНТУ, 2010. — 176 с.

19. Каталог TAEGUTEC: Металлорежущий инструмент и инструментальная оснастка. TAEGUTEC, 2017. — 1627с.

20. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких циліндричних отворів: дис. канд. техн. наук, спец. 05.03.01 / Крупа Володимир Васильович — Тернопіль, 2015. — 185 с.

21. Кривий П.Д. Імовірно-статистичний метод оцінювання впливу глибини різання та подачі на тангенціальну силу різання при точінні / Кривий П.Д., Тимошенко Н.М., Крупа В.В., Дзюра В.О. // Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта : тези допов. Київ, 2019 - С 231-234.

22. Кобельник В.Р. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Каровська О.М. / Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї — наука — виробництво. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції 31 жовтня — 02 листопада 2018 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. — Краматорськ: ДДМА, 2018. — С. 78-79

23. Кривий П.Д. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Крупа В.В., Мимрик Н.П. // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. — Краматорськ : ДДМА, 2019. — № 3 (47). — С.199-206.

24. Каталог Sandvik Coromant: Металлорежущий инструмент и

инструментальная оснастка. Sandvik Coromant, 2018. – 1844с.

25. 1PH4 induction motors SINAMICS S120: Configuration Manual, 2014. – 138 с.

26. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин:- Київ «Вища школа» 1993. – 560с.

27. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 3-е изд., стереотипн. - М.: Машиностроение, 2005. - 416 с.

28. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочнометодическое пособие / Под ред. П.Н. Дунаева. – М.: Машиностроение, 1988. - Т. 1. - 560 с.; Т 2. – 544 с.

29. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.

30. Ванин, В.А. Расчёт и исследование динамических характеристик приводов металлорежущих станков : учеб. пособие / В.А. Ванин, А.Н. Колодин, В.Г. Однолько. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. – 120 с.

31. Любінський М.І. Удосконалення конструкції приводу головного руху вертикально-фрезерного верстату / М.І. Любінський. //Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 25–26 листоп. 2020.) – Тернопіль : ТНТУ, 2020. – С. 90

32. Жидецький В.Ц. Основи охорони праці. Навчальний посібник / Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Мельников О.В.. – Вид. 4-е, доповнене. – Львів: Афіша, 2000. – 350с.

ДОДАТКИ