

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет “Запорізька політехніка”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни “Обладнання для новітніх технологій” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” спеціалізація “Металорізальні верстати та системи” та студентів спеціальності 131 “Прикладна механіка” спеціалізації “Технологія машинобудування” всіх форм навчання.

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни “Обладнання для новітніх технологій” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” спеціалізація “Металорізальні верстати та системи” та студентів спеціальності 131 “Прикладна механіка” спеціалізації “Технологія машинобудування” всіх форм навчання. /Укл. В.В. Солоха.
– Запоріжжя: НУ “ЗП”, 2024. – с. 64

Укладач: В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

Рецензенти: професор, д.т.н. В.В. Циганов

Відповідальний
за випуск М.В. Фролов, доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Металорізальних верстатів та
інструментів”
Протокол №___.
від “ ” 2024

Рекомендовано до видання НМК
машинобудівного факультету
Протокол №___.
від “ ” 2024

ЗМІСТ

Лабораторна робота № 1. Вивчення конструкції приводу головного руху багатоцільового верстата	4
Лабораторна робота № 2. Вибір конструкції кулькової гвинтової передачі багатоцільового верстата	17
Лабораторна робота 3. Вивчення конструкції шпиндельного вузла багатоцільового верстата	26
Лабораторна робота № 4. Вибір параметрів конструкції револьверної головки токарного верстата з ЧПК	36
Додаток А. Таблиця А.1 – Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №1	48
Додаток Б. Характеристики електродвигунів для приводів головного руху	49
Додаток В. Таблиця А.1 - Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №2	51
Додаток Г. Основні параметри кулькових гвинтових передач	52
Додаток Д. Максимальні довжини ходових гвинтів для класів точності	54
Додаток Е. Таблиця Е.1 - Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №3	55
Додаток Є. Таблиця Є.1 - Параметри дискових пружин (DIN 2093)	56
Додаток Ж. Розміри кінців шпинделів з конусом	58
Додаток З. Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №4	59
Додаток И. Параметри дискових пружин (DIN 2093)	61
Додаток І. Класифікація за оброблюваністю деяких матеріалів	62
Додаток Ї. Параметри зубчастих вінців муфти Хірта	63

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ВЕРСТАТА

1.1 Мета роботи

Метою роботи є ознайомлення з конструкцією приводу багатоцільового верстата з ЧПК.

1.2 Зміст роботи

- Ознайомитися з типами електродвигунів, що використовуються в приводах багатоцільових верстатах.
- Вивчити конструкції приводу головного руху багатоцільового верстата з ЧПК.
- Вивчити конструкцію планетарного редуктора, що застосовується в приводах головного руху багатоцільового верстата.

1.3 Обладнання та інструмент

- Багатоцільовий верстат.
- Привід головного руху.

1.4 Приводи верстатів з ЧПК

Приводи верстатів забезпечують всі виконавчі рухи верстатів. В залежності від створюваного виконавчого руху приводи поділяють на приводи головного руху, приводи подачі, приводи встановлювальних рухів, приводи допоміжних рухів. Кожен вид приводу характеризується швидкістю руху, діапазоном швидкостей, який він забезпечує, можливістю і дискретністю регулювання швидкості, точністю переміщення, що забезпечується приводом, характером руху виконавчого органу, видом, характером і величиною навантаження на виконавчий орган і елементи приводу. Для створення виконавчих рухів у верстатах з ЧПК використовуються електричні, гідравлічні та пневматичні приводи.

В верстатобудуванні, особливо будуванні верстатів з ЧПК, переважне використання мають двигуни змінного струму (синхронні і асинхронні) і цифрові перетворювачі (інвертори) з векторним керуванням. Цифрові приводи з двигунами змінного струму витіснили аналогові приводи з двигунами постійного струму, але між ними збереглася принципова подібність.

На зміну приводу координатних рухів з високомоментним двигуном постійного струму прийшов привід з **синхронним двигуном** зі збудженням від постійних магнітів, який має подібну швидкісну характеристику (рис. 1.1), та здатний забезпечувати багаторазове перевищення моменту (піковий момент). Величина пікового моменту - одна з основних характеристик приводу осі, що забезпечує динамічні властивості приводу. Безколекторні синхронні двигуни більш надійні і довговічні, ніж колекторні. Робота синхронних двигунів характеризується постійністю моменту навантаження в широких межах діапазона регулювання частоти обертання. Датчики обертання, вбудовані в конструкцію двигуна вимірюють положення і швидкість вала.

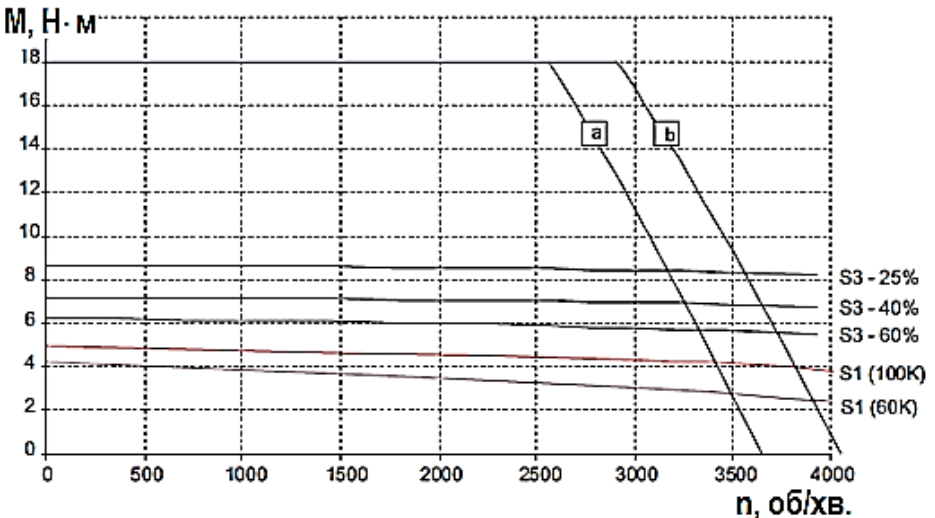


Рисунок 1.1 - Типова характеристика швидкість/момент синхронного електродвигуна зі збудженням постійними магнітами з рідкоземельного магнітного матеріалу, які використовуються в приводах подачі верстатів з ЧПК (електродвигун 1FT6044-AF71). (a, b лінії максимального моменту, зумовлені системою перетворювач/двигун)

Асинхронний двигун, що замінив в приводі головного руху (рух шпинделя) двигун постійного струму з незалежним збудженням, забезпечує, як і його попередник, роботу в двозонному режимі (постійний момент - постійна потужність) з необхідними силовими характеристиками для широкого діапазону частот обертання. Але за

рахунок відсутності щіткового пристрою та колектора виграє в надійності, довговічності, зручності обслуговування.

Електродвигун приводу головного руху повинен забезпечувати високу частоту обертання та відносно невелике, але тривале перевантаження по потужності (наприклад, 150% в режимі S6). Типова швидкісна характеристика асинхронного електродвигуна наведена на рис. 1.2.

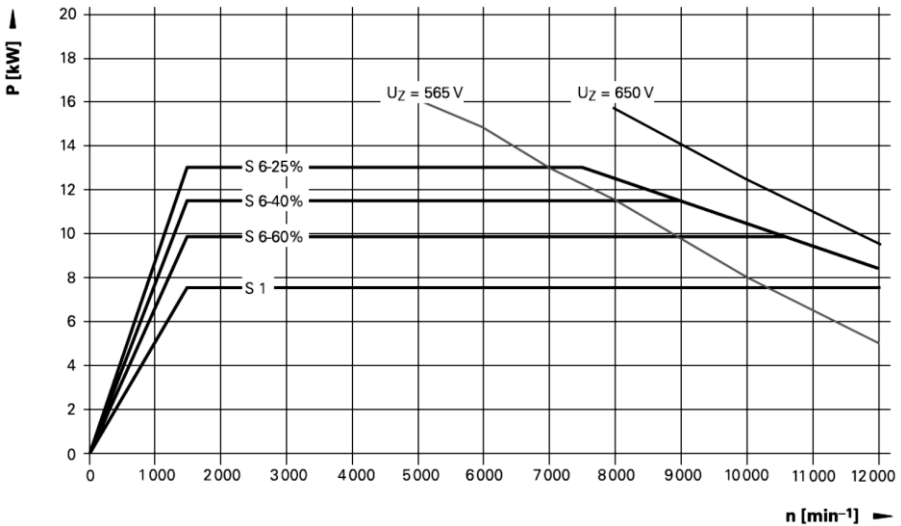


Рисунок 1.2- Типова характеристика швидкість - потужність асинхронного електродвигуна, що використовується в приводах головного руху верстатів з ЧПК

Сучасний частотно-регульований електропривод складається з асинхронного або синхронного електричного двигуна (М) і перетворювача частоти (ПЧ) (рис. 1.3).

Електричний двигун перетворює електричну енергію в механічну і приводить в рух виконавчий орган (ВО) технологічного механізму.

Перетворювач частоти керує електричним двигуном і являє собою електронний статичний пристрій. На виході перетворювача формується електрична напруга зі змінними амплітудою і частотою.

Назва «частотно-регульований електропривод» обумовлено тим, що регулювання швидкості обертання двигуна здійснюється зміною частоти напруги живлення, що подається на двигун від перетворювача частоти.

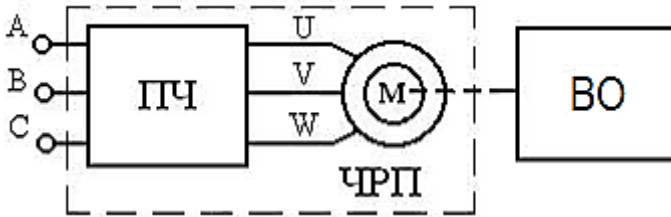


Рисунок 1.3 - Схема взаємодії двигуна та перетворювача частоти

Регулювання швидкості асинхронного двигуна зміною частоти напруги, що підводиться до статора можливе як убік зниження швидкості, так й убік збільшення швидкості вище номінальної. При регулюванні частоти вниз від номінальної (рис. 1.2) можна вибрати такий закон частотного керування (співвідношення між частотою й амплітудою напруги живлення, що підводиться до статора асинхронного двигуна), що магнітний потік машини буде підтримуватися незмінним. У цьому випадку максимальний момент двигуна зберігається незмінним, і в такий спосіб забезпечується сталість перевантажувальної здатності у всьому діапазоні регулювання за незмінного моменту навантаження. При регулюванні частоти понад номінальну, що можливо в перетворювачів частоти із проміжним контуром постійного струму, має місце режим зниження магнітного потоку двигуна зі збереженням сталої потужності, оскільки амплітуда напруги залишається незмінною на рівні її номінального значення.

Векторне управління дозволяє істотно збільшити діапазон управління, точність регулювання, підвищити швидкодію електроприводу. Цей метод забезпечує безпосереднє управління обертанням двигуна.

Обертовий момент визначається струмом статора, який створює збудливе магнітне поле. Для безпосереднього управління моментом необхідно змінювати крім амплітуди і фазу статорного струму, тобто вектор струму. Цим і обумовлений термін «векторне управління».

Для управління вектором струму, а, отже, положенням магнітного потоку статора щодо обертового ротора потрібно знати точне положення ротора в будь-який момент часу. Завдання вирішується або за допомогою виносного датчика положення ротора, або визначенням положення ротора шляхом обчислень за іншими параметрами двигуна. В якості цих параметрів використовуються

струми і напруги статорних обмоток. В приводах сучасних верстатів з ЧПК використовується перший спосіб, тобто в конструкцію електродвигуна вбудовується датчик положення ротора. Цей датчик часто використовується як датчик обертової осі С, що спрощує систему керування верстатом.

Векторне управління з датчиком зворотного зв'язку за швидкістю забезпечує діапазон регулювання до 1:1000 і вище, точність регулювання за швидкістю - соті частки відсотка, точність за моментом - одиниці відсотків.

У синхронному частотно-регульованому приводі застосовуються ті самі методи управління, що і в асинхронному.

Моментні двигуни (torque motor) (рис. 1.4). Для виконання ділильних, установлювальних, допоміжних та інших видів рухів в верстатах з ЧПК використовуються моментні електродвигуни.

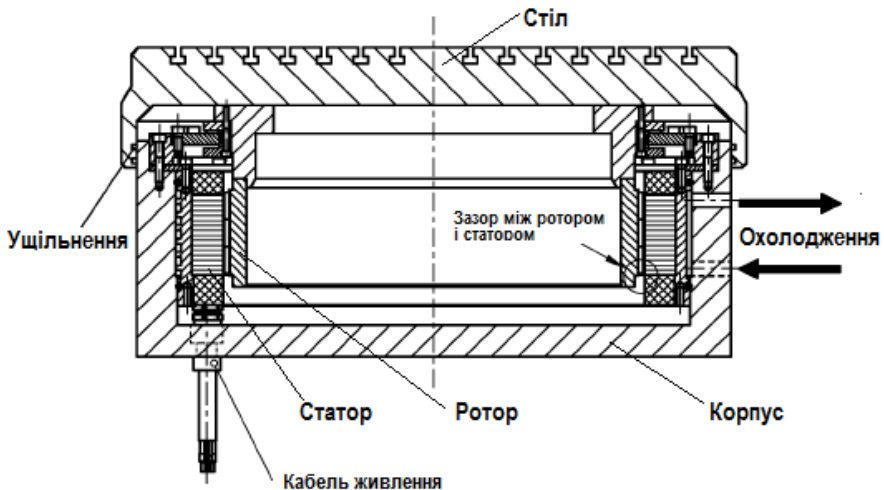


Рисунок 1.4 – Приклад використання моментного електродвигуна

Вбудовані моментні електродвигуни - це трифазні синхронні електродвигуни з ротором у вигляді короткого порожнистого валу, з великою кількістю полюсів збудження постійними магнітами і водяним охолодженням двигуна через водяний радіатор. Для повного модуля привода додатково необхідні підшипник і датчик кутових переміщень.

Моментні електродвигуни характеризуються великими діаметральними розмірами в порівнянні з осьовими. Статор електродвигуна закріплюється, передбаченими для цього отворами, до нерухомого корпусу, а ротор – до елемента, наприклад стола, якому забезпечується обертовий рух.

Вбудовані моментні електродвигуни можуть використовуватися як прямий привід для такого обладнання:

- агрегатні верстати, поворотні столи, осі гойдання;
- кругові осі (вісь А, В, С для 5-ти осьових обробних верстатів);
- револьверний блок і барабанний блок для одно- і багатшпиндельних верстатів;
- динамічні магазини інструменту;
- токарний шпиндель у фрезерних верстатах.

Швидкісна характеристика моментних електродвигунів (рис. 1.5) подібна до характеристики синхронних двигунів. Вони забезпечують високі моменти з мінімальною пульсацією. Вбудовані моментні електродвигуни, особливо для середніх і великих моментів, мають знижену номінальну частоту.

1.5 Приводи головного руху верстатів з ЧПК

Головний рух в верстатах – це найчастіше обертальний рух інструмента або заготовки, інколи – поступальний рух, наприклад в стругальних чи довбальних верстатах. В приводах головного руху верстатів з ЧПК використовуються електроприводи, які включають в себе систему живлення електродвигуна, сам електродвигун, механічну систему та виконавчий орган, найчастіше у вигляді шпинделя. Основним типом приводного електродвигуна в верстатах з ЧПК є асинхронні електродвигуни, рідше використовуються синхронні електродвигуни та електродвигуни постійного струму.

Конструкція приводу верстата визначається в залежності від швидкісного режиму шпинделя, потужності різання, частоти перемикання режимів, можливості використання шпинделя як обертової осі.

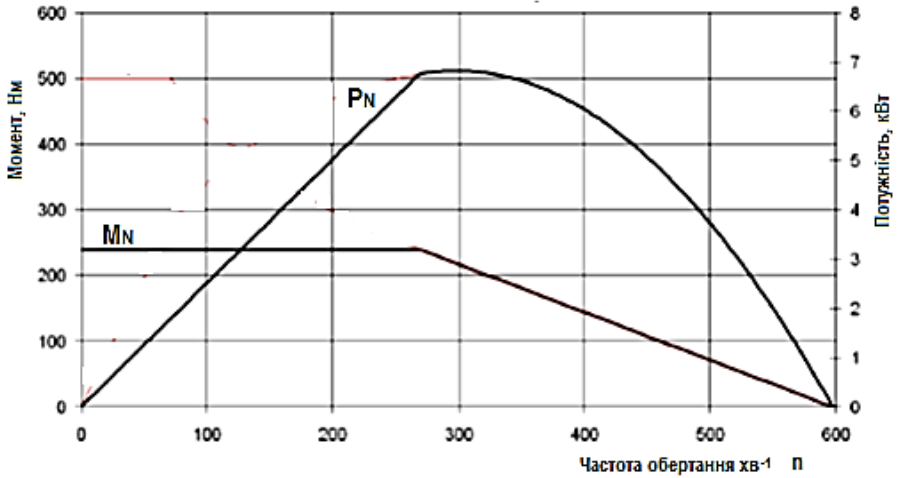


Рисунок 1.5 - Характеристика швидкість/момент моментного електродвигуна MST210E-0027-F

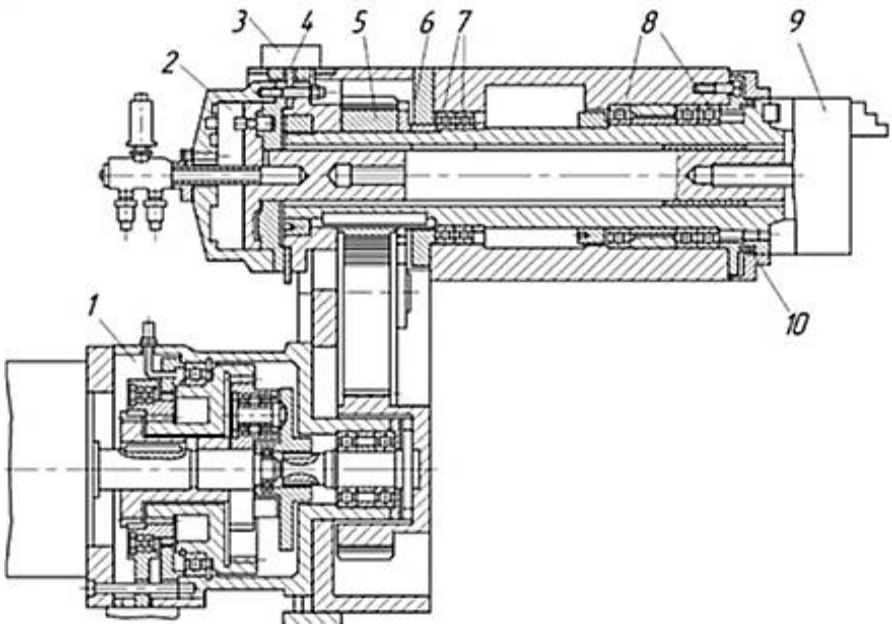


Рисунок 1.6 – Привід головного руху верстата з планетарним редуктором та пасовою передачею

Найбільш поширеними в сучасних верстатах з ЧПК є такі конструкції приводів:

- з електродвигуном розміщеним на основі верстата, планетарним редуктором та пасовою передачею на шпиндель (рис. 1.6);
- з електродвигуном розміщеним на основі верстата та пасовою передачею на шпиндель (рис. 1.7);
- з електродвигуном вбудованим в конструкцію шпиндельного вузла співвісно шпинделю (з моторшпинделем) (рис. 1.8).

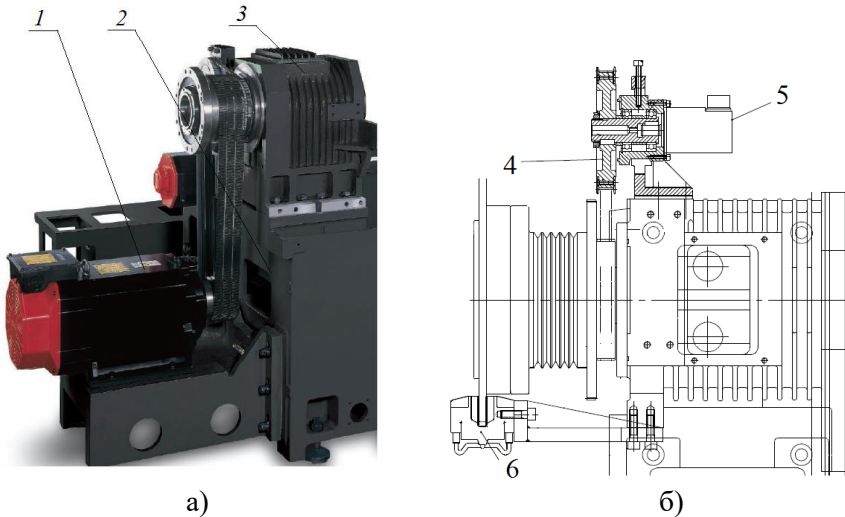


Рисунок 1.7 – Шпиндельний вузол з пасовим приводом та датчиком осі С

Перший варіант приводу застосовується переважно в конструкції токарних, рідше фрезерних верстатів, для обробки деталей широкої номенклатури, на яких поєднують чистову обробку деталей з попередньою обробкою зі значними перетинами зрізів, коли частота обертання може бути не висока, а споживана потужність значна. Використання в приводі двошвидкісного планетарного редуктора (рис. 1.6, поз.1), що забезпечує передавальні відношення 1:1 та 1:4, дає можливість розширити діапазон регулювання приводу в режимі постійної потужності в бік низьких частот до чотирьох разів (рис. 1.9,а) і, як наслідок, можливість обробки заготовок з повною потужністю. Від планетарного редуктора пасовою передачею 5 рух передається на шпиндель 9.

Варіант приводу лише з пасовою передачею без застосування редуктора використовується в верстатах для високопродуктивної обробки. Для виконання робіт з нарізуванням різі та обробки інструментом з приводом від револьверної головки, наприклад фрезерування, використовується датчик положення 5 (рис. 1.7, б) за віссю С, який встановлюється на шпindelній бабці і пов'язаний зі шпинделем зубчато-пасовою передачею 4. Швидкісна характеристика такого приводу показана на рис. 1.9, б) Конструкція з вбудованим електродвигуном в шпindelний вузол (рис. 1.8) застосовується в верстатах для швидкісного різання. Ротор електродвигуна 3 запресовується на шпindel 4, а статор 2 закріплюється в корпусі шпindelного вузла 8. Шпindel встановлений на швидкохідні підшипники. В передній опорі 5, яка несе основне навантаження від сил різання, встановлюється від 2 до 4 підшипників, що сприймають радіальне і осьове навантаження. Для охолодження корпусу шпindelного вузла через кожух прокачується охолоджуюча рідина.

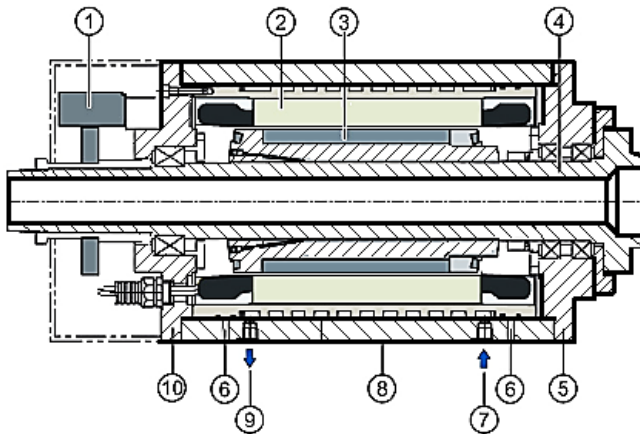


Рисунок 1.8 - Привід головного руху верстата з вбудованим електродвигуном

В конструкції приводу з вбудованим електродвигуном (моторшпинделем) функції датчика осі С виконує датчик 1 (рис. 1.8), що контролює положення ротора електродвигуна.

Діаграми потужності та крутного моменту для приводів з планетарним редуктором та пасовою передачею на прикладі вертикального обробного центру **MCFV 1260** компанія TAJMAC-ZPS

наведено на рис. 1.9. Для приводу з вбудованим електродвигуном діаграма подібна до діаграми наведеної на рис. 1.2.

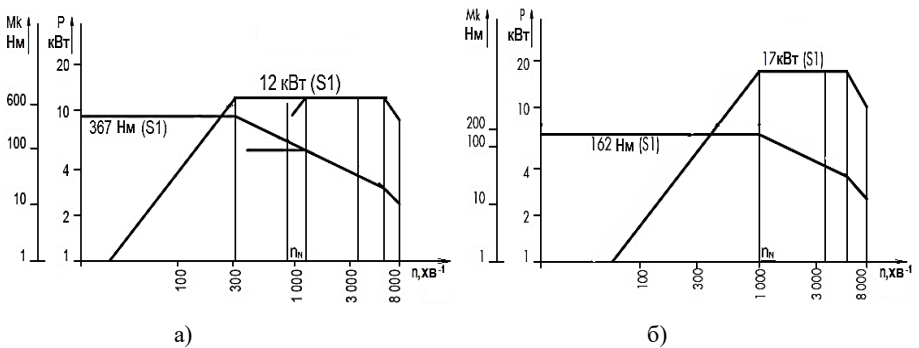


Рисунок 1.9 – Діаграми потужності та моменту для різних варіантів приводу: а – привід з планетарним редуктором та пасовою передачею; б – привід з пасовою передачею

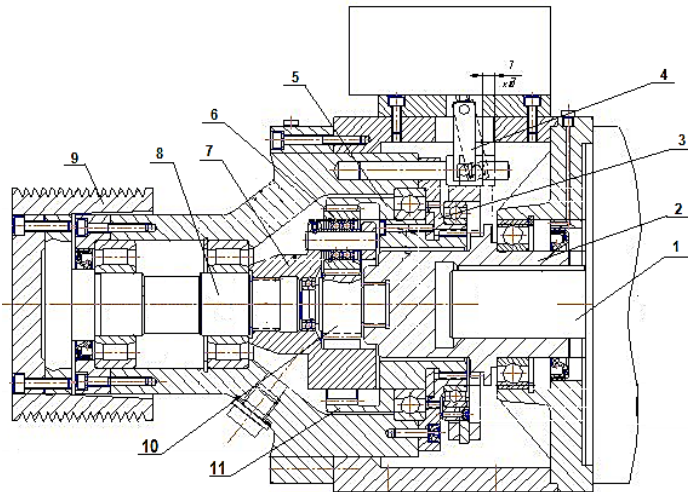


Рисунок 1.10 – Планетарний двоступеневий редуктор

Планетарні редуктори (рис. 1.10) для приводів (рис. 1.6) передбачають можливість встановлення безпосередньо на валу електродвигуна 1 з центруванням по його фланцю. 3 вала електродвигуна обертання передається на вал 2 редуктора, який має зовнішній та внутрішній зубчасті вінці. Муфта 3 важелем 4 може

перемикатися в ліве або праве положення. В лівому положенні зовнішній зубчастий вінець муфти входить в зачеплення з внутрішнім вінцем, закріпленим нерухомо на корпусі редуктора. Обертання від вала електродвигуна буде передаватися через вал 2 і центральне зубчасте колесо 10. Сателітні колеса 6, закріплені на водилі, обкочуються по нерухомому зубчастому колесу з внутрішнім зачепленням 5 та передають обертання на вихідний вал редуктора 8, на якому закріплюється шків пасової передачі. Передавальне відношення редуктора за такого вмикання дорівнює $1:4$. Замиканням муфти вправо, зовнішній вінець зубчастого колеса 5 з'єднується з зовнішнім вінцем валу 2 і оберти передаються безпосередньо з вала 2 на вихідний вал редуктора 8 з передавальним відношенням $1:1$. Пермикання муфти здійснюється соленоїдом за командами від системи керування верстатом.

Вибираючи потужність електродвигуна приводу головного руху без використання редуктора слід враховувати особливості регулювання електродвигуна (див. рис. 1.2). Повна потужність зберігається лише в діапазоні частот від номінальної до максимальної. Зі зниженням частоти нижче номінальної потужність двигуна падає. Тому в верстатах, приводи головного руху яких не мають редукторів, потужність електродвигуна береться більшою, ніж в верстатах з редуктором (див. рис. 1.9).

1.6 Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з типами електродвигунів, що використовуються в приводах металообробних верстатів з ЧПК. Вивчити способи регулювання частоти обертання двигунів та їхні швидкісні характеристики.
2. Вивчити основні конструкції приводів головного руху багатоцільових верстатів з ЧПК: з асинхронним електродвигуном, планетарним редуктором та пасовою передачею; з асинхронним електродвигуном та пасовою передачею; з вбудованим електродвигуном (мотор-шпинделем).
3. Вибрати конструкцію приводу головного руху багатоцільового верстата з ЧПК для виконання поставленої задачі (див. табл. А1 варіантів). Мінімальну частоту визначати за умови роботи з максимальним діаметром заготовки чи інструмента на

мінімальній швидкості, а максимальну – в роботі з максимальною швидкістю і мінімальним діаметром інструмента чи заготовки. В таблиці зазначена потужність різання, яка має забезпечуватися на мінімальній частоті. Характеристики деяких електродвигунів наведені в додатку Б.

1.7 Зміст звіту

Звіт за лабораторною роботою повинен включати:

- Розрахунок параметрів приводу за вказаними даними.
- Обґрунтування вибору конструкції приводу головного руху.
- Схему вибраної конструкції приводу головного руху.
- Характеристику швидкість/потужність для обраного приводу.

1.8 Контрольні питання

1. В чому полягає принцип векторного керування двигуном змінного струму?
2. Як здійснюється керування асинхронним електродвигуном?
3. Які особливості конструкції та область застосування вбудованих моментних двигунів?
4. В яких умовах доцільно використовувати в приводі головного руху верстата планетарний редуктор?
5. В яких умовах доцільно використовувати в приводі головного руху верстата вбудований електродвигун (мотор-шпиндель)?
6. Як здійснюється перемикання швидкостей в планетарному редукторі?
7. З якою метою в конструкції шпиндельного вузла встановлюється датчик (див. рис. 1.7)?

1.9 Рекомендована література

1. Обладнання для новітніх технологій [Текст]: навчальний посібник / В.В. Солоха, Л.Й. Іщенко, І.А. Бойко, В.Ю. Коцюба, В.Л. Карнаух. – Запоріжжя: ПАТ «Мотор Січ», 2020. – 210 с.

2. HEIDENHAIN. Motors for Axis and Spindle Drives. Information for the Machine Tool Builder. 208893-2M Printed in Germany, 2013. – 44 p. www.heidenhain.de

3. Motion Control SINUMERIK 840. Equipment for Machine Tools. Catalog NC 62 2016. Printed in Germany © Siemens AG 2016.- 724 p. (www.siemens.com/automation).

4. GE Fanuc Automation. AC Spindle Motor Alpha Series. Parameter Manual. B-65152EN/03, FANUC LTD, Printed in Japan. –236 p.

5. Rexroth IndraDyn T. Synchronous Torque Motors. Project Planning Manual. 5 Edition. 2008. - Printed in Germany © Bosch Rexroth AG.–264p. (www.boschrexroth.com).

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ КУЛЬКОВОЇ ГВИНТОВОЇ ПЕРЕДАЧІ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ВЕРСТАТА

2.1 Мета роботи

Метою роботи є ознайомлення з принципами вибору конструкції кулькової гвинтової передачі багатоцільового верстата з ЧПК.

2.2 Зміст роботи

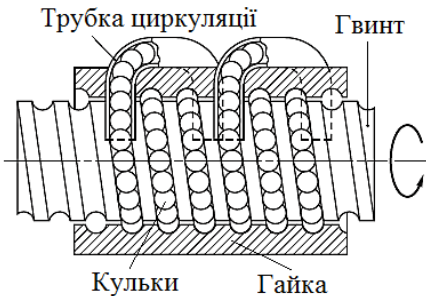
- Ознайомитися з конструкціями кулькових гвинтових передач, що використовуються в приводах подач багатоцільових верстатів.
- Ознайомитися зі схемами установалення гвинтів в опорах.
- Вибрати тип кулькової гвинтової передачі, геометричні параметри гвинта та схему закріплення гвинта в опорах для конкретного приводу лінійного переміщення багатоцільового верстата.

2.3 Обладнання та інструмент

- Багатоцільовий верстат.
- Кулькова гвинтова передача.

2.4 Кулькові гвинтові передачі приводів подач верстатів з ЧПК

Гвинтові передачі кочення є одним з основних видів тягових пристроїв металорізальних верстатів, для верстатів з ЧПК практично основний вид тягового пристрою. Вони застосовуються в приводах подач та координатних переміщень верстатів.



Рисунк 2.1 – Схема кулькової гвинтової передачі

Кулькова гвинтова передача (рис.2.1) складається з гвинта, гайки, комплексу кульок та каналу повернення, який забезпечує циркуляцію

кульок. Канал повернення з'єднує перший та останній або проміжний витки гайки.

Кулькові гвинтові передачі виконуються без попереднього натягу та з попереднім натягом. В металорізальних верстатах використовуються передачі з попереднім натягом, що забезпечує високу точність робочих ходів та встановлювальних переміщень. Попередній натяг в кульковій гвинтовій передачі – це попередньо прикладене навантаження між тілами кочення та профілями канавок гвинта та гайки. Для металорізальних верстатів, що працюють на середніх та високих швидкостях, величину попереднього натягу доцільно вибирати в межах $(3,5 - 7,5)\%$ від допустимого динамічного навантаження.

Конструктивно кульковий гвинтовий привід багатоцільового верстата рис. 2.2 складається з приводного електродвигуна 1, який через безззорну муфту 2 з високою крутильною жорсткістю передає рух на гвинт 6 кулькової передачі. Корпус гайки 5 закріплений на виконавчому органі верстата, що здійснює поступальний рух. На корпусі передньої опори 3 та задньої опори 8 закріплені демпфуючі упори 4 та 7 відповідно. В залежності від призначення гвинтової передачі, прикладеного навантаження, вимог до швидкохідності можливі декілька варіантів встановлення ходового гвинта в опорах:

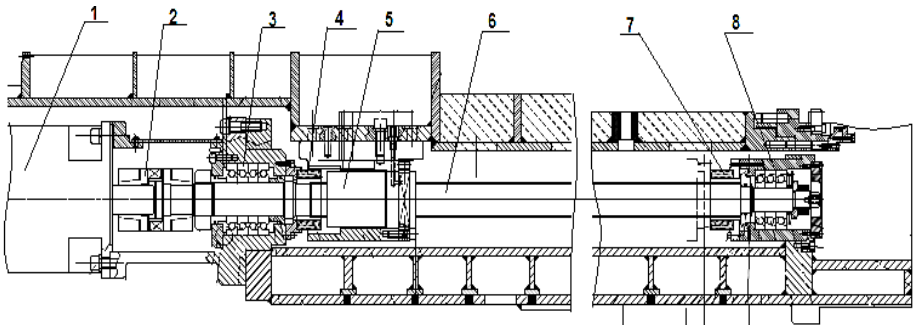


Рисунок 2.2 – Конструкція приводу з кульковою гвинтовою передачею

- передня опора сприймає радіальне та осьове навантаження, а задній кінець гвинта вільний (рис. 2.3). Тут і далі під передньою опорою будемо розуміти опору, розміщену поруч з приводним двигуном;

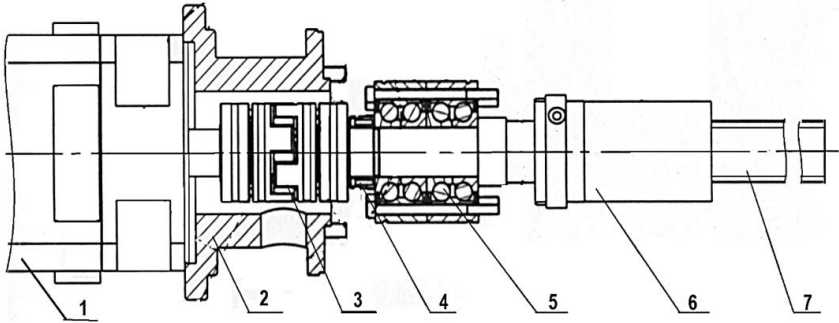
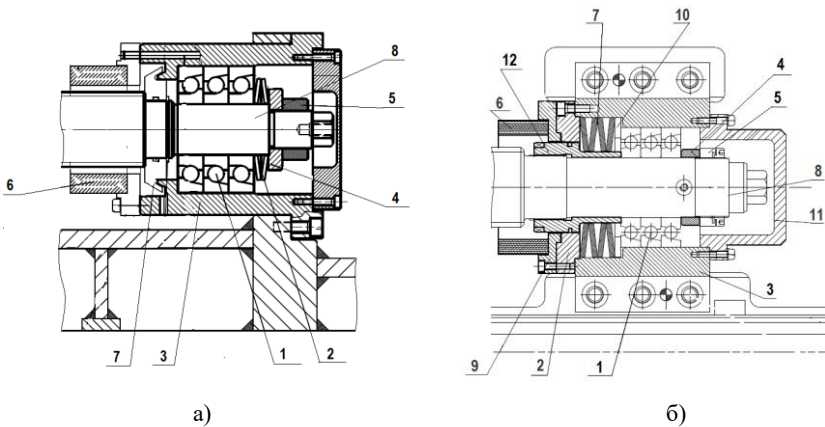


Рисунок 2.3 – Привід з вільним кінцем ходового гвинта

- передня опора сприймає радіальне та осьове навантаження, а задня опора тільки радіальне (рис. 2.4, а);
- передня і задня опори сприймають радіальне та осьове навантаження (рис. 2.2).



а)

б)

Рисунок 2.4 – Задня опора ходового гвинта: а - без осьової фіксації, б – з осьовою фіксацією

Схема встановлення гвинта в опорах впливає на подовжню стійкість (вигин) кулькового ходового гвинта та критичну частоту обертання ходового гвинта. Варіант встановлення ходового гвинта з вільним кінцем забезпечує найменшу подовжню стійкість та критичну частоту обертання. Найвищі показники цих параметрів забезпечуються в разі осьової та радіальної фіксації обох опор ходового гвинта. Встановлення ходового гвинта з плаваючою задньою опорою має нижчі показники подовжньої сталості та критичну частоту обертання, але

конструктивно простіше. Підшипники задньої опори можуть вільно рухатися в осьовому напрямку в корпусі опори внаслідок нагріву та температурних деформацій гвинта.

В конструкції гвинтових передач з осьовою фіксацією в обох опорах застосовується попереднє навантаження ходового гвинта. Гвинт в процесі монтажу піддається розтягу. Передня опора 3 (рис. 2.2) жорстко фіксується, а до зовнішнього кільця підшипників задньої опори 1 (рис. 2.4,б) прикладається навантаження кришкою 2 через пружини 7 та упорну шайбу 10. В процесі роботи внаслідок температурних деформацій гвинта внутрішні кільця підшипників зсуваються разом з цапфою гвинта, розкриваючи підшипники. Пружини ж, діючи на зовнішні кільця, вберігають підшипники від розкриття і забезпечують збереження попереднього натягу в підшипнику на визначеному рівні.

Схема приводу з вільним кінцем валу проста в виготовленні та експлуатації і має невисоку вартість. З ускладненням конструкції приводу ускладняється її складання та експлуатація і зростає вартість.

2.5 Вибір параметрів кулькового гвинта

Кульковий ходовий гвинт повинен вибиратися на основі статичної вантажопідйомності.

Ходовий гвинт повинен вибиратися з граничного статичного навантаження, яке визначається як добуток максимального прикладеного осьового навантаження та коефіцієнта безпеки, що вибирається з досвіду попередньої роботи, умов плавності руху та рівня шуму.

Граничне статичне навантаження визначається такими факторами:

- подовжньою стійкістю (вигином) кулькового ходового гвинта;
- деформаціями гвинта від напружень розтягу-стискання;
- місцевими деформаціями в точці контакту кульок.

Граничне осьове навантаження з погляду подовжньої сталості визначається за формулою

$$P = \alpha \cdot \frac{N \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = m \cdot \frac{d_z^4}{l^2} \cdot 10^4, \text{ Н} \quad (2.1)$$

де $\alpha = 0,5$ коефіцієнт безпеки;

E – модуль пружності ($E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$);

I – момент інерції перетину гвинта, мм^4 ($I = \pi \cdot d^4 / 64$);

d_2 – діаметр западини профілю ходового гвинта, мм ;

l – вільна довжина (довжина гвинта, що піддається розтягу – стисканню), мм ;

m , N – коефіцієнти, що залежать від способу установлення та закріплення ходового гвинта (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів в формулі 2.1

Спосіб закріплення ходового гвинта (рис. 2.4)	№ схеми	m	N
Осьова і радіальна опора – осьова і радіальна опора	I	19,9	4
Осьова і радіальна опора – радіальна опора	II	10,0	2
Осьова і радіальна опора – вільний кінець	IV	1,2	0,25
Радіальна опора – радіальна опора	III	5,0	1

В ходових гвинтах з малою вільною довжиною подовжні коливання не виникають, але може бути необхідно перевірити напруження розтягу-стискання від навантаження, що діє в осьовому напрямку, яке визначається за формулою

$$P = \sigma \cdot A = 1,15 \cdot d_2^2 \cdot 10^2, \text{ Н} \quad (2.2)$$

де σ – допустиме напруження ($\sigma = 147 \text{ МПа}$);

A – площа поперечного перетину ходового гвинта (по западині профілю).

Прикладання надмірно великих осьових навантажень зумовлює деформації кульок та пошкодження поверхонь кочення. Ці пошкодження не усуваються повністю до початкової форми після видалення навантаження. Граничні осьові навантаження, що лімітуються такими деформаціями визначаються за формулою

$$P_0 = \frac{C_{0a}}{f_s}, \text{ Н} \quad (2.3)$$

де C_{0a} – статична вантажопідйомність;

f_s – коефіцієнт статичного допустимого навантаження: $f_s = 1 - 2$ в умовах нормальної роботи, $f_s = 1,5 - 3$ в умовах роботи з ударами та вібраціями.

Допустима частота обертання ходового гвинта визначається за двома факторами:

- критичною частотою обертання, яка обмежується резонансом вібрацій ходового гвинта;
- граничним значенням dn , яке спричиняє пошкодження елементів пристрою циркуляції кульок. Тут d – діаметр ходового гвинта, n – частота обертання гвинта.

Критична швидкість ходового гвинта.

Критичну частоту визначають з узгодження частоти обертання ходового гвинта та його власної частоти коливань.

Виходячи з цього допустима частота обертання ходового гвинта визначається

$$n_k = \alpha \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\rho \cdot A}} = f \frac{d_2}{l_k^2} \cdot 10^7, \text{ хв.}^{-1} \quad (2.4)$$

де α – фактор безпеки ($\alpha=0,8$),

E – модуль пружності, МПа,

I – момент інерції площі поперечного перетину гвинта, мм^4 ,

d_2 – діаметр западини гвинта, мм,

g – прискорення вільного падіння, $\text{мм}/\text{с}^2$,

ρ – густина матеріалу гвинта, $\text{Н}/\text{мм}^3$,

A – площа поперечного перетину гвинта по діаметру западини профілю, мм^2 ,

l_k – вільна довжина гвинта, або відстань між двома підтримуючими опорами. Компанії

виробники кулькових гвинтових передач ТНК, NSK та деякі інші рекомендують довжину l_k брати як вказано на рис. 2.5,

компанія SKF не рекомендує враховувати вплив гайки, а пропонує за довжину l_k брати відстань між опорами ходового гвинта. Враховуючи, що в металорізальних

верстатах використовуються кулькові гвинтові передачі з попереднім натягом врахування положення гайки можна вважати

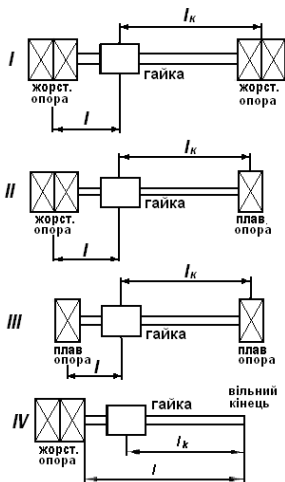


Рисунок 2.5 – Схеми установа і закріплення ходового гвинта

оправданим.

f, λ – коефіцієнти, що визначаються з умов встановлення ходового гвинта (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів f, λ в формулі 2.4

Схема встановлення опор (рис.2.5)	№ схеми	f	λ
Фіксована опора – фіксована опора	I	21,9	4,73
Фіксована опора – плаваюча опора	II	15,1	3,927
Фіксована опора – вільний кінець	IV	3,4	1,875

Як видно з формули критична частота гвинта залежить від положення гайки. Якщо необхідно одержати частоту обертання, що перевищує критичну, необхідно підвищувати власну частоту коливань гвинта, вводити додаткову опору тощо.

Значення параметру dn .

Допустима частота обертання ходового гвинта також обмежується значенням dn , яке характеризує колову (окружну) швидкість (обертову швидкість кульки). Значення dn залежить від конструкції каналу повернення (циркуляції) кульок (рис.2.1).

Для катаних ходових гвинтів параметр $dn \leq 5 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$, для прецизійних шліфованих гвинтів та катаних гвинтів з великим кроком параметр $dn \leq 7 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$, для кулькових гвинтових передач, в яких кульки встановлюються в сепараторі параметр $dn \leq (13 - 16) \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$.

2.6 Порядок виконання роботи

Для визначених умов роботи вузла (додаток В):

1. Визначити осьове навантаження на ходовий гвинт для найбільш навантаженого режиму. Такими режимами є, як правило, розгін та гальмування. Осьове навантаження на гвинт при розгоні визначається за формулою

$$F_{al} = \mu \cdot m \cdot g + m \cdot g \cdot \cos \delta + f + m \cdot a, \text{ Н} \quad (2.5)$$

де m – маса переміщуваного об'єкту, кг;

μ – коефіцієнт тертя напрямними поверхнями, для напрямних кочення $\mu = 0,003$;

δ – кут нахилу прямої стосовно вертикалі;

f – опір поверхні (без навантаження), Н;

$a = V/t$ – прискорення, м/с.

2. Вибрати довжину гвинта $L_{\text{гв}} = l_x + l_e + l_n$, де l_x – величина ходу виконавчого органу; l_e – довжина гайки; l_n – довжина опори.

3. Вибрати діаметр і крок ходового гвинта.

4. Вибрати схему встановлення і закріплення гвинта в опорах.

Виконати перевіірні розрахунки за формулами 2.1 – 2.3.

5. Визначити допустиму частоту обертання ходового гвинта за формулою 2.4 і параметром швидкохдності та порівняти з потрібною частотою. В разі потреби запропонувати заходи для забезпечення необхідної швидкості руху виконавчого органу.

Параметри гвинтових передач наведені в додатках Д і Г.

2.7 Зміст звіту

Звіт за лабораторною роботою повинен включати:

1. Розрахунки параметрів гвинтової передачі.

2. Вибрану схему установлення ходового гвинта в опорах.

3. Визначення допустимої частоти обертання ходового гвинта.

4. Заходи спрямовані на забезпечення необхідної швидкості руху виконавчого органу.

2.8. Контрольні питання

1. Які основні переваги застосування кулькових гвинтових передач?

2. За якими критеріями визначається допустима частота обертання ходового гвинта?

3. Які чинники впливають на критичну частоту ходового гвинта?

4. З якою метою в кульковій гвинтовій передачі утворюється попередній натяг? Які способи утворення натягу використовуються в кулькових гвинтових передачах?

5. За якими критеріями вибирається діаметр ходового гвинта?

2.9 Рекомендована література

1. Обладнання для новітніх технологій [Текст]: навчальний посібник / В.В. Солоха, Л.Й. Івченко, І.А. Бойко, В.Ю. Коцюба, В.Л. Карнаух. – Запоріжжя: ПАТ «Мотор Січ», 2020. – 210 с.

2. Бочков В. М. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів [Текст]: підручник за ред. Сіліна Р.І. / В.М. Бочков, Р. І. Сілін, О. В. Гаврильченко. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.

3. Precision Machine Components. NSK Linear Guides, Ball Screws, Monocarriers. CAT. No. E3162c 2013 B-12 Printed in Japan © NSK Ltd. (www.nsk.com)

4. Screw Assemblies. Catalog R999000476 Bosch Rexroth AG, 2016.
– 282 p. (www.boschrexroth.com)

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА БАГАТОЦІЛЬОВОГО ВЕРСТАТА

3.1 Мета роботи

Метою роботи є ознайомлення з принципами вибору конструкції шпиндельного вузла багатоцільового верстата з ЧПК.

3.2 Зміст роботи

- Ознайомитися з конструкціями шпиндельних вузлів, що використовуються в багатоцільових верстатах.
- Ознайомитися з типами та вибором інструментальних оправок, що використовуються для закріплення інструменту в шпинделях багатоцільових верстатів.
- Вибрати тип переднього кінця шпинделя, розрахувати та вибрати параметри механізму затиску інструментальної оправки в шпинделі верстата.

3.3 Обладнання та інструмент

- Багатоцільовий верстат.
- Шпиндельний вузол багатоцільового верстата.

3.4 Шпиндельні вузли багатоцільових верстатів з ЧПК

Характерною особливістю шпиндельних вузлів багатоцільових верстатів є високі частоти обертання шпинделя. В верстатах, призначених для виконання фрезерних робіт, частоти обертання шпинделя досягають $10000 - 20000 \text{ хв}^{-1}$ і вище. В таких умовах надзвичайно важливе значення мають високі динамічні властивості, жорсткість всього шпиндельного вузла і його складових, точність обертання шпинделя, швидкохідність шпиндельних підшипників, надійність роботи.

В багатоцільових верстатах суттєво зросли вимоги до частоти власних коливань шпинделя в порівнянні з традиційними верстатами, що зумовлено зростанням частоти обертання шпинделя, яке тягне за собою зростання частот збурень в процесі роботи верстата.

Шпиндельні вузли для високошвидкісних фрезерних та багатоцільових верстатів часто виконуються з вбудованим електродвигуном (мотор-шпинделем) (рис. 3.1).

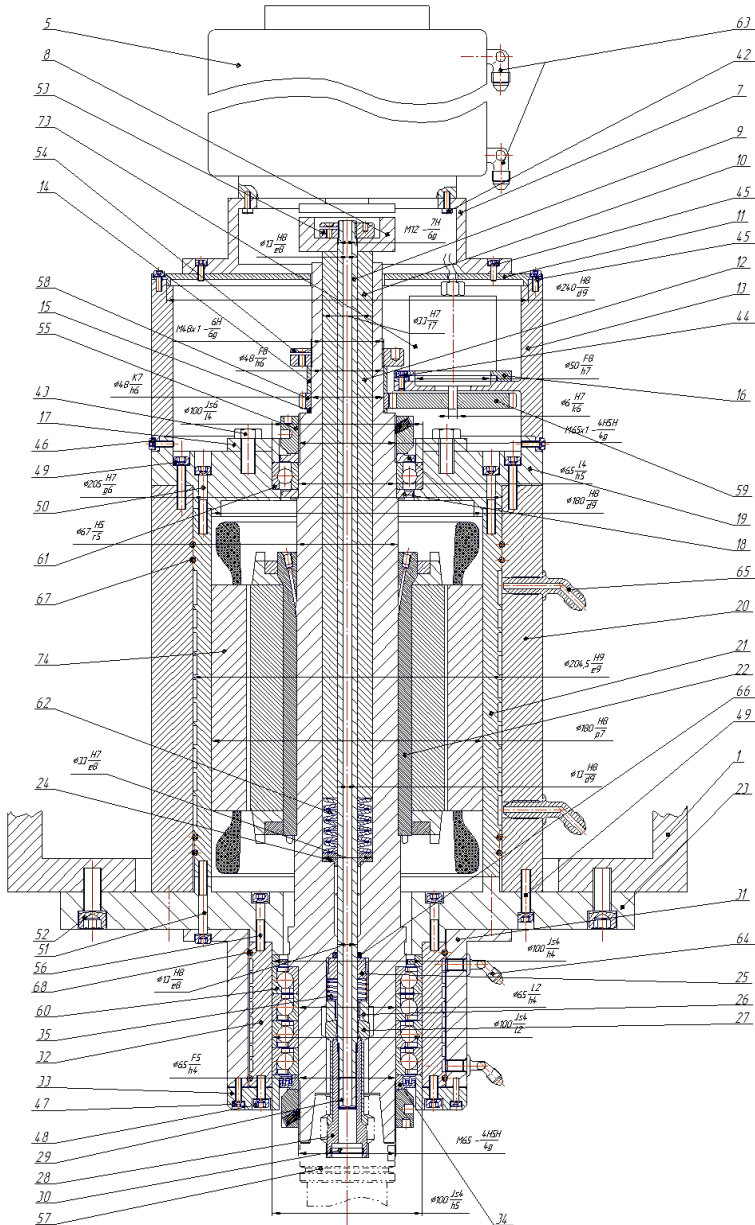


Рисунок 3.1 – Шпиндельный узел багатопільового верстата

Ротор електродвигуна з гільзою 2 напресовується на шпindel, для чого ротор з гільзою нагрівають до $140^{\circ}\div 150^{\circ}$ С при температурі шпинделя $10^{\circ}\div 20^{\circ}$ С або шпindel охолоджують до $-160^{\circ}\div -190^{\circ}$ С при температурі ротора $20^{\circ}\div 30^{\circ}$ С. Статор електродвигуна 21 з кожухом охолодження закріплюється гвинтами 50 в корпусі шпиндельного вузла.

Через штуцери 65 забезпечується подача та відведення рідини для охолодження статора електродвигуна. Для зниження температури передньої опори шпинделя через штуцери 64 здійснюється підведення та відведення рідини охолодження до корпусу передньої опори.

Шпindel встановлений на чотири радіально-упорні підшипники 60 в передній опорі і один підшипник 61 в задній опорі. Підшипники передньої опори встановлені з попереднім натягом. Для захисту підшипників передньої опори використовуються лабіринтні ущільнення 34. Закріплюються підшипники на шпинделі гайкою

Нерівномірний розподіл підшипників в опорах зумовлений діючими на шпindel навантаженнями. З використанням мотор-шпинделя на шпindel не діють навантаження від елементів, що передають на нього момент. В результаті шпindel піддається тільки навантаженню від сил різання.

Інструмент в шпинделі закріплюється за допомогою інструментальних оправок HSK (рис. 3.2), які забезпечують можливість роботи на високих частотах обертання шпинделя. Оправка базується по конусу і торцю, що забезпечує високу жорсткість сполучення.

Закріплення оправки в шпинделя здійснюється цангою 4, пелюстки якої, під дією конічної втулки 3, розходяться, захоплюють інструментальну оправку 2 і затягують її в шпindel 1. Рух втулки здійснюється від тяги 5, до верхнього кінця якої, через гільзу 10 (рис. 3.1), прикладається зусилля від пакету тарілчастих пружин 62. Розтискання інструментальної оправки виконується від пневмоциліндра 5. Шток пневмоциліндра переміщується вниз і через упорне кільце 8 діє на гільзу 10 та тягу 9. Гільза стискає пакет тарілчастих пружин, чим знімає навантаження з тяги, яка, під час подальшого руху вниз, переміщує конічну втулку 3 (рис. 3.2), розкриваючи цангу, і виштовхує інструментальну оправку з конусного отвору шпинделя.

В багатоцільових верстатах, що працюють на помірних частотах обертання шпинделя $n \leq 10000$ хв⁻¹, привід головного руху може виконуватися з пасовою передачею (рис. 3.3).

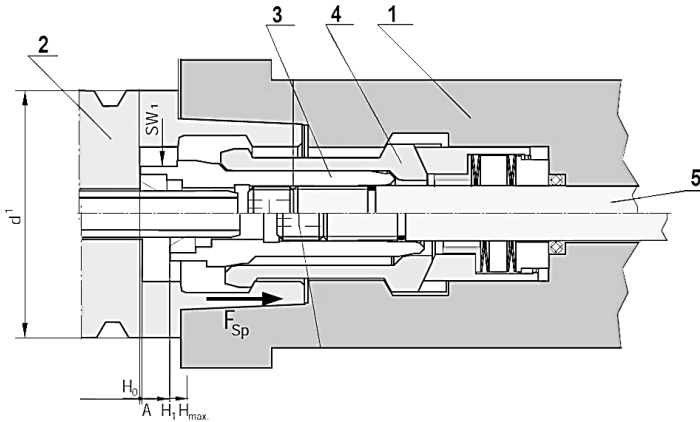


Рисунок 3.2 – Затискний пристрій HSK тип А

Шпиндель, встановлений в корпусі шпиндельної головки, отримує оберти від електродвигуна 12 зубчастою пасовою передачею зі шківками 11 і 10. Шпиндель базується на радіально-упорних шарикових підшипниках, які встановлені як в передній, так і в задній опорах. В передній опорі встановлені три підшипники за схемою триплекс-тандем, вони сприймають радіальне і осьове навантаження, а в задній опорі два підшипники встановлені за схемою «тандем», що сприймають радіальне навантаження.

Інструмент в шпинделі встановлюється за допомогою інструментальних оправок SK (ISO 7388, ГОСТ 25827—93) поз. 2. Оправка базується в конусному отворі шпинделя з конусом 7:24 і закріплюється захватами 4, встановленими на тязі 5, на яку діє зусилля пакету тарілчастих пружин 6. Захвати 5 (рис. 3.4), які закріплені у втулці 6, що з'єднується з тягою, виходять з фасонної розточки 3 шпинделя в циліндричну частину отвору 4, захвачують хвостовик 2 інструментальної оправки 1 і затягують оправку в кінцевий отвір. Звільнення оправки здійснюється гідроциліндром 13 (рис. 3.3), шток якого діє на тягу 5, стискаючи тарілчасті пружини 6. Втулка 6 (рис. 3.4) з захватами переміщується і її торець доходить до хвостовика оправки, виштовхуючи з конусного отвору шпинделя.

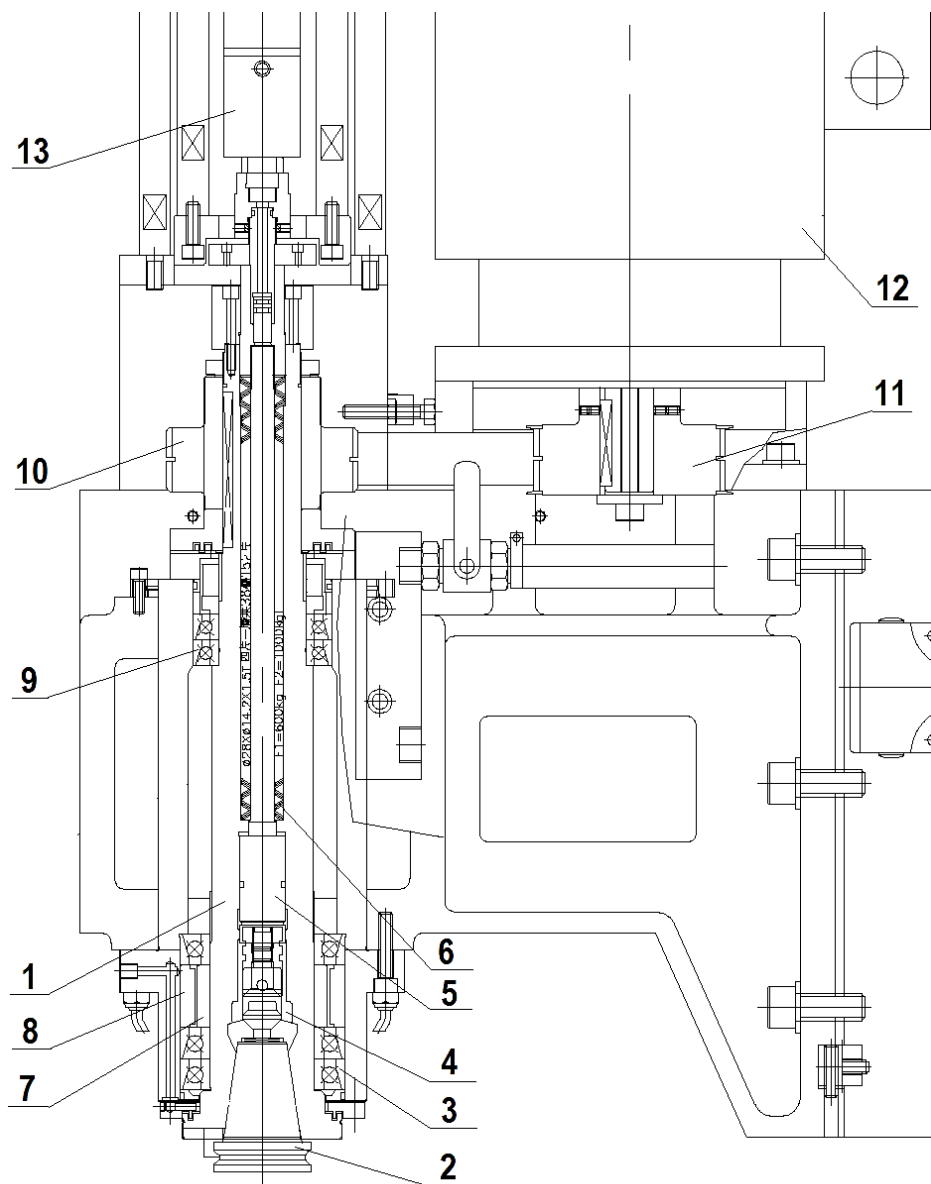


Рисунок 3.3 - Шпиндельний вузол багатощпindelного верстата з пасовою передачею

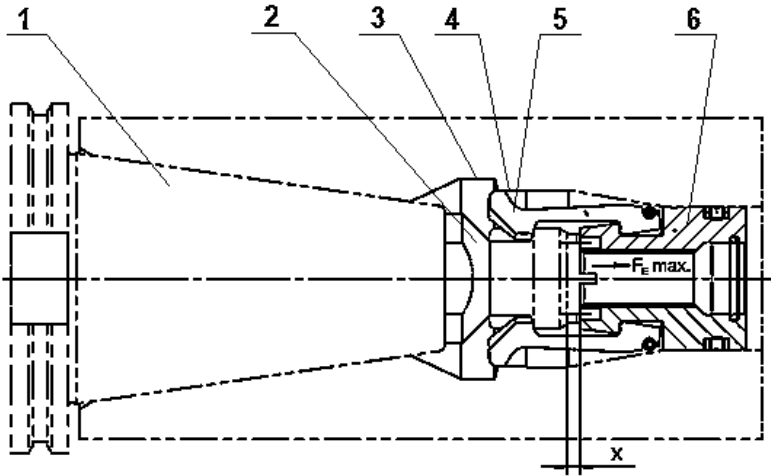


Рисунок 3.4 – Захватний пристрій оправки SK (конус 7:24)

3.5 Вибір параметрів затискного пристрою

Розмір пакету тарілчастих пружин, що в захватних пристроях SK, що в пристроях HSK, визначається величиною переміщення захватного пристрою, необхідною для забезпечення виштовхування інструментальної оправки та затягування її в шпиндель. Зусилля затягування визначається геометричними параметрами пружини. В разі послідовного навантаження пакету пружин (рис. 3.5) сила, що розвивається пакетом $F_n = F_{np}$, деформація пакету $s_n = ns_{np}$, де n – кількість пружин в пакеті; F_{np} – сила, що розвивається однією пружиною при деформації s_{np} . Зусилля zdeформованої пружини залежить від ступеню її деформації. Чим більший ступінь деформації, тим більша сила пружини.

Для забезпечення надійного закріплення інструмента в шпинделі верстата та передачі крутного моменту потрібної величини зі шпинделя на інструмент, механізм закріплення інструменту повинен забезпечувати створення необхідних зусиль в контактні оправки і шпинделя. Ступінь деформації пружин повинен забезпечувати таке зусилля в стані затяжки інструмента, тобто пружини повинні бути попередньо zdeформовані. Виходячи з цього геометричні розміри пружини вибирають такими, щоб вони забезпечували потрібне зусилля саме за такої деформації.

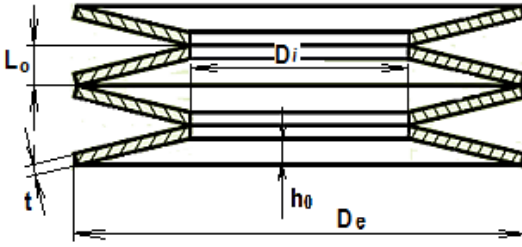


Рисунок 3.5 – Пакет послідовно складених пружин

В разі потреби одержати більші зусилля затискання за незмінних геометричних розмірів пружини, може використовуватися паралельна робота пружин (рис. 3.6). За такої схеми складання сила, що розвивається пакетом пружин визначається: $F_n = k \cdot F_{np}$, де k – кількість пружин, що працюють паралельно.

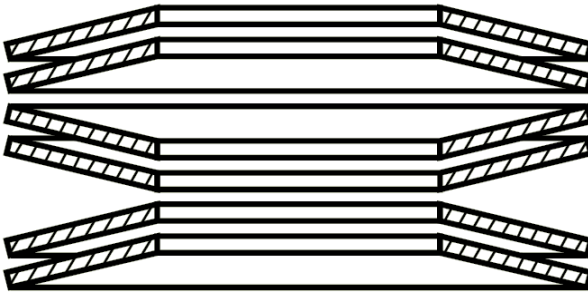


Рисунок 3.6 – Пакет з паралельними пружинами

Вибираючи розмір пакету пружин (кількість пружин в пакеті) слід враховувати, що в разі динамічних навантажень пружина може бути zdeформована на $0,8 h_0$ ($0.75h_0$). Характеристики дискових пружин по DIN 2093 наведені в додатку В.

Тип і розміри інструментальної оправки і, відповідно, захватного пристрою вибирається в залежності від необхідної частоти обертання та зусилля, які він повинен передавати на інструмент. Інструментальні оправки типу SK з відповідними захватними пристроями допускають більші сили в порівнянні з оправками HSK, але на високих частотах обертання більш доцільно використовувати саме оправки HSK (рис. 3.2).

Таблиця 3.1 - Технічні параметри захватів для інструментальної оправки HSK тип A (конструкція Ott-Jakob GmbH & Co.)

Номінальний розмір	32	40	50	63	80	100	125
$n_{\max}$, хв. ⁻¹	57294	45989	37336	27201	20897	15466	12561
М, Нм	14	24	48	97	190	365	710
$F_{\text{пр}}$, Н	1750	2400	3680	6000	9200	15000	24500
Хід H_1 , мм	5,1	5,6	6,4	7,4	8,3	9,15	10,8
Діаметр отвору в шпинделі під пружини, мм		32	32	35	41,5	44	72
Діаметр тяги, мм	6,7	8,2	10,2	14,2	16,2	18	25

Таблиця 3.2 - Технічні параметри захватів для інструментальної оправки SK тип A

Номінальний розмір	30 A1	40 A1	50 A1	60 A1
Сила $F_{\text{пр}}$, Н	6000	12000	25000	65000
Хід, мм	5,5	5,5	6	8,5
Частота обертання $n_{\max}$, хв. ⁻¹	10000	10000	8000	8000
Діаметр отвору в шпинделі під пружини, мм	30/35	33/35	41,5/55	73
Діаметр тяги, мм	10	14	16	30

3.6 Порядок виконання роботи

Визначити необхідне зусилля затяжки інструментальної оправки і вибрати геометричні розміри тарілчастої пружини.

Сполучення шпинделя з інструментальною оправкою повинне передавати потрібний момент різання, який визначається за формулою

$$M_p = 9550 P/n, \text{ Нм.}$$

де P – потужність різання, Н;

n – частота обертання, об/хв.

Конусне комбіноване з'єднання в шпиндельних вузлах передає навантаження через шпонку і сили тертя в конусному сполученні.

Крутний момент, що може бути переданий через шпонкове з'єднання визначається

$$M_1 = \frac{[\tau_{\text{зп}}] \cdot b \cdot l \cdot D_c}{2} \quad (3.1)$$

Крутний момент, що передається силами тертя в конусі

$$M_2 = \frac{f \cdot F_0 \cdot r_c}{\beta \cdot (\sin \alpha + f \cos \alpha)}, \quad (3.2)$$

Осьове зусилля необхідне для передачі потрібного крутного моменту силами тертя в конусі можна визначити за формулою

$$F_0 = \frac{M_2 \cdot \beta \cdot (\sin \alpha + f \cos \alpha)}{f \cdot r_c}, \quad (3.3)$$

де $r_c = d_c/2$ приведений радіус сил тертя; можна прийняти середній радіус конуса, $r_c = (d_1 + d_2)/4$. м;

$[\tau_{\text{зп}}]$ – допустиме напруження шпонки на зріз; $\approx 85 - 105$ МПа

b і l – ширина і довжина шпонки відповідно, м;

D_c – середній діаметр по шпонках, м;

f – коефіцієнт тертя, для сухого тертя сталь по сталі може складати 0,1 – 0,15; (брати більше значення);

M_2 – крутний момент, що передається силами тертя в конусі, Нм;

β – коефіцієнт запасу зчеплення, $\beta = 1,25 - 1,5$, (брати більше значення);

α – кут нахилу конуса, для оправок SK (7:24) $\alpha = 8^\circ 17' 50''$ ($8,134226^\circ$), для оправок HSK (1:10) $\alpha = 2^\circ 51' 45''$ ($2,856745^\circ$)

Комбіновану роботу конусного з'єднання, коли в роботу по передачі моменту вступають шпонки, рекомендується застосовувати на важких режимах обробки.

За розрахованими значеннями осьової сили вибрати розміри пружини (додаток Є). Необхідно враховувати, що потрібна осьова сила повинна розвиватися пружиною в попередньо деформованому стані. Вибираючи розміри пружин можна орієнтуватися на діаметри отвору шпинделя і тяги, що рекомендуються виробниками захватних пристроїв SK і HSK (додаток Ж).

В разі великих значень необхідного осьового зусилля, доцільно враховувати роботу шпонкового сполучення.

Підібрати розміри пакету тарілчастих пружин, який би забезпечував необхідну для розтиску і затиску величину переміщення. Мінімальна величина ходу захватів вказана в технічній характеристиці захватів (табл. 3.1, табл. 3.2).

3.7 Зміст звіту

Звіт за лабораторною роботою повинен включати:

1. Обґрунтування вибору інструментальної оправки і типу захватного пристрою для визначеного варіанту (додаток Е).
2. Розрахунок осьового зусилля захватного пристрою.
3. Вибір розмірів тарілчастої пружини.
4. Розрахунок і обґрунтування розмірів пакету тарілчастих пружин.
5. Ескіз захватного пристрою.

3.8 Контрольні питання

1. Пояснити умови і доцільність використання конструкції шпindelного вузла багатоцільового верстата з вбудованим електродвигуном.
2. Які особливості конструкції і доцільність застосування шпindelного вузла багатоцільового верстата з пасовим приводом?
3. Який принцип роботи захватного пристрою для оправок типу SK?
4. Який принцип роботи захватного пристрою для оправок типу HSK?
5. Що визначає вибір геометричних розмірів тарілчастих (дискових) пружин?
6. Від чого залежить осьова сила затяжки в захватному пристрої?
7. Що впливає на вибір розмірів пакету пружин?
8. Які фактори визначають вибір типу інструментальної оправки?

3.9 Рекомендована література

1. Обладнання для новітніх технологій [Текст]: навчальний посібник / В.В. Солоха, Л.Й. Івченко, І.А. Бойко, В.Ю. Коцюба, В.Л. Карнаух. – Запоріжжя: ПАТ «Мотор Січ», 2020. – 210 с.
2. Солоха В.В. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Обладнання для новітніх технологій” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” спеціалізація “Металорізальні верстати та системи” усіх форм навчання. - Запоріжжя: НУ”ЗІП”, 2020. – 130 с.
3. Modular Clamping Technology OTT Spanntechnik Jakob. Каталог. – 102 p. (www.Ott-Jakob.de)
4. Disc Springs. SPIROL International Corporation. – 2016. – 20 p. <https://www.spirol.com/product/disc-springs/>

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ РЕВОЛЬВЕРНОЇ ГОЛОВКИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК

4.1 Мета роботи

Метою роботи є ознайомлення з принципом вибору конструктивних параметрів револьверної головки токарного верстата з ЧПК.

4.2 Зміст роботи

- Ознайомитися з типами і конструкцією револьверних головок, що використовуються в токарних верстатах з ЧПК.
- Вибрати тип конструкції револьверної головки для токарного верстата з ЧПК у відповідності до операцій, що виконуються на даному верстаті.
- Визначити навантаження, що діють на елементи конструкції револьверної головки.
- Визначити параметри елементів фіксації і закріплення інструментального диску та параметри затискних пристроїв.

4.3 Обладнання та інструмент

- Токарний верстат з ЧПК.
- Револьверна головка.
- Інструментальний диск.
- Інструментальні оправки і головки.

4.4 Револьверні головки токарних верстатів з ЧПК

В більшості токарних верстатів з ЧПК (багатоцільових/багатофункціональних токарних) різальний інструмент встановлюється і закріплюється в інструментальних дисках револьверних головок різних типів. Установлення інструментів на інструментальних дисках виконується або безпосередньо, або за допомогою інструментальних оправок чи головок. Вид різального інструмента і, відповідно, тип револьверної головки, що використовується на токарному верстаті з ЧПК, визначаються тими технологічними операціями, що повинні виконуватися на верстаті. Якщо на верстаті виконуються традиційні операції токарної обробки: обточування зовнішніх циліндричних, конічних, торцевих поверхонь, внутрішніх поверхонь тіл обертання, вісь яких співпадає з віссю

обертання шпинделя, то використовуються револьверні головки, які забезпечують поворот за програмою інструментального диску в потрібну позицію і його фіксацію.

Якщо до токарних операцій додаються операції фрезерування площин, пазів, виступів, операції свердління отворів на периферії чи на торці деталі, то револьверна головка повинна забезпечувати також і привід для обертання зазначених інструментів. Такі револьверні головки мають більш складну конструкцію, яка буде розглянута далі.

4.5 Конструкції револьверних головок

Револьверні головки без приводу обертання інструмента

Конструкція револьверних головок без приводу обертання інструмента від різних виробників можуть суттєво відрізнятися за конструкцією. Основні відмінності стосуються пристроїв розтискання та закріплення інструментального диску на корпусі револьверної головки. В той же час усі вони мають аналогічну схему базування і закріплення інструментального диску.

Розглянемо детальніше конструкцію револьверної головки токарного верстата з ЧПК GOODWAY GA-3000 (рис.4.1).

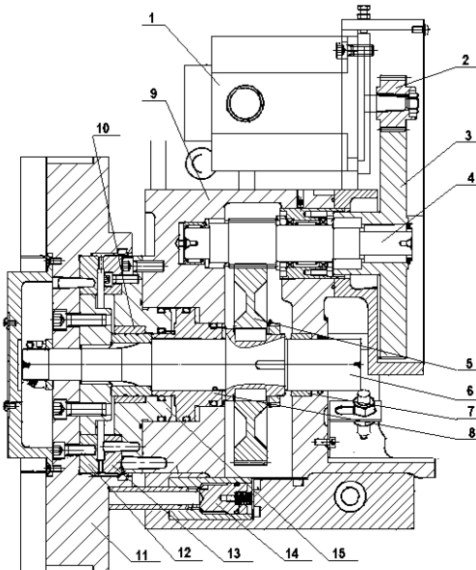


Рисунок 4.1 – Револьверна головка токарного верстата з ЧПК GOODWAY GA-3000

Інструментальний диск 11 закріплюється на вихідному валу (поз. 6) револьверної головки. Для виконання циклу заміни інструмента в праву порожнину гідроциліндра 8 подається під тиском рідина, поршень циліндра переміщує вал 6 разом з закріпленими на ньому деталями вліво і розмикає вінці 12 і 13 зубчастої муфти, закріплені на інструментальному диску 11 і корпусі головки 9 відповідно. Після розмикання муфти вмикається електродвигун 1 приводу повороту і через зубчасті колеса 2 і 3 рух передається на вал-шестірню 4 і далі через зубчасте колесо 5 на вихідний вал 6 головки, виконуючи поворот інструментального диска в запрограмовану позицію. Вихідний вал базується на підшипниках ковзання 7 і 10, що забезпечують як поступальний, так і обертовий рух валу. По завершенню повороту рідина подається в ліву порожнину гідроциліндра, переміщуючи інструментальний диск в початкове положення, зубчасті вінці 12 і 13 входять в зачеплення і фіксують поворотний диск. Робоча рідина подається в гідроциліндр під тиском 3,5 МПа.

Подібний принцип базування і фіксації інструментального диска на зубчасті вінці характерний для більшості типів револьверних головок без приводу інструмента: для повороту інструментального диска він повинен виконувати поступальний рух для розкриття муфти.

Револьверні головки з приводом обертання інструмента

В револьверних головках для обертового інструмента поступальний рух для розкриття муфти недоцільний через наявність механізму обертання інструмента.

Револьверні головки з приводом інструментів, навіть одного виробника, мають конструктивні відмінності в залежності від типу інструментальної головки, що встановлюється на інструментальному диску та від типу кінця вхідного валу інструментальної головки.

Револьверна головка Baruffaldi TBMR (рис. 4.2) призначена для застосування інструментальних головок VDI з вхідним валом з торцевим зубом, які встановлюються на інструментальний диск 16. Поворот інструментального диска здійснюється від серводвигуна 4 через зубчасту пару 5 (ведуча шестірня на валу двигуна на рисунку не показана), зубчасті колеса 6 і 7 та вал 23, на якому закріплений фланець 14 з зубчастим вінцем на внутрішньому торці. До зовнішнього торця фланця через перехідник 15 прикріплено інструментальний диск 16. В робочому стані зуби півмуфти 12 заходять в западини зубів на торці

фланця 14 і півмуфти 13, яка закріплена на корпусі револьверної головки, і забезпечують жорстку фіксацію інструментального диска. Для повороту інструментального диску шток 2 пневмоциліндра повідцем 3 повертає диск 10 з роликами 11, які котяться по криволінійній поверхні півмуфти 12, під дією пружин 17 півмуфта відходить вправо, звільняючи фланець з інструментальним диском. Після виконання повороту диска в потрібну позицію, шток 2 переміщується в зворотному напрямку і ролики, діючи на профільні кулачки півмуфти 12, замикають муфту, фіксуючи інструментальний диск. Зусилля затискання забезпечується дисковою пружиною 8.

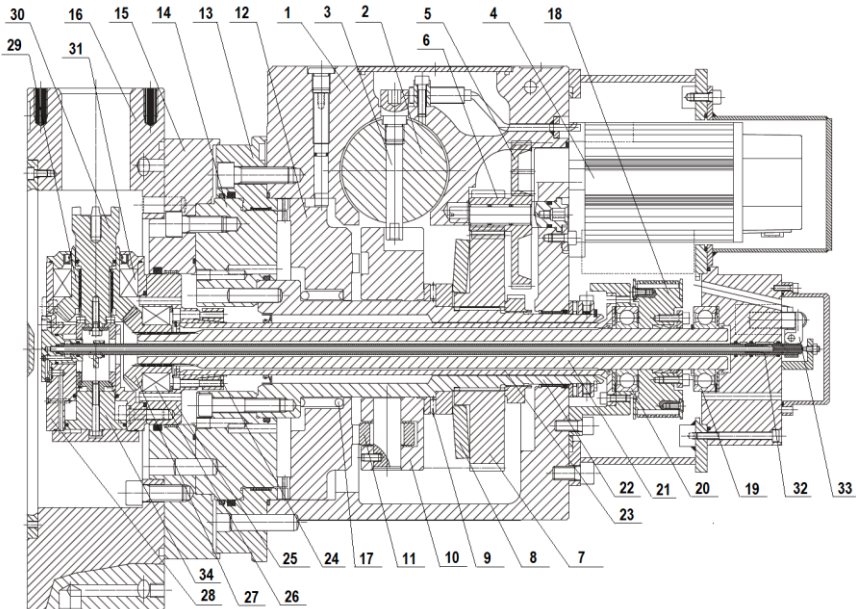


Рисунок 4.2 – Револьверна головка Baruffaldi TBMR для оправок VDI

Для забезпечення зачеплення кулачків вихідного валу 30 револьверної головки з кулачками інструментальної головки, що вводиться в дію, вал 30, під час циклу повороту інструментального диска, відводиться назад гідроциліндром 34 і по завершенні циклу повертається в початкове положення.

Привід обертання вихідного валу револьверної головки здійснюється від серводвигуна (на рис. не показаний) зубчастою

пасовою передачею зі шківом 18 на вал 21 і далі конічними зубчастими колесами 27 і 29.

4.6 Порядок виконання роботи

1. Для даних режимів обробки вибрати тип револьверної головки; розміри інструментального диска; тип і схема закріплення (фіксації) диска на корпусі головки; параметри зубчастого зачеплення (Хірта): число зубів, діаметри вінця; тип пристрою затискання диска (гідроциліндр, дискова пружина) і його параметри; тип і параметри приводного серводвигуна пристрою повороту диска і в разі потреби приводу інструмента

2. За режимами обробки, заданими в таблиці варіантів, визначити складові сили різання, що діють на елементи револьверної головки. Для цього можна скористатися формулами, що пропонуються виробниками інструментів [5, 6]. Зазвичай виробники дають формули для визначення потужності різання, але маючи потужність і швидкість різання, тангенціальну силу різання можна визначити за формулою:

$$F_z = \frac{1000 \cdot 60 \cdot P}{V}, \text{ Н}$$

тут P – потужність різання, кВт;

V – швидкість різання, м/хв.

Потужність різання для токарної обробки визначається за формулою [5]:

$$P_e = \frac{V_c \cdot s \cdot t \cdot k_c}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт}$$

де t – глибина різання, мм;

s – подача, мм/об.;

V_c – швидкість різання, м/хв.

k_c – коефіцієнт, що залежить від оброблюваного матеріалу та геометрії інструменту;

$$k_c = k_{c1} \cdot \left(1/h_m\right)^{mc} \cdot (1 - \gamma_0/100), \text{ Н/мм}^2,$$

k_{c1} – питома сила різання, Н/мм² (табл. II), [6];

γ_0 – передній кут різця, град.;

h_m – товщина стружки. $h_m = s \cdot \sin \varphi$. Для переднього кута в плані $\varphi = 45^\circ$,

$h \approx 0,71 \cdot s$; для кута φ близького до 90° , $h \approx s$;

m_c - показник ступеню, що залежить від матеріалу заготовки (табл.ІІ).

Для фрезерування потужність різання визначається за формулою:

$$P_e = \frac{t \cdot b \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6}, \text{ кВт},$$

де t - глибина різання, мм;

b – ширина фрезерування, мм;

v_f – швидкість подачі, мм/хв., $v_f = f_z \cdot z_c \cdot n$; f_z – подача на зуб фрези, мм/зуб,

z_c – число зубів фрези, n – частота обертання фрези, об/хв.;

k_c – питома сила різання, Н/мм².

Потужність різання на свердлильних операціях визначається за формулою:

$$P_{ec} = \frac{s \times v_c \times D \times k_c}{240 \cdot 1000}, \text{ кВт},$$

де s – подача свердла, мм/об;

v_c – швидкість різання, м/хв.;

D – діаметр свердла, мм;

k_c – діюча питома сила різання, Н/мм²:

$$k_c = k_{c1} \cdot (s_z \cdot \sin \varphi)^{-m_c} \cdot (1 - \gamma_0/100)$$

тут s_z – подача на різальну кромку, мм; $s_z = s/2$;

k_{c1} – питома сила різання, Н/мм²;

кути φ і γ_0 – див. рис. 4.3.

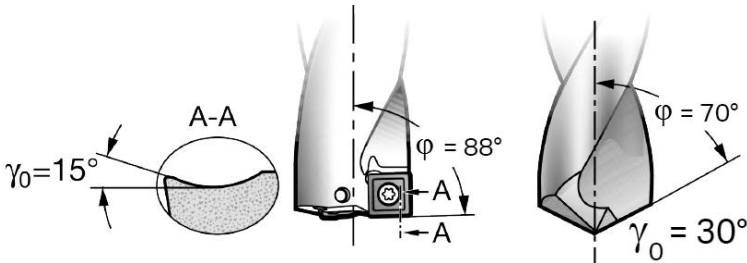


Рисунок 4.3 – Параметри свердла для розрахунків потужності різання

Осьова сила свердління визначається за виразом:

$$F_f \approx 0.5 \cdot k_c \cdot \frac{D}{2} \cdot s \cdot \sin \varphi,$$

3. Максимальний момент навантаження на інструментальний диск визначається за формулою:

$$M = F \cdot b / 1000, \text{ Нм},$$

де F – складова сили різання, що діє в тому, чи іншому напрямку, Н;
 b – відстань від осі повороту інструментального диска до точки прикладення сили різання, мм. Величина b визначається виходячи з виду обробки та схеми закріплення інструмента: ($b = S/2 + e$) (рис. 4.4) в разі обробки токарними різцями. Для виконання фрезерних чи свердильних робіт $b = S/2 + c$, або $b = D/2$.

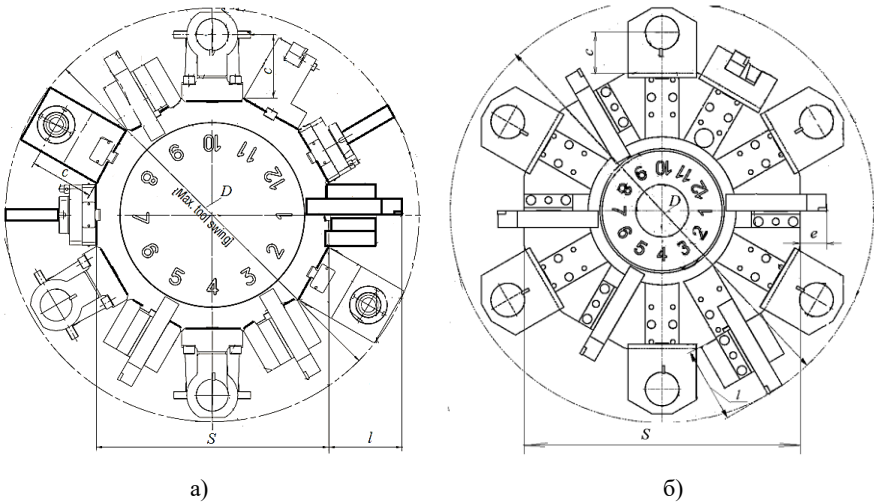


Рисунок 4.4 – Інструментальні диски revolverних головок: а – з приводним інструментом; б – без приводного інструмента

На інструментальний диск revolverної головки діють тангенціальні сили $+F_1$ і $-F_1$, осьові сили F_2 і F_3 , і радіальна сила F_4 (рис. 4.5).

Тангенціальні сили прагнуть повернути інструментальний диск, осьова сила F_2 притискає диск до корпусу revolverної головки, а F_3 – відриває, радіальне зусилля F_4 прагне зсунути диск.

4. За максимальним моментом, що діє на інструментальний диск визначити навантаження на зубчасте зачеплення муфти фіксації інструментального диска на revolverній головці.

Максимальний діаметр зубчастого вінця $d_{зв}$ муфти можна вибирати зі співвідношення $d_{зв}/d_{ід} = 0,45...0,55$, тут $d_{ід}$ – діаметр або розмір S інструментального диску.

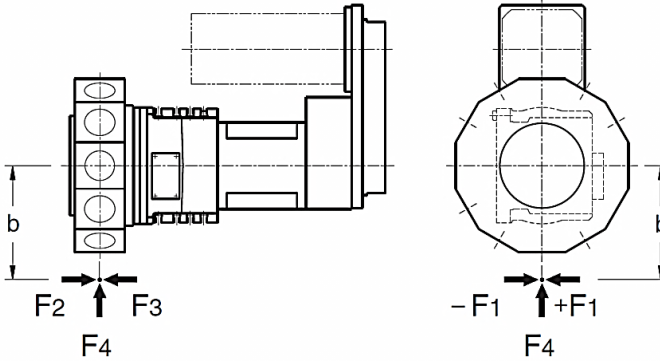
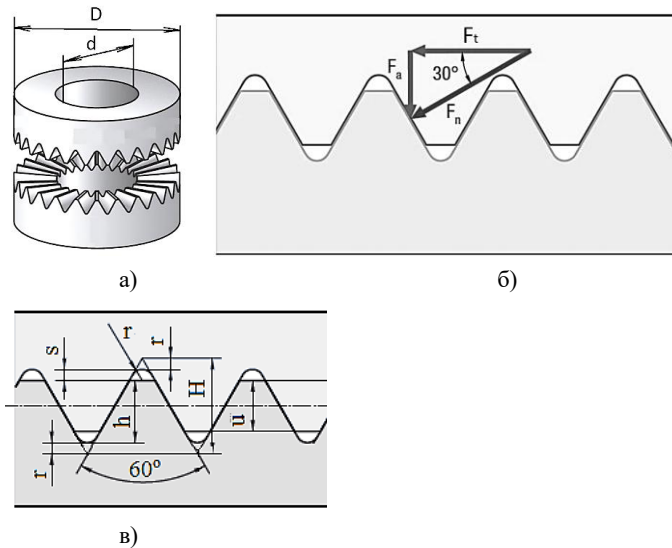


Рисунок 4.5 – Схема дії навантажень на інструментальний диск

В зубчастому зачепленні під дією моменту виникає нормальна сила F_n , яку можна розкласти на тангенціальну F_t та осьову F_a складову (рис. 4.6).



: а – схема зачеплення; б – схема сил в муфті; в – параметри зуба муфти
Рисунок 4.6 – Схема зачеплення і параметри в муфті Хірта

Тангенціальна сила F_t визначається за формулою

$$F_t = \frac{4 \cdot T}{D+d}, \quad (4.1)$$

а осьова

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} 30^\circ, \quad (4.2)$$

Зусилля затискання, що повинно розвиватися затискним пристроєм, визначиться

$$F_{pr} = (F_a + F_3) \cdot k, \quad (4.4)$$

де $k = 1,8 - 3,0$; коефіцієнт безпеки;

F_a – осьова сила, що діє в зачепленні, Н;

F_3 – зусилля навантаження, що відриває головку (рис. 4.5) ,Н.

5. Параметри затискного пристрою: хід поршня, діаметр та тиск в циліндрі для затиску гідроциліндром, чи деформацію і зусилля, що розвивається пружиною, слід вибирати враховуючи зусилля затискання, визначене за формулою 4.3, та висоту зуба муфти (формула 4.4).

Фактична висота зуба муфти може бути визначена за формулою [3]

$$h = c \cdot D - (2r + s), \text{ мм} \quad (4.4)$$

Таблиця 4.1 - Значення коефіцієнта c в залежності від числа зубів муфти

Число зубів z	24	36	48	60	72	96	120	144	180
Коефіцієнт c	0,114	0,075	0,056	0,045	0,037	0,028	0,022	0,018	0,015

Таблиця 4.2 – Співвідношення радіусу западини і зазору на вершині зуба

Радіус западини зуба r , мм	0,3	0,6	1,0	1,6	2,5
Зазор на вершині зуба s , мм	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5

6. Максимальний тиск на поверхні зубів муфти визначатиметься дією зовнішній силових факторів: сили F_a , що виникає внаслідок дії обертового моменту, осьового зусилля F_2 , що притискає півмуфти та навантаження від затискного пристрою F_{pr} і визначається за формулою

$$p_{max} = \frac{F_z + F_a + F_{pr}}{A_z}, \quad (4.5)$$

де A_z – ефективна площа бічної поверхні зубів, яка визначається за формулою [3].

$$A_z = \left(D - d - \frac{n \cdot d_L^2}{D + d} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{4} (D + d) - 1,155 \cdot z \cdot (r + s) \right] \cdot \eta_z, \quad (4.6)$$

тут D і d – зовнішній і внутрішній діаметр зубів, відповідно, мм. Для муфти (рис. 4.7, а) розрахунок ведеться по всій ширині вінця, а для муфти (рис. 4.7, б) по ширині найменшого вінця. Це стосується і розрахунків за формулою (4.1);

d_L – діаметр отвору під болти закріплення, мм;

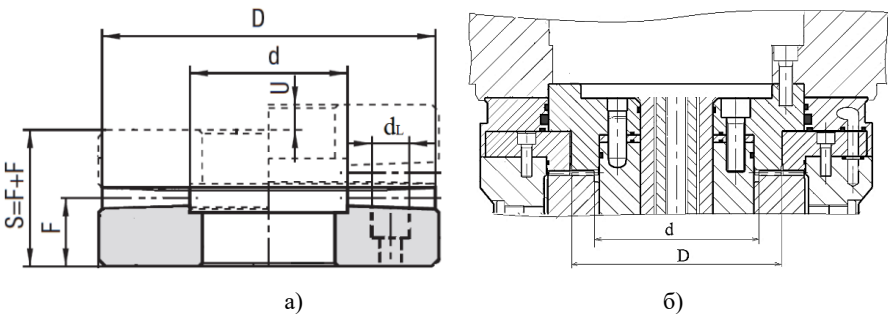
n – кількість болтів в площині зубців;

z – число зубів;

η_z – коефіцієнт контакту зубів, для фрезерованих зубів $\eta_z = 0,65$, для шліфованих $\eta_z = 0,75$;

r – радіус западини зуба, мм;

В разі розміщення елементів закріплення (болтів) за межами зубчастого вінця, зменшення площі зубчастого вінця за рахунок отворів під болти не буде (другий від'ємник в круглих дужках не враховується).



а – з поступальним рухом інструментального диска; б – без поступального руху інструментального диска

Рисунок 4.7 – Варіанти муфт в револьверних головках токарних верстатів з ЧПК

Визначений максимальний тиск порівняти з допустимими напруженнями на зминання, які для сталевих термооброблених зубів можна брати $[\sigma_{зм}] = 90-120$ МПа. Якщо максимальний тиск перевищує

допустимі напруження, слід вибрати зубчастий вінець більших розмірів.

7. Після остаточного визначення параметрів зубчастого вінця вибрати розміри дискової пружини (пружин) або гідроциліндра затиску інструментального диску. Пружна деформація пружини, чи хід поршня гідроциліндра, повинні забезпечувати переміщення рухомого зубчастого вінця на величину не менше висоти зуба, що забезпечить розкриття муфти і безпечний поворот диска. Якщо неможливо підібрати одну пружину з такими деформаціями, то слід вибрати комплект з двох пружин. Параметри пружини (табл.ІІ1) за необхідного ступеня деформації повинні розвивати зусилля затискання, визначене за формулою 4.3. Площа поршня гідроциліндра за заданого тиску в гідросистемі повинна забезпечувати таке саме зусилля затискання.

1.7 Зміст звіту

Звіт за лабораторною роботою повинен містити:

1. Схема інструментального диску з актуальними розмірами (рис. 4.4).
2. Розрахунок навантаження на інструментальний диск від процесу різання на режимах зазначених в індивідуальному варіанті.
3. Розрахунок навантаження на зубчасте зачеплення муфти фіксації інструментального диску на револьверній головці зі схемою зачеплення і параметрами в муфті Хірта (рис. 4.6).
4. Визначення параметрів зубчастого вінця муфти фіксації диску та максимального тиску на поверхнях зубів.
5. Вибір розмірів дискової пружини (пружин) (табл.ІІ1) або гідроциліндра затиску інструментального диску.

1.8 Контрольні питання

1. Як здійснюється базування і фіксація інструментального диску на корпусі револьверної головки токарного верстата з ЧПК?
2. Чим відрізняється процес зміни позиції інструментального диску в револьверних головках без приводу інструмента від того самого процесу в головках з приводом інструментів?
3. З якою метою в деяких револьверних головках з приводом інструмента виконується роз'єднувальна муфта на вихідному валу приводу інструмента?
4. Які параметри інструментального диску чинять вплив на навантаження в зубчастому зачепленні муфти Хірта?

5. Які чинники визначають вибір параметрів дискової пружини /гідроциліндра пристрою затиску інструментального диску?

1.9 Рекомендована література

1. Обладнання для новітніх технологій [Текст]: навчальний посібник / В.В. Солоха, Л.Й. Іщенко, І.А. Бойко, В.Ю. Коцюба, В.Л. Карнаух. – Запоріжжя: ПАТ «Мотор Січ», 2020. – 210 с.

2. Солоха В.В. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Обладнання для новітніх технологій” для студентів спеціальності 133 “Талужеве машинобудування” спеціалізація “Металорізальні верстати та системи” усіх форм навчання. - Запоріжжя: НУ”ЗП”, 2020. – 130 с.

3. Voith Hirth serrations. Rings, parts and specialized serration services. VT0648, en, 2021-08, BDI. – 2021. -16 p.
(www.voithturbo.com/hirth-coupling).

4. Disc Springs. SPIROL International Corporation. – 2016. – 20 p.
<https://www.spirol.com/product/disc-springs/>

5. Training Handbook. Metal Cutting Technology. C-2920:40 en-GB © AB Sandvik Coromant 2017.11. p.391 (www.sandvik.coromant.com).

6. Catalog & Technical Guide 2019.1. Turning. 03272037, St20186677 Gb, Seco Tools Ab, 2019. – p. 768. (www.secotools.com)

Додаток А

Таблиця А.1 – Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №1

Номер варіанта	Швидкість різання, м/хв.		Діаметр, мм		Потужність, кВт	Тип верстата
	$V_{\min}$	$V_{\max}$	$D_{\min}$	$D_{\max}$		
1	160	420	40	160	6,5	Токарний
2	120	280	6	80	5,3	БЦВ
3	220	470	60	250	8,5	Токарний
4	150	302	8	120	5	БЦВ
5	120	360	80	400	12	Токарний
6	110	320	6	95	3,5	БЦВ
7	201	380	63	220	13,2	Токарний
8	110	340	12	100	3,5	БЦВ
9	80	300	16	125	4	Фрезерний
10	180	400	50	180	4,5	Токарний
11	120	390	20	150	11	Фрезерний
12	62	420	25	110	9	Фрезерний

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 - Характеристики асинхронних двигунів Heidenhain GmbH

Модель	Потужність, кВт	Номинальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота, хв ⁻¹	Момент, Нм
QAN200M	5,5	1500	9000	35,0
QAN200L	7,5	1500	9000	47,8
QAN200U	10,0	1500	9000	63,7
QAN260M	15,0	1500	8000	95,5
QAN260L	20,0	1500	8000	127,3
QAN260U	24,0	1500	8000	152,8
QAN260W	12,0	750	8000	152,8
QAN320M	32,0	1500	8000	203,7
QAN320L	40,0	1500	8000	254,6
QAN320U	18,0	750	8000	229,2

Таблиця Б.2 - Вбудовані синхронні електродвигуни для приводів головного руху Siemens SIMOTICSM-1FE1

Модель	Потужність S1/S6-40%, кВт	Момент, Нм	Номинальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота, хв ⁻¹
1FE1051-6WN 7 0- 1 B	6.3/6,3	10	6000	12000
1FE1041-6WM 0- 1 B A	7.4/7,4	4.5	15800	18000
1FE1051-6WK 7 0- 1 B	8.3/8,3	10	8000	15000
1FE1042-6WR 0- 1 B A	11.5/11.5	11	10000	15000
1FE1052-6WN - 0- 1 B	11.5/11.5	20	5500	12000
1FE1042-6WN 0- 1 B A	14.4/14	11	12500	18000
1FE1052-6WK - 0- 1 B	14/14	18	7500	15000
1FE1054-6WN - 0- 1 B A	23	37	6000	12000
1FE1074-4WT - 1 - 1 B A	25.8	60	4100	18000
1FE1082-4WN - 1 - 1 B A	15.5	42	3500	20000
1FE1084-4WT - 1 - 1 B A	26.4 /26.4	84	3000	15000
1FE1084-4WQ - 1 - 1 B A	30	84	3400	18000
1FE1085-4WT - 1 - 1 B A	24 /24	105	2200	12000
1FE1094-4WU - 1 - 1 B	18	95	1800	10000

Таблиця Б.3 - характеристики асинхронних двигунів приводів головного руху FANUC α серії

Модель	Потужність S1/S6-40%, кВт	Момент, Нм	Номінальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота, хв ⁻¹
$\alpha 3$	3,7/5,5	23,5	1500	8000
$\alpha 6$	5,5/7,5	35	1500	8000
$\alpha 8$	7,5/11	47,7	1500	6000
$\alpha 12$	11/15	70	1500	6000
$\alpha 15$	15/18,5	95,4	1500	6000
$\alpha 18$	18,5/22	117,7	1500	6000
$\alpha 22$	22/26	140	1500	6000
$\alpha 30$	30/37	249,1	1500	6000

Таблиця Б.4 - Характеристики асинхронних двигунів приводів головного руху Fanuc αP серії

Модель	Потужність S1/S6-40%, кВт	Момент, Нм	Номінальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота, хв ⁻¹
$\alpha P 8$	3,7/5,5	47,1	750	6000
$\alpha P 12$	5,5/7,5	70	750	6000
$\alpha P 15$	7,5/9	95,5	750	6000
$\alpha P 18$	9/11	114,6	750	6000
$\alpha P 22$	11/15	140	750	6000
$\alpha P 30$	15/18,5	249	575	4500
$\alpha P 40$	18,5/22	307	575	4500

Додаток В

Таблиця А.1 - Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №2

Варіант N	Тип верстата	Маса виконавч. органу з заготовкою (інструм.), кг	Швидкість переміщ. вузла Прискор./роб. подача, м/хв.	Прискорення, м/с ²	Величина переміщення, мм	Кут нахилу напрямних δ°	Опір поверхні, f, N	Номін. частота приводного двигуна хв ⁻¹
1	5-осьовий	8000	40/30	4	2300	90	150	3000
2	5-осьовий	1600	40/30	8	1000	0	50	3000
3	5-осьовий	1200	40/30	4	2300	90	80	3000
4	5-осьовий	600	50/30	5	900	90	50	3000
5	Токарний	500	24/10	4	200	60	20	2000
6	Токарний	750	30/10	4,5	550	90	30	1500
7	5-осьовий	900	50/30	3	550	0	20	3000
8	5-осьовий	1400	50/30	3	1800	90	100	3000
9	Токарний	700	30/20	3,5	260	30	20	3000
10	Токарний	900	30/20	2	590	90	30	2000
11	5-осьовий	2400	45/25	7	2000	30	95	3000
12	5-осьовий	3200	45/20	6	3200	90	120	3000
13	5-осьовий	2500	50/25	7	2500	90	100	2500
14	Токарний	400	20/10	4	210	45	18	1500
15	Токарний	800	32/15	4	670	45	25	2000

Додаток Г

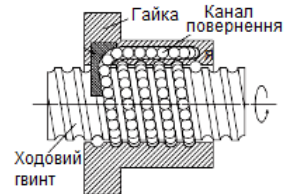
Основні параметри кулькових гвинтових передач

Таблиця Г.1 - Тип НМД для високошвидкісних верстатів

Допустиме значення $dn \leq 160\,000$; $n_{\max} = 4000 \text{ хв}^{-1}$

Модель No.	Діам. гвинта d, мм	Крок Р, мм	Діам. заклад. др, мм	Вантажопідйомність (Н)		Осьова жорсткість, (Н/мм)	Довжина гайки, L, мм
				Динамічна C_d	Статична C_{0a}		
ЕМ4016-4Е	40	16	34.1	57100	130000	1020	160
ЕМ4020-6Е		20	34.4	66900	165000	1340	150
ЕМ4025-6Е		25	34.1	79100	191000	1370	182
ЕМ4030-6Е		30	34.1	79100	191000	1350	213
ЕМ4516-4Е	45	16	39.1	59600	145000	1060	160
ЕМ4520-6Е		20	39.4	69100	186000	1470	150
ЕМ4525-6Е		25	39.1	82500	213000	1510	182
ЕМ5016-4Е	50	16	44.1	61800	160000	1150	160
ЕМ5020-6Е		20	44.4	73200	206000	1600	150
ЕМ5025-6Е		25	44.1	85600	235000	1620	182
ЕМ5030-6Е		30	44.1	85600	235000	1630	213
ЕМ6316-4Е	63	16	55.2	111000	339000	1600	170

Таблиця Г.2- Тип BSL для невеликих токарних верстатів, обробних центрів

Допустиме значення $dn \leq 160\,000$ Максимальна частота обертання: $n_{\max} = 4000 \text{ хв}^{-1}$ $L_{\max}$ – повна довжина гвинта; L – довжина гайки; $L_{1\max}$ – довжина нарізаної різьби

Модель №.	Діам. гвинта d, мм	Крок, р мм	Діам. заклад. др, мм	Вантажопідйомність (Н)		$L_{\max}$, мм	$L_{1\max}$, мм	L , мм
				Динамічна C_d	Статична C_{0a}			
BSL2005	20	5	17,2	8920	16300	500	500	37
BSL2006		6	16,4	11900	20000			45
BSL2505	25	5	22,2	9900	20500	700	700	38
BSL2506		6	21,4	13300	25200			44
BSL2508		8	20,5	17100	30100			55
BSL2510		10	20,5	17100	30100			65
BSL3210	32	10	26,4	27700	51300	1000	800	68
BSL3212		12						77

Таблиця Г.3 - Тип НМС для високошвидкісних верстатів

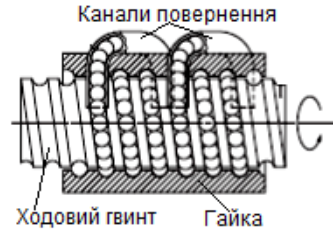
Допустиме значення dn :

HZC, HDC- 100000 або менше;

HZF, HDF - 135000 або менше.

Максимальна частота обертання:

$$n_{\max} = 3750 \text{ хв}^{-1}$$



Модель №.	Діам. гвинта d, мм	Крок p, мм	Діам. западини dr, мм	Вантажопідйомність (Н)		Осьова жорсткість, К (N/μm) 10%Ca	Довжина гайки, мм
				Динамічна Ca	Статична C _{0a}		
HZF3616-5 SHZC3616-5	36	16	31.7	40200	102000	1420	134
HZF3620-3.5 HZC3620-3.5		20	30.6	44000	98500	1050	121
HZF4016-5 HZC4016-5	40	16	35.7	41200	112000	1550	134
HZF4020-3.5 HZC4020-3.5	40	20	34.6	46100	107000	1130	121
HZF4020-5 HZC4020-5	40			62600	153000	1590	161
HZF4516-5	45	16	40.7	43800	127000	1690	134
HZF4516-7.5				62100	191000	2470	187
HZF4520-3.5 HZC4520-3.5		20	39.6	47600	120000		122
HZF4520-5 HZC4520-5				64700	170000	1740	162
HZF4525-3.5 HZC4525-3.5		25	39.3	56800	137000	1280	141
HZF5020-3.5 HZC5020-3.5	50	20	44.6	50400	133000	1360	122
HZF5020-5 HZC5020-5				68500	191000	1910	162
HZF5025-3.5 HZC5025-3.5		25	44.3	58900	152000	1390	141
HZF5025-5 HZC5025-5				80100	216000	1940	191
HZF5030-3.5 HZC5030-3.5		30	44.3	58900	152000	1390	159
HZF5520-3.5	55	20	49.6	51600	145000	1450	122
HZF5520-5				70200	208000	2050	162
HZF5525-3.5		25	49.3	62600	165000	1560	141
HZF5525-5				85000	238000	2120	191
HZF5530-3.5		30	49.3	62600	165 000	1 560	159

Таблиця Г.4 – Прецизійні кулькові гвинти з попереднім натягом
BNFN компанії THK

Допустиме значення $dn \leq 70\,000$

Модель No.	Діам. гвинта d, мм	Крок P, мм	Діам. запад. dr, мм	Вантажопідйомність (Н)		Осьова жорсткість, (Н/мм)	Довжина гайки, L мм
				Динамічна C _a	Статична C _{0a}		
BNFN 7010-7.5	70	10	64,5	94,9	371,4	3350	261
BNFN 7012-5		12	64,2	78,9	278,3	2320	237
BNFN 7020-5		20	62,9	153,9	514,5	3090	325
BNFN 8010-5	80	10	75,2	70,6	283,2	2530	197
BNFN 8012-5		12	74,1	96,5	353,8	2620	231
BNFN 8020A-5		20	72,9	163,7	589	3430	347
BNFN 10020A-5	100	20	92,9	179,3	737	4080	351

Додаток Д

Таблиця Д.1- Максимальні довжини ходових гвинтів для класів
точності

Діаметр ходового гвинта, мм	Довжина ходового гвинта					
	C0	C1	C2	C3	C5	C7
16	620	730	900	1050	1100	1400
18	720	840	1050	1220	1350	1600
20	820	950	1200	1400	1600	1800
25	1100	1400	1600	1800	2000	2400
28	1300	1600	1900	2100	2350	2700
30	1450	1700	2050	2300	2570	2950
32	1600	1800	2200	2500	2800	3200
36	2000	2100	2550	2950	3250	3650
40		2400	2900	3400	3700	4300
45		2750	3350	3950	4350	5050
50		3100	3800	4500	5000	5800
55		3450	4150	5300	6050	6500
63		4000	5200	5800	6700	7700
70			6300	6450	7650	9000
80				7900	9000	10000
100				10000	10000	10000

Додаток Е

Таблиця Е.1 - Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №3

Номер варіанту	Потужність електродвигуна, кВт	Номінальна частота, хв. ⁻¹	Максимальна частота обертання, хв. ⁻¹
1	10,5	2000	12000
2	18	7500	15000
3	18,7	2200	9000
4	21	5500	24000
5	28	2000	7500
6	5,5	1500	8000
7	9	1500	5500
8	11	1500	6000
9	22	1500	7000
10	29	3400	9000
11	10	1200	6300
12	5,8	4500	20000
13	15	1500	6900
14	12	3000	12000
15	8	1200	6500

Додаток Є

Таблиця Є.1 - Параметри дискових пружин (рис.3.5) (DIN 2093)

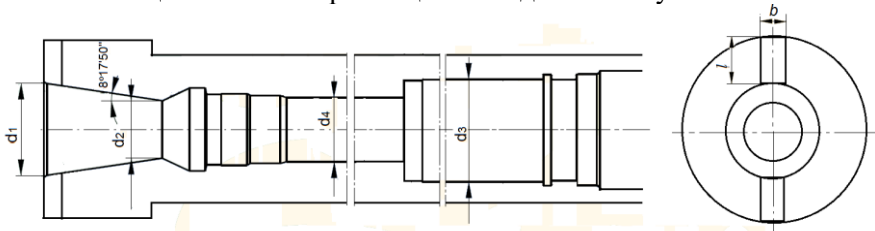
D _e	D _i	t	L ₀	h ₀	h ₀ /t	s=0.25h ₀		s=0.5h ₀		s=0.75h ₀		s=1.0h ₀	
						s	F	s	F	s	F	s	F
22,5	11,2	0,8	1,45	0,65	0,812	0,162	306,3	0,325	533,4	0,487	707,4	0,65	855,1
22,5	11,2	1,25	1,75	0,5	0,4	0,125	693,1	0,25	1330	0,375	1929	0,5	2509
23	10,2	1	1,7	0,7	0,7	0,175	538,2	0,35	964,2	0,525	1315	0,7	1629
23	12,2	1,5	2,1	0,6	0,4	0,15	1432	0,3	2748	0,45	3986	0,6	5184
25	12,2	0,7	1,6	0,9	1,285	0,225	331,2	0,45	514,6	0,675	599,6	0,9	635,4
25	12,2	1,5	2,05	0,55	0,366	0,137	1040	0,275	2007	0,412	2926	0,55	3821
28	12,2	1	1,95	0,95	0,95	0,237	589,9	0,475	991,7	0,712	1268	0,95	1482
28	12,2	1,5	2,25	0,75	0,5	0,187	1149	0,375	2159	0,562	3077	0,75	3949
28	14,2	1	1,8	0,8	0,8	0,2	476,4	0,4	832	0,6	1107	0,8	1342
28	14,2	1,5	2,15	0,65	0,433	0,162	1033	0,325	1970	0,487	2841	0,65	3680
31,5	16,3	1,25	2,15	0,9	0,72	0,225	790,5	0,45	1409	0,675	1913	0,9	2359
31,5	16,3	2	2,75	0,75	0,375	0,187	2199	0,375	4239	0,562	6173	0,75	8054
34	12,3	1	2,2	1,2	1,2	0,3	587,2	0,6	930	0,9	1110	1,2	1208
34	12,3	1,5	2,7	1,2	0,8	0,3	1447	0,6	2527	0,9	3363	1,2	4076
34	14,3	1,5	2,55	1,05	0,7	0,262	1224	0,525	2192	0,787	2990	1,05	3704
34	16,3	2	2,85	0,85	0,425	0,212	2097	0,425	4003	0,637	5783	0,85	7498
35,5	18,3	2	2,8	0,8	0,4	0,2	1864	0,4	3576	0,6	5187	0,8	6747
40	14,3	2	3,05	1,05	0,525	0,262	1800	0,525	3363	0,787	4769	1,05	6096
40	20,4	2	3,1	1,1	0,55	0,275	2175	0,55	4041	0,825	5701	1,1	7258
40	20,4	2,5	3,45	0,95	0,38	0,237	3351	0,475	6453	0,712	9390	0,95	12243
45	22,4	1,25	2,87	1,6	1,28	0,4	1041	0,8	1620	1,2	1891	1,6	2007
45	22,4	2,5	3,5	1	0,4	0,25	2773	0,5	5320	0,75	7716	1	10037
50	18,4	2	3,65	1,65	0,83	0,41	2218	0,83	3885	0,75	3478	1,65	6163
50	20,4	2,5	3,85	1,35	0,54	0,34	3028	0,68	5637	1,01	7902	1,35	10098
50	25,4	2,25	3,75	1,5	0,666	0,375	2905	0,75	5249	1,125	7217	1,5	8997
50	25,4	2,5	3,9	1,4	0,56	0,35	3473	0,7	6437	1,05	9063	1,4	11519
50	25,4	3	4,1	1,1	0,366	0,275	4255	0,55	8214	0,825	11976	1,1	15640
60	20,5	2	4,2	2,20	1,1	0,55	2528	1,1	4097	1,65	5026	2,2	5636
60	25,5	2,5	4,40	1,90	0,88	0,48	3478	0,95	6081	1,43	8195	1,90	9997

Продовження таблиці Є.1 - Параметри дискових пружин (рис.3.5)
(DIN 2093)

D _e	D _i	t	L ₀	h ₀	h ₀ /t	s=0.25h ₀		s=0.5h ₀		s=0.75h ₀		s=1.0h ₀	
						s	F	s	F	s	F	s	F
60	30,5	2,5	4,5	2,0	0,8	0,50	4059	1,0	7088	1,5	9432	2,0	11433
63	31	2,5	4,25	1,75	0,7	0,44	2957	0,88	5294	1,31	7179	1,75	8904
63	31	3	4,7	1,7	0,57	0,43	4573	0,85	8373	1,28	11810	1,7	14946
63	31	3,5	4,90	1,4	0,40	0,35	5399	0,70	10359	1,05	15025	1,4	19545
70	35,5	3	5,1	2,1	0,7	0,525	5028	1,05	9007	1,575	12287	2,1	15218
70	35,5	3,5	5,3	1,8	0,514	0,45	6077	0,9	11384	1,35	16177	1,8	20714
70	35,5	4	5,8	1,8	0,45	0,45	8757	0,9	16634	1,35	23923	1,8	30919
71	36	2,5	4,5	2,0	0,8	0,50	2894	1,0	5054	1,5	6725	2,0	8152
71	36	4	5,6	1,6	0,4	0,4	7379	0,8	14157	1,2	20535	1,6	26712

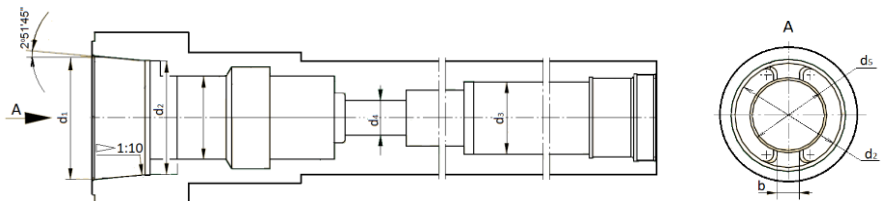
Додаток Ж

Таблиця Ж.1 – Розміри кінців шпинделів з конусом 7:24



Номинальний розмір	d_1	d_2	d_3	d_4	b	l
30	31,75	19,5	30	19	15,9	17
40	44,45	26,7	33	27	19	20
45	57,15	32,4	37	29	19	20
50	69,85	43	41,5	30	25,4	26
55	88,90	50,4	61	38	25,4	26
60	107,95	65	73	52	25,4	46

Таблиця Ж.2 – Розміри кінців шпинделів з конусом 1:10 (HSK)



Номинальний розмір	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	b
32	24,318	23,378		6,6	17	6,8
40	30,398	29,158	32	8,6	21	7,8
50	38,498	36,908	32	10,6	26	10,3
63	48,628	46,638	35	14,6	34	12,3
80	60,797	58,257	41,5	16,6	42	15,8
100	75,997	72,757	44	18,4	53	19,78
125	96,246	92,206	72	25,4	67	24,78
160	121,596	116,256		32,4	85	29,78

Додаток 3

Таблиця 3.1 – Варіанти індивідуальних завдань до лабораторної роботи №4

Варіант	Тип головки	Затискний пристрій	Вид обробки	Встановлення інструмента	Режими обробки	Розмір диску S, мм
1	Без приводу	Гідроциліндр	Токарна	На торці	V=210 м/хв. S=0,55мм/об t=4,5 мм	410
2	З приводом	Диск. пружина	Фреза кінцева	На периферії	V=60 м/хв. S=250мм/хв t=20 мм d _{фр} =18 мм	330
3	З приводом	Диск. пружина	Фреза торцева	На периферії	V=276 м/хв. S=1 мм/об t=5 мм d _{фр} =80 мм	365
4	Без приводу	Гідроциліндр	Токарна	На торці	V=240 м/хв. S=0,5мм/об t=6 мм	360
5	Без приводу	Диск. пружина	Свердління	На периферії	V=200 м/хв. S=0,18мм/об d _{св} =63 мм	400
6	З приводом	Гідроциліндр	Токарна	На периферії	V=320 м/хв. S=0,3мм/об t=6 мм	330
7	З приводом	Гідроциліндр	Фреза кінцева	На периферії	V=40 м/хв. S=260мм/хв t=15 мм d _{фр} =20 мм	400
8	Без приводу	Гідроциліндр	Свердління	На периферії	V=123 м/хв. S=0,15мм/об d _{св} =50 мм	470
9	З приводом	Диск. пружина	Фреза кінцева	На периферії	V=80 м/хв. S=69 мм/хв t=7 мм d _{фр} =55 мм	508
10	Без приводу	Гідроциліндр	Токарна	На торці	V=320 м/хв. S=0,4мм/об t=7 мм	470

Таблиця 3.2 – Параметри інструментального диску до варіантів індивідуальних завдань лабораторної роботи №4

Варіант	Розміри, мм				
	D	S	l	c	e
1, рис.44,б	630	410	110	70	40
2, рис.44,а	592	330	120	100	-
3, рис.44,а	672	365	130	100	-
4, рис.44,б	550	360	95	40	40
5, рис.44,б	650	400	125	95	-
6, рис.44,а	549	330	100	70	
7, рис.44,а	650	400	125	95	-
8, рис.44,б	660	470	40	55	40
9, рис.44,а	700	508	34	34	
10, рис.44,б	660	470	40	55	40

Додаток И

Таблиця И.1 - Параметри дискових пружин (DIN 2093) до роботи 4

D _e	D _i	t	L ₀	h ₀	h ₀ /t	s=0.25h ₀		s=0.5h ₀		s=0.75h ₀		s=1.0h ₀	
						s	F	s	F	s	F	s	F
100	51	2,7	6,2	3,5	1,3	0,88	4800	1,75	7410	2,63	8,613	3,5	9091
100	51	3,5	6,3	2,8	0,8	0,7	5624	1,4	9823	2,1	13070	2,8	15843
100	51	4	7	3	0,75	0,75	8673	1,5	15341	2,25	20674	3,0	25338
100	51	5	7,8	2,8	0,56	0,70	13924	1,4	25810	2,10	36339	2,80	46189
100	51	6	8,2	2,20	0,37	0,55	17061	1,10	32937	1,65	48022	2,2	62711
112	57	3	6,90	3,90	1,30	0,98	5856	1,95	9038	2,93	10493	3,90	11064
112	57	4	7,20	3,20	0,8	0,80	7639	1,60	13341	2,40	17752	3,2	21518
112	57	6	8,5	2,5	0,42	0,63	15920	1,25	30215	1,88	43812	2,50	56737
125	64	3,5	8,0	4,5	1,29	1,13	8542	2,25	13231	3,38	15422	4,5	16335
125	64	5	9,00	4,00	0,80	0,88	12300	1,75	21924	2,63	29950	3,50	37041
140	72	3,8	8,70	4,90	1,29	1,23	9543	2,45	14773	3,68	17201	4,90	18199
140	72	5	9,00	4,00	0,80	1,00	12014	2,00	20982	3,00	27920	4,00	33843
160	82	4,3	9,90	5,60	1,30	1,40	12162	2,80	18832	4,20	21843	5,60	23022
160	82	6	10,5	4,50	0,75	1,13	17270	2,25	30431	3,38	41051	4,50	50260

Додаток І

Таблиця ІІ – Класифікація за оброблюваністю деяких матеріалів

Група	Опис	Властивості	Посилання	$k_{c1.1}$	m_c
P3	Феритні і ферит/перлітні сталі, C<0,25%. Зварювані конструкційні сталі Цементовані сталі	$430 < \sigma_b < 610$	16MnCr5 $\sigma_b = 550 \text{ Н/мм}^2$ Сталь 20Х	1800	0,14
P4	Низьколеговані конструкційні сталі $0,25 < C < 0,67\%$	$520 < \sigma_b < 1200$	C 45E $\sigma_b = 660 \text{ Н/мм}^2$ Сталь 45	2000	0,15
P5	Конструкційні сталі $0,25 < C < 0,67\%$ Загартування та відпуск сталі	$550 < \sigma_b < 1200$	42CrMo4 $\sigma_b = 700 \text{ Н/мм}^2$ Сталь 40Х	2020	0,18
P6	Низьколеговані сталі з наскрізним гартм, $C > 0,67\%$. Пружинні і підшипникові сталі	$520 < \sigma_b < 1200$	C100S $\sigma_b = 600 \text{ Н/мм}^2$ Сталь У10А	2100	0,17
K1	Сірий чавун		EN-GJL-250 Чавун СЧ20	930	0,32
K2	Чавуни з ущільненим графітом		EN-GJL-400	1000	0,35
K3	Ковкі чавуни		EN-GJMB-550-4	1050	0,37
K4	Чавуни з шароподібним графітом		EN-GJS-500-7 Чавун ВЧ42-12	1160	0,37
H3	Загартовані сталі	$58 < \text{HRC} < 62$	16 MnCr 5 60 HRC Сталь 12ХН2	2070	0,14
H5	Загартовані та відпущені сталі	$38 < \text{HRC} < 56$	42 CrMo 4 50 HRC Сталь 38ХМ	2320	0,18
H7	Загартовані та відпущені сталі Підшипникові сталі	$58 < \text{HRC} < 64$	100 Cr 6 60 HRC Сталь ШХ15	2480	0,17
H8	Інструментальні сталі Швидкорізальні сталі (HSS)	$38 < \text{HRC} < 64$	X40CrMoV5 1 50 HRC Сталь 4Х2МФ1С	2750	0,20
H11	Мартенситні нержавіючі сталі	$38 < \text{HRC} < 50$	X 20 Cr 13 45 HRC Сталь 20Х13	2300	0,15
H12	Нержавіючі сталі, що піддаються маржинтному та дисперсійному зміцненню	$1200 < \sigma_b < 1650$	X 5 CrNiCuNb 16 4 $\sigma_b = 1450 \text{ Н/мм}^2$ Сталь 09Х17Н7Ю1	2410	0,17

Додаток І

Таблиця І – Параметри зубчастих вінців муфти Хірта (рис. 4.6, 4.7)

Зовнішній діаметр стандартний для компанії Voith. В револьверних головках верстатів вони будуть відрізнятись. Кількість зубів на вінці повинна забезпечувати відповідний поворот інструментального диска. Так 60 і 38 зубів не підходять для 8- позиційних головок.

Параметр U – повна висота зачеплення зубів, мінімальний розмір, на який повинен переміститися зубчастий вінець, з тим, щоб зуби повністю вийшли з зачеплення.

Діаметр	125		160		200		250		280		320	
Число зубів	h, мм	U, мм	h, мм	U, мм	h, мм	U, мм	h, мм	U, мм	h, мм	U, мм	h, мм	U, мм
36	5,8	4,6										
48	4,34	3,6	5,43	4,3	5,9	4,1						
60	3,83	3,5	4,5	3,8	5,4	4,3	5,91	4,2	7,27	5,7		
72	3,69	3,5	4,21	3,8	4,83	4,2	5,82	4,7	6,95	5,8	6,66	4,9
96			3,51	3,4	3,84	3,5	4,36	3,7	5,21	4,5	5,45	4,5
120			2,61	2,3	3,51	3,3	3,83	3,5	3,63	3,0	5,43	5,0
144					2,76	2,4	2,91	2,5	3,47	3,2	4,23	4,0
180							2,76	2,4	3,22	2,9	3,82	3,4

Синім кольором виділені значення, яким слід віддавати перевагу.

