

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Методичні рекомендації

з курсового проектування з дисципліни “Металообробне обладнання”
для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за
освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” усіх
форм навчання.

Методичні рекомендації з курсового проектування з дисципліни “Металообробне обладнання” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” усіх форм навчання. /Укл. В.В. Солоха. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2025. – с. 104

Укладач: В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

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

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

Затверджено
на засіданні кафедри
“Металорізальних верстатів та
інструментів”
Протокол № 3.
від “ ” 2025

Рекомендовано до видання
НМК машинобудівного
факультету
Протокол № ____.
від “ ” 2025

ЗМІСТ

Передмова	5
1. Загальні положення.....	5
1.1 Мета і задачі курсового проектування.....	5
1.2 Обсяг і зміст курсового проекту.....	6
1.3 Тематика курсового проекту.	7
1.4 Вихідні дані для проектування.....	7
1.5 Рекомендації щодо послідовності роботи над проектом.....	7
1.6 Виконання графічної частини проекту.....	8
1.7 Стисла технічна характеристика верстата.....	12
1.8 Захист курсового проекту.	12
2. Вказівки до визначення основних технічних характеристик верстата.....	13
2.1 Основні технічні характеристики верстата.....	13
2.2 Граничні розміри виробів і інструментів	13
2.3 Вибір режимів різання	14
2.4 Частоти обертання шпинделя.....	18
2.5 Сили різання, крутильні моменти і ефективна потужність	20
2.6 Визначення потужності електродвигуна.....	25
2.7 Приклади розрахунку технічної характеристики	26
3 Приводи головного руху.....	28
3.1 Приводи головного руху зі ступінчастим регулюванням.....	28
3.2 Визначення чисел зубців коліс.....	34
3.3 Передавальні відношення постійних передач	35
3.4 Перевірка частот обертання шпинделя.....	35
3.5 Приводи головного руху з безступінчастим та комбінованим регулюванням.....	36
3.6 Приклад розрахунків технічних характеристик верстата.	40
4 Вказівки з розрахунку механізмів приводу верстата	44
4.1 Загальні положення	44
4.2 Розрахункова схема.....	45
4.3 Розрахункова частота обертання	46
4.4 Розрахунок зубчастих передач.....	49

4.5 Розрахунок пасових передач	50
4.6 Розрахунок валів	50
5 Шпindelьні вузли верстатів	53
5.1 Загальні вимоги до шпindelів верстатів.....	53
5.2 Розрахунок жорсткості шпindelьних вузлів	59
5.3 Жорсткість шпindelьної опори.....	62
5.4 Конструктивні схеми шпindelьних вузлів.....	65
5.5 Конструювання шпindelьних опор.....	70
5.6 Змашування шпindelьних опор.....	72
5.7 Ущільнення підшипникових опор.....	76
7. Револьверні головки токарних верстатів з ЧПК.....	77
7.1 Загальні положення про револьверні головки.....	77
7.2 Вибір електродвигуна для револьверної головки.....	82
Рекомендована література.....	85
Додатки	90

ПЕРЕДМОВА

Дані методичні розробки мають на меті допомогти студентам спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” освітньої програми “Металорізальні верстати та системи” в виконанні ними курсового проєкту з дисципліни «металообробне обладнання». В посібнику подані загальні вимоги до курсового проєкту, відомості про обсяг і зміст окремих його частин, рекомендації з послідовності роботи над проєктом, вказівки з оформлення графічної частини і пояснювальної записки.

В ході виконання проєкту студенти вже мають деяку практику проєктування окремих частин машин, яку вони отримали під час виконання проєкту з деталей машин. Тому в цих розробках основна увага приділена питанням розрахунків і конструювання механізмів і вузлів специфічних для металообробного обладнання. Матеріал методичних рекомендацій поданий в тій послідовності, в якій ці питання вирішуються в ході виконання розрахунків в курсовому проєкті.

Стислий обсяг методичних рекомендацій не дає змоги подати більше інформації з питань, що розглядаються. Більш змістовно цей матеріал можна вивчити із відповідної літератури, список якої наводиться в кінці посібника. Крім того, ряд питань які можуть виникнути в ході роботи над проєктом з’ясовуються на консультаціях, що проводяться викладачами кафедри.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Мета і задачі курсового проєктування

Курсовий проєкт з металообробного обладнання є завершальним етапом вивчення відповідного курсу.

Метою курсового проєктування є набуття студентом навичок самостійної практичної конструкторської роботи на основі теоретичних знань отриманих на попередніх етапах навчання.

Як результат виконання курсовому проєкту з металообробного обладнання студенти повинні:

- знати принципи конструювання і розрахунків механізмів і деталей металорізальних верстатів;

- вміти виконувати вибір розрахункових схем, вести необхідні розрахунки, пов'язані з проектуванням металообробного обладнання, проектувати окремі вузли і механізми металорізальних верстатів.

1.2 Обсяг і зміст курсового проекту

Курсовий проект з металообробного обладнання має обсяг 3-4 аркуші креслень формату А1 і пояснювальну записку (ПЗ) обсягом 35-40 аркушів. На 2-3 аркушах виконується креслення вузлів (розгортка і розрізи), на інших аркушах - робочі креслення 2-3 деталей вузлів, що проектуються. Зміст окремих аркушів узгоджується з керівником проекту.

В ПЗ подаються опис конструкції верстата, що розробляється, його призначення і технологічні можливості, наводяться всі розрахунки, пов'язані з проектуванням верстата і його механізмів, виконується техніко-економічне обґрунтування конструкції. В додатку до ПЗ на 2-3 аркушах виконується специфікація головного креслення проекту, можуть бути подані алгоритми розрахунків деталей, механізмів і інші матеріали.

Детальні вимоги до змісту і оформлення пояснювальної записки подаються в СТП-15-11 [18].

Етапи курсового проектування і орієнтовні терміни їх виконання наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Етапи курсового проекту

Зміст етапу	Обсяг, %	Термін виконання (тиждень)
1. Розробка основних параметрів верстата. Вибір структурної формули приводу, побудова картини частот обертання шпинделя, розрахунок передавальних відношень, вибір чисел зубців коліс.	20	3
2. Визначення потужності і типу привідного електродвигуна. Розрахунок модулів зубчастих коліс і діаметрів валів.	15	5
3. Розробка креслень вузлів, що проектуються (розгортка, розріз). Виконання уточнювальних розрахунків деталей.	40	9
4. Виконання робочих креслень деталей.	15	11
5. Оформлення ПЗ.	10	13
6. Захист курсового проекту.		13-14

1.3 Тематика курсового проекту.

Типовим завданням на курсовий проект є розробка приводу універсального або спеціалізованого металорізального верстата середніх розмірів з детальною розробкою конструкції одного - двох вузлів (розгортка і розріз). В тематиці курсового проекту може бути використана тематика НДР, яка виконується студентом на кафедрі.

Тематика курсового проектування розробляється з таким розрахунком, щоб в процесі роботи студент міг ознайомитись з конструкцією і методикою розрахунків найбільшого числа характерних для верстатобудування механізмів і вузлів: приводів головного руху і подач, різних передач, муфт, шпindelних вузлів, тощо.

Найбільш поширеними є завдання на проектування приводів головного руху (коробок швидкостей, редукторів), шпindelних вузлів, приводів подач (тягових пристроїв), столів, револьверних головок і інших основних вузлів універсальних металорізальних верстатів середніх розмірів (токарних, фрезерних, багатоцільових та інших).

1.4 Вихідні дані для проектування.

Початковими даними для виконання курсового проекту з металообробного обладнання є прототип верстата і розміри його робочої зони (ширина стола, найбільший діаметр обробки, тощо). Крім того за вказівкою керівника проекту можуть бути задані число ступенів чи діапазон регулювання приводу, режими різання, тощо.

1.5 Рекомендації щодо послідовності роботи над проектом

1. Ознайомитись з принципом роботи і конструкцією верстата-прототипу, з'ясувати його характеристики, визначити перспективу розвитку верстатів такого типу.
2. Визначити види робіт, які будуть виконуватися на верстаті, що проектується, матеріали заготовок і різальних інструментів.
3. Визначити основні технічні характеристики верстата, що проектується.
4. Розрахувати ефективну потужність, потужність приводного електродвигуна, вибрати тип електродвигуна [20, 22].
5. Виконати аналіз кінематики базового верстата і вибрати напрямок її модернізації.
6. Накреслити попередню кінематичну схему приводу.

7. Виконати кінематичний розрахунок приводу.
8. Розрахувати крутильні моменти на усіх валах приводу верстата на розрахунковій частоті обертання шпинделя.
9. Виконати попередній розрахунок діаметрів валів приводу з умов міцності на кручення.
10. Розрахувати модулі і розміри зубчатих передач.
11. Розрахувати пасові передачі (за наявності).
12. Розрахувати або підібрати відповідні муфти (за наявності).
13. Розпочати креслити перший аркуш. На підставі розрахунків виконується ескізне опрацювання першого аркушу проєкту - розгортки (розрізів по валах) приводу, що проєктується.
14. Після того як (за кресленням) перевірені лінійні розміри, перевірити одержані в попередніх розрахунках діаметри валів, шляхом знаходження їх деформацій від вигину під зубчатими колесами, порівнюючи їх з допустимими. Шпиндель та один із валів приводу необхідно розрахувати на жорсткість з побудовою епюр згинальних і крутних моментів.
15. Після перевірки керівником оформити перший аркуш: зробити виноски для нумерації деталей, проставити необхідні розміри, посадки тощо.
16. Накреслити другий аркуш.
17. Скласти специфікацію до першого і другого аркушів проєкту.
18. Виконати робочі креслення заданих деталей.
19. Оформити пояснювальну записку.

1.6 Виконання графічної частини проєкту

1.6.1. Креслення вузлів.

Креслення курсового проєкту виконується в відповідності до вимог «Єдиної системи конструкторської документації» (ЕСКД).

Креслення виконуються на комп'ютері за допомогою одного з графічних редакторів або олівцем. Формати креслення вибираються в залежності від розмірів розроблюваних вузлів та деталей.

Конструкції всіх складальних одиниць і деталей викреслюються в масштабі 1:1. Дрібні елементи конструкції (жолобники, канавки, тощо), які потребують показу форми та постановки розмірів, викреслюються окремо в вигляді виносних збільшених елементів.

Одним з креслень проєкту, для якого виконуються інші креслення, є розгортка (розріз через вали) коробки швидкостей чи

іншого вузла. На розгортці механізму всі вали розташовуються в одній площині, що дає змогу добре показати його конструкцію – кількість і розташування валів, зубчастих коліс, шківів, муфт, їх закріплення і можливості їх переміщення, конструкцією підшипників і можливості їх регулювання, тощо.

Для того, щоб показати розташування механізмів в просторі виконуються поперечні розрізи розроблюваного вузла. На цих розрізах відображають також конструкцію і розташування механізмів системи керування та блокування.

В ході розробки креслень проекту можуть бути використані допущення, які передбачені ЄСКД в зображенні однотипних рівномірно розташованих елементів (отворів, зубців, пазів, тощо), ліній перетину поверхонь і інше. Спрощений показ підшипників кочення в осьових розрізах і перетинах, а також зображення половини розрізу підшипника контуром з діагоналями на складальних кресленнях в курсовому проєкті забороняється.

На кресленнях вузлів зазначаються розміри, крайні положення і інші параметри та вимоги, які повинні бути виконані та перевірені за цими кресленнями. На кресленнях вузлів проставляють:

- габаритні розміри виробу;
- встановлювальні та з'єднувальні розміри, а також необхідні довідкові розміри (до з'єднувальних розмірів зараховують такі параметри, як модуль та кількість зубців зубчастих коліс, крок та кількість зубців зірочок, якщо вони є елементами зовнішнього зв'язку для складальної одиниці));
- виконавчі (складальні) розміри, які пов'язані з виконанням деяких технологічних операцій в процесі складання, а також такі, що визначають умови регулювання виробу, наприклад, розмір отвору під штифти, якщо вони оброблюються в процесі складання;
- розміри зазорів, від яких залежить характер установки деталей, наприклад посадка зубчастого колеса на вал, посадка підшипника на вал і в корпус, тощо; для зазначення посадок використовуються літерні зображення, оскільки вони безпосередньо віддзеркалюють тип передбаченої конструктором посадки, наприклад: $\varnothing 50 \text{ H7/e8}$;
- розміри проміжків між підшипниками і торцями підшипникових кришок, якщо вони контролюються під час складання з метою запобігти защемленню підшипників і т. і.;

- розрахункові і довідкові розміри, що характеризують основні силові і експлуатаційні показники виробу, наприклад, міжосьовий розмір і ширина зубчастих коліс, крайні положення рухомих частин.

За потреби креслення складальних одиниць і деталей заповнюють відповідними текстовими технічними вимогами, основними характеристиками та таблицями. Зміст технічних вимог залежить від виду виробу і призначення креслення.

На складальних кресленнях вузлів зазначають:

- вимоги, що визначають якість і точність виготовлення;
- вимоги до складання, наприклад, відхилення від співвісності валів при установці приводного електродвигуна, вказівки про додаткову обробку в процесі складання тощо;
- вимоги до оздоблення, наприклад, до фарбування виробу в зібраному вигляді;
- вимоги з експлуатації, наприклад, зі змащування механізмів з зазначенням кількості мастила та його марки.

Редакція технічних вимог повинна бути короткою і чіткою, що допускає однозначне тлумачення. Слід використовувати уже існуючі тексти вказівок.

Пунктам технічних вимог надають наскрізну нумерацію. Кожен пункт записується з нового рядка. Заголовок “Технічні вимоги” не пишуть, якщо на кресленні немає технічних характеристик. Якщо вони є, то записуються обидва заголовки (без підкреслювання).

Розміщуються технічні вимоги на полі креслення над основним написом у вигляді колонки не більше ширини основного напису. На форматах більших А4 текст допускається розташовувати в дві і більше колонок.

Таблиці, наприклад, таблицю вмикання електромагнітних муфт, розташовують на вільному полі креслення. Якщо таблиця не одна, над нею пишуть слово “Таблиця” з порядковим номером (без знаку N).

Всю текстову частину розміщують тільки на першому аркуші незалежно від кількості аркушів, на яких розміщені зображення даного виробу до якого вимоги відносяться.

1.6.2. Робочі креслення деталей.

Для виконання робочих креслень деталей основним масштабом є 1:1. Всі деталі, які є тілами обертання, подаються горизонтальною віссю. Літерні визначення граничних відхилень розмірів поверхонь на

цих кресленнях доповнюють їх числовими значеннями, наприклад, $\varnothing 42H7^{(+0,025)}$. Шорсткість поверхні вказують за параметром Ra , який вибирають з ряду: 100; 50; 25; 12.5; 6.3; 3.2; 1.6; 0.8; 0.4; 0.2; 0.1; 0.05; 0.025; 0.012. Зазначення шорсткості поверхонь виконується за ГОСТ2.309-73.

Якщо робочі креслення декількох деталей виконується на одному аркуші, останній повинен бути поділений на менші стандартні формати, кожен з яких повинен мати основний напис.

В технічних вимогах на робочих кресленнях деталей зазначають:

- вимоги до заготовок, наприклад, величину ливарних і штампувальних ухилів, відносний зсув штампів, тощо;
- вимоги до термічної обробки і поверхневого зміцнення деталей, наприклад, глибину цементування, азотування, тощо;
- технологічні вимоги на робочих кресленнях розміщувати не рекомендуються за винятком вимог з вибору виду заготовки (литво, поковка, тощо), вказівок з використання конкретних прийомів і способів обробки та складання, якщо вони передбачаються як виключний, гарантований вид обробки виробів, наприклад, притирка, спільне свердління, розгортання, розточування, тощо.

Найбільш високі вимоги висуваються до шпинделів металорізальних верстатів в зв'язку з тим, що якість оброблюваних деталей значною мірою залежить від якості самого шпинделя і його опорних шийок, від жорсткості шпинделя і від його положення в опорах.

Технічні вимоги на шпиндель формують в залежності від його службового призначення. Найважливішими з них є: точність геометричної форми і розмірів посадкових поверхонь і, перш за все, опорних шийок і встановлювальних поверхонь, на яких встановлюються патрони, цанги, допоміжний інструмент для кріплення інструментів і заготовок, а також точність взаємного розташування осей встановлювальних поверхонь шпинделя з осями опорних шийок. З метою збереження незмінності положення шпинделя в осьовому напрямку під час роботи верстата необхідно забезпечити з потрібною точністю перпендикулярність основних опорних базових поверхонь до осі обертання шпинделя і співвісність з нею різі встановлювальних затискних гайок, якщо такі наявні.

Передні кінці шпинделів стандартизовані [15-17, 19].

Вимоги до передніх кінців шпинделів наведені в [2].

Робочі креслення циліндричних зубчастих коліс, зубчастих рейок, конічних зубчастих коліс, циліндричних черв'яків і черв'ячних коліс виконується відповідно з вимогами стандартів ЄСКД.

1.7 Стисла технічна характеристика верстата

Наведена в ПЗ технічна характеристика спроектованого верстата повинна давати уявлення про технологічні можливості верстата і область його використання. Вона складається на основі прийнятих в процесі проектування верстата технічних рішень і повинна містити в собі такі основні дані: найбільші розміри оброблюваних виробів або інструментів, що використовуються на верстаті, діаметр отвору у шпинделі, кількість ступенів регулювання шпинделя, діапазон частот обертання шпинделя, кількість і діапазон подач (поздовжніх, поперечних, осьових і інших), швидкість прискорених переміщень, діапазон кроків різі, що нарізуються, потужність головного двигуна, габарити верстата.

В залежності від типу верстата, що проектується, технічна характеристика може доповнюватись іншими даними.

1.8 Захист курсового проєкту

Після перевірки і підписання керівником графічної частини та пояснювальної записки курсового проєкту студент допускається до захисту.

Захист проєкту відбувається відкрито перед комісією, яка складається з керівника та одного-двох викладачів кафедри.

Для захисту студент повинен підготувати доповідь на 6-8 хвилин, в якій слід показати головне завдання проєкту, обґрунтувати вибрані технічні рішення, зазначити особливості спроектованого верстата та області його використання. Після повідомлення студент повинен відповісти на запитання членів комісії, які задаються як щодо змісту курсового проєкту, так і для оцінки знань з загальнотехнічних і спеціальних дисциплін.

За результатами захисту проєкту комісія дає диференційовану оцінку проєкту. Тут враховується грамотність вибраних технічних рішень, якість виконання креслень і пояснювальної записки, якість і стислість доповіді і відповідей на запитання членів комісії, а також дотримання термінів виконання курсового проєкту.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕРСТАТА

2.1 Основні технічні характеристики верстата

Згідно з завданням на курсове проектування визначаються основні технічні характеристики верстата, які характеризують його виробничі можливості. До них належать:

- а) граничні розміри оброблювання на верстаті заготовок або граничні розміри різальних інструментів;
- б) граничні частоти обертання шпинделя n_{\max} і n_{\min} (число подвійних ходів столів, повзунів, тощо);
- в) проміжні значення частот обертання шпинделя між n_{\max} і n_{\min} (чисел подвійних ходів);
- г) граничні значення подач S_{\max} і S_{\min} ;
- д) проміжні значення подач між S_{\max} і S_{\min} ;
- е) потужність приводного електродвигуна.

В курсовому проєкті технічні характеристики верстата рекомендується розраховувати в такій послідовності:

- визначити граничні розміри виробів і інструментів;
- підібрати режими обробки;
- визначити граничні значення швидкості різання V_{\max} і V_{\min} ;
- визначити граничні значення частот обертання шпинделя n_{\max} і n_{\min} ;
- визначити знаменник ряду частот обертання шпинделя, в разі ступінчастого регулювання, та виписати з нормалі H11-1 ряд частот обертання шпинделя;
- визначити силу різання, крутний момент і ефективну потужність на розрахункових режимах роботи верстата.

2.2 Граничні розміри виробів і інструментів

Діапазон розмірів деталей, які обробляються на універсальному верстаті, визначається із економічних міркувань і пов'язується з однією із розмірних характеристик верстата.

Вибираючи максимальний діаметр інструмента для багатоцільового верстата слід враховувати, що його збільшення веде до збільшення розмірів накопичувача інструментів за тієї самої ємності та до збільшення часу заміни інструмента. Тому в таких верстатах

максимальний діаметр доцільно обмежувати 100 – 160 мм, в залежності від розмірів верстата.

В табл. 2.1 наведені орієнтовні значення граничних діаметрів виробів та інструментів, які можуть бути вибрані для проектування універсальних верстатів середніх розмірів.

Таблиця 2.1 - Розрахункові значення граничних діаметрів

Тип верстата	Діаметр виробу або інструмента	
	D_{\max}	D_{\min}
1.Токарні верстати, токарно-револьверні патронного типу	задається	$(0,15-0,2)D_{\max}$
2.Токарно-револьверні верстати для пруткових робіт	задається	$(0,4-0,6)D_{\max}$
3.Токарно-карусельні верстати	$1,1 D_{\text{планш}}$	$(0,2-0,25)D_{\max}$
4.Вертикально-сверлильні верстати	задається	$(0,4-0,6) D_{\max}$
5.Радіально-сверлильні верстати	задається	$(0,2 - 0,3)D_{\max}$
6.Фрезерні верстати зі столом шириною V_c , мм	$(0,3-0,5) V_c$	$(0,1-0,2) V_c$
7. Фрезерні верстати з ЧПК та багатоцільові верстати	$(100-160)^* \text{ мм}$	$(0,15-0,25)D_{\max}$

* - В залежності від розмірів верстата.

2.3 Вибір режимів різання

Металорізальні верстати повинні забезпечити найбільш вигідні режими обробки для виконання на них передбачених технологічних процесів. В зв'язку з тим, що верстати загального призначення використовуються для різних операцій на заготовках із матеріалів з різними фізико-механічними властивостями, вони повинні забезпечити регулювання режимів різання в широкому діапазоні.

Для визначення граничних режимів різання, які здійснюються на верстаті, розраховують режими для виконання різних робіт і на основі аналізу одержаних результатів визначають граничні значення частот обертання шпинделя і величин подач. Для багатоцільових верстатів слід аналізувати всі види механічної обробки, що на них можуть виконуватися.

В процесі проектування універсальних верстатів як вихідний оброблюваний матеріал для визначення V_{\max} беруть маловуглецеву сталь з твердістю $HB \geq 170$, $\sigma_B \leq 750$ МПа.

Глибина різання. При обробці на токарних і фрезерних верстатах глибина різання визначається припуском, точністю обробки, жорсткістю технологічної системи і вибирається за нормативами.

Для точіння найбільша глибина різання t_{\max} береться рівною найбільшому припуску на чорнову обробку, найменша глибина різання t_{\min} береться для напівчистої обробки, коли припуск зрізується за два проходи. На другому проході $t_{\min} = (1/3 \div 1/4) \cdot h$, де h - припуск на один бік.

При свердлінні глибина різання $t = D/2$, де D - діаметр свердла.

Орієнтовні значення глибин різання, які можуть бути вибрані для розрахунків технічних характеристик верстатів середніх розмірів, наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2 - Розрахункові значення глибин різання

Вид обробки	Глибина різання	
	t_{\max}	t_{\min}
1.Точіння	3-5	0,5-1,5
2.Фрезерування циліндричними фрезами	8-15	0,5-2
3. Фрезерування торцевими фрезами	5-8	0,5-1
4.Свердління	$D_{\max}/2$	$D_{\min}/2$
5.Зенкерування	2,0	0,5
6.Розгортання	0,25	0,05

Під час обробки на карусельних і інших великих верстатах глибина різання може досягти 10 мм.

Подача. Для токарної обробки і фрезерування найбільша подача S_{\max} вибирається за нормативами для чорнкової обробки, а найменша - S_{\min} - для напівчистої або чистої обробки.

Для свердлильних верстатів найбільшу подачу S_{\max} вибирають з умов зенкерування або розгортання найбільшого діаметру отвору, а найменша S_{\min} - з умов свердління отвору найменшого діаметра.

Орієнтовні розрахункові значення подач наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 - Розрахункові значення подач

Вид обробки	Подача, мм/об	
	S_{max}	S_{min}
1.Точіння	0,8-1,2	0,08-0,1
2.Фрезерування (мм/зуб)		
а) циліндричними фрезами	0,1-0,4	0,02-0,08
б) торцевими фрезами	0,1-0,15	0,03-0,1
в) кінцевими фрезами	0,08-0,13	0,01-0,07
3.Свердління в суцільному матеріалі отворів діаметром		
10-20мм	0,25-0,4	0,1-0,2
20-30мм	0,4-0,5	0,2-0,25
30-50мм	0,5-0,7	0,25-0,35
4.Зенкерування отворів діаметром		
10-20мм	0,6-0,85	0,3-0,45
20-30мм	0,85-1,1	0,45-0,55
30-50мм	1,1-1,5	0,55-0,75
5.Розгортання отворів діаметром		
10-20мм	0,7-1,1	0,2-0,40
20-30мм	1,3-1,75	0,65-0,9
30-50мм	1,8 - 3	0,8 -1,20

Примітки. 1. Подача для розсвердлювання береться в 1,5÷2 рази більшою ніж для свердління.

2. Для фрезерування чавуну і фрезерування з наступною чистовою обробкою подачу можна збільшувати в 1,5-2 рази.

Для токарної обробки для визначення найбільшої швидкості різання V_{max} глибина різання і подача беруться найменшими; матеріал заготовки - конструкційна вуглецева сталь; матеріал різальної частини різця - твердий сплав типу ТК, стійкість $T=25-30$ хв.

Для знаходженні найменшої швидкості різання V_{min} глибина різання і подача беруться найбільшими; матеріал заготовки - легована сталь з $\sigma_b=750$ МПа; матеріал різальної частини різця - швидкорізальна сталь, стійкість інструмента $T=60-90$ хв.

Визначаючи найменшу швидкість різання необхідно передбачити нарізування різі на верстаті. Тут необхідно врахувати, що чистове нарізування різі виконується з швидкістю різання 4 м/хв.

Для обробки на свердлильних верстатах найбільша швидкість різання V_{\max} вибирається для зенкерування і свердління інструментом найменшого діаметру; глибина і подача - найменші; матеріал заготовки - маловуглецева сталь з $\sigma_b \leq 750$ МПа ($HB \leq 170$); матеріал різальної частини інструмента – твердий сплав, стійкість $T=7-20$ хв. в залежності від діаметра інструмента. Величини швидкостей різання і подач для обробки отворів твердосплавним інструментом можна знайти в каталогах компаній-виробників різального інструменту, зокрема Seco Tools [25-27], Sandvik Coromant [32], Pramet Tools. Розрахунок режимів можна виконати, скориставшись калькулятором компанії Sandvik Coromant [32].

Найменша швидкість різання V_{\min} вибирається для роботи свердлами і розгортками найбільшого діаметра з найбільшою глибиною різання і подачею; оброблюваний матеріал - легована сталь з $\sigma_b \geq 750$ МПа ($HB \geq 170$); матеріал різальної частини інструмента – швидкорізальна або легована сталь (9ХС, ХВГ, У12А).

Підбираючи найменшу швидкість різання слід враховувати можливості нарізування різі машинними мітчиками.

Для фрезерних верстатів найбільша швидкість різання V_{\max} визначається за умови обробки сталеві заготовки з $\sigma_b \leq 750$ МПа твердосплавною фрезою найменшого діаметра. Подача на зуб фрези, стійкість, глибина різання і ширина фрезерування беруться найменшими.

Для визначення найменшої швидкості різання V_{\min} глибина різання, подача на зуб, ширина фрезерування, діаметр фрези і стійкість беруться найбільшими; матеріал фрези - швидкорізальна сталь; матеріал заготовки - легована сталь з $\sigma_b \geq 750$ МПа

За розрахункову беруть ширину фрезерування

$$B=(0,75-1,0) D \quad (2,1)$$

де D - діаметр фрези.

Розрахунок швидкості різання виконується за емпіричними формулами або вибирають за рекомендаціями виробників різального

інструменту. Середні величини швидкостей різання наводяться в табл. 2.4 – 2.6.

Таблиця 2.4 - Середні величини швидкості різання для точіння сталі з $\sigma_b=700$ МПа

Подача, мм/об	Матеріал різця	Швидкість V м/хв. Для глибини t, мм				
		0,5	1,0	2,0	4,0	8,0
0,1	Тверді сплави.	330	320	-	-	-
	Швидкорізальна сталь	80	70	-	-	-
0,15	Тверді сплави.	310	300	250	-	-
	Швидкорізальна сталь	70	60	45	-	-
0,25	Тверді сплави.	280	260	220	200	-
	Швидкорізальна сталь	60	65	50	45	-
0,5	Тверді сплави.	-	200	160	150	130
	Швидкорізальна сталь	-	45	40	35	25
1,0	Тверді сплави.	-	-	120	110	100
	Швидкорізальна сталь	-	-	20	18	16
Нарізання різі різцями	Тверді сплави.	100-150				
	Швидкорізальна сталь	20-30				
	Нарізування різі в упор	10-20				

Таблиця 2.5 - Середні величини швидкості різання для фрезерування площин на верстатах середніх розмірів

Типи фрез	Матеріал інструменту	Швидкість різання, м/хв.	
		Сталь вуглецева $\sigma_b=700$ МПа	Чавун НВ 170-210
Торцеві	Швидкорізальна сталь	20-50	160-310
	Тверді сплави	150-350	
Кінцеві	Швидкорізальна сталь	20-50	20-50
	Тверді сплави	110-200	150-190

2.4 Частоти обертання шпинделя

Одержані швидкості різання дають можливість підрахувати граничні значення частот обертання шпинделя.

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

$$n_{min} = \frac{1000V_{min}}{\pi D_{max}}, \quad (2.3)$$

де n_{max} і n_{min} - найбільша і найменша частоти обертання шпинделя, хв.⁻¹;
 V_{max} і V_{min} - найбільша і найменша швидкості різання, вибрані розрахунками, м/хв.;

D_{max} і D_{min} - найбільший і найменший діаметри оброблюваних заготовок або різального інструменту, мм.

Таблиця 2.6 - Середні величини швидкості різання для роботи на свердильних верстатах

Тип інструмента	Матеріал інструмента	Швидкість різання, м/хв.	
		Сталь вуглецева $\sigma_B=700\text{МПа}$	Чавун НВ 170-210
Свердла	Швидкорізальна сталь	20-40	20-40
	Тверді сплави	80-200	70-170
Зенкери	Швидкорізальна сталь	10-30	10-40
	Тверді сплави	40-120	50-170
Розгортки	Швидкорізальна сталь	5-18 (2-4)*	5-15 (4-8)*
	Тверді сплави	90-200	120-300
Мітчики	Тверді сплави	35-80	35-80
	Швидкорізальна сталь	5-25	5-25

* - швидкості різання для чистового розгортання

За граничними значеннями частот обертання шпинделя верстата підраховують його діапазон регулювання:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} \quad (2.4)$$

Проміжні значення частот обертання шпинделя, в разі ступінчастого регулювання, утворюють геометричний ряд зі знаменником

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n},$$

де z - число ступенів регулювання частот обертання.

Одержане за цією формулою значення знаменника φ округляють до найближчого значення, передбаченого нормаллю верстатобудування Н11-1: 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0.

Для універсальних верстатів середніх розмірів в більшості випадків використовуються знаменники $\varphi = 1,26$ і $\varphi = 1,41$, які цілком забезпечують виконання експлуатаційних вимог до верстатів.

В верстатах з ЧПК та багатощільових з комбінованим приводом частоти на шпинделі можуть регулюватися з меншими знаменниками, наприклад $\varphi = 1,12$.

Для вибору проміжних величин частот обертання шпинделя за вибраними параметрами R_n , z і φ використовується нормаль верстатобудування Н11-1 (табл. 2.7). Ця нормаль поширюється на ряди частот обертання шпинделів, чисел подвійних ходів, подач, потужності, розмірів і інших параметрів. Значення чисел більших за 1000 і менших за 1 одержуються множенням або діленням табличних значень на 1000.

Частота обертання шпинделя не повинна відхилятися від табличних значень більше ніж на $\pm 10 \cdot (\varphi - 1)\%$. Крім того в приводі від асинхронного електродвигуна допускається зсув ряду в бік зменшення до 5% від значень нормального ряду, підрахованих за синхронною частотою обертання.

2.5 Сили різання, крутні моменти і ефективна потужність

В завданні на курсовий проєкт можуть бути передбачені умови і режими різання, за яких повинна бути підрахована потужність приводу головного руху верстата. Якщо таких вказівок немає, то для токарної обробки визначення ефективної потужності виконується як для різання різцями із швидкорізальної сталі, так і для різання різцями, оснащеними твердими сплавами на напівчистовому режимі.

$$P_{e \max} = \frac{Fz_{\max} V}{1000 \cdot 60}, \text{ кВт}, \quad (2.5)$$

де Fz_{\max} - найбільша тангенціальна складова сили різання, Н;
 V - швидкість різання м/хв.

Тангенціальну складову сили різання та швидкість різання можна розрахувати за емпіричними формулами.

Сила різання і швидкість повинні бути визначені для одних і тих самих режимів різання.

Виробники різального інструменту [27] пропонують орієнтовну потужність, необхідну для здійснення процесу різання (для точіння), визначати за формулою

$$P_e = \frac{t \cdot s \cdot V}{x}, \text{ кВт} \quad (2.6)$$

де t – глибина різання, мм;

s – подача, мм/об.;

V – швидкість різання, м/хв.

x – коефіцієнт, що залежить від виду матеріалу оброблюваної заготовки. За рекомендаціями компанії “Pramet Tools s.r.o.” для сталі $x = 20$; для чавуну – $x = 25$; для алюмінію – $x = 100$. За даними [27] $x = 25$. Цей же виробник [26] пропонує для більш точного визначення потужності різання використовувати формулу

$$P_e = \frac{V_c \cdot s \cdot t \cdot k_c}{60 \cdot 1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (2.7)$$

де η – коефіцієнт корисної дії приводу;

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

$$k_c = \frac{1 - 0.01 \cdot \gamma_0}{h m c} \cdot k_{C1.1}, \text{ Н/мм}^2, \quad (2.8)$$

$k_{C1.1}$ – питома сила різання, Н/мм² [26];

γ_0 – передній кут різця, град.;

h – товщина стружки;

$m c$ – показник ступеню, що залежить від матеріалу заготовки.

Результати розрахунків за формулами (2.5) і (2.6) добре узгоджуються для матеріалу групи Р4 (типу сталі 45) для обробки різцями з переднім кутом $\gamma = 0$ і головним кутом в плані $\varphi = 90^\circ$. Зі зміною матеріалу заготовки і геометрії інструмента виникають розбіжності в значеннях споживаної на процес різання потужності.

Для свердління і розсвердлювання найбільший момент M_{max} і найбільшу осьову силу F_{Xmax} розраховують для випадку, коли оброблюваний матеріал – високолегована сталь; матеріал різальної частини інструменту - швидкорізальна сталь за найменшої стійкості; діаметр свердла, зенкера або розгортки найбільші; подача – найбільша. Найбільша ефективна потужність обробки

$$P_{e\ max} = \frac{M_{max}V}{30,6 \cdot D}, \text{ кВт} \quad (2.9)$$

де M_{max} - найбільший момент різання, Нм;

V - швидкість різання, м/хв.

D - діаметр інструмента, мм.

Розрахувати момент і потужність свердління твердосплавними свердлами можна за допомогою калькулятора на сайті компанії Sandvik (www.sandvik.coromant.com) або за формулою [32]

$$P_{ec} = \frac{s \times v_c \times D \times k_c}{240 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (2.10)$$

де s – подача свердла, мм/об;

v_c – швидкість різання, м/хв.;

D – діаметр свердла, мм;

k_c – діюча питома сила різання, Н/мм²:

$$k_c = k_{c1} \cdot (s_z \cdot \sin \varphi)^{-mc} \cdot (1 - \gamma_0/100) \quad (2.11)$$

тут s_z – подача на різальну кромку, мм;

k_{c1} – питома сила різання, Н/мм²;

кути φ і γ_0 – див. рис. 2.1.

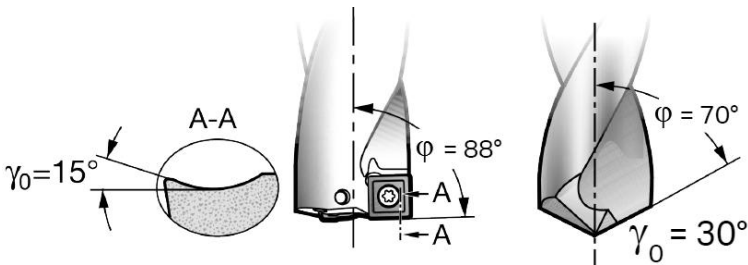


Рисунок 2.1 – Параметри свердла для розрахунків потужності різання

Крутний момент для свердління визначається за формулою

$$M_{кр} = \frac{P_{ec} \cdot 30 \cdot 10^3}{\pi \cdot n}, \text{ Нм}; \quad (2.12)$$

а осьова сила за емпіричними формулами або за формулою 2.13

$$F_f \approx 0,5 \cdot k_c \cdot D/2 \cdot s \cdot \sin \varphi, \text{ Н}. \quad (2.13)$$

Для фрезерування найбільшу окружну силу різання і ефективну потужність визначають за таких умов: матеріал оброблюваної деталі –

сталь середньої міцності; матеріал фрези для циліндричного фрезерування – швидкорізальна сталь, для фрезерування торцевими і кінцевими фрезами – твердий сплав; глибина різання, діаметр фрези і подача на зуб фрези – найбільші; ширина фрезерування – така сама як для визначення V_{min} ; стійкість фрези – найменша.

Потужність процесу різання для фрезерування визначається за формулами (2.5) або наближено можна визначати за формулою [26]

$$P_e = \frac{t \cdot b \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6}, \text{ кВт} \quad (2.14)$$

де t - глибина різання, мм;
 b – ширина фрезерування, мм;
 v_f – швидкість подачі, мм/хв.;
 k_c – питома сила різання, Н/мм².

Для більш точного визначення потужності різання величину k_c слід обчислювати відповідно до формули (2.8).

2.6 Визначення потужності електродвигуна

Потужність електродвигуна привода головного руху $P_{дв}$ підраховують за найбільшою ефективною потужністю $P_{e max}$, необхідною для різання

$$P_{дв} = \frac{P_{e max}}{\lambda \cdot \eta}, \quad (2.15)$$

де $P_{дв}$ - потужність приводного електродвигуна, кВт;
 λ - коефіцієнт допустимого перевантаження, який береться 1,2÷1,3;
 η - к.к.д. приводу головного руху верстата за номінального навантаження, в попередніх розрахунках для верстатів з обертовим головним рухом і механічним приводом $\eta = 0,70 \div 0,85$.

Якщо в верстаті, що проектується, передбачається тільки один двигун, то для його вибору необхідно враховувати потужність, що потрібна на подачу і допоміжні рухи. Для цього потужність двигуна привода головного руху, розрахована за формулою (2.15), повинна бути збільшена приблизно на 5%. Якщо подачі і інші рухи здійснюються від окремих електродвигунів, то для кожного кінематичного ланцюга потужність підраховують окремо.

За потужністю, підрахованою за формулою (2.15), підбирають електродвигун. При цьому може бути використаний двигун, який має

потужність на 5-6% меншу за розрахункову. Формула (2.15) придатна для визначення потужності двигуна, що працює в тривалому режимі (S1). В разі роботи двигуна в інших режимах, необхідно враховувати тривалість його включення в циклі роботи.

В приводі металорізальних верстатів зі ступінчастим регулюванням найчастіше використовують закриті, охолоджувані повітрям, асинхронні електродвигуни серії 4А (ГОСТ 19523-74) [2].

В приводах головного руху верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів слід використовувати електродвигуни, призначені для застосування в приводах головного руху верстатів, які здатні працювати з цифровими електроприводами.

2.7 Приклад розрахунку технічної характеристики

Розрахувати технічні характеристики токарно-гвинторізного верстата за такими даними: максимальний діаметр оброблюваної заготовки $D_{max}=320$ мм; число ступенів регулювання частоти обертання шпинделя $Z=24$.

1. Граничні розрахункові діаметри оброблювальних заготовок:

D_{max} - заданий в завданні,

$D_{min}=0,2 \cdot D_{max}=0,2 \cdot 320=64$ мм. Беремо $D_{min}=60$ мм.

2. Глибину різання вибираємо з таблиці 2.2:

$t_{max}=5$ мм; $t_{min}=1$ мм.

3. Подачу вибираємо з таблиці 2,3:

$S_{max}=1,2$ мм/об.; $S_{min}=0,08$ мм/об.

4. Найбільшу швидкість різання підраховуємо за формулою для $t=1$ мм; $S=0,08$ мм/об; матеріал заготовки - конструкційна вуглецева сталь $\sigma_b=600$ МПа; матеріал різальної частини різця - твердий сплав Т15К6, стійкість інструмента $T=30$ хв.

$$V_{max} = \frac{C}{T^m t^x S^y} k_v = \frac{420 \cdot 1,25}{30^{0,2} \cdot 1 \cdot 0,08^{0,2}} = 440 \text{ м / хв.}$$

$$k_v = (750/\sigma_v)^{1,0} = (750/600)^{1,0} = 1,25.$$

5. Найменшу швидкість різання визначаємо за тією самою формулою для $t=5$ мм; $S=1,2$ мм/об; матеріал заготовки - легована сталь $\sigma_v=750$ МПа; матеріал різальної частини різця - швидкорізальна сталь зі стійкістю 90 хв.

$$V_{\min} = \frac{56}{90^{0,125} \cdot 5^{0,25} \cdot 1,2^{0,66}} = 18,8 \text{ м/хв.}$$

6. Найбільша і найменша частота обертання шпинделя

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{1000 \cdot 440}{3,14 \cdot 60} = 2330 \text{ хв.}^{-1}$$

$$n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{1000 \cdot 18,8}{3,14 \cdot 320} = 19 \text{ хв.}^{-1}$$

Частота обертання шпинделя для чистового нарізування різи на діаметрі 60 мм з швидкістю 4 м/хв.

$$n_p = \frac{1000 \cdot 4}{3,14 \cdot 60} = 21 \text{ хв.}^{-1}$$

7. Знаменник геометричної прогресії ряду частот обертання шпинделя

$$\varphi = z = \sqrt[23]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[23]{\frac{2330}{19}} \approx 1,232$$

Беремо стандартне значення знаменника $\varphi = 1,26$.

8. Із нормалі Н11-1 (таблиця 2.7) виписуємо 24 значення частот обертання шпинделя, взявши за найбільше стандартне значення 2500 хв.⁻¹: 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500.

9. Відповідно до вказівок п. 2.5 найбільшу силу різання і ефективну потужність визначаємо за формулами в двох варіантах:

а) для обробки легованої сталі $\sigma_s = 750$ МПа з глибиною різання $t = 5$ мм і подачею $S = 1,2$ мм/об; матеріал різальної частини різця-швидкорізальна сталь:

тангенціальна складова сили різання

$$F_z = 10 \cdot C_p \cdot t^{xp} \cdot S^{yp} \cdot V^{mp} \cdot K_p = 10 \cdot 200 \cdot 5^{1,2} \cdot 1,2^{0,75} \cdot 1 = 11500 \text{ Н,}$$

$$K_p = \left(\frac{750}{750}\right)^{0,75} = 1,$$

швидкість різання для цих умов була знайдена в п.5: $V = 18,8$ м/хв.

Ефективна потужність

$$P_e = \frac{F_z \cdot V}{1020 \cdot 60} = \frac{11500 \cdot 18,8}{1000 \cdot 60} = 3,5 \text{ кВт};$$

б) для напівчистої обробки тієї ж сталі різцями з пластинками твердого сплаву Т15К6; глибина різання $t=3\text{мм}$; подача $S=0,2 \text{ мм/об.}$; стійкість інструмента $T=30 \text{ хв.}$; швидкість різання

$$V = \frac{C_v}{T m_t x_{Sv}} \cdot K_V = \frac{420 \cdot 1}{60^{0,2} \cdot 3^{0,15} \cdot 0,2^{0,2}} = 217 \text{ м/хв.};$$

тангенціальна складова сили різання

$$F_z = 10 \cdot 300 \cdot 3 \cdot 0,2^{0,75} \cdot 217^{0,15} = 1200 \text{ Н};$$

Ефективна потужність різання

$$P_e = \frac{F_z \cdot V}{1000 \cdot 60} = \frac{1200 \cdot 217}{1000 \cdot 60} = 4,37 \text{ кВт.}$$

10 Потужність електродвигуна приводу головного руху необхідно визначити по ефективній потужності напівчистої обробки різцями з пластинками твердого сплаву

$$P_d = \frac{P_e}{\lambda \cdot \eta} = \frac{4,34}{1,25 \cdot 0,8} = 4,34 \text{ кВт.}$$

Беручи до уваги, що двигун буде використовуватись як для головного руху, так і подачі, за довідником вибираємо асинхронний електродвигун типу 4А112М4У3 потужністю $P_{ном}=5,5 \text{ кВт}$, $n_{синхр.}=1500 \text{ хв}^{-1}$.

3 ПРИВОДИ ГОЛОВНОГО РУХУ

Приводи головного руху металорізальних верстатів виконуються зі ступінчастим, безступінчастим та комбінованим регулюванням. Ступінчасте регулювання застосовується в універсальних верстатах з ручним керуванням. В верстатах з ЧПК та багатоцільових верстатах застосовується безступінчасте або комбіноване керування.

3.1 Приводи головного руху зі ступінчастим регулюванням

Приводи зі ступінчастим регулюванням застосовуються в універсальних верстатах з ручним керуванням та в деяких верстатах з ЧПК минулих років випуску.

Розміри елементів передач приводу: діаметри валів, модулі зубчастих коліс, тощо зростають зі збільшенням розрахункового крутного моменту, який діє на валах приводу. Величина крутного моменту на веденому валу обернено пропорційна величині передавальних відношень передач. Проектуючи механізми коробок швидкостей, необхідно прагнути до того, щоб перші її вали працювали на більш високих швидкостях і мали невеликий діапазон регулювання. Це призводить до того, що більша кількість валів і зубчастих коліс буде працювати з меншими навантаженнями і матиме менші габарити. Разом з тим проміжні вали не повинні мати значних швидкостей, оскільки при цьому збільшуються втрати холостого ходу і підвищується знос деталей.

Умові мінімальних розмірів передач буде відповідати така структурна сітка коробки, в якій промені в першій групі будуть розміщуватись тісніше ніж в наступних, і вся сітка буде мати віялоподібний вигляд (рис. 3.1, а). Це можливе тоді, коли перша група передач буде основною, а характеристики перебірних груп будуть зростати з наближенням до шпинделя, тобто коли $x_1 < x_2 < x_3 < \dots < x_m$. З цією ж метою, число передач в структурній формулі необхідно зменшувати від електродвигуна до шпинделя, тобто на першому місці необхідно ставити найбільший множник. Так варіант $z = 3 \cdot 3 \cdot 2$ буде кращим за $z = 3 \cdot 2 \cdot 3$, або $z = 2 \cdot 3 \cdot 3$.

Зменшенню кількості передач і осьових габаритів коробки швидкостей сприяє застосування механізмів зі зв'язаними колесами, тобто з такими колесами, які беруть одночасно участь в роботі двох сусідніх груп передач.

З метою запобігання надмірно великих діаметрів коліс, що веде до збільшення загальних габаритів і маси механізму, передавальні відношення зубчастих передач в коробках швидкостей обмежуються такими значеннями:

$$i_{\min} \geq 1:4; \quad i_{\max} \leq 2:1.$$

Аналіз побудованих структурних сіток дозволяє визначити можливість здійснення обраного варіанту структури коробки швидкостей шляхом визначення для кожного з кінематичних варіантів максимального діапазону регулювання групових передач і порівняння його з допустимим значенням:

$$\frac{i_{max}}{i_{min}} = \varphi^{(P_k-1) \cdot x_k} \leq 8,$$

де φ – знаменник геометричного ряду;

P_k – число передач в групі, для якої визначається діапазон;

x_k – характеристика груп.

За будь-якого порядку перемикування групових передач діапазон регулювання останньої перебірної групи є найбільшим, тому слід визначити діапазон регулювання в останній (старшій за номером перебірній групі) для всіх структурних сіток і виключити з подальшого розгляду варіанти, що не задовольняють умові.

Для того, щоб найбільший діапазон регулювання групової передачі виявились найменшими, необхідно за останню перебірну брати групу з найменшим числом передач.

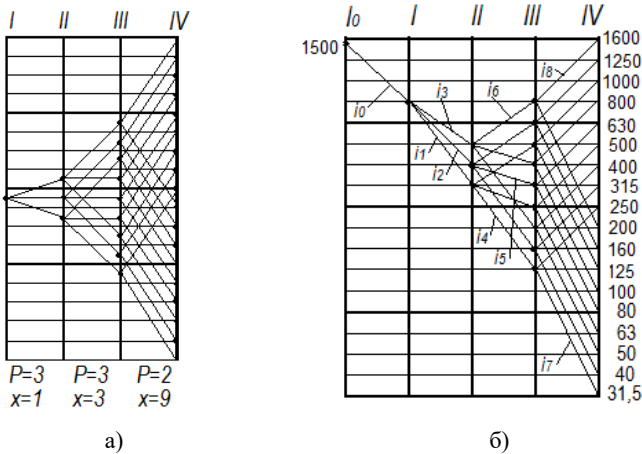


Рисунок 3.1 – Структурна сітка (а) і графік частот обертання приводу (б) для приводу з формулою $Z=313329$; $\varphi = 1,26$; $n_{дв} = 1500 \text{ хв}^{-1}$; $n_{min}=31,5 \text{ хв}^{-1}$.

Конкретні значення передавальних відношень усіх передач приводу і частоти обертання всіх його валів для всіх варіантів вмикання визначаються за графіком (картиною) частот обертання (рис. 3.1, б), який будують у відповідності з вибраним варіантом структурної сітки і кінематичною схемою приводу (рис. 3.2). На цьому графіку зображують усі передачі і вали приводу, включаючи постійні передачі і вал електродвигуна.

Передавальні відношення передач на графіку частот обертання визначаються за виразом $i = \varphi^m$, де m - число інтервалів між горизонталлями, що перетинаються променем. Для підвищувальної (прискорювальної) передачі $m > 0$ і $i > 1$; для знижувальної (уповільнюючої) передачі $m < 0$ і $i < 1$; коли $m = 0$ тоді $i = 1$.

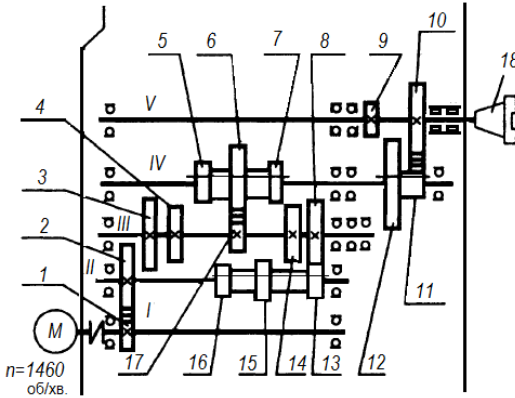


Рисунок 3.2 – Кінематична схема приводу

Наприклад, передавальні відношення передач на графіку (рис. 3.1, б) для знаменника ряду $\varphi = 1,26$ визначаються: $i_7 = \varphi^{-6} = 1,26^{-6} = 0,25$; $i_8 = \varphi^3 = 1,26^3 = 2$. Передавальні відношення знижувальних передач доцільно, для подальшого використання, подавати у вигляді простого дробу. Так можемо записати $i_7 = \varphi^{-6} = 1/\varphi^6 = 1/4$. Аналогічним чином записуються і визначаються усі інші передавальні відношення.

Для кожної структурної сітки за одних і тих самих значень z , φ і n може бути побудовано декілька варіантів графіків частот обертання. Для забезпечення високих частот обертання проміжних валів, що призводить до зменшення габаритів механізму, слід більші значення передавальних відношень застосовувати в передачах між першими валами приводу і менші – в останніх передачах перед шпинделем. Одночасно необхідно контролювати, щоб колові швидкості зубчастих коліс не перевищували допустимих значень. Для циліндричних прямозубих коліс 6 ступеню точності гранична швидкість 16-20 м/с, не шліфованих коліс (ступінь точності 8 і грубіші) – 6 м/с.

Одиничні знижувальні передачі бажано розміщувати ближче до шпинделя. Ланцюг знижувальних передач коробки швидкостей

необхідно будувати так, щоб мінімальні передавальні відношення в групі зменшувались в міру просування вздовж кінематичного ланцюга від електродвигуна до шпинделя, досягаючи граничного значення в останній групі. На графіку частот обертання це визначається тим, що нахил променів в знижувальних передачах повинен бути тим більший, чим ближче до шпинделя розміщується група.

Для передачі, що зв'язує вал електродвигуна з першим валом коробки швидкостей передавальне відношення береться не менше $1/2-1/2,5$.

Передача руху на шпиндель, стіл і т. і. в більшості випадків здійснюється через зубчасті колеса. Для забезпечення необхідної плавності обертання шпинделя і запобігання сильному шуму колова швидкість прямозубих зубчастих коліс не повинна перевищувати 9 м/с, косозубих-14 м/с, для шліфованих або хонінгованих коліс – 16 і 30 м/с відповідно, а діаметр зубчастого колеса, встановленого на шпинделі, бажано мати не меншим за мінімальний діаметр обробки або різального інструменту. В зв'язку з цим передавальні відношення шпиндельних передач можуть мати значення, що відрізняються від зазначених вище.

Інколи, особливо в разі розширеного діапазону регулювання приводу, використовуються **складені структури** [2], які включають декілька кінематичних структур. Найчастіше складені структури включають основну (z_0) і одну (z_d) або дві (z_{1d} і z_{2d}) додаткові структури.

Застосування складених структур розширює діапазон регулювання приводу, скорочує кінематичні ланцюги передач на високих ступенях частот обертання, що зменшує втрати на тертя та полегшує розгін і гальмування привода, дає можливість застосовувати на високих і низьких обертах шпинделя різні види передач.

Структурну сітку приводу складеної структури будують за загальними правилами, до того ж кожен з структур на сітці зображують окремо (рис. 3.3, а).

Графік частот обертання для структурної формули $Z=2_4 \cdot 4_1 \cdot (1+1 \cdot 1)$ та кінематичної схеми приводу, наведеної на рис. 3.3, б, показаний на рис. 3.4. Передавальні відношення за графіком складеної структури визначаються так само, як і для простої структури.

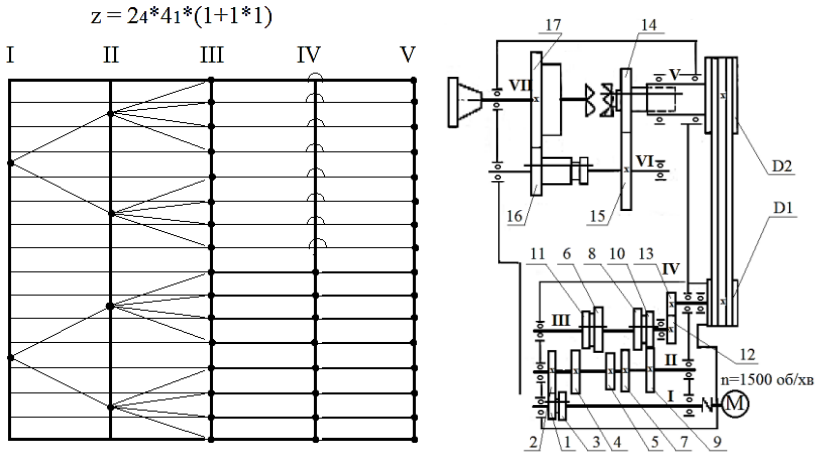


Рисунок 3.3 – Структурна сітка (а) і кінематична схема (б) приводу зі складеною структурою

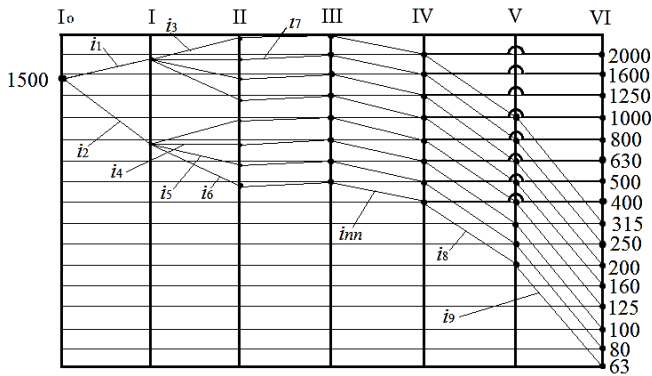


Рисунок 3.4 – Графік частот обертання для складеної структури

Застосування в приводі головного руху верстатів **багатошвидкісних електродвигунів** значно спрощує конструкцію коробок швидкостей і забезпечує можливість перемикання частот обертання на ходу.

В універсальних верстатах середніх розмірів найчастіше застосовують двошвидкісні асинхронні електродвигуни змінного струму. Для збереження на шпинделі геометричного ряду частот обертання в приводі можна застосовувати лише ті електродвигуни, частота обертання яких під час перемикання змінюються вдвічі,

наприклад, $n_{\text{синхр}}=750/1500, 1500/3000$ хв.⁻¹. До того ж такі двигуни можуть бути використанні лише з коробками, в яких частоти обертання шпинделя утворюють ряд з $\varphi = \sqrt[2]{E_2}$, тобто $\varphi=1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 2$.

3.2 Визначення чисел зубців коліс

Визначаючи числа зубців необхідно дотримуватись таких рекомендацій:

- не варто брати надто малі значення чисел зубців, оскільки діаметри коліс з малим модулем можуть виявитись настільки малими, що вони не зможуть бути насадженими на вал;

- колеса великого діаметра працюють більш плавно і мають менший знос, але це веде до збільшення габаритів коробки швидкостей. З великим діаметром колеса і високою частотою обертання колова швидкість може вийти за допустимі межі. До того ж, підвищення колової швидкості потребує зниження шорсткості поверхні і підвищення точності виготовлення коліс.

По можливості слід застосовувати нормалізовані значення суми зубців і міжосьові відстані.

Якщо передачі однієї групи мають однаковий модуль, розрахунок чисел зубців виконують, виходячи з сталості міжосьової відстані, а отже і суми зубців сполучених коліс за формулою

$$z_{\text{вч}} = \frac{S_z \cdot i}{i+1}; \quad z_{\text{вн}} = \frac{S_z}{i+1} \quad (3.1)$$

де $z_{\text{вч}}, z_{\text{вн}}$ - числа зубців ведучого і веденого коліс;

i - передавальне відношення передачі;

S_z - сума зубців сполучених коліс передачі.

Для одержання компактної конструкції коробки швидкостей суму зубців сполучених коліс доцільно брати в межах до 100, як виняток - до 120. Вибираючи суму зубців для групової передачі необхідно також враховувати, що в коробках швидкостей число зубців найменшої шестерні $Z_{\text{min}}=18-20$, а для шестерень, встановлених на втулках або на шпинделі, $Z_{\text{min}}=24$.

Для полегшення розрахунків зубів розроблені спеціальні таблиці (дод. Д), які забезпечують розрахунок передачі з сумою зубців від 50 до 108 і передавальним відношенням в межах від 1,00 до 4,0. Числа, наведені в таблиці, означають кількість зубців меншого зубчастого колеса. В разі, коли за визначеною сумою зубців S_z передавальні

відношення мають відхилення $\Delta_i > \pm 10$ ($\varphi-1$)%, в таблиці зроблено пропуски.

3.3 Передавальні відношення постійних передач

Для визначення передавального відношення передачі з постійним передавальним відношенням, яка може бути першою передачею від валу електродвигуна, або, в разі передачі руху від двигуна на перший вал коробки через муфту, розміщуватися в середині конструкції приводу, як на рис. 3.3, б, необхідно скласти рівняння кінематичного балансу для якоїсь частоти обертання шпинделя, наприклад, для n_1 :

$$n_1 = n_d \cdot i_n \cdot i_{\min_{ки}}$$

де n_1 – найменша частота обертання шпинделя, хв.⁻¹;

n_d – частота обертання валу електродвигуна, хв.⁻¹;

i_n – передавальне відношення передачі, що визначається;

$i_{\min_{ки}}$ – найменше передавальне відношення коробки швидкостей, яке необхідно подати через відношення чисел зубців підібраних шестірень.

Для приводу наведеного на рис. 3.2 рівняння матиме вигляд

$$n_1 = n_d \cdot i_n \cdot \frac{z_{16}}{z_3} \cdot \frac{z_{17}}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{10}}$$

Звідки

$$i_n = \frac{n_1}{n_d \cdot \frac{z_{16}}{z_3} \cdot \frac{z_{17}}{z_6} \cdot \frac{z_{11}}{z_{10}}}$$

За цим значенням i_n підбирають діаметри шківів або числа зубців шестерень першої (постійної) передачі.

3.4 Перевірка частот обертання шпинделя

Після розробки кінематичної схеми приводу виконують перевірку частот обертання шпинделя. Для цього для кожної ступені регулювання складають рівняння кінематичного ланцюга, подаючи всі передавальні відношення через підібрані числа зубців коліс і діаметри шківів. Оскільки верстат повинен мати нормальний ряд частот обертання шпинделя на холостому ході, то розраховуючи привід не варто враховувати ковзання в двигуні, пасовій передачі, тощо.

Похибки фактичних частот обертання n_ϕ по відношенню до табличних n_m визначаються за формулою:

$$\Delta n = \frac{n_m - n_\phi}{n_m} \cdot 100\%.$$

Нормаль Н11-1 допускає відхилення частот обертання від табличних в межах $\pm 10 \cdot (\varphi - 1)\%$. В разі перевищення цих значень похибок, необхідно ввести корективи в вибрані числа зубців зубчастих коліс.

3.5 Приводи головного руху з безступінчастим та комбінованим регулюванням

В приводах головного руху з безступінчастим регулюванням використовуються асинхронні та синхронні електродвигуни з векторним регулюванням та інколи електродвигуни постійного струму. В таких двигунах застосовується двозонне регулювання. Для регулювання частоти обертання вниз від номінальної n_n (рис. 3.5, а) магнітний потік машини буде підтримуватися незмінним. У цьому випадку максимальний момент двигуна зберігається сталим, і в такий спосіб забезпечується сталість перевантажувальної здатності у всьому діапазоні регулювання з незмінним моментом навантаження. Для регулювання частоти обертання понад номінальну, що можливе в перетворювачів частоти із проміжним контуром постійного струму, має місце режим зниження магнітного потоку двигуна зі збереженням сталої потужності. Діапазон регулювання двигуна в режимі сталої потужності знаходиться в межах 2 – 4, інколи до 6.

Конструктивно такий привід може складатися з одного електродвигуна (мотор-шпинделя), ротор якого монтується на шпинделі чи валу співвісному зі шпинделем, або з двигуна і пасової передачі, що передає рух на шпиндель. В разі потреби розширеного діапазону регулювання частот в режимі постійної потужності (рис. 3.5, б) використовується комбінований привід, що включає в себе регульований електродвигун, спрощену коробку швидкостей на 2 – 4 ступені або планетарний редуктор та пасову передачу від коробки швидкостей (редуктора) на шпиндель. В таких приводах повний діапазон регулювання частот обертання шпинделя буде складатися з декількох діапазонів, що забезпечуються механізмами приводу, які регулюються ступінчасто. Регулювання в межах діапазону

здійснюється електродвигуном плавно або з малим знаменником φ (1,06; 1,12).

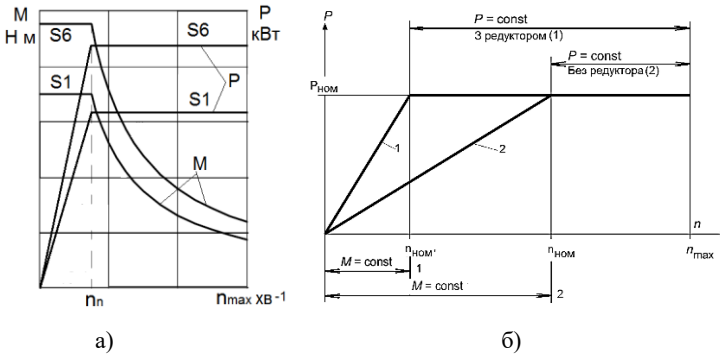


Рисунок 3.5 - Типова швидкісна характеристика приводу з асинхронним регульованим електродвигуном

В приводах з комбінованим регулюванням діапазон частот обертання на шпинделі в режимі постійної потужності буде визначатися

$$R_P = R_{EP} \cdot R_M, \quad (3.2)$$

де R_{EP} – діапазон регулювання частот обертання електродвигуна в режимі постійної потужності;

$R_M = \varphi_k^{Z-1}$ – діапазон регулювання механічної частини приводу (редуктора чи коробки швидкостей).

Для безступінчастого регулювання необхідно щоб $\varphi_k = R_{EP}$, тоді

$$R_P = R_{EP} \cdot R_{EP}^{Z-1} = R_{EP}^Z, \quad (3.3)$$

що дає можливість визначити число ступенів коробки швидкостей Z

$$Z = \frac{\lg R_P}{\lg R_{EP}}. \quad (3.4)$$

Одержана величина округлюється до цілого значення. В разі округлення в менший бік в середній частині діапазону утвориться розрив в регулюванні з постійною потужністю, в якому привід працюватиме в режимі постійного моменту. Округлення Z в більший бік забезпечить перекриття діапазонів частот з постійною потужністю. Для зменшення цього перекриття можна скоректувати величину знаменника φ_k коробки швидкостей в бік зменшення.

$$\varphi_k = {}^{z-1}\sqrt{R_M}, \quad (3.5)$$

Таке коректування може знадобитись і вразі, якщо $Z_k > 2$, а $R_{EP} \geq 3$, тоді діапазон регулювання групової передачі буде перевищувати допустиме значення, тобто $R_k \geq 8$. Значення знаменника φ слід округлити до найближчого стандартного, якщо береться найближче більше значення, то в приводі буде деяке перекриття діапазонів, якщо ж менше – матимуть місце розриви в регулюванні з постійною потужністю між діапазонами.

Приклад. Для токарного верстата з ЧПК з максимальним діаметром обробки 320 мм вибрати електродвигун і схему приводу головного руху. Потужність електродвигуна визначимо для напівчистової обробки заготовки діаметром $d = 250$ мм зі сталі 45 інструментом з твердого сплаву з глибиною різання $t = 2,5$ мм і подачею $s = 0,4$ мм/об. Стійкість інструмента 30 хв. Швидкість різання для таких режимів компанія Seco Tools [27] рекомендує брати $V = 218$ м/хв. Ефективну потужність різання визначимо за формулою (2.7)

$$P_e = \frac{V \cdot s \cdot t \cdot k_c}{60 \cdot 1000} = \frac{218 \cdot 0,4 \cdot 2,5 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 7,27 \text{ кВт},$$

де k_c – питома сила різання, Н/мм², для сталі 45 $k_c = 2000$ Н/мм².

Частота обертання шпинделя для заданих умов складе

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 218}{3,14 \cdot 250} = 277 \text{ хв}^{-1}.$$

Вибираючи електродвигун для таких умов роботи необхідно враховувати структуру приводу. Якщо в приводі планується безступінчасте регулювання частот обертання лише електродвигуном, то двигун повинен забезпечувати на розрахунковій частоті необхідну потужність приводу. В разі комбінованого регулювання, необхідні режими будуть забезпечуватися електродвигуном і редуктором (коробкою швидкостей).

Для першого варіанту може бути вибраний електродвигун компанії *Fatic* *aP30* [20] з номінальною частотою $n_{ном} = 575$ хв.⁻¹, максимальною частотою $n_{max} = 4500$ хв.⁻¹ і потужністю $P = 15$ кВт. На розрахунковій частоті 277 хв.⁻¹ двигун розвиватиме потужність 7,23 кВт. Двигун компанії *Siemens* *1PH8165-B* [22] з потужністю $P = 16$ кВт

на номінальній частоті $n_{ном} = 500$ хв.⁻¹ забезпечить на розрахунковій частоті потужність 8,86 кВт. Максимальна частота двигуна 4000 хв.⁻¹.

Для комбінованого приводу, що складається з регульованого електродвигуна і двоступеневого планетарного редуктора з передавальними відношеннями 1:1 і 1:4 можуть бути використані електродвигуни меншої потужності наприклад електродвигун компанії *Fanuc αP15* з номінальною частотою $n_{ном} = 750$ хв.⁻¹, максимальною частотою $n_{max} = 6000$ хв.⁻¹ і потужністю $P = 7,5$ кВт або двигун компанії *Siemens IPH8107-B* з потужністю $P = 7,2$ кВт на номінальній частоті $n_{ном} = 1150$ об/хв. і максимальною частотою $n_{max} = 5000$ об/хв.

Для токарного верстата з максимальним діаметром обробки 320 мм і максимальною частотою обертання шпинделя $n = 4000$ хв.⁻¹ діапазон регулювання частот обертання шпинделя в режимі постійної потужності визначимо $R_P = 4000/277 = 14,44$. Якщо використовуємо електродвигун *Siemens IPH8107-B* з номінальною частотою $n_{ном} = 1150$ хв.⁻¹, максимальною частотою $n_{max} = 5000$ хв.⁻¹ тоді діапазон регулювання коробки швидкостей (редуктора) визначимо $R_M = R_P/R_{EP} = 14,44/4,35 = 3,32$. За формулою (3.4) визначимо число ступенів механічної частини

$$Z_k = \frac{\lg 14,44}{\lg 4,35} = 1,81.$$

Враховуючи роботу верстата на високих швидкостях обертання, виберемо механічну частину у вигляді планетарного редуктора на два ступені і пасової передачі від редуктора до шпинделя.

Кінематична схема приводу головного руху наведена на рис. 3.6. Планетарний редуктор, що використаний в приводі, забезпечує два передавальних числа. Якщо зубчастий вінець 3 муфти встановлений в правому положенні і входить в зачеплення з зубами вінця 2, з'єднаного з короною редуктора і внутрішнім вінцем 4, закріпленим на корпусі, рух від центрального колеса $Z1$ передається на водило H через сателітні колеса $Z2$, які окочуються по нерухомому внутрішньому вінцю $Z3$ корони. Передавальне число від валу I до водила H визначається за формулою

$$i_{I-H}^{(3)} = \frac{n_1}{n_H} = 1 - \left(-\frac{Z_3}{Z_1}\right).$$

Перемиканням муфти вліво зубчастий вінець 1 з'єднується з вінцем 2, корона обертається разом з центральним колесом і передавальне число між валом I та водилом H дорівнює 1.

Графік частот обертання (рис. 3.7) побудований у відповідності до кінематичної схеми (рис. 3.6) для знаменника ряду $\varphi = 1,12$. Передавальне відношення $i_2 = i_{I-H} = \varphi^{-12} = 1/4$, $i_1 = 1$, а $i_3 = D_1/D_2 = \varphi^{-2} = 1/1,25$. Передавальне відношення i_2 забезпечується відповідним вибором числа зубів $Z1$ і $Z3$.

Вибір числа зубів планетарного редуктора і розрахунки на міцність можна виконувати за методикою наведеною в [11].

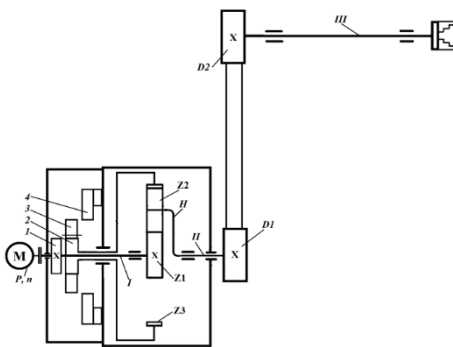


Рис. 3.6 – Кінематична схема приводу

3.6 Приклад розрахунків технічних характеристик верстата.

Розрахувати технічні характеристики вертикально-фрезерного верстата з ЧПК за такими даними: робочі розміри столу ($B \times L$) - 400x800 мм; для приводу зі ступінчастим регулюванням

знаменник ряду частот обертання шпинделя $\varphi=1,26$; для комбінованого приводу регулювання безступінчасте або з малим знаменником $\varphi=1,12$.

1. Граничні розрахункові значення діаметрів фрез:

$$D_{\max} = 0,4 B_c = 160 \text{ мм};$$

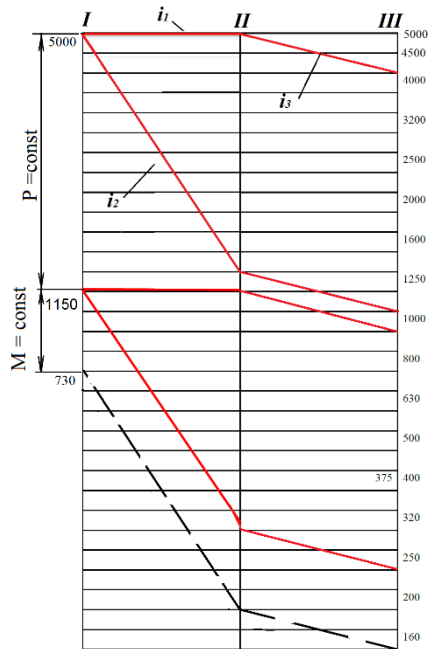


Рисунок 3.7 – Графік частот обертання шпинделя

$$D_{\min}=0,15 D_{\max}=24 \text{ мм.}$$

Діаметри фрез уточнюються по ГОСТ 8721-69:

$$D_{\max}=160 \text{ мм, } Z=12 \text{ торцева фреза;}$$

$$D_{\min}=25 \text{ мм, } Z=4, \text{ кінцева фреза}$$

2. Розрахункова ширина фрезерування $V=(0,75-1,0)D$.

$$\text{беремо } V_{\max}=100 \text{ мм; } V_{\min}=0,5 \cdot 25 = 12,5 \text{ мм.}$$

3. Глибина різання (таблиця 2.2)

$$t_{\max}=8 \text{ мм; } t_{\min}=2 \text{ мм.}$$

4. Подача на зуб фрези (таблиця 2.3)

$$S_{z \max}=0,38 \text{ мм/зуб; } S_{z \min}=0,036 \text{ м/зуб.}$$

5. Найбільша швидкість різання підраховується для обробки сталеві заготовки з $\sigma_b=600$ МПа кінцевою фрезою діаметром $D=25$ мм, оснащеної пластинками твердого зливу Т15К6; число зубців $Z=4$; глибина різання $t=2$ мм, подача $S_z=0,036$ мм/зуб; ширина фрезерування $B=12,5$ мм. стійкість фрези 60хв.

$$V_{\max} = \frac{C_v \cdot D^{y_v}}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot Z^p \cdot B^u} \cdot k_v =$$

$$= \frac{145 \cdot 25^{0,44} \cdot 1,22}{60^{0,37} \cdot 2^{0,24} \cdot 0,036^{0,26} \cdot 4^{0,13} \cdot 12,5^{0,1}} = 339 \text{ м/хв.}$$

$$K_v = (750/600)^{nv} = 1,22$$

6. Найменша швидкість різання визначається для обробки сталі з $\sigma_b=750$ МПа торцевою фрезою із швидкорізальної сталі діаметром 160 мм з числом зубців 12; глибина різання $t=8$ мм; подача $S_z=0,38$ мм/зуб; ширина фрезерування $B=100$ мм; стійкість фрези $T=180$ хв.

$$V_{\min} = \frac{41 \cdot 160^{0,25} \cdot 1}{180^{0,2} \cdot 8^{0,1} \cdot 0,38^{0,4} \cdot 12^0 \cdot 100^{0,15}} = 49 \text{ м/хв.}$$

$$K_v=1$$

7. Граничні частоти обертання шпинделя.

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{1000 \cdot 339}{3,14 \cdot 25} = 4322 \text{ хв.}^{-1}$$

$$n_{min} = \frac{1000 \cdot V_{min}}{\pi \cdot D_{max}} = \frac{1000 \cdot 49}{3.14 \cdot 160} = 98 \text{ хв.}^{-1}$$

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{4322}{98} = 44$$

8. Число ступенів регулювання частот обертання шпинделя в разі ступінчастого регулювання

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1 = 16.4$$

Беремо $Z=16$.

9. Із нормалі Н11-1 виписуємо 16 частот обертання шпинделя, взявши за найменше найближче стандартне $n_1=100$ об/хв.

Ряд: 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200.

10. Найбільшу кругову силу різання, швидкість різання і ефективну потужність визначаємо для обробки сталей з $\sigma_s=660$ МПа кінцевою фрезою із твердого сплаву діаметром 25 мм і числом зубців $Z=4$; глибина різання $t=25$ мм; подача на зуб $S_z=0,115$ мм/зуб; ширина фрезерування $B=12,5$ мм; стійкість фрези $T=30$ хв.

$$F_z = \frac{10 \cdot C_p t^{x_p} S_z^{y_p} B^{H_p} Z}{D^{q_p} \cdot n^w} K_p = \frac{10 \cdot 145 \cdot 25^{0,85} \cdot 0,115^{0,75} \cdot 12,5 \cdot 4}{25^{0,73} \cdot 1275^{-0,13}} \cdot 0,962 = 4428 \text{ Н}$$

$$K_p = (\sigma_s/750)^{n_p} = (660/750)^{0,3} = 0,962$$

$$V = \frac{C_v D^{q_v}}{T^{m_t} t^{x_v} S_z^{y_v} Z^{p_v} B^{u_v}} k_v = \frac{145 \cdot 25^{0,44} \cdot 1,12}{30^{0,37} \cdot 25^{0,24} \cdot 0,115^{0,26} \cdot 4^{0,13} \cdot 12,5^{0,1}} = 100 \text{ м/хв.}$$

$$K_v = (750/\sigma_s)^{n_v} = (750/660)^{0,9} = 1,12$$

$$P_e = \frac{F_z \cdot V}{1000 \cdot 60} = \frac{4428 \cdot 100}{1000 \cdot 60} = 7,4 \text{ кВт}$$

Для обробки торцевою фрезою з твердого сплаву з числом зубів $Z=10$, діаметром $D=125$ мм, з глибиною різання $t=3,5$ мм, шириною фрезерування $B=0,3 D_\phi$, подачею $S_z=0,3$ мм/зуб рекомендована виробником [26] швидкість $V=170$ м/хв.

Частота обертання фрези

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_{\phi}} = \frac{1000 \cdot 170}{\pi \cdot 125} = 433, \text{хв.}^{-1}$$

Потужність різання визначимо за формулою (2.14)

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

де v_f (с) – швидкість подачі, мм/хв. ($v_f = n \cdot z \cdot S_z$),

k_c – питома сила різання, Н/мм², яка для більш точних розрахунків може бути розрахована за формулою

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

де h_m – середня товщина стружки $h_m = f_z / 1.14$, для кута 45°;

S_z – величина подачі на зуб, мм/зуб;

γ_0 – передній кут, $\gamma_0 = 6^\circ$;

m_c – показник компенсації товщини стружки, $m_c = 0,15$;

k_{c1} – питома сила різання на 0,1 мм товщини стружки, $k_{c1} = 2000$ Н/мм².

В дужках зазначені традиційні для теорії різання символи.

$$P_e = \frac{3,5 \cdot 37,5 \cdot 1299 \cdot 2600}{60 \cdot 10^6} = 7,39 \text{ кВт.}$$

11. Потужність електродвигуна привода головного руху.

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_e}{\lambda \cdot \eta} = \frac{7,4}{1,3 \cdot 0,8} = 7,11 \text{ кВт}$$

Електродвигун вибираємо в залежності від характеру регулювання в приводі верстата. Для приводу зі ступінчастим регулюванням доцільним буде використання асинхронного двигуна 4A132S4У3, $N_{\text{ном}}=7,5$ кВт, $n_{\text{синхр}}=1500$ об/хв.

Якщо в приводі здійснюється комбіноване регулювання, тоді слід підбирати регульований асинхронний електродвигун: наприклад: 1 варіант – електродвигун компанії *Siemens IHP8107D* (додаток В) з потужністю $P=7,2$ кВт, номінальною частотою $n_{\text{ном}} = 1150$ хв.⁻¹ і максимальною частотою $n_{\text{max}} = 4750$ хв.⁻¹; 2 варіант - *FANUC AC SPINDLE MOTOR a8* з потужністю $P=7,5$ кВт, номінальною частотою $n_{\text{ном}} = 1500$ хв.⁻¹ і максимальною частотою $n_{\text{max}} = 6000$ хв.⁻¹.

За відсутності редуктора чи коробки швидкостей електродвигун повинен забезпечувати потрібну ефективну потужність на робочій частоті, тому для нашого прикладу слід вибрати електродвигун більшої потужності, наприклад електродвигун *FANUC AC SPINDLE MOTOR αP22* з потужністю $P = 11$ кВт, номінальною частотою $n_{\text{ном}} = 750$ хв.⁻¹ і максимальною частотою $n_{\text{max}} = 6000$ хв.⁻¹, що без додаткових передач забезпечує на частоті $n = 430$ хв.⁻¹ потужність 6,3 кВт, або електродвигун компанії *Siemens 1HP8135-B* з потужністю $P = 8$ кВт, номінальною частотою $n_{\text{ном}} = 500$ хв.⁻¹ і максимальною частотою $n_{\text{max}} = 6000$ хв.⁻¹, що в свою чергу без додаткових передач забезпечує на частоті $n = 430$ хв.⁻¹ потужність 6,88 кВт.

4 ВКАЗІВКИ З РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ ВЕРСТАТА

4.1 Загальні положення

Розрахунок механізмів приводу верстата зводиться до визначення їх конструктивних параметрів, які забезпечують роботу верстата протягом заданого періоду експлуатації без поломок і значного зносу деталей. Виконуючи розрахунки, враховують статичну і динамічну міцність, механічний знос, жорсткість, нагрівання, коливання та інше.

Статична міцність деталей перевіряється розрахунком, в ході якого дійсні напруження, що виникають в деталі, порівнюються з номінальними допустимими напруженнями. Такому розрахунку підлягають деталі, що працюють зі сталем, або таким що мало змінюється в часі навантаженням.

Допустимі напруження визначаються по відношенню до межі текучості для розтягу σ_T і межі міцності для розтягу σ_B .

Динамічному розрахунку на міцність підлягають деталі, що піддаються змінним за величиною і напрямком навантаженням – вали, зубці коліс, тощо.

Розрахунками на жорсткість визначаються розміри деталей, які забезпечують в умовах заданих навантажень деформації, що не виходять за межі допустимих, нормальну роботу деталей і вузлів і необхідну точність обробки на верстаті. Загальна деформація системи

є сумою деформацій матеріалу деталей і контактних деформацій. Підвищення жорсткості сприяє підвищенню вібростійкості верстата.

Для зменшення механічного зносу поверхонь тертя верстата необхідно, щоб на цих поверхнях діяв мінімально можливий питомий тиск, за якого зберігається нерозривність масляного шару, і щоб цей тиск був рівномірно розподілений на всій поверхні.

Вібрації, що виникають під час роботи верстата, зумовлюють погіршення якості оброблюваної поверхні, порушують нормальну роботу деталей і вузлів верстата, підвищений знос і поломку інструмента. Зазвичай коливання усуваються підвищенням жорсткості деталей вузлів, ретельним балансуванням елементів, що обертаються, застосуванням нескінченних клинових пасів замість плоских зшитих, косозубих передач замість прямозубих, застосуванням різних віброгасних пристосувань, тощо.

4.2 Розрахункова схема

В ході проектування і розрахунку механізмів верстата необхідно попередньо визначити величину, напрямок і характер сил, які діють в різні періоди його роботи (пуску, гальмування, реверсування, обробки та інше).

Для розрахунку окремих вузлів і механізмів верстата спочатку необхідно скласти розрахункову схему. Ця схема уявляє собою спрощене зображення механізму, що розраховується, на якому зазначають напрямок всіх діючих сил (рис. 4.2). Така схема дає можливість знайти напруження, деформації і тиск на поверхнях в розрахунках на міцність, жорсткість, зносостійкість і порівняти їх з допустимими.

Навантаження в верстатах виникають від дії сил різання, сил опору і масових сил.

Сили різання залежать переважно від властивостей оброблюваного матеріалу і параметрів процесу різання. Складові сили різання визначаються за формулами з курсу "Різання металів". Під час проектування верстатів режими різання, а відповідно сили і потужності різання, зазвичай відомі (див. розділ 2).

Сили опору пов'язані з тертям в рухомих з'єднаннях верстата (напрямних, опорах, передачах). В умовах змішаного тертя сили тертя

залежать переважно від нормального навантаження і від швидкості відносного переміщення [31].

В окремих випадках розрахунку верстатів враховують сили, що проявляються в вигляді навантаження від маси вузлів верстата, сил і моментів інерції під час перехідних режимів і коливань, відцентрових навантажень на високих швидкостях обертання.

4.3 Розрахункова частота обертання

В процесі роботи верстата крутний момент приводу долає момент від сил корисного опору (сил різання) і сил тертя в кінематичних парах приводу. Крутний момент на будь-якій ланці приводу в умовах усталеного руху і статичному характері навантаження визначається за формулою:

$$M = \frac{M_E}{i} \cdot \eta, \quad (4.1)$$

де M_E - крутний момент на валу електродвигуна;

i - передавальне відношення від валу електродвигуна до веденої ланки;

η - к. к. д. ланцюга приводу від початкової до веденої ланки.

З цього виразу витікає, що найбільший крутний момент на шпинделі матиме місце за мінімального передавального відношення, тобто на мінімальній частоті обертання. Однак, як показали спостереження, за значного діапазону регулювання приводу на мінімальних частотах обертання шпинделя виконуються операції, які не потребують великої потужності. Тому, розраховуючи верстат загального призначення, номінальне навантаження рекомендується визначати за номінальною потужністю верстата і деякою розрахунковою частотою обертання (рис. 4.1), починаючи з якої робота може виконуватись з використанням повної потужності приводу.

Згідно з рекомендаціями, за розрахункову для універсальних токарних, свердлильних, консольно-фрезерних і розточувальних верстатів середніх розмірів доцільно брати частоту обертання шпинделя, яка відповідає верхній ступені нижньої третини діапазону регулювання частот. Можна розрахункову частоту обертання шпинделя визначити за формулою [2]:

$$n_p = n_1 \sqrt[4]{R_n} \dots n_1 \sqrt[3]{R_n}, \quad (4.2)$$

де n_1 - найменша частота обертання шпинделя;

R_n - діапазон регулювання частот.

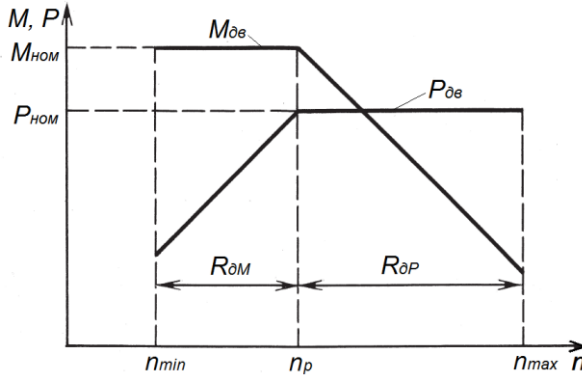


Рисунок 4.1 – Графіки потужності $P_{дв}$ і моменту $M_{дв}$ в ступінчастому приводі

На частотах обертання шпинделя вищих за розрахункову, регулювання здійснюється з постійною потужністю, а в нижній частині діапазону регулювання - з постійним крутним моментом, який обмежується не потужністю електродвигуна, а міцністю або довговічністю деталей приводу.

За розрахунковою частотою обертання шпинделя за допомогою графіка частот обертання приводу необхідно визначити розрахункові частоти обертання всіх валів коробки швидкостей.

Як приклад розглянемо визначення розрахункових частот обертання валів приводу верстата, графік частот обертання якого наведений в рис. 3.1, б.

Припустимо, що розрахункова частота обертання шпинделя $n_{рIV} = 100 \text{ хв.}^{-1}$. Шпиндель і його підшипники слід розраховувати за цієї частоти, оскільки за менших частот передаватиметься неповна потужність. За більших частот передається повна потужність, але зі збільшенням частоти обертання момент навантаження буде зменшуватися. Дану частоту одержуємо з частоти обертання III валу $n_{рIII} = 400 \text{ хв.}^{-1}$, яку беремо для розрахунку зубчастої передачі i_7 . Для розрахунку III валу за розрахункову частоту обертання беремо $n_{рIII} = 125 \text{ хв.}^{-1}$, оскільки з цієї частоти обертання одержується частота обертання шпинделя 250 хв.^{-1} , що знаходиться в діапазоні повної потужності.

Для валу II $n_{рII} = 315 \text{ хв.}^{-1}$ як для розрахунків зубчастих передач так і для розрахунків валу.

Відповідно, для першого валу $n_{p1} = 800 \text{ хв.}^{-1}$.

Для зубчастих передач доцільно розраховувати зубчасті колеса з найменшим числом зубів, оскільки в них зуби будуть найбільш навантаженими.

Розрахункові частоти обертання елементів приводу використовуються для визначення крутних моментів, що діють на вали. Для цього спочатку визначають крутний момент на валу приводного електродвигуна

$$M_E = 9550 \frac{P_E}{n_E}, \quad (4.3)$$

де M_E - крутний момент на валу електродвигуна, Нм;

P_E - потужність електродвигуна, кВт;

n_E - частота обертання валу електродвигуна, хв.^{-1} .

Потім за формулою (4.1) визначають крутні моменти на валах на розрахункових частотах обертання.

В цих розрахунках к. к. д. кінематичного ланцюга визначають за виразом:

$$\eta = \eta_1^a \cdot \eta_2^b \cdot \eta_3^c \dots, \quad (4.4)$$

де η_1, η_2, η_3 - середнє значення к. к. д. елементів передач (табл.4.1);

Таблиця 4.1 - Середнє значення к. к. д. елементів приводу

Елементи приводу	К.к.д.
Пасова передача:	
з плоским пасом	0,98
з клиновим пасом	0,96
Зубчаста передача:	
циліндрична прямозуба	0,99
циліндрична косозуба	0,98
конічна	0,97
що працює вхолосту з електромагнітними муфтами	0,99
Підшипники кочення	0,995
Підшипники ковзання	0,98

$a, b, c \dots$ - число однакових елементів в кінематичному ланцюгу.

Якщо за графіком частот обертання можна визначити точні значення частот обертання всіх валів, крутільні моменти на валах

приводу можна визначити і за іншою методикою. Спочатку визначають потужність на всіх валах приводу, починаючи від електродвигуна.

На I валу потужність дорівнює

$$P_I = P_E \cdot \eta_b, \quad (4.5)$$

де P_E - номінальна потужність електродвигуна, кВт;

η_b - к. к. д. передачі від валу двигуна на I вал і к. к. д. підшипників I валу.

На II валу потужність визначається аналогічно : $P_{II} = P_I \cdot \eta_{II}$, і т. д.

Крутний момент на кожному із валів приводу визначається за виразом

$$M_i = 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i}, \quad (4.6.)$$

де M_i - крутний момент на i -тому валу, Нм;

P_i - потужність на i -тому валу, кВт;

n_i - розрахункова частота обертання i -того валу, хв.⁻¹.

4.4 Розрахунок зубчастих передач

Зубчасті передачі коробок швидкостей є закритими передачами, тому основним критерієм їх працездатності є контактна міцність поверхневих шарів зубців на вигин.

Особливістю розрахунку зубчастих коліс коробок швидкостей верстатів є те, що числа зубців визначаються в кінематичному розрахунку і весь наступний розрахунок зводиться до визначення модуля зубчастих коліс. В коробках швидкостей широко використовуються передачі з однаковим модулем в групі з постійною міжосьовою відстанню. Тому розрахунок модуля зубчастих коліс виконується для кожної групи передач по найбільш навантаженому колесі в групі. Виконується проектувальний розрахунок на витривалість при вигині. Доцільно виконати перевірний розрахунок передачі на контактну витривалість.

Розрахунок зубчастих коліс виконується в відповідності до ГОСТ 21354-87. Розрахункові формули і всі необхідні для розрахунку таблиці і графіки наведені в [2, 10].

Для зменшення осьових габаритів коробок швидкостей ширину зубчастих вінців беруть $b=(6 \dots 8) \cdot m$, де m - модуль передачі. Одержані значення модуля округлюють до стандартних значень, прийнятих в верстатобудуванні : $m=1; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16$ мм. Максимальна колова швидкість зубчастих коліс зазвичай не повинна перевищувати 16-18 м/с [6]. Оскільки колова швидкість залежить від

частоти обертання і діаметра колеса, для швидкісних передач доцільно застосовувати зубчасті колеса з високим значенням допустимих напружень (цементовані, гартовані) з метою зменшення їх розмірів. Для зменшення динамічних навантажень варто підвищувати точність зубчастих передач.

4.5 Розрахунок пасових передач

Найбільше поширення в верстатобудуванні мають передачі клиновими та поліклиновими пасами. Їх використовують для передачі руху від електродвигуна до коробки швидкостей, а в разі розділеного приводу – і від коробки швидкостей до шпindelної бабки.

В сучасних верстатах значного поширення набули поліклинові пасові передачі завдяки більшій гнучкості пасів, що дозволяє використовувати шків меншого діаметру, здатності працювати на високих швидкостях (до 60 м/с), кращому зчепленню пасу зі шківом.

Розрахунок передач з поліклиновим пасом нічим не відрізняється від того, який вивчався в курсі деталей машин, за винятком деяких особливостей.

Проектуючи пасову передачу, особливо передачу з коробки швидкостей чи електродвигуна на шпindel, необхідно міжосьову відстань підбирати враховуючи висоту розміщення шпинделя і коробки, відстань між якими може бути значною.

При проектуванні приводів верстатів розрахунок пасових передач рекомендується вести відповідно до методики [11, 12].

4.6 Розрахунок валів

4.6.1 Попередній розрахунок валів

Попередньо діаметри валів коробки швидкостей визначають, користуючись умовним розрахунком на кручення. Цю форму розрахунку застосовують тому, що ще не визначені розміри валів за довжиною і не можуть бути розраховані згинальні моменти.

Умови міцності на кручення [8]:

$$M = 9550 \cdot \frac{P}{n} \approx 0,2 \cdot d^3 [\tau_{кр}] ,$$

Звідки

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} \quad (4.7)$$

де d - діаметр валу, мм;

M - крутний момент на валу на розрахунковій частоті обертання, Нм;

$[\tau_{кр}]$ - допустиме напруження на кручення, МПа.

Оскільки в такому розрахунку не враховується вигин, розрахунок виконується за умовними (зниженими) допустимими напруженнями кручення:

$$[\tau_{кр}] = (20 \dots 30) \text{ МПа.}$$

Необхідно мати на увазі, що допустимі напруження залежать від довжини валу, що розраховується: чим коротший вал, тим вищі допустимі напруження.

Одержаний діаметр валу округлюють до найближчого значення за ГОСТ 6636-69, який передбачає такий основний ряд діаметрів (ряд R_{a40}): 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150.

4.6.2 Розрахунки валів на міцність і жорсткість

Основний розрахунок валів виконується після виконання креслення коробки швидкостей і уточнення розмірів валів. Якщо на валу встановлено декілька зубчастих коліс, які працюють почергово, і небезпечний перетин виявити складно, виконують розрахунок для різних положень передач. Для визначення результуючого моменту згинальні моменти, розраховані у взаємно перпендикулярних площинах, додаються геометрично.

Основним розрахунком валів приводу верстатів є розрахунок на жорсткість, який полягає в визначенні вигинів u і кутів нахилу осі валу θ і порівнянню їх з допускними значеннями.

Вали розглядаються як балка на двох опорах, навантажених силою F_1 в прогоні і силою F_2 в прогоні або на консолі. Будь-яка з сил може дорівнювати нулю.

Розрахунок на жорсткість зводиться до визначення вигинів y_1 і y_2 в площині дії сил F_1 і F_2 , тобто під зубчастими колесами.

Колове (тангенціальне) зусилля на зубчастих колесах

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d}, \text{ Н}$$

де M - крутний момент, що діє на валу, Нмм;

d - ділительний діаметр зубчастого колеса, мм.

Для зубчастої передачі з кутом зачеплення $\alpha=20^0$ з врахуванням кута тертя на зубцях $\rho=5^0-6^0$ радіальне навантаження $F_r \approx 0,5 \cdot F_t$.

Розрахункову схему валу складають на підставі просторового розміщення валів в коробці швидкостей. На цій схемі крім валу, що розраховується зображають також вали ведучий та ведений по відношенню до валу, що розглядається, з їх шестірнями (рис. 4.2).

Якщо навантаження діють на вал в різних площинах, їх розкладають на дві взаємо перпендикулярні площини, наприклад X і Y (рис. 4.2), за одну з яких вибирають площину дії однієї з сил. В разі відхиленні сил від координатних площин на кут, менший 15^0 , їх можна розміщати з останніми.

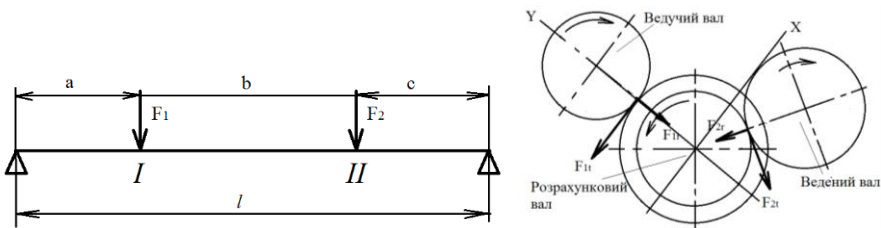


Рисунок 4.2 – Схема розрахунку валу на жорсткість

Розрахунок валів виконується за такою методикою. На основі вихідних даних визначається вигин валу y_1 в перетині I від дії навантаженням F_1 і F_2 за формулою [8]:

$$y_1 = \frac{64}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot l} \left[F_1 \cdot a^2 \cdot (b + c)^2 + F_2 \cdot \frac{a \cdot c}{2} \cdot (l^2 - a^2 - c^2) \right], \quad (4.8)$$

де y_1 – вигин в перетині під силою F_1 , мм;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу валу;

d - діаметр валу в перетині I, мм;

l, a, b, c - лінійні розміри валу, мм (рис. 4.2).

Вигин в перетині I визначається в кожній з координатних площин окремо, а потім знаходиться геометрична сума. Результат порівнюється з допустимим значенням вигину $[y]$, величина якого береться $[y]=0,01 \cdot m$, де m - модуль зубчастого зачеплення. Якщо умова $y_1 \leq 0,01 \cdot m$ не виконується, діаметр валу в перетині I збільшується на задану величину кроку $H=2, 3$ або 5 мм і розрахунок за формулою (4.8) повторюється. Після виконання зазначеної умови аналогічно

розраховується діаметр валу в перетині II. Під дією тих самих сил F_1 і F_2 вигин y_2 визначається за формулою:

$$y_2 = \frac{64}{3 \cdot E \cdot \pi \cdot d^4 \cdot l} \left[F_1 \cdot \frac{a \cdot c}{2} \cdot (l^2 - a^2 - c^2) + F_2 \cdot c^2 \cdot (a + b)^2 \right], \quad (4.9)$$

і порівнюється з допустимим значенням. Якщо умова $y_2 \leq 0,01 \cdot m$ не виконується, то і в цьому перетині діаметр валу збільшується на задану величину і розрахунок повторюється до виконання умови.

Існують емпіричні залежності допустимих вигинів і кутів нахилу пружних ліній валів. В практиці верстатобудування беруться такі значення: максимальний вигин валів, які несуть зубчасті колеса, не повинен перевищувати $(0,0002-0,0003) \cdot l$, де l - відстань між опорами; допустимий вигин валів під зубчастими колесами дорівнює $0,01-0,03$ найменшого модуля зубчастих коліс, що встановлені на цьому валу; кути нахилу цього ж валу в опорах не повинні перевищувати $0,001$ радіан.

За результатами розрахунків валів на жорсткість діаметри їх виявляються більшими, ніж за результатами на міцність, внаслідок чого вали працюють переважно з невисокими напруженнями. Тому в верстатах на міцність розраховуються тільки важко навантажені вали, до того ж розрахунок виконується спрощено, без врахування динамічного характеру навантаження.

Формули і детальні вказівки з розрахунку валів наведені в [11, 12].

5 ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ ВЕРСТАТІВ

5.1 Загальні вимоги до шпинделів верстатів

Шпиндельний вузол значною мірою формує основні технічні характеристики верстата: точність обробки і продуктивність роботи. Забезпечення цих показників часто потребує протилежних рішень: ті вимоги, що спрямовані на забезпечення високої продуктивності ведуть до зниження точності обробки і навпаки, вимоги до забезпечення високої точності обмежують одержання високої продуктивності.

Для забезпечення необхідної точності обертання шпинделя в його опорах необхідно використовувати підшипники належної точності. Рекомендації щодо класів точності підшипників кочення шпиндельних опор подані в таблиці 5.1.

Високий ефект від застосування прецизійних підшипників можна отримати лише тоді, коли деталі, з якими сполучається підшипник, будуть виконані з належної точністю. Рекомендації щодо якості обробки місць під підшипника наведені на рис. 5.1 та в таблиці 5.2, а до точності діаметрів під підшипники валів і корпусів в табл. 5.3 і 5.4 відповідно.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані класи точності підшипників кочення шпиндельних опор

Клас точності верстата	Клас точності радіальних підшипників опор		Клас точності упорних підшипників
	Передня опора	Задня опора	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

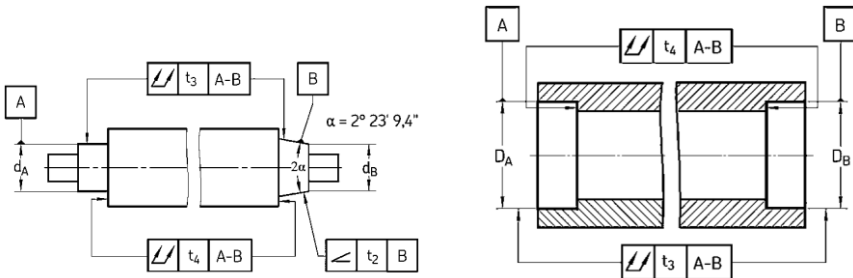


Рисунок 5.1 - Відхилення форми місць під прецизійні підшипники на валу і в корпусі [31]

Конструкція шпиндельного вузла визначається типом верстата, вимогами до швидкості, жорсткості, характеру діючих навантажень.

Передні кінці шпинделів, призначені для закріплення інструмента і оснащення, виконуються у відповідності до стандартів.

Кінці шпинделів токарних верстатів можуть виконуватися різьбовими та фланцевими. Різьбові кінці виконуються за ГОСТ 16868 для шпинделів малих діаметрів (різьба М39 та М45). Фланцеві кінці (рис. 5.2) виконуються двох видів: під поворотну шайбу (ГОСТ 12593-63, ISO 702-3-2007) та типу А (ГОСТ 12595-2003, DIN 55026, ISO 702-1).

Отвори на передньому кінці шпинделя можуть виконуватися циліндричними, розміри яких не регламентуються, та конічними з конусами Морзе та метричними. Базування оснащення здійснюється по конусу 1:4 ($7^{\circ}7'30''$), а момент обертання зі шпинделя на патрон передається шпонкою d_5 . В разі застосування кінців шпинделів під поворотну шайбу спрощується заміна оснащення і скорочується час на заміну; кінці шпинделів типу А забезпечують менший виліт переднього кінця. Тому для універсальних верстатів загальної точності доцільно використовувати кінці шпинделів під поворотну шайбу, а в разі підвищених вимог до точності – кінці типу А.

Таблиця 5.2 - Допуски форми місць під підшипники валів та корпусів

Поверхня, характеристика	Позна чення	Допустимі відхилення для підшипників класів точності					
		0	P6	P5, P6*	P5*	P4	P2
Циліндрична поверхня Повне радіальне биття 	t_3	IT5/2	IT4/2	IT3/2	IT2/2	IT2/2	IT1/2
Упорний торець Повне осьове биття 	t_4	IT5	IT4	IT3	IT2	IT1	IT0
Конусність 	t_2					IT3/2	IT2/2
Шорсткість ¹ $d \leq 80$	R_a , мкм	1,6	0,8	0,4		0,2/0,4	0,1/0,4
$80 < d \leq 250$	R_a , мкм	1,6	1,6	0,8		0,4/0,4	0,2/0,4

* Для підшипників зі спеціальними вимогами до точності обертання та положення.

¹ – Дані в чисельнику для валу, в знаменнику – для корпусу.

Кінці шпинделів свердлильних, розточувальних, фрезерних та багатоцільових верстатів виконуються у відповідності до ГОСТ 30064-93. Шпинделі свердлильних і розточувальних верстатів виконуються з конічними отворами з конусом Морзе або метричним. В фрезерних та багатоцільових верстатах шпинделі виготовляють з конусами 7:24, для високочастотних шпинделів з частотою обертання понад 8000 – 10000 хв.⁻¹ застосовують короткі конуси з конусністю 1:10 під інструментальні оправки HSK ISO / CD 12164-1 (рис. 5.3).

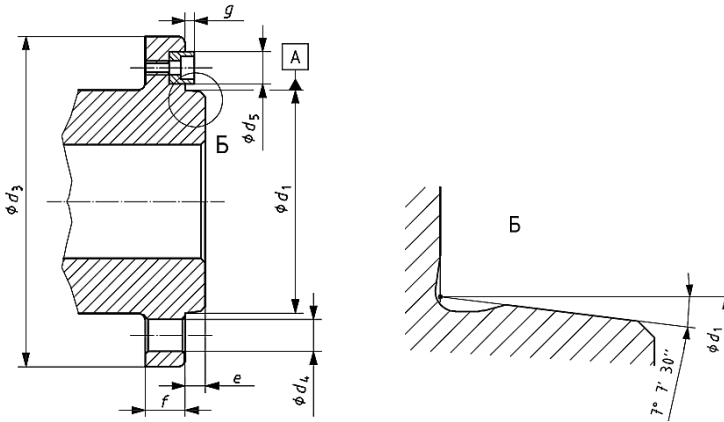


Рисунок 5.2 – Фланцеві кінці шпинделів

В металорізальних верстатах використовуються переважно оправки форми А і В. Оправка форми HSK-A показана на рис. 5.4. Оправка форми В відрізняється від оправки форми А більшим розміром фланця, розміщенням пазів для шпонок на фланці оправки та можливістю підведення охолодження через фланець.

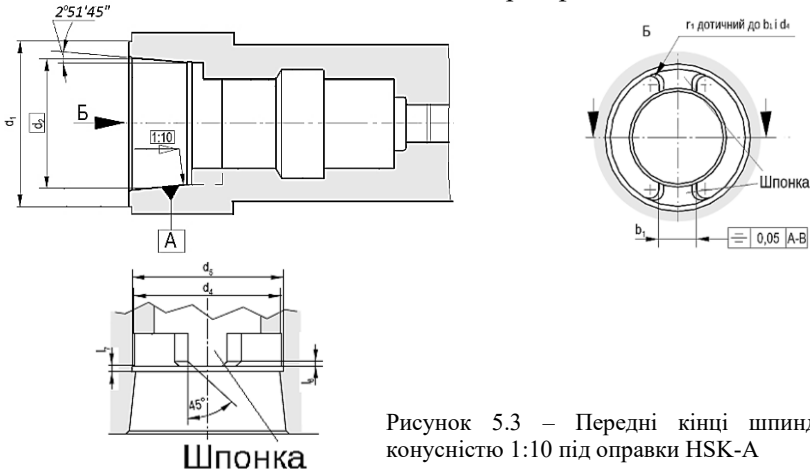


Рисунок 5.3 – Передні кінці шпинделів з конусністю 1:10 під оправки HSK-A

Таблиця 5.3 - Допуски діаметрів для посадок підшипників на вал [31]

Тип підшипника	Діаметр валу		Допуск валу для класів точності підшипників			Відхилення	
	понад	до	P5	P4, P4A, P4C, SP	P2, PA9A, UP	верхнє	нижнє
	мм					МКМ	
Радіально-упорні кулькові підшипники							
зовнішнє кільце обертається	–	400	js5	h4	h3		
внутрішнє кільце обертається	-	30	+1/-5			+1	-3
	30	80	+2/-6			+2	-3
	80	120	+3/-7			+3	-3
	120	180	+4/-8			+4	-4
	180	250	+5/-9			+5	-5
	250	315				+6	-6
	315	400				+6,5	-6,5
	–	–					
Циліндричні роликові підшипники							
3 циліндричним отвором		40	js4	js4		–	
	40	280	k4	k4			
	280	500		k4 ²)			
Дворядні кулькові упорно-радіальні підшипники		200	h5	h4	h3		

Таблиця 5.4 - Допуски діаметрів для посадок підшипників в корпусі [31]

Тип підшипника	Умови	Діаметр отвору		Допуск отвору для класів точності підшипників			Відхилення	
		понад	до	P5	P4, P4A	P2, UP	верхнє	нижнє
		мм					мкм	
Радіально-упорні кулькові підшипники	Фіксована опора, осьове переміщення зовнішнього кільця непотрібне	50	80				+7	-1
		80	120				+7	-3
		120	180				+9	-3
		180	250				+10	-4
	Нефіксована опора, осьове переміщення зовнішнього кільця бажане	50	80				+10	+2
		80	120				+13	+3
		120	180				+16	+4
		180	250				+19	+5
Циліндричні роликові підшипники	Легке або нормальне навантаження ($P \leq 0,1C$)		300	K5	K5	K4		
	Важке навантаження ($0,1C < P \leq 0,15C$), обертається зовнішнє кільце		300	M5	M5	M4		
Дворядні кулькові упорно-радіальні підшипники			315	K5	K5	K4		

Таблиця 5.3, 5.4 – дані з Super-precision bearings. SKF PUB BU/P1 13383/2 EN March 2016, p. 422 (skf.com) (p. 71, 72)

Інструментальні оправки HSK базуються в шпинделі по конусу і торцю, на відміну від оправок з конусом 7:24, які базуються тільки по конусу, що забезпечує вищу жорсткість сполучення.

Для фрезерних верстатів з ЧПК та багатоцільових верстатів кінці шпинделів під оправки з конусом 7:24 виконують за рис. 5.5 а, а для верстатів з ручним керуванням за рис. 5.5 б, де передбачені різьбові отвори для закріплення інструмента на торці шпинделя. Як і в попередніх конструкціях кінців шпинделів, на торці шпинделя встановлюються дві шпонки для передавання крутного моменту на інструмент.

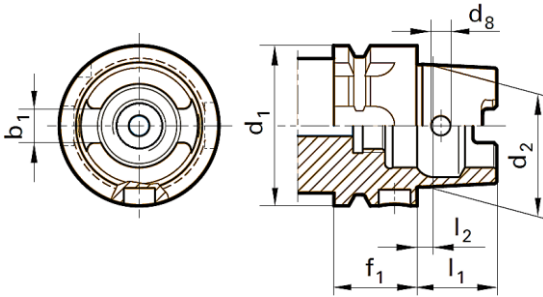


Рисунок 5.4 – Інструментальна оправка HSK-A

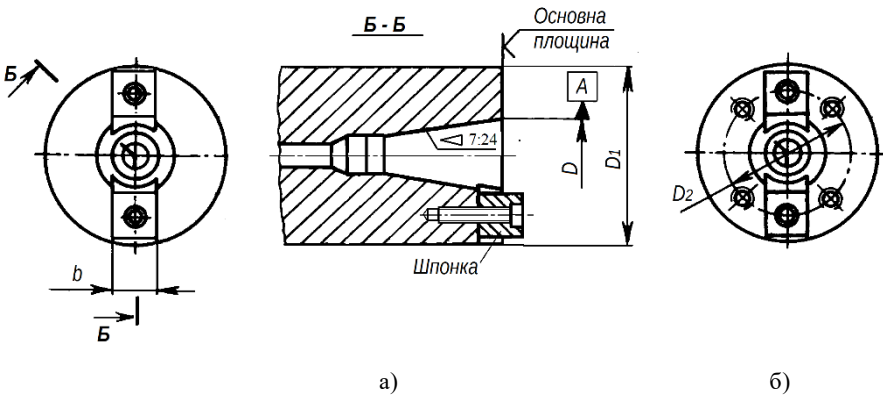


Рисунок 5.5 – Кінці шпинделів з конусністю 7:24

5.2 Розрахунок жорсткості шпиндельних вузлів

Жорсткість шпиндельних вузлів металорізальних верстатів є надзвичайно важливою, оскільки відхилення переднього кінця

шпинделя під навантаженням впливає на точність обробки. Вона визначається такими чинниками:

- жорсткістю шпинделя
- вильотом інструмента
- жорсткістю корпусу
- жорсткістю, кількістю, положенням і впливом посадки підшипників.

Жорсткість шпинделя визначається пружними зсувами переднього кінця шпинделя під навантаженням від сил, що діють на нього, зазвичай сили різання та зусиль на приводному елементі. Повний зсув переднього кінця шпинделя δ визначатиметься пружними деформаціями тіла шпинделя δ_1 та деформаціями його опор δ_2 .

$$\delta = \delta_1 + \delta_2.$$

В разі прикладення до шпинделя двох навантажень, які зазвичай діють в різних площинах, слід зводити їх до двох перпендикулярних площин, знаходити зсуви шпинделя в кожній площині, наприклад δ_x та δ_y , та потім визначати результуючий вплив за виразом

$$\delta_p = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2}.$$

Пружні відтискання в шпиндельних вузлах, навантажених тільки силою різання, як наприклад в конструкції вузла з мотор-шпинделем чи розвантаженим шпинделем, визначаються за формулою

$$\delta_F = F \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{a^2 l(1-\varepsilon)}{3EJ_2} + \frac{[l+a(1-\varepsilon)]^2}{j_A l^2} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{j_B l^2} \right], \text{ мм} \quad (5.1)$$

тут F – сила різання прикладена до шпинделя, Н;

E – модуль пружності, Н/мм²;

J_1, J_2 – моменти інерції перетину шпинделя на консолі і в міжопорній частині, відповідно, мм⁴;

ε – коефіцієнт, що враховує защемлення в передній опорі в разі, якщо в ній розміщено більш як один ряд тіл кочення (табл. 5.5);

j_A, j_B – жорсткість передньої та задньої опор шпинделя, відповідно, Н/мм.

Геометричні розміри відповідають рисунку 5.6.

Якщо момент на шпиндель передається зубчатою передачею, яка зазвичай розміщується між опорами шпинделя, на шпиндель буде

діяти навантаження від сил різання F та від зусилля на приводному колесі F_1 (рис. 5.6). Зсув переднього кінця шпинделя визначається за виразом

$$\delta = \delta_F \pm \delta_{F_1}.$$

Знак “+” береться в разі коли сили F і F_1 спрямовані в один бік і знак “-” коли в різні боки.

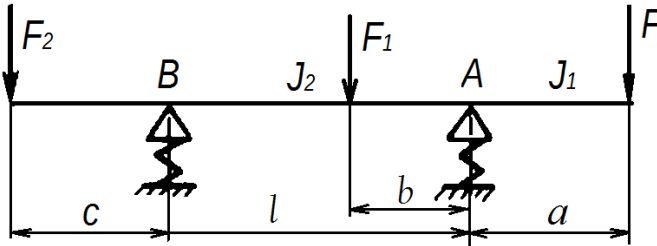


Рисунок 5.6 – Схема до розрахунків шпиндельного вузла на жорсткість

Таблиця 5.5 – Значення коефіцієнтів защемлення в передній опорі шпинделя

Схема опор шпиндельного вузла	Тип встановлених підшипників		Коефіцієнт защемлення
	В передній опорі	В задній опорі	
	3182100 (NN30) 8000	3182100 (NN30)	0,45 ... 0,65
	687000	7200	0,30 ... 0,45
	3182100 (NN30) 178800	3182100 (NN30)	0,30 ... 0,45
	36100	36100	0,20 ... 0,30
	36100, 46200	36100, 46200	0,15 ... 0,2

Прогин від сили F визначається за формулою (5.1), а від сили F_1 за такою формулою

$$\delta_{F_1} = F_1(1 - \varepsilon) \left[-\frac{a(b^3 + 2bl^2 - 3b^2l)}{3EJ_2l} + \frac{(l+a)(l-b)}{j_A l^2} - \frac{a(l-b)}{j_B l^2} \right]. \quad (5.2)$$

В багатьох конструкціях, зокрема і в верстатах з ЧПК, рух від приводного електродвигуна чи коробки швидкостей на шпindelь передається пасовою передачею, шків якої встановлюється на задньому кінці шпindelя. Шпindelь в цьому випадку піддається дії сил різання F і зусилля від натягу пасової передачі F_2 . Прогин переднього кінця шпindelя визначиться за формулою

$$\delta = \delta_F \pm \delta_{F_2},$$

Знак “-” береться коли сили F і F_2 спрямовані в один бік і знак “+” коли в різні боки.

Прогин від дії сили F_2 визначається за формулою

$$\delta_{F_2} = F_2(1 - \varepsilon) \left[-\frac{lac}{6EJ_2} + \frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]. \quad (5.3)$$

Основними чинниками, що визначають жорсткість шпindelя є його діаметр, величина вильоту переднього кінця і довжина міжопорної частини. Величиною вильоту переднього кінця шпindelя, враховуючи конструктивні особливості опори і пристроїв закріплення, збільшувати жорсткість шпindelя практично неможливо. Основні рекомендації щодо підвищення жорсткості повинні стосуватися збільшення діаметра шпindelя та оптимізація міжопорної відстані. Виробники прецизійних підшипників для шпindelних вузлів [31] рекомендують брати відстань між крайніми рядами тіл кочення опор $l \approx (3 \dots 3,5)d$ (d – діаметр під переднім підшипником).

5.3 Жорсткість шпindelної опори

Жорсткість підшипника кочення характеризується величиною пружної деформації (зсувів) в підшипнику під навантаженням. Це подається як відношення навантаження до зсуву і залежить від типу підшипника, його конструкції та розміру.

Найважливішими параметрами є:

- тип елементів кочення; роликові підшипники мають більш високий ступінь жорсткості, ніж кулькові через умови контакту між елементами кочення і доріжками;
- матеріал елемента кочення;
- кількість та розмір рухомих елементів;
- кут контакту;
- величина попереднього натягу.

Пружні зсуви $\delta_{\text{пр}}$ в опорі кочення складаються з пружних зсувів $\delta_{\text{п}}$ в самому підшипнику між тілами кочення та кільцями, та контактних деформацій $\delta_{\text{к}}$ на поверхнях контакту кілець підшипника з корпусом і шпинделем.

$$\delta_{\text{пр}} = \delta_{\text{п}} + \delta_{\text{к}}. \quad (5.4)$$

В умовах помірного навантаження контактні деформації на поверхнях контакту кілець підшипників можна визначити за виразом

$$\delta_{\text{к}} = \frac{4Fk_2}{\pi db} \left(1 + \frac{d}{D}\right), \text{ мм} \quad (5.5)$$

де d , D – внутрішній та зовнішній діаметри підшипника, відповідно в мм;

b – ширина підшипників, мм;

F – навантаження на опору, Н;

$k_2 = 0,0005 \dots 0,0025 \text{ мм}^3/\text{Н}$, менше значення для підвищеної точності, більших натягів, встановленні внутрішнього кільця на конічну поверхню.

Для орієнтовних розрахунків роликів підшипників середніх розмірів пружні зсуви в підшипнику можна визначити за формулою

$$\delta_n = 10^{-2} \cdot \frac{c}{d} \cdot F^a, \text{ мм}, \quad (5.6)$$

де a – показник ступеню, для роликів підшипників $a = 1$;

$c = 0,52$ для конічних роликів підшипників нормальної серії; $c = 0,40$ для дворядних роликів підшипників з короткими роликами; $c = 0,65$ для однорядних роликів підшипників з короткими роликами.

Жорсткість підшипника може бути підвищена за рахунок прикладення попереднього натягу, що широко застосовується в металорізальних верстатах.

Застосування попереднього натягу забезпечує:

- підвищення жорсткості;
- покращення точності позиціонування в радіальному та осьовому напрямках, а також підвищення точності руху, мінімізація радіального биття валу;
- зменшення втрат від ковзання вертіння тіл кочення на високих швидкостях обертання;

- запобігання шуму, викликаному вібрацією та резонансом.

Жорсткість шпиндельної опори з радіально-упорними підшипниками може бути розрахована за методикою, описаною в посібнику [2]. Для наближених розрахунків можна скористатися даними про осьову жорсткість радіально-упорних підшипників, що наводяться в каталогах компаній – виробників прецизійних підшипників (SKF, FAG, NSK, Timken) [21, 29, 30]. В відповідних каталогах величина осьової жорсткості наводиться для пари радіально-упорних підшипників в залежності від розмірів підшипника, кута контакту та величини попереднього натягу. В разі використання іншої схеми встановлення підшипників в опорі жорсткість опори може бути отримана множенням табличної величини на коефіцієнт, що характеризує кількість підшипників в опорі і схему їх установки (табл. 5.6).

Радіальна жорсткість може бути орієнтовно розрахована з осьової жорсткості використовуючи коефіцієнт радіальної жорсткості в залежності від кута контакту підшипника (табл. 5.7).

Таблиця 5.6 – Коефіцієнт осьової жорсткості для різних схем опор [31]

Кількість підшипників в опорі	Схема опори	Коефіцієнт осьової жорсткості для натягу L, M, H	Схема опори		Позначення від SKF
					
3	TBT	1,45			DB
	TFT	1,45			TBT
					TFT
4	QBT	1,8			QBC
	QFT	1,8			QFC
	QBC	2			QBT
	QFC	2			QFT

Таблиця 5.7 – Коефіцієнт радіальної жорсткості радіально-упорних підшипників (FAG, NSK) [29, 21]

Кут контакту, град.	15			20	25	30
	L	M	H			
Попередній натяг ¹						
Коефіцієнт радіальної жорсткості	6,0	5,0	4,5	3,5	2	1,4

¹ – L – легкий; M – середній; H – важкий попередній натяг.

Для гібридних підшипників з керамічними кульками отримане значення жорсткості слід помножити на коефіцієнт 1,11 [31].

Жорсткість роликових підшипників може бути визначена за формулою (5.4) або за каталогом виробника підшипників (SKF, FAG) [31, 29] (табл. 5.8). Залежність між пружними деформаціями та навантаженням є не лінійною, тому і формула і дані каталогів є орієнтовними. Дані в каталогах наведені для помірної величини попереднього натягу і помірного навантаження.

Таблиця 5.8 - Статична радіальна жорсткість роликових підшипників з короткими роликами [31]

Діаметр отвору, мм	Радіальна жорсткість підшипника, Н/мкм			
	Однорядний (N10)		Дворядні зі сталевими роликами	
	Зі сталевими роликами	З керамічними роликами	3182100 (NN30)	4162900 (NNU49)
40	450	610	890	–
45	480	620	940	–
50	530	690	1040	-
55	620	810	1220	-
60	680	890	1330	-
65	740	970	1450	-
70	810	1090	1610	–
75	820	1090	1610	–
80	920	1190	1820	–
85	990	1280	1970	–
90	980	1320	2010	–
95	1060	1430	2190	–
100	1140	1540	2350	2950
105	1140	1540	2330	3040
110	1210	1600	2470	3130
120	1310	1730	2760	3140
130	–	–	2900	3570
140	–	–	3070	3670

5.4 Конструктивні схеми шпиндельних вузлів

Конструкція шпиндельного вузла вибирається в залежності від типу верстата, вимог до швидкохідності та режимів обробки на

верстаті. В залежності від зазначених умов шпindelні вузли будуть відрізнятися типом приводу: шків пасової передачі на задньому кінці, зубчасте колесо в міжопорній частині шпинделя, вбудований електродвигун, ротор якого розміщений на шпинделі або співвісно з ним; типом та кількістю підшипників в опорах.

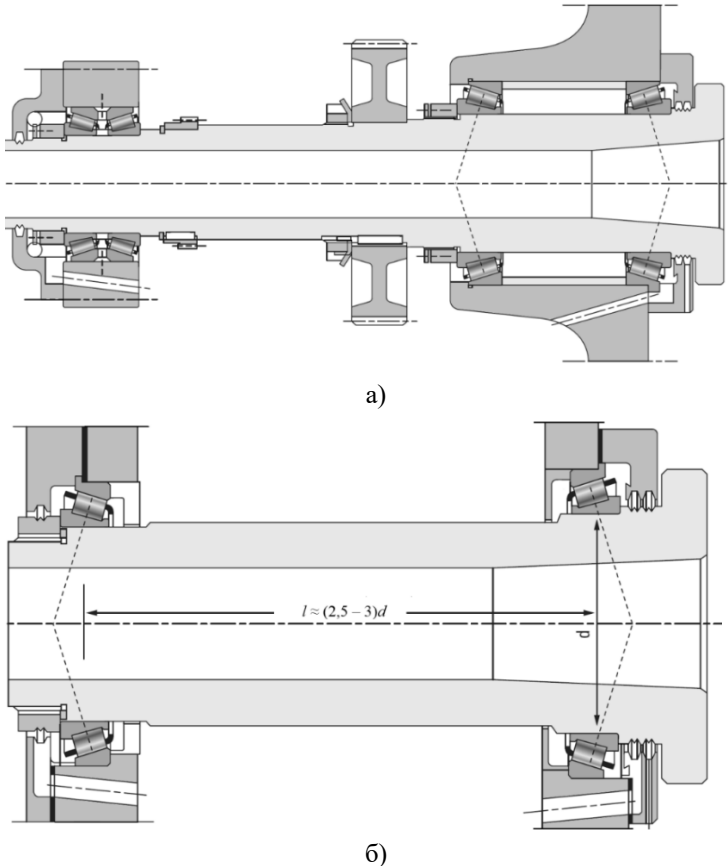


Рисунок 5.7 – Шпindelні вузли на радіально-упорних конічних роликопідшипниках

В шпindelних вузлах верстатів, що працюють з великими зусиллями різання та помірними швидкостями обертання ($d_m n < 2 \cdot 10^5$), можуть використовуватися радіально-упорні підшипники з конічними роликами. В схемі (рис. 5.7, а) осьове навантаження в обох напрямках

сприймають підшипники передньої опори. Підшипник задньої опори виконаний за плаваючою посадкою в корпусі, що дає можливість компенсувати осьові температурні зсуви шпинделя. В задній опорі може встановлюватися підшипник з циліндричними роликами. Таку схему доцільно використовувати в конструкції з довгим шпинделем.

В схемі (рис. 5.7, б) використовуються однорядні підшипники, по одному в передній і задній опорі. Таку схему застосовують в коротких шпиндельних вузлах з міжопорною відстанню $l \approx (2,5 - 3) \cdot d$, що доцільно як з погляду оптимальної жорсткості так і теплової рівноваги. Застосування підшипників з фланцем на зовнішньому кільці (на рис. 5.7, б над віссю) дає можливість наскрізного розточування в корпусі, чим підвищує точність отворів під підшипники.

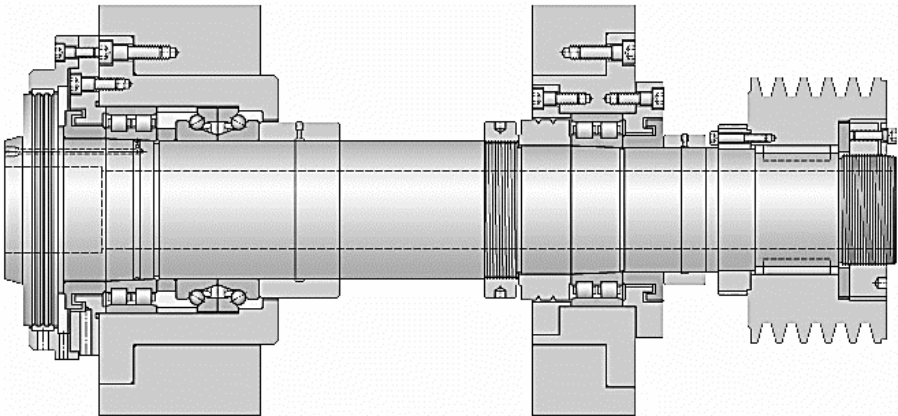
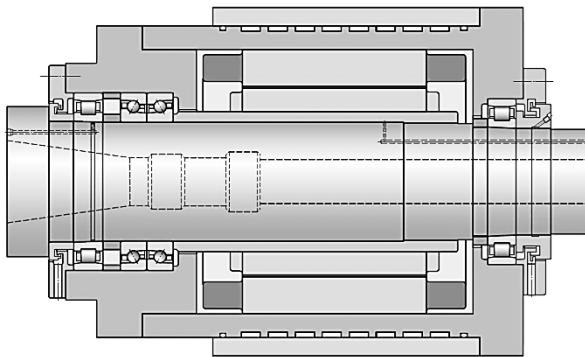


Рисунок 5.8 – Шпиндельні вузли з дворядними радіальними підшипниками з циліндричними роликами та упорно-радіальними кульковими підшипниками

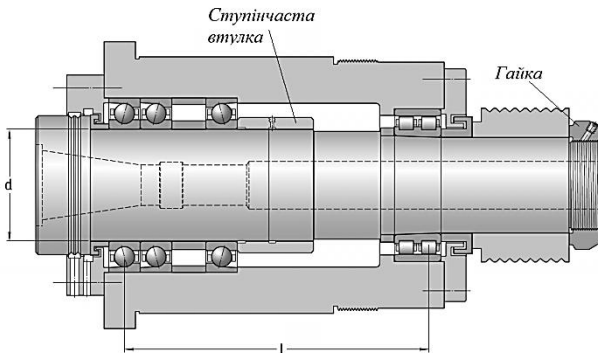
В шпиндельних вузлах, в яких поєднується достатньо висока частота обертання з високими вимогами до жорсткості, наприклад в токарних верстатах, в яких привід шпинделя здійснюється від зубчастої або пасової передачі, використовуються дворядні роликові підшипники з циліндричними роликами, що сприймають радіальне навантаження (рис. 5.8) та дворядні упорно-радіальні кулькові підшипники ($d_m n < 4 \cdot 10^5$) або здвоєні радіально-упорні кулькові підшипники ($d_m n < 5 \cdot 10^5$) для осевого навантаження. Підшипники, що сприймають осьове навантаження встановлюються в передній опорі. Зовнішнє кільце

такого підшипника має спеціальні допуски, завдяки чому підшипник не піддається радіальним навантаженням.

Шпиндельні вузли (рис. 5.9, а) з однорядними радіальними підшипниками з циліндричними роликами та радіально-упорними кульковими підшипниками забезпечують вищу швидкохідність ($d_m n < 6 \cdot 10^5$), але сприймають менше радіальне і осьове навантаження. Осьове навантаження у вузлу сприймається підшипником (BTM SKF), кут контакту в якому складає 30° чи 40° , що менше ніж в підшипниках 178800 (BTW SKF), які застосовуються в схемі рис. 5.8, де кут контакту складає 60° .



а)



б)

Рисунок 5.9 – Шпиндельні вузли з радіальними підшипниками з циліндричними роликами та упорно-радіальними кульковими підшипниками

В токарних, фрезерних верстатах з ЧПК та багатоцільових верстатах використовують схеми шпиндельних вузлів (рис. 5.9, б), в яких в передній опорі установлюються радіально-упорні кулькові підшипники, що сприймають як радіальне так і осьове навантаження, а в задній опорі розміщений дворядний або однорядний радіальний роликовий підшипник. Така схема забезпечує вищу швидкохідність, ($d_m n < 6,5 \cdot 10^5$ на пластичному мастилі і $d_m n < 10 \cdot 10^5$ з масло-повітряним змащуванням) але нижчі радіальну та осьову жорсткість. В разі потреби отримання більшої жорсткості і навантажувальної здатності в передній опорі може встановлюватися чотири радіально-упорних підшипники.

В верстатах, що працюють на легких режимах обробки, таких як розточувальні, фрезерні, багатоцільові, шпинделі повинні мати високі і дуже високі частоти обертання, для чого їх встановлюються на радіально-упорних підшипниках, як показано на рис. 5.10. Для забезпечення високих частот обертання ($d_m n < 11 \cdot 10^5$) слід застосовувати масло-повітряне змащування опор.

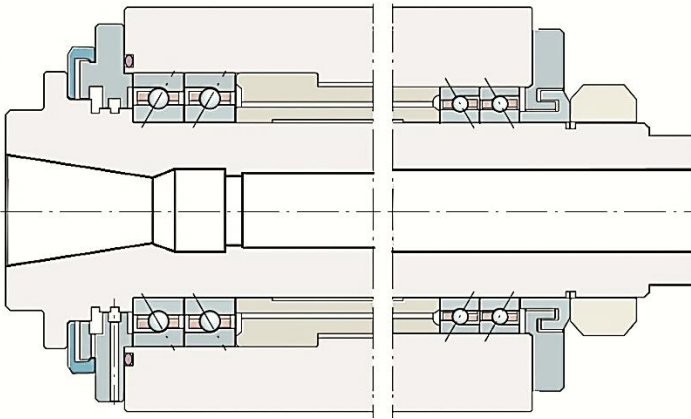


Рисунок 5.10 – Схема шпиндельного вузла для високих і дуже високих частот обертання

Максимальна швидкість, з якою підшипник, що обертається, може працювати, значною мірою визначається його допустимою робочою температурою. Робоча температура підшипника залежить від тепла, що виникає внаслідок тертя в підшипнику, нагрівання від зовнішнього джерела та кількості тепла, яка відводиться від підшипника.

Тому високоточні підшипники з низьким рівнем тертя найкраще підходять для високошвидкісного застосування через їх відповідну низьку робочу температуру. У порівнянні з роликowymi підшипниками аналогічних розмірів, шарикопідшипники мають нижчу навантажувальну здатність, але менша площа контакту в них дозволяє їм працювати на значно більших швидкостях.

5.5 Конструювання шпindelних опор

Під впливом зусиль, що діють на шпindel, він може зсуватися в осьовому напрямку. Для уникнення зсуву підшипника в процесі роботи необхідне закріплення опори в осьовому напрямку.

В фіксованій опорі обидва кільця підшипника повинні бути закріплені в осьовому напрямку з обох боків.

В нефіксованій опорі кільце підшипника з нерухомою посадкою, зазвичай внутрішнє кільце, повинно бути закріплено аксіально з обох боків. Інше кільце повинне мати можливість вільно рухатися для забезпечення осьового переміщення. Це не стосується циліндричних роликowych підшипників в нефіксованому положенні, внутрішні та зовнішні кільця яких повинні бути закріплені аксіально в обох напрямках.

У металорізальних верстатах підшипники передньої опори шпинделя зазвичай фіксовані для сприйняття осьового навантаження від шпинделя до корпусу. Відповідно підшипники задньої опори розташовані вільно в осьовому напрямку.

Для осьового закріплення підшипників використовуються спеціальні гайки та ступінчасті втулки. До гайок висувають високі вимоги до перпендикулярності (осьового биття) натискного торця та можливості точного кутового установа. З цією метою фіксація (стопоріння) гайки здійснюється за допомогою радіальних (рис. 5.11, а, б) або осьових (рис. 5.11, в) гвинтів.

В конструкції гайки (рис. 5.11, а) стопоріння здійснюється через вкладку, розташовану під гвинтом. Для закріплення підшипників прецизійних шпindelних вузлів рекомендується використовувати гайки з декількома стопорними гвинтами, розташованими рівномірно по колу (трима в конструкції рис. 5.11, б або чотирима рис. 5.11, в), які рекомендується затягувати рівномірно почергово. Основні розміри гайок КМТ (рис. 5.11, б) наведені в додатку А (табл. А1).

Ступінчасті втулки доцільно використовувати для високоточних конструкцій шпиндельних вузлів, оскільки вони мають менше биття і забезпечують вищу точність в порівнянні з гайками. Вони оптимально придатні для високошвидкісних слабо навантажених шпиндельних вузлів за відсутності ударів. Конструктивно втулки бувають звичайними (рис. 5.12, а) та з фігурним кільцем (рис. 5.12, б). Останні доцільно застосовувати в разі, якщо втулка виконує також функції лабиринтного ущільнення опори. Діаметри втулок d_3 і d_4 виконуються з високою точністю (Н4) і діаметром d_3 втулка запресовується на шпиндель. Для установа на шпиндель втулка попередньо нагрівається до різниці температури $90 - 120\text{ }^\circ\text{C}$ (додаток А, табл. А2), в залежності від діаметра; через канал k в зазор між втулкою і шпинделем нагнітається олія і втулка запресовується на шпиндель. Після охолодження втулки зусилля навантаження запресування та нагнітання олії поступово знімається.

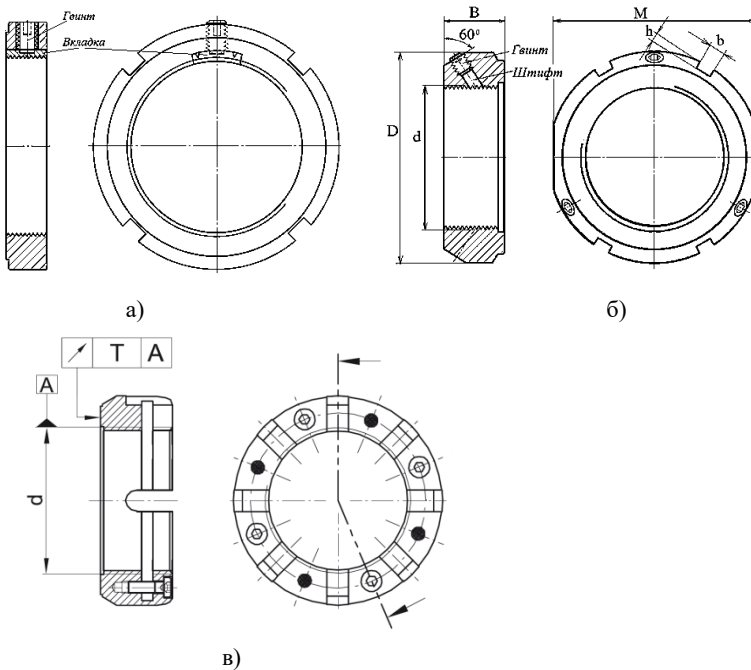


Рисунок 5.11 – Гайки для закріплення прецизійних підшипників шпиндельних опор

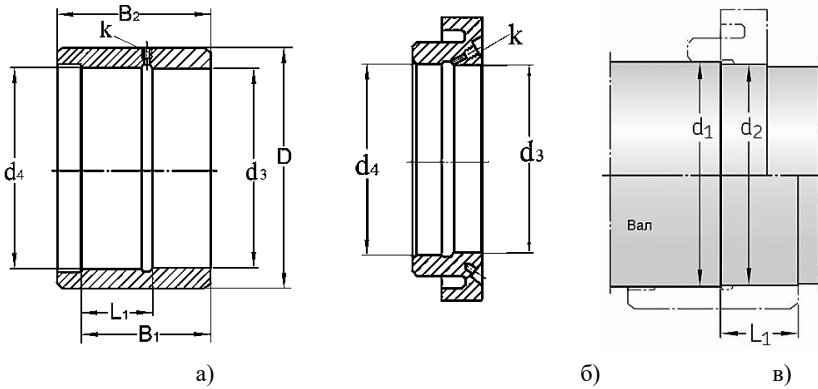


Рисунок 5.12 – Ступінчасті втулки для закріплення прецизійних підшипників шпиндельних опор

5.6 Змащування шпиндельних опор

Метою змащування є зменшення тертя і зносу елементів підшипника; відведення тепла, що генерується внаслідок тертя в підшипнику; захист від попадання забруднення та вологи.

Вибір відповідного мастила та способу змащування для прецизійних підшипників залежить насамперед від умов експлуатації, таких як необхідна швидкість або допустима робоча температура. Проте інші фактори, такі як вібрація, навантаження та змащування сусідніх компонентів, таких як шестерні, також можуть впливати на процес вибору.

Щоб генерувати адекватну гідродинамічну плівку між елементами кочення та доріжками кочення, потрібна лише дуже мала кількість мастила. Тому для змащування шпиндельних підшипників широко використовуються пластичні мастила. З належним чином спроектованою системою змащування пластичним мастилом, гідродинамічні втрати на тертя будуть низькими, а робочі температури можна звести до мінімуму. Однак, коли швидкість дуже висока, термін служби пластичного мастила може скорочуватися, тоді стає доцільним змащування мінеральними маслами. Зазвичай, в цьому випадку використовуються маслом-повітряні та циркуляційні системи мащення, що також може забезпечувати додаткове охолодження опори.

5.6.1 Пластичне мастило

Пластичне змащування підшипникових вузлів придатне для широкого діапазону швидкостей. Змащування прецизійних

підшипників відповідними кількостями високоякісного мастила забезпечує відносно високу швидкість роботи без надмірного підвищення температури.

В разі використання пластичного мастила конструкція підшипникового вузла може бути відносно простою, тому що мастило легше утримується в опорі підшипника, ніж масло, особливо в конструкціях з похилими та вертикальними валами. Пластичне змащування також може сприяти захисту вузла від зовнішніх забруднень і вологи.

В прецизійних шпindelьних вузлах доцільно використовувати пластичні мастила на основі мінеральних масел з літєвими згущувачами, зокрема мастило ЛКС-2, працездатне в режимі температур від -40°C до 150°C . Прецизійні підшипники, що працюють на високих швидкостях, повинні заповнюватися пластичним мастилом в кількостях, що не перевищують 30% вільного об'єму підшипника. Початкова кількість пластичного мастила в підшипнику залежить від його типу, серії, розміру та параметру швидкохідності $d_m \cdot n$. Початкову кількість мастила можна визначити $G = k \cdot G_{\text{рек}}$, де $G_{\text{рек}}$ – рекомендована кількість мастила для даного підшипника; k – коефіцієнт, який залежить від параметру швидкохідності, чим параметр вищий, тим менший коефіцієнт. Так для $d_m \cdot n = 2 \cdot 10^5$ $k = 0,85$, а для $d_m \cdot n = 8 \cdot 10^5$ $k = 0,43$. Після заповнення опори пластичним мастилом шпindelьний вузол повинен пройти припрацювання для рівномірного розподілу мастила на поверхнях тертя в підшипнику та видалення зайвого мастила з опори. Типова схема припрацювання наведена на рис. 5.13 [30]. Розпочинати припрацювання рекомендується з частоти обертання, що складає 20% - 25% від максимальної робочої частоти. Якщо припрацювання не проводиться, то внаслідок різкого зростання температури, підшипник може бути пошкоджений.

Під дією різних факторів пластичне мастило втрачає свої властивості, тому його необхідно періодично замінювати. Довговічність мастила в підшипниковій опорі можна оцінити за графіками рис. 5.14 [30]. Ці графіки дійсні за таких умов: підшипник зі сталевими елементами кочення; горизонтальний вал; робоча температура $\leq 70^{\circ}\text{C}$; високоякісне мастило з літєвим згущувачем; інтервал змащування в кінці якого 90% підшипників все ще надійно змащуються.



Рисунок 5.13 – Типова схема припрацювання підшипникової опори після закладання пластичного мастила

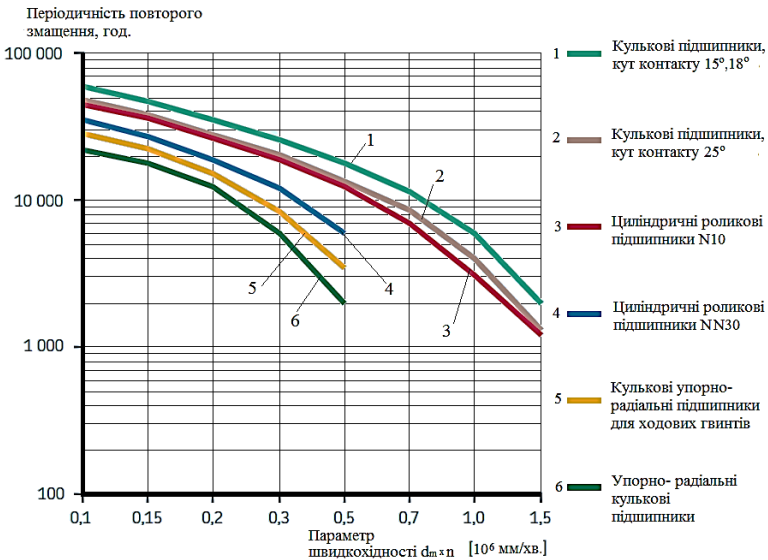


Рисунок 5.14 – Періодичність змащення прецизійних підшипників пластичним мастилом

5.6.2 Мінеральні масла

Мащення мінеральним маслом рекомендується для багатьох застосувань, оскільки різні способи змащування можуть бути адаптовані для різних умов експлуатації та конструкції верстата. Вибираючи найбільш придатний спосіб змащування для підшипникового вузла слід враховувати такі вимоги до застосування:

- необхідна кількість і в'язкість масла;
- швидкість руху і втрати на гідродинамічне тертя;
- допустима температура підшипника.

Підтримання низьких робочих температур на дуже високих швидкостях, зазвичай, вимагає або системи мастило-повітряного змащування, або циркуляційної системи змащування з можливостями охолодження.

За допомогою цих систем можна підтримувати умови експлуатації, показані в областях **В** (масло-повітряне) або **Е** (циркуляційне) (рис. 5.15). Що одна, що інша система змащування достатньо складні і високовартісні, тому їх доцільно застосовувати в умовах, коли швидкості руху зависокі для пластичного мастила.

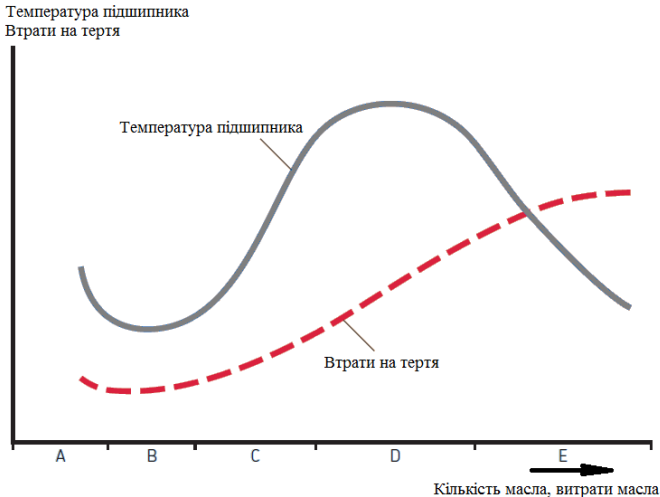


Рисунок 5.15 – Вплив кількості мастила в опорі на втрати на тертя та температуру підшипника

В конструкціях шпindelних вузлів, в яких на шпindel рух передається зубчастими передачами, не допускається змащування

шпindelних опор маслом, що подається для змащування зубчастих пар, через можливість попадання в опору продуктів зношування передач.

5.7 Ущільнення підшипникових опор

Забруднення і волога негативно впливають на надійність і ефективність підшипників шпindelної опори. Попадання стружки та охолоджуючої рідини на тіла кочення і поверхні контакту може суттєво знизити довговічність підшипника. Тому необхідно забезпечувати надійний захист опори від забруднення, для чого використовуються безконтактні та контактні ущільнення.

Безконтактні ущільнення можуть виконуватися як у вигляді простих щілинних (рис. 6.16, а) так і у вигляді багатоступневих лабіринтних (рис. 6.16, б). Лабіринтні ущільнення значно ефективніші щілинних за рахунок декількох радіальних і осьових компонентів, що ускладнює проходження забруднення в опору. Конструкція ущільнення опори рис. 6.16, б складається з щілинного ущільнення: зазор 1 між кришкою і шпindelем, який повинен бути в межах 0,1 – 0,2 мм, кільцевих канавок 2, дренажного отвору 3 для відведення рідини, що проникла через щілину ззовні та лабіринтного ущільнення 4 з радіальними зазорами 0,2-0,3 мм і осьовими 1-2 мм.

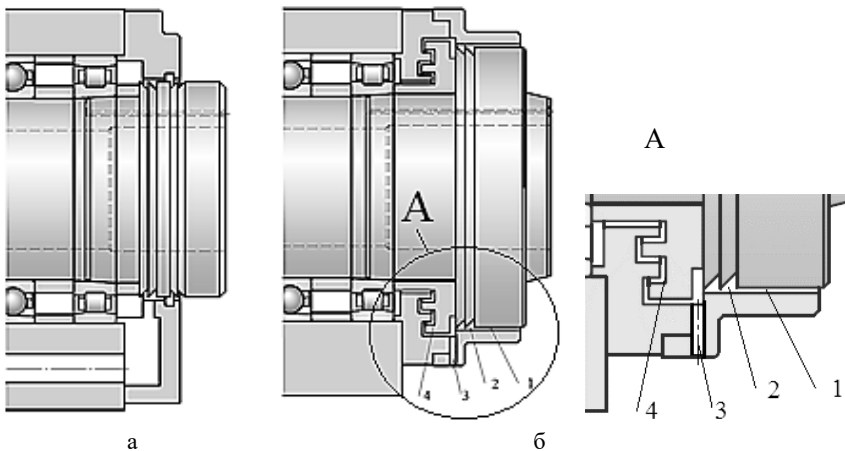


Рисунок 6.16 - Безконтактні ущільнення шпindelної опори

Контактні ущільнення зазвичай надійні, але їхня ефективність залежить від ряду факторів, таких як: конструкція та матеріал ущільнення; якість поверхні контакту валу; стан крайки ущільнення, тощо. В якості контактних ущільнень найчастіше використовуються різноманітного виду манжети.

Тертя між крайкою ущільнювача і сполученою поверхнею може генерувати значну кількість тепла на високих швидкостях ($d_m \cdot n \geq 200\,000 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}$). Як результат, ці ущільнення можуть використовуватися тільки на шпинделях з низькою швидкістю та/або в областях, де додаткове тепло не впливає на якість роботи шпиндельного вузла.

7 РЕВОЛЬВЕРНІ ГОЛОВКИ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПК

7.1 Загальні положення про револьверні головки

За функціональними можливостями револьверні головки токарних верстатів з ЧПК бувають двох основних типів: без приводу на інструмент та з приводом на інструмент. Перший тип головок (рис. 7.1) забезпечує періодичний поворот інструментального диска 11 та надійне його закріплення в потрібній позиції в процесі обробки.

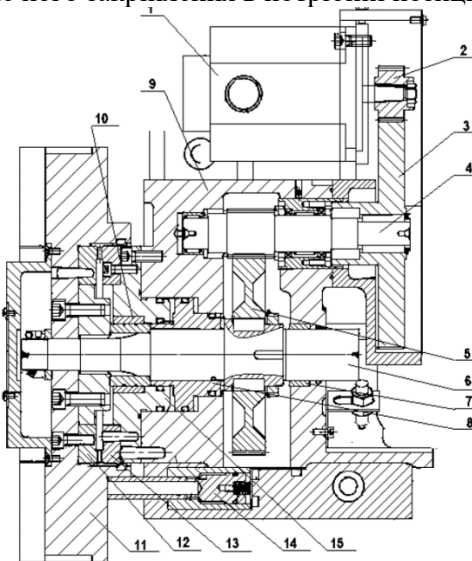


Рисунок 7.1- Револьверні головки токарних верстатів з ЧПК без приводу інструмента

Другий тип (рис. 7.2), крім зазначених функцій головок першого типу, забезпечує обертовий привід на інструмент: свердла, фрези, тощо. Такі револьверні головки мають складнішу конструкцію внаслідок потреби розміщувати елементи приводу інструмента та, часто, елементи замикання/розмикання ланцюга передачі руху на інструментальну головку.

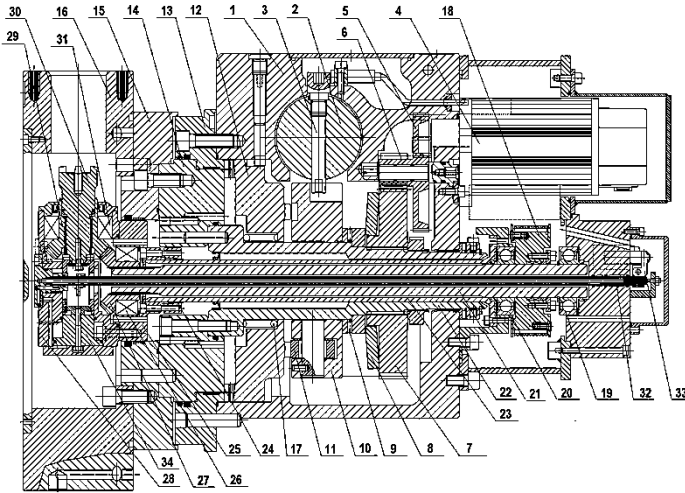


Рисунок 7.2- Револьверні головки токарних верстатів з ЧПК з приводом обертання інструмента

З боку процесу різання на інструментальний диск можуть діяти сили різання (рис. 7.3) у вигляді тангенціальних складових $\pm F_1$, осьового зусилля, що притискає F_2 , чи відриває F_3 та радіальної сили F_4 . Зазначені навантаження можуть бути прикладеними на різній відстані b , що визначатиме момент навантаження. Зусилля закріплення інструментального диска на корпусі револьверної головки повинні забезпечувати його стабільне положення під дією зазначених навантажень.

Затискання інструментального диска в револьверних головках здійснюється або за допомогою гідроциліндра 8 (рис. 7.1) або за допомогою дискової (тарілчастої) пружини 8 (рис. 7.2). Точність положення і надійність закріплення інструментального диска забезпечується за допомогою торцевої зубчастої муфти (зачеплення Хірта рис. 7.4 або зачеплення Курвіка). Дія тангенціальної сили F_1 (рис.

7.3) створює крутний момент, який прагне зрушити інструментальний диск. Величина моменту визначається $T = F_t \cdot b$, Н·м. В зубчастому зачепленні під дією моменту виникає нормальна сила F_n , яку можна розкласти на тангенціальну F_t та осьову F_a складову (рис. 7.4).

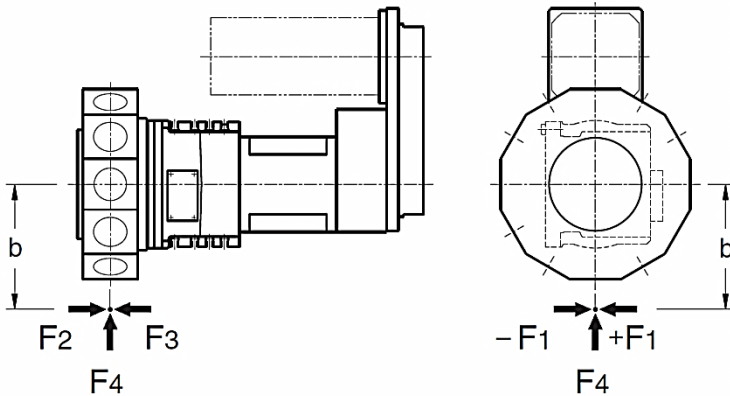


Рисунок 7.3 – Схема дії навантажень на інструментальний диск револьверної головки

Тангенціальна сила F_t визначається за формулою

$$F_t = \frac{4 \cdot T}{D + d}, \quad (7.1)$$

а осьова

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} 30^\circ, \quad (7.2)$$

Зусилля затискання, що повинно розвиватися затискним пристроєм, визначиться

$$F_{pr} = (F_a + F_3) \cdot k, \quad (7.3)$$

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. 7.3), Н.

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 7.3, та висоту зуба муфти (формула 7.6).

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

$$p_{max} = \frac{F_z + F_a + F_{pr}}{A_z}, \quad (7.4)$$

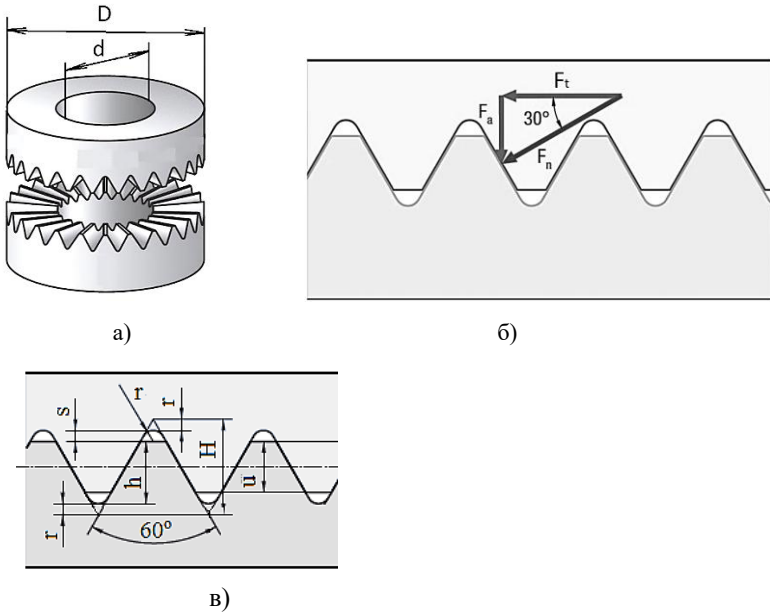


Рисунок 7.4 – Схема зачеплення і параметри в муфті Хірта: а – схема зачеплення; б – схема сил в муфті; в – параметри зуба муфти

де A_z – ефективна площа бічної поверхні зубів, яка визначається за формулою [33].

$$A_z = \left(D - d - \frac{n \cdot d_L^2}{D + d} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{4} (D + d) - 1,155 \cdot z \cdot (r + s) \right] \cdot \eta_z, \quad (7.5)$$

тут D і d – зовнішній і внутрішній діаметр зубів, відповідно, мм. Для муфти (рис. 7.5, а) розрахунок ведеться по всій ширині вінця, а для муфти (рис. 7.5, б) по ширині найменшого вінця. Це стосується і розрахунків за формулою (7.1);

d_L – діаметр отвору під болти закріплення, мм;

n – кількість болтів в площині зубців;

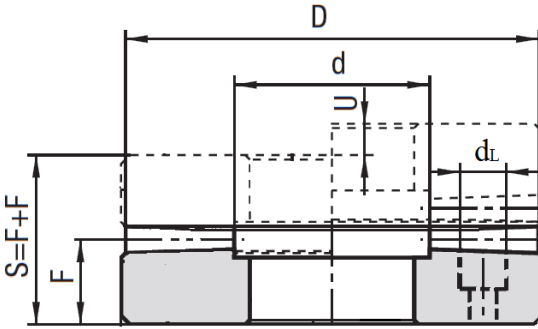
z – число зубів;

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

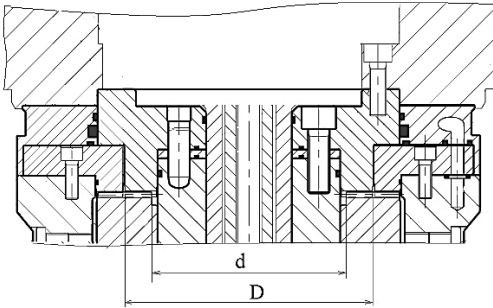
r – радіус западини зуба, мм;

s – зазор по вершині зуба, мм.

c – коефіцієнт, що залежить від числа зубів півмуфти.



а)



б)

Рисунок 7.5 – Варіанти муфт в револьверних головках токарних верстатів з ЧПК: а – з поступальним рухом інструментального диска; б – без поступального руху інструментального диска

Фактична висота зуба муфти може бути визначена за формулою [33]

$$h = c \cdot D - (2r + s), \text{ мм} \quad (7.6)$$

Таблиця 7.1 - 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 7.2 – 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

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

7.2 Вибір електродвигуна для револьверної головки

В револьверних головках без приводу інструмента електродвигун використовується для обертового приводу інструментального диска. Револьверні головки з приводним інструментом можуть будуватися з двома електродвигунами (рис. 7.2): один двигун забезпечує привід повороту інструментального диска, а інший – привід інструмента або з одним електродвигуном (рис. 7.6), який виконує всі зазначені функції

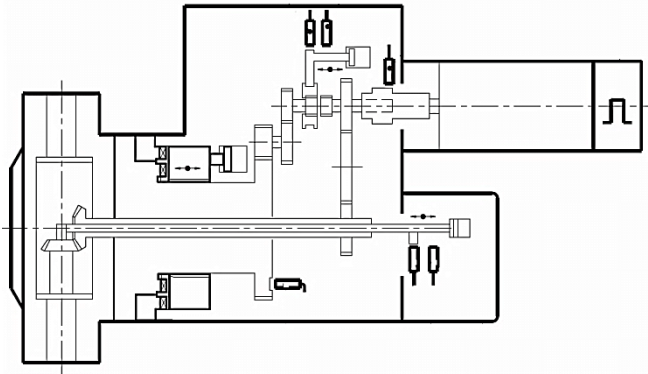


Рисунок 7.6 – Револьверна головка з одним електродвигуном для повороту інструментального диска та приводу інструмента

Для револьверних головок, в яких один електродвигун виконує і поворот інструментального диску і забезпечує привід обертання інструменту двигун повинен вибиратися таким чином, щоб він відповідав вимогам обох процесів.

Зазвичай виробники револьверних головок використовують синхронні серводвигуни, які забезпечують стабільний момент в широкому частотному діапазоні і високий пусковий момент, що в

декілька разів перевищує номінальний момент. Перше є важливим для забезпечення роботи обертового інструменту, а друге – для повороту інструментального диску з високою швидкістю.

Параметри привідного електродвигуна для повороту інструментального диску пов'язані з параметрами процесу повороту:

$$M = \varepsilon \cdot J,$$

M – крутний момент електродвигуна, Нм;

ε – прискорення в процесі обертання, $1/c^2$ (рад/ c^2);

J – момент інерції рухомих в процесі обертання мас, зведених до валу електродвигуна, $кг \cdot м^2$.

Для рівномірно прискореного обертального руху кут повороту визначається за виразом

$$\varphi = \frac{\varepsilon t^2}{2}, \text{ рад}$$

$$\text{Звідки величина прискорення } \varepsilon = \frac{2\varphi}{t^2}, \text{ рад/}c^2.$$

t – час розгону, с.

Цикл роботи приводу повороту інструментального диска включає прискорення за короткий час до визначеної частоти обертання, поворот диска на сталій частоті на потрібний кут і наступне уповільнення до зупинки. Час циклу повороту дуже незначний в порівнянні з часом обробки поверхні деталі інструментом і режим роботи двигуна доцільно вибрати повторно-короткочасний S3 з тривалістю вмикання 25%. Тому основними навантаженнями на двигун є інерційні навантаження від рухомих мас в процесі прискорення і гальмування.

Момент інерції елементів приводу револьверної головки, зведений до валу двигуна, (рис. 7.1) визначається за формулою

$$J_{зв} = J_{rot} + J_{z2} + (J_{z3} + J_{в4}) \cdot i_{2-3}^2 + (J_{z5} + J_{в6} + J_{ід}) \cdot i_{2-3}^2 \cdot i_{4-5}^2, \quad (7.7)$$

де J_{rot} – момент інерції ротора електродвигуна, $кг \cdot м^2$;

J_{z2} – момент інерції шестірні 2, $кг \cdot м^2$;

J_{z3} – момент інерції зубчастого колеса 3, $кг \cdot м^2$;

$J_{в4}$ – момент інерції валу 4, $кг \cdot м^2$;

J_{z5} – момент інерції зубчастого колеса 5, $кг \cdot м^2$;

$J_{\text{вб}}$ – момент інерції валу б, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$J_{\text{ид}}$ – момент інерції інструментального диска, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

i_{2-3} – передавальне відношення зубчастої передачі 2-3;

i_{4-5} – передавальне відношення зубчастої передачі 4-5.

Момент інерції ступінчастого валу може бути визначений як сума моментів інерції окремих ступенів.

Динамічний момент на валу двигуна визначається як добуток моменту інерції, зведеного до валу двигуна на прискорення, що повинно розвиватися двигуном

$$M_{\text{дв}} = J_{\text{зв}} \cdot \varepsilon, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (7.8)$$

де $J_{\text{зв}}$ – зведений момент інерції приводу, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ε – кутове прискорення, $\text{рад}/\text{с}^2$.

Приклад. Момент інерції валу 4 рис. 7.7 для револьверної головки (рис. 7.1) розрахуємо за формулою

$$J_{\text{в}} = \sum \frac{m_i \cdot r_i^2}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \quad (7.9)$$

Маса m i -ої ділянки валу визначається за формулою

$$m_i = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot l_i}{4} \rho, \text{ кг}, \quad (7.10)$$

тут r_i – радіус i -ої ділянки валу, м;

d_i – діаметр i -ої ділянки валу, м;

l_i – довжина i -ої ділянки валу, м;

ρ – густина матеріалу гвинта, $\text{Н}/\text{м}^3$, для сталі 40X $\rho = 7850 \text{ кг}/\text{м}^3$.

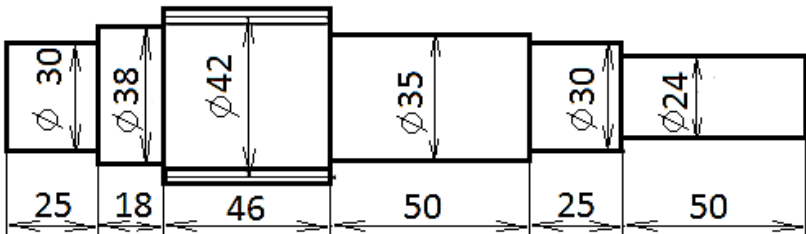


Рисунок 7.7 – Вал 4 револьверної головки (рис. 7.1)

Підставивши до формули 7.9 значення мас окремих ділянок (дані з рис. 7.7), визначимо момент інерції валу $J_e = 0,000482 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Приклад. Для головки SM-BR16 (Diplomatic) частота обертання двигуна (максимальна) $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, час обертання на 1 позицію (30° , $0,523 \text{ рад}$) $0,06 \text{ с}$.

Прискорення складатиме під час повороту інструментального диска $\epsilon=2*0,523/0,06^2 = 292 \text{ рад/с}^2$.

Для револьверної головки, наведеної на рис. 7.8, визначимо моменти інерції значних мас: інструментального диска, валу 36, зубчастих коліс 13 і 33, деталей 14, 17, 18 та ротора електродвигуна.

Момент інерції інструментального диска (рухомих мас) для головки SM-BR 16 складає $2,5 \text{ кг м}^2$ (за технічною характеристикою).

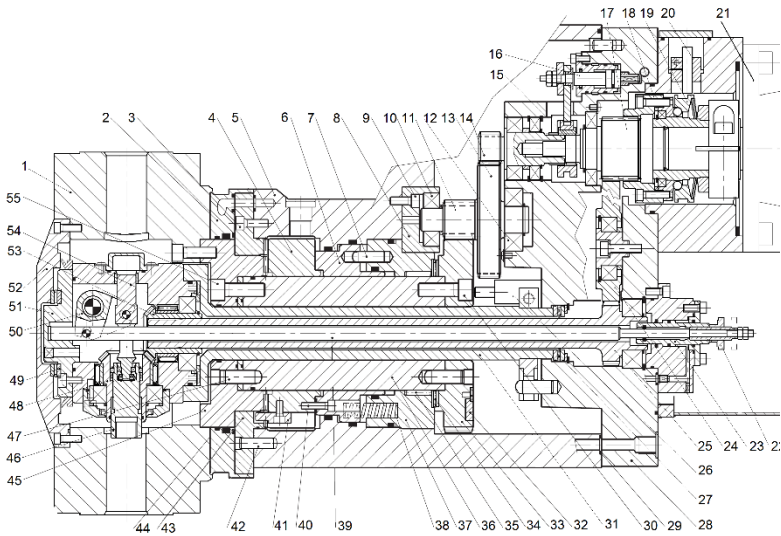


Рисунок 7.8 – Привід повороту інструментального диску і інструмента револьверної головки SM-BR 16

Моменти інерції деталей 13, 14, 17, 18, 33, 36 визначимо за формулою для порожнистого циліндра:

$$J_i = \sum \frac{m_i \cdot (R_i^2 + r_i^2)}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (7.11)$$

де m_i – маса i - тої деталі, кг;

R_i – зовнішній радіус i - тої деталі, м;

r_i – внутрішній радіус i - тої деталі, м.

Зведені моменти інерції знаходимо з рівності кінетичних енергій зведених і даних мас:

$$J_{ізв} = J_i \cdot i_i^2, \quad (7.12)$$

де $J_{ізв}$ – момент інерції i -ої маси, зведений до валу електродвигуна, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

J_i – момент інерції i -ої маси, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

i_i – передавальне відношення кінематичного ланцюга від валу електродвигуна до i -ої маси.

Результати розрахунків моментів інерції, зведених до валу електродвигуна, наведені в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Результати розрахунку моментів інерції

Елемент	Момент інерції, $\text{кг м}^2, J$	Маса, кг	Передавальне відношення i_1	Передавальне відношення i_2	Момент інерції зведений, кг м^2 $J_{зв} \cdot 10^4$
Інстр. диск	2,5		1/4	1/6	43,577
Вал 36	0.00586	5,311	1/4	1/6	0,10212
Зуб кол. 33	0.01468	3,85	1/4	1/6	0,2558
Зуб кол. 13	0.00068	0,753		1/6	0,4250
Ротор	0,0048				48
Дет. 17	0,0001	0,379			1,047
Дет. 18	0,00054	0,476			5,415
Дет. 14	0,000022	0,287			0,2245
ΣJ					99,046

Крутний момент електродвигуна $M = \varepsilon \cdot \Sigma J = 292 \cdot 0,0099046 = 2,9 \text{ Нм}$;

Аналізуючи таблицю 7.3, слід звернути увагу, що навіть незначні маси, розташовані на початку кінематичного ланцюга повороту можуть утворювати моменти інерції співмірні або навіть більші, ніж значні маси розташовані в кінці кінематичного ланцюга (див. деталі 14 і 33 в табл.). Тому, розраховуючи привід повороту інструментального диска не варто ігнорувати незначні маси, особливо, коли вони розміщені безпосередньо біля електродвигунів.

В додатку В наведені деякі параметри револьверних головок різних виробників, які можна використовувати як орієнтири під час проектування револьверної головки.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Навчально-методичні розробки

1. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Металообробне обладнання” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” всіх форм навчання. Частина перша /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. - 116 с.

2. Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Металообробне обладнання” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” спеціалізація “Металорізальні верстати та системи” Частина друга /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2025. - 146 с.

Літературні джерела

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., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник/За редакцією Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2008. -448 с.

3. Кузнецов Ю. М. Верстати з ЧПК і верстатні комплекси. — К. — Тернопіль: ООО «ЗМОК», 2001. – 298 с.

4. Кузнецов Ю. М. Верстати-автомати та автоматичні лінії. — К.: ТОВ «ЗМОК» — ПП «ГНОЗИС», 2001. — 198 с.

5. Шевченко О.В. Конструкторсько-технологічне забезпечення машинобудівних виробництв. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів. [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Конструювання та дизайн машин» спец. 131 Прикладна механіка / О.В. Шевченко; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 253 с.

6. Верба І. І., Даниленко О. В. Проектування обладнання галузевого машинобудування: Шпindelльні вузли на опорах кочення. [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра, за освітньою програмою «Технології комп’ютерного конструювання верстатів, роботів та машин» спеціальності 131 „Прикладна механіка“; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,9

Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 135 с. – URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/38401>

7. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Обладнання автоматизованих виробництв. Частина 1. Верстати-автомати : навчальний посібник / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 91 с. <http://ir.lib.vntu.edu.ua/handle/123456789/15291>.

8. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Обладнання автоматизованих виробництв. Частина 2. Автоматичні лінії. Гнучкі виробничі системи. Транспортно-завантажувальні пристрої: електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський – Вінниця : ВНТУ, 2022. – 155 с. https://pdf.lib.vntu.edu.ua/Iskovich_P2_2022_155.

9. Крижанівський В.А. Агрегатно-модульне технологічне обладнання. Ч 1. Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання: навч. посібн. / Ю. М. Кузнецов, А.М. Кириченко та ін.; за заг. ред. проф. Ю.М. Кузнецова–Кіровоград, 2003 – 422с.

10. Деталі машин: курсове проектування. Частина 1. [Текст]: навчальний посібник / Ю.А.Невдаха, В.В. Пирогов, А.Ю. Невдаха, В.В. Пукалов – Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф., 2018, - 252с. <https://dSPACE.kntu.kr.ua/items/fa1bce13-7876-42ae-88d2-84b2ea385d02>

11. Малащенко В.О. Деталі машин. Проектування елементів механічних передач [Текст]: навчальний посібник / В.О. Малащенко, В.В. Янків. - Львів: «Новий Світ-2000», 2018. - 264 с. https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Malash_2018_264.pdf

12. Момот Д. І., Янчевський І. В. Механічні передачі. Розрахунок на міцність і проектування приводів машин: Навч.-метод. посібник. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2011. – 248 с.

13. Stephenson D. A. Metal Cutting Theory and Practice / D. A. Stephenson, J. S. Agapiou. - Third Edition. - CRC Press Taylor & Francis Group, - 2016.- chapters 3, 6. https://www.researchgate.net/publication/317081872_Metal_Cutting_Theory_And_Practice_3rd_by_D_A_Stephenson.

14. ДСТУ ISO 286-1-2002. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок.

15. ДСТУ ГОСТ 12595:2005 (ІСО 702-1:2001, MOD). Кінці шпинделів фланцеві типу А. Основні і приєднувальні розміри.

16. ГОСТ 12593-93 (DIN 55027, ИСО 702-3-75). Кінці шпинделів фланцеві під поворотну шайбу і фланці затискних пристроїв. Основні і приєднувальні розміри.

17. ГОСТ 30064-93 (ISO 297-88) Концы шпинделей и хвостовики инструментов сверлильных, расточных и фрезерных станков. Размеры. Технические требования.

18. СТП 15-11. Стандарт підприємства. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів (робіт).

19. ISO 12164-1. Hollow taper shank of tools (HSK). Types A and C. Basic dimensions

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

21. NSK Motion and Control. Super precision bearings. CAT. No. E1254g. 2016 A 10. Printed in Japan © NSK Ltd, 2016 –295 p.

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

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

24. Методичні розробки кафедр “Металорізальних верстатів та інструментів” і "Деталі машин" з розрахунку деталей і вузлів верстатів.

ІНФОРМАЦІЙНІ РЕСУРСИ

25. Catalog & Technical Guide 2019.1. Holemaking. 03272166, ST20186680 GB, SECO TOOLS AB, 2019. – p. 508. www.secotools.com

26. Catalog & Technical Guide 2018.2 Milling. 03227944, ST20186659 GB, Seco Tools AB, 2018. – p. 756 (<https://www.secotools.com/>).

27. Catalog & Technical Guide 2019.1. Turning. 03272037, St20186677 Gb, Seco Tools Ab, 2019. – p. 768. (<https://www.secotools.com/>).

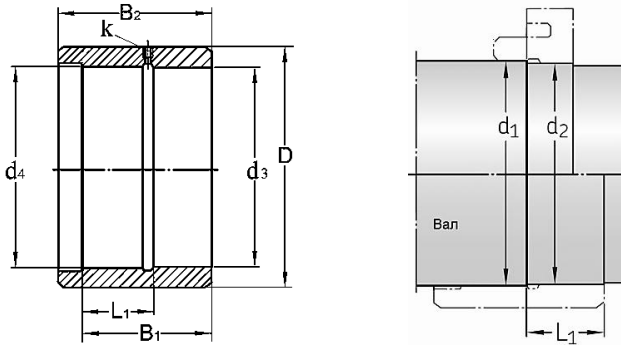
28. Motion Control SINUMERIK 840. Equipment for Machine Tools. Catalog NC 62 2016. Printed in Germany © Siemens AG 2016.- 724 p. (www.siemens.com/automation).

29. FAG Super precision bearings. Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG. 2011 = 243 p. (www.fag.com).

30. SKF rolling bearings. Catalogue PUB BU/P1 10000/3 EN. SKF Group 2016. – 1363 p. (www.skf.com).
31. SKF super-precision bearings. Catalogue P1 13383/2 EN. © SKF Group 2016. – 422 p. (www.skf.com).
32. Training Handbook. Metal Cutting Technology. C-2920:40 en-GB © AB Sandvik Coromant 2017.11. p.391 (www.sandvik.coromant.com).
33. Voith Hirth couplings, standard and custom-made toothed rings. Dimensions and illustrations. G 699 en, aik-SDL / WA, 06.2007/ - p. 10. <https://www.voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/hirth-serrations.html>
34. Precision Machine Components. NSK Linear Guides, Ball Screws, Monocarriers. CAT. No. E3162c 2013 B-12 Printed in Japan © NSK Ltd. (www.nsk.com)
35. Screw Assemblies. Catalog R999000476 Bosch Rexroth AG, 2016. – 282 p. (www.boschrexroth.com)
36. Disc Springs. SPIROL International Corporation. – 2016. – 20 p. <https://www.spirol.com/product/disc-springs/>

Додаток А

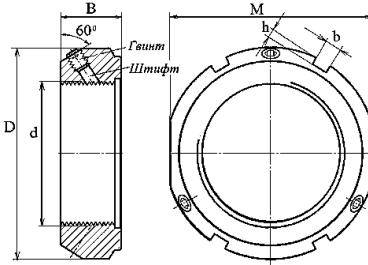
Таблиця А.1 – Основні розміри валу (рис. 5.12, в) і ступінчастих втулок (рис. 5.12, а) [31]



Розміри, мм								Різниця температур °C
Вал		Ступінчаста втулка						
d1 h4	d2 h4	d3 H4	d4 H4	D	B1	B2	L1±0,1	
60	59,908	59,85	59,922	75	44	54	24	120
65	64,898	64,83	64,912	80	46	56	25	120
70	69,898	69,83	69,912	86	48	58	26	110
75	74,898	74,83	74,912	91	50	60	27	100
80	79,888	79,82	79,912	97	52	62	28	100
85	84,88	84,81	84,9	102	54	64	29	100
90	89,88	89,8	89,9	110	56	68	30	100
95	94,87	94,79	94,9	114	58	70	31	90
100	99,87	99,79	99,9	120	60	72	32	90
105	104,87	104,78	104,89	125	62	74	33	90
110	109,86	109,77	109,89	132	64	76	34	90
120	119,86	119,77	119,89	142	68	80	36	80

C. 82 Super-precision bearings (SKF)

Додаток А

Таблиця А.2 – Основні розміри прецизійних гайок КМТ (SKF)
(рис. 5.11, б) [31]

Розміри, мм						Осьова несуча здатність, статична, кН	Затискний гвинт	
d	D	B	b	h	M		Розмір	Рекомендований момент затяжки, Нм
M50x1,5	75	25	7	3	70	300	M8	18
M55x2	85	25	7	3	80	340	M8	18
M60x2	90	26	8	3,5	85	380	M8	18
M65x2	95	28	8	3,5	90	460	M8	18
M70x2	100	28	8	3,5	95	490	M8	18
M75x2	105	28	8	3,5	100	520	M8	18
M80x2	110	32	8	3,5	–	620	M8	18
M85x2	120	32	10	4	–	650	M10	35
M90x2	125	32	10	4	–	680	M10	35
M95x2	130	32	10	4	–	710	M10	35
M100x2	135	32	10	4	–	740	M10	35
M110x2	145	32	10	4	-	800	M10	35
M120x2	155	32	10	4	-	860	M10	35
M130x2	165	32	12	5	-	920	M10	35

*Допуски різьби гайки по класу 5Н, валу – 6g.

Додаток Б

Асинхронні електродвигуни компанії для приводів головного руху верстатів з ЧПК.

Таблиця Б1. FANUC AC SPINDLE MOTOR α series (стандартна серія) [20]

Модель	Потужність S1, кВт	Потужність S3, кВт 30 хв.	Номінальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота хв. ⁻¹	Момент, Н·м	Момент ротора, кг·м ²	Вага, кг
α 0.5	0.55	1.1	3000	8000	1,75	0.00048	7
α 1	1.5	2.2	3000	8000	4,77	0.003	18
α 1.5	1.1	3,7	1500	8000	7,0	0.0043	24
α 2	2.2	3,7	1500	8000	14,0	0.0078	27
α 3	3.7	5,5	1500	8000	23,5	0.0148	46
α 6	5.5	7,5	1500	8000	35,0	0.0215	60
α 8	7.5	11	1500	6000	47,7	0.0275	80
α 12	11	15	1500	6000	70,0	0.09	110
α 15	15	18,5	1500	6000	95,4	0.09	110
α 18	18.5	22	1500	6000	117,7	0.128	143
α 22	22	26	1500	6000	140,0	0.128	143
α 30	30	37	1150	4500	249,1	0.295	250
α 40	37	45	1500	6000	235,5	0.355	290

Таблиця Б2. FANUC AC SPINDLE MOTOR α P series (з розширеним діапазоном режиму постійної потужності) [20]

Модель	Потужність S1, кВт	Потужність S3, кВт 30 хв.	Номінальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота хв. ⁻¹	Момент, Н·м	Момент ротора, кг·м ²	Вага, кг
α P8	3.7	5.5	750	6000	47.1	0.0275	80
α P12	5.5	7.5	750	6000	70	0.09	110
α P15	7,5	9	750	6000	95,5	0.09	110
α P18	9	11	750	6000	114,6	0.128	143
α P22	11	15	750	6000	140	0.128	143
α P30	15	18.5	575	4500	249	0.295	250
α P40	18,5	22	575	4500	207	0.295	250
α P50	22	30	575	4500	365	0.49	460
α P60	22	30	750	4500	280	0.49	468

Таблиця Б3. Електродвигуни SIMOTICS M компанії Siemens [22]

Модель	Потужність SI, кВт	Номінальна частота, хв ⁻¹	Максимальна частота хв ⁻¹	Момент номінал. Н·м	Момент статичний. Н·м	Момент ротора, кг·м ²	К.к.д. %	Вага, кг
1PH8101-F	4,3	1750	9000	23	29	0,0138	85,2	42
1PH8103-F	6,3	1750	9000	34	38	0,0172	85,9	51
1PH8105-F	8,0	1750	9000	44	52	0,0252	87,8	65
1PH8107-D	7,2	1150	9000	60	63	0,0289	85,2	73
1PH8107-F	10,0	1750	9000	55	63	0,0289	87,8	73
1PH8107-G	12,0	2300	9000	50	63	0,0289	90,9	73
1PH8133-D	13,5	1150	8000	112	128	0,076	88,4	106
1PH8133-F	17,5	1750	8000	96	126	0,076	91,3	106
1PH8135-B	8,0	500	6000	152	162	0,094	78	125
1PH8137-D	19,5	1150	8000	162	183	0,109	89,1	141
1PH8163-B	12	500	6500	229	253	0,219	81,9	196
1PH8163-D	25	1750	6500	208	243	0,219	91,5	196

Додаток В
Параметри револьверних головок

Таблиця В1 – Револьверні головки компанії Diplomatic

Типорозмір		SM-10	SM-12	SM-16	SM-20	SM-25	SM-32
Число позицій	N	12	12	12	12	12	12
Момент інерції оберткових мас	кгм ²	0,30	1,2	2,2	5	9	22
Час повороту: одна позиція 30°	с	0,19	0,21	0,23	0,31	0,40	0,48
			SMB*12	SMB*16	SMB*20	SMB*25	
Число позицій	N		12	12	12	12	
Момент інерції оберткових мас	кгм ²		1,25	2,5	5	10	
Час повороту: одна позиція 30°	с		0,12	0,14	0,16	0,20	
			DM-TR16	DM-TR20	DM-TR25		
Число позицій	N		12	12	12	12	
Момент інерції оберткових мас	кгм ²	2.2	3.0	3.0	5.0	5.0	9.0
Час повороту: одна позиція 30°	с	0.23	0.31	0,24	0,31	0,31	0,40
Час повороту: одна позиція 180°	с	0,60	0,76	0,66	0,78	0,78	0,98

Таблиця В2 – Револьверні головки компанії Baruffaldi

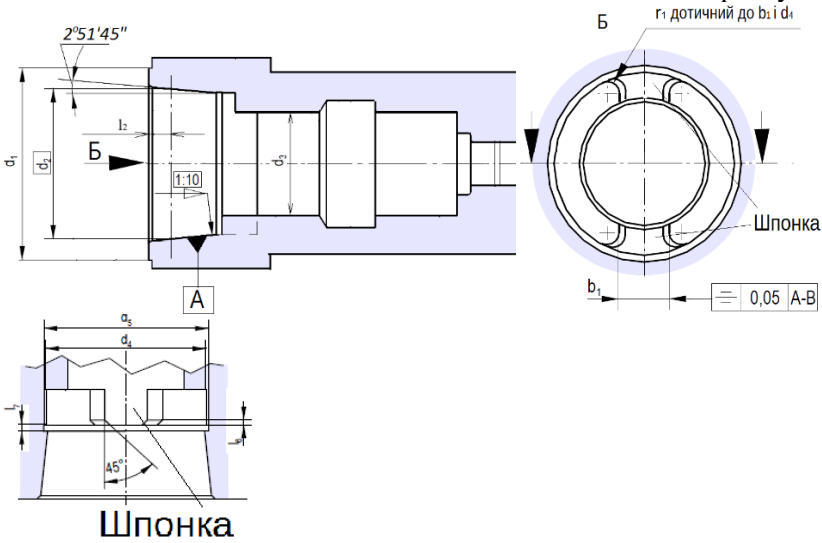
Типорозмір	Розмір ність	ТВ120 (ТВМР)	ТВ 160 (ТВМР)	ТВ 200 (ТВМР)	ТВ 250 (ТВМР)	ТВ 320 (ТВМР)
Число позицій		12	12	12	12	12
Момент інерції оберткових мас	кгм ²	0,15- 1,8	0,15- 1,8	0,4-8	0,4-8	0,7-40
Час повороту: одна позиція 30°	с	0,13-0,24	0,13- 0,24	0,2-0,34	0,20- 0,34	0,64
180°	с	0,34- 0,5	0,34- 0,5	0,53- 0,73	0,53- 0,73	1,76

Таблиця В3 – Револьверні головки 0.5.480.5xx компанії Sauter

Типорозмір	Розмір ність	12	16	20	25	32
Число позицій		12	12	12	12	12
Момент інерції оберткових мас	кгм ²	0,30- 1,4	0,8-3,2	1.8-7.5	4-18	9-40
Час повороту: одна позиція 30°	с	0,14- 0,29	0,17- 0,34	0,21- 0,4	0,26- 0,52	0,33- 0,66

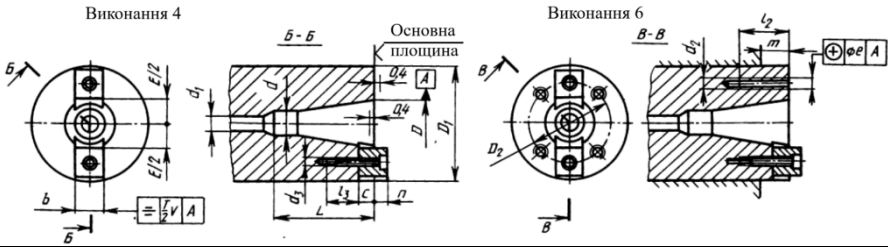
Додаток Г
Передні кінці шпинделів

Таблиця Г1 - ISO 12164-1. Кінець шпинделя під оправку HSK-A



d_1		32	40	50	63	80	100
d_2		23.998	29.998	37.998	47.998	59.997	74.997
d_3	H10	17	21	26	34	42	53
d_4	+0.1	23.28	29.06	36.85	46.53	58.1	72.6
d_5	+0.2	23.8	29.6	37.5	47.2	58.8	73.4
l_2		3.2	4	5	6.3	8	10
b_1	± 0.05	6.8	7.8	10.3	12.3	15.8	19.78
r_1	-0.05	1.5	2	2.5	3	4	5

Таблиця Г1 – ГОСТ 30064-93 (ISO 297-88). Кінці шпинделів фрезерних та багатоцільових верстатів (конус отвору 7:24)



	D	D ₁	d	L	c	b
40	44.45	90	25.3	100	8	15.9
45	57.15	100	32.4	120	9.5	19
50	69.85	125	39.6	140	12.5	25.4
55	88.90	150	50.4	178	12.5	25.4

Продовження таблиці для визначення числа зубів калес($\Sigma z = 65-79$)

n	Σz														
	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1	33	34	35	36	37	38	39	37	38	39	37	38	39	37	38
1,06	32	33	34	35	36	37	38	36	37	38	36	37	38	37	38
1,12	31	32	33	34	35	36	37	35	36	37	35	36	37	37	38
1,19	30	31	32	33	34	35	36	34	35	36	34	35	36	36	37
1,26	29	30	31	32	33	34	35	33	34	35	33	34	35	35	36
1,33	28	29	30	31	32	33	34	32	33	34	32	33	34	34	35
1,41	27	28	29	30	31	32	33	31	32	33	31	32	32	32	33
1,5	26	27	28	29	30	31	32	30	31	32	30	31	31	32	33
1,58	25	26	27	28	29	30	31	29	30	31	29	30	30	30	31
1,68		25	26	27	28	29	30	28	29	30	28	29	29	29	30
1,78		24	25	26	27	28	29	27	28	29	27	28	28	28	29
1,88		23	24	25	26	27	28	26	27	28	26	27	27	27	28
2		22	23	24	25	26	27	25	26	27	25	26	26	26	27
2,11		21	22	23	24	25	26	24	25	26	24	25	25	25	26
2,24		20	21	22	23	24	25	23	24	25	23	24	24	24	25
2,37		20	21	22	23	24	25	22	23	24	22	23	23	23	24
2,51		19	20	21	22	23	24	21	22	23	21	22	22	22	23
2,66		18	19	20	21	22	23	20	21	22	20	21	21	21	22
2,82		18	19	20	21	22	23	19	20	21	19	20	20	20	21
2,99		17	18	19	20	21	22	18	19	20	18	19	19	19	20
3,16		17	18	19	20	21	22	17	18	19	17	18	18	18	19
3,35		16	17	18	19	20	21	16	17	18	16	17	17	17	18
3,55		16	17	18	19	20	21	16	17	18	16	17	17	17	18
3,76		16	17	18	19	20	21	15	16	17	15	16	16	16	17

Продовження таблиці для визначення числа зубів коліс ($\Sigma Z = 80-94$)

u	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94
1	40		41	40	42	43	43	42	44	44	45		46		47
1,06	39		40	40	41	42	42	42	43	43	44	44	45	45	46
1,12	38	38	39	40	40	41	41	41	42	42	43	43	43	44	44
1,19		37	38	39	39	39	39	40	40	41	41	41	42	42	43
1,26		36	37	37	36	38	38	39	39	38	40	40	41	41	41
1,33	34	35	35		35	37	37	37	38	38	39	39	38	40	40
1,41	33	34			35			36	37	37	37	38	38		39
1,5	32		33	33	33	34	35	35	35	36	36	35	37	37	38
1,58	31		32	32	33	33	33	34	34	35	35	35	36	36	36
1,68	30	30	31	31		32	32	33	33	33	34	34	35	35	35
1,78	29	29	30	30	30	31	31	32	32	32	33	33	33	35	35
1,88	28	28	29	29	29	30	30	30	31	31	31	33	32	33	34
2	27	27	28	28	28	29	29	29	30	30	30	31	31	31	31
2,11	26	26	27	27	27	28	28	28	28	28	29	29	29	30	30
2,24	25	25	26	26	26	26	27	27	27	28	28	28	28	29	29
2,37	24	24	25	25	25	25	26	26	26	26	27	27	27	27	28
2,51	23	23	24	24	24	24	25	25	25	25	26	26	26	26	27
2,66	22	22	23	23	23	23	24	24	24	24	25	25	25	25	26
2,66	22	22	23	23	23	23	24	24	24	24	25	25	25	25	26
2,82	21	21			22	22	23	23	23	23	24	24	24	24	24
2,99	20		21	21	21	21	22	22	22	22	23	23	23	23	23
3,16	19		20	20	20		21	21	21	21	22	22	22	22	22
3,35		18	19	19		20	20	20	20	20	21	21	21	21	21
3,55		18	18	18		19	19	19	20	20	20	20	20	20	20
3,76	17	17				18	18			18	18	18	18	18	18
3,98	16	16			17	17					17	17			19

