

АНОТАЦІЯ

Фесина І.Ю. «Розробка конструкції спеціального шліфувального верстата з ЧПК для обробки внутрішніх профільних поверхонь». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020 р.

Fesyna I.Y.«Development of single purpose CNC grinder design for internal shaped surfaces treatment». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2020.

У кваліфікаційній роботі розроблено конструкцію спеціального шліфувального верстата з ЧПК для обробки профільних внутрішніх отворів. Зроблено розрахунок та запропонована конструкція шпиндельного вузла спеціального шліфувального верстату. Досліджено кінематичні, конструктивні, динамічні та енергетичні характеристики. Проведено розрахунок приводу подач спеціального шліфувального верстату та розроблено конструкцію передачі «гвинт-гайка». Досліджено математичну модель тепло-динамічної системи шліфувального верстата. Визначено залежності впливу конструктивних параметрів на динамічні характеристики шліфувального верстата при різанні.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Характеристика профільних з'єднань	6
1.2. Геометричні параметри, що характеризують профільні поверхні.....	8
1.3. Область застосування та переваги профільних з'єднань.....	11
2. ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1 Аналіз конструктивно-технологічних властивостей деталі-представника.....	
	21
2.2 Вибір комплексу рухів по забезпеченню виробничого циклу.....	22
2.3. Вибір та обґрунтування структурно – кінематичної схеми верстату.....	24
2.4 Обґрунтування модулів та побудова загальної матриці компоновки верстату.....	26
2.5. Аналіз типів базових схем та вибір оптимальної схеми компоновки.....	31
2.6. Розрахунок режимів різання.....	35
3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1. Розрахунок шпиндельного вузла.....	38
3.1.1. Розрахунок жорсткості шпиндельного вузла.....	41
3.1.2. Мастильна система опор кочення.....	46
3.1.3. Система тензопідшипників.....	49
3.1.4. Тепловий розрахунок шпиндельного вузла і його охолодження.....	51
3.2. Розрахунок та конструювання приводу подач.....	55
3.3. Привід з пасовою передачею.....	64
3.4. Система транспортування та закріплення заготовок.....	68
3.5 Моделювання та дослідження процесу шліфування.....	70
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	
	79
ВИСНОВКИ.....	87
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	88
ДОДАТКИ.....	91

ВСТУП

Спроби використовувати для передачі обертового моменту вали з некруглим профілем поперечного перерізу (із трьома чи чотирма плоскими гранями) робились, починаючи з XIV століття, спочатку в годинникових механізмах, потім у друкарських та інших машинах. Однак при переході від індивідуального ручного виготовлення механізмів до їхнього промислового виробництва такі з'єднання, внаслідок технологічних труднощів, були витиснуті шпонковими чи шліцевими, що дістали широке поширення.

У XVII столітті з'явилися технічні рішення, що могли забезпечити формоутворення багатогранних внутрішніх поверхонь із плоскими гранями на верстатах, однак вони не були доведені до промислового освоєння. На початку XX століття австрійський інженер Е. Краузе запропонував геометрію циклоїдального профілю з трьома опуклими гранями і технологію його виготовлення. Фірма *Krause* (Австрія) випускала спеціальні профіleshліфувальні верстати для обробки валів і отворів із зазначеним профілем перерізу, що був названий К-профіль.

Технологічні труднощі, а також складність контролю геометрії К-профілю заставили фахівців зайнятися удосконаленням з'єднання. Завдяки роботам австрійських інженерів Р. Мюсиля і Ф. Данзера були створені нова форма профілю і технологія його виготовлення. В колишньому СРСР профільні з'єднання такого виду були досліджені Л.С. Боровичем, що і привласнив їм назву "профіль з рівновісним контуром" (РК-профіль). Фірма *Fortuna* (ФРН) випускає профіleshліфувальні верстати, що реалізують процес формоутворення РК-профілю за допомогою двох поступальних прямолінійних гармонійних рухів.

В даний час у верстатобудуванні створюються дослідно-промислові зразки профілеоброблюючих верстатів для шліфувальної обробки зовнішніх і внутрішніх РК-профільних поверхонь. Крім того, вже є готові до серійного виробництва зразки верстатних агрегатів, за допомогою яких на верстатах

загального призначення можна обробляти зовнішні і внутрішні РК-профільні поверхні.

Мета роботи. Підвищення продуктивності та точності обробки профільних поверхонь на шліфувальних верстатах.

Об'єкт дослідження. Внутрішньо-шліфувальні металорізальні верстати.

Предмет дослідження. Конструктивні, експлуатаційні та динамічно-силові характеристики вузлів внутрішньо-шліфувального верстата для обробки профільних поверхонь.

Завдання дослідження:

1. Провести аналіз верстатів-аналогів для виконання шліфувальних операцій при обробці профільних поверхонь.

2. Провести аналіз формоутворення поверхонь на проектованому верстаті та здійснити відбір раціональної компоновки спеціального шліфувального верстату.

3. Провести розрахунок та сконструювати шпиндельний вузол спеціального шліфувального верстату.

4. Провести розрахунок приводу подач спеціального шліфувального верстату та розробити конструкцію передачі «гвинт-гайка».

5. Провести дослідження та аналіз математичної моделі тепло-динамічної системи шліфувального верстата. Визначити залежності впливу конструктивних параметрів на динамічні характеристики шліфувального верстата при різанні.

6. Проаналізувати заходи щодо відповідності проектованого верстата вимогам охорони праці, безпеки життєдіяльності та екології.

Практичне значення роботи:

1. Розроблено та розраховано за основними критеріями шпиндельний вузол спеціального шліфувального верстата з ЧПК.

2. Запропоновано математичну модель тепло-динамічної системи шліфувального верстата для визначення характеристик процесу

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Характеристика профільних з'єднань

Профільні з'єднання застосовуються для передачі обертового моменту замість шліцевих і шпонкових з'єднань у конструкціях машин, вузлів і механізмів. Безшпонкові з'єднання виконуються з гарантованим зазором чи натягом, а також з перехідними посадками. Вони можуть бути як циліндричної, так і конічної форми, а отвори в маточинах - наскрізними і глухими (рис. 1.1). У профільних з'єднаннях допускаються відносні осеві переміщення деталей як без навантаження від переданого обертового моменту так і під навантаженням.

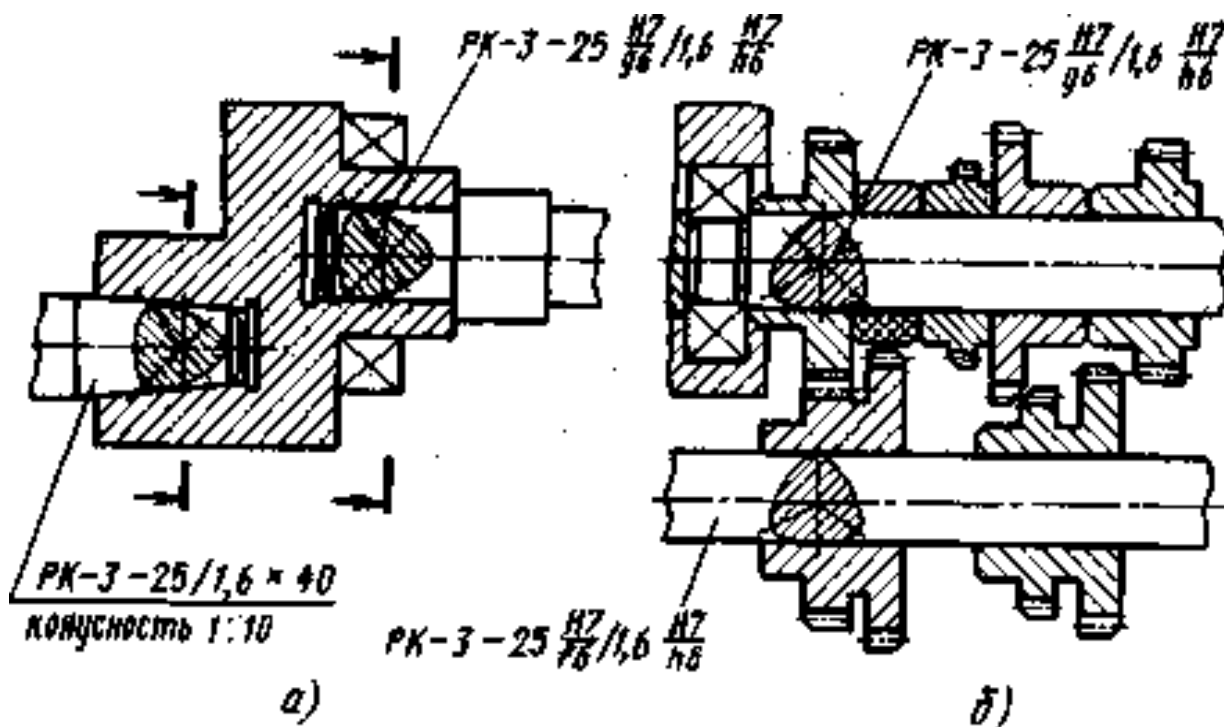


Рис. 1.1. Профільні з'єднання з рівновісним контуром:
а) глухі; б) наскрізні (нерухомі і рухомі без навантаження).

Профільні з'єднання використовуються як у силових механізмах для передачі великого обертового моменту, так і в кінематичних для точної передачі обертового руху при відносно невеликих значеннях крутного моменту, а також у реверсивних механізмах. Профільні з'єднання бувають з випуклими, прямими й ввігнутими гранями (рис.1.2).

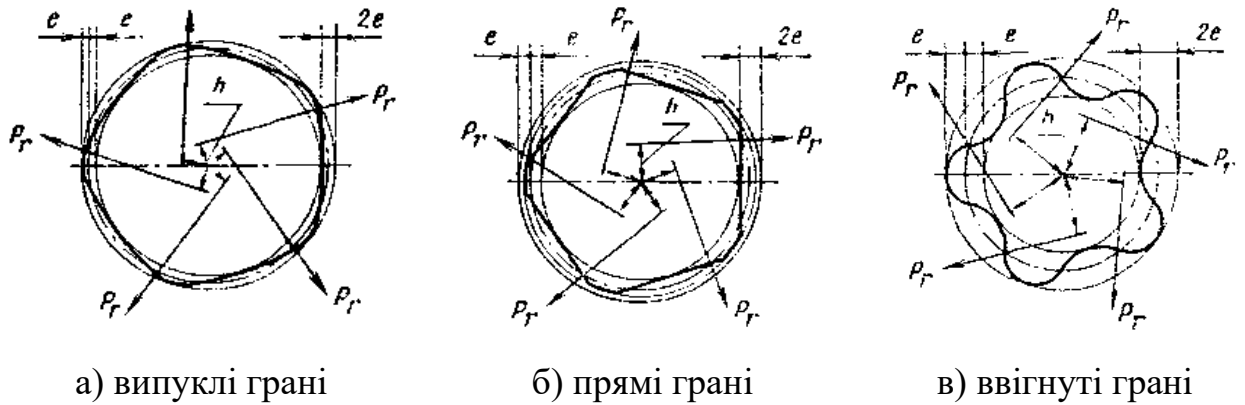


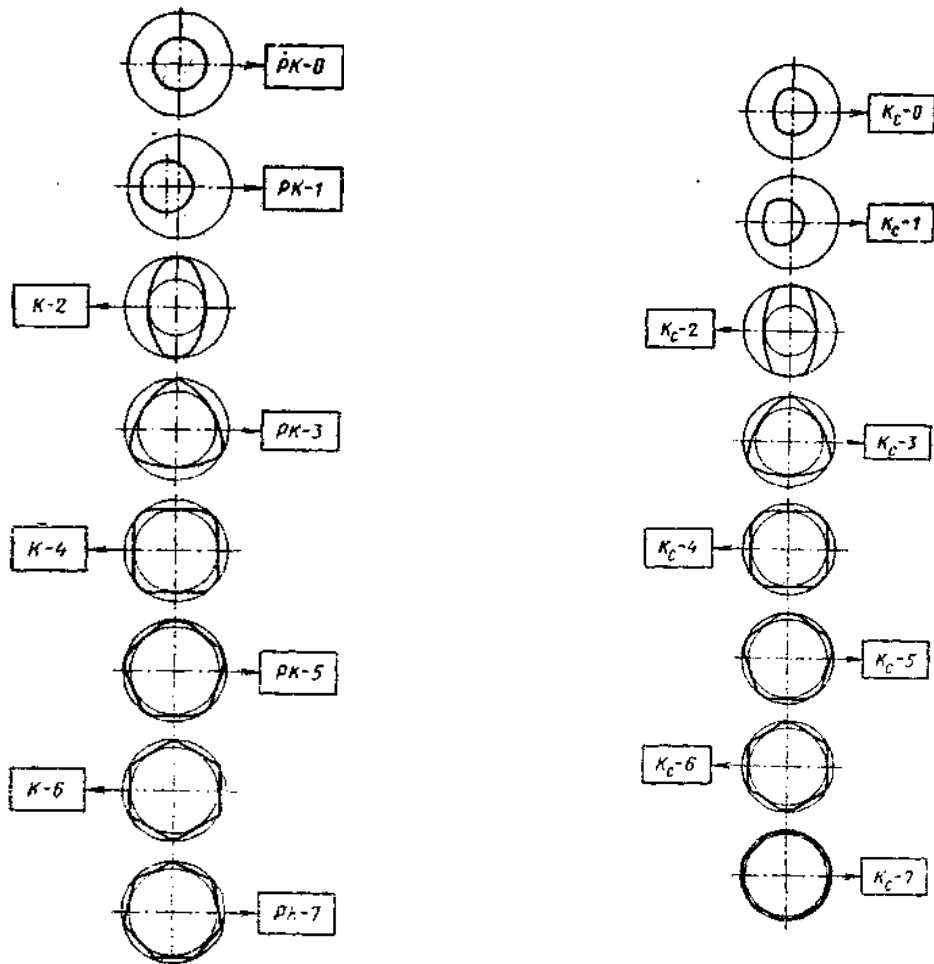
Рис. 1.2. Види кривих профільних з'єднань в залежності від величини відношення ексцентриситету e до діаметра описаного кола D_1 профілю.

Криві профільних з'єднань можна поділити на два види: перший – неперервні (рис. 1.3 а); другий – перервні (зрізані, рис. 1.3 б).

В свою чергу кожний з цих видів кривих профільних з'єднань ділиться на два підвиди.

Перший – профільні криві з рівновісним контуром, тобто з непарною кількістю граней – РК-профіль (РК-1, РК-3, РК-5, РК-7 і т.д., де 1, 3, 5 і т.д. – кількість граней (кратність) профільної кривої); профільні криві з парною кількістю граней – К-профіль (К-2, К-4, К-6, К-8 і т.д.).

Другий – профільні криві, в яких контурна крива має зрізаний по вершинах вид – К_С-профіль (К_С-1, К_С-2, К_С-3, К_С-4, і т.д.).



а) неперервні типу РК і К

б) перервні (зрізані) типу Кс.

Рис. 1.3. Види кривих профільних з'єднань.

1.2. Геометричні параметри, що характеризують профільні поверхні

Контурні криві профільних з'єднань з синусоїдальними, циклоїдними, рівновісними і іншими контурами з неперервними і перервними (зрізаними по вершинах) кривими характеризуються наступними геометричними параметрами (рис. 1.4 а, б):

	Вал (рис. 1.4 а)	Отвір (рис 1.4 б)
Діаметр вписаного кола	d_1	d_2
Діаметр середнього кола	$D = 2 \cdot R$	$D = 2 \cdot R$
Діаметр описаного кола	D_1	D_2
Діаметр зрізаного кола	D_{1c}	D_{2c}
Ексцентриситет профіля	e	e
Радіус-вектор профіля	ρ	ρ
Кутовий параметр профіля	φ	φ

Треба відмітити, що лише в профілях типу “рівновісний контур” (РК-3, РК-5, РК-7 і т.д.) діаметр середнього кола D рівний номінальному значенню розміру профіля D_{PK} (рис. 1.4 а), що при вимірюванні розміру РК-профільних валів дозволяє застосовувати універсальні вимірювальні методи, які використовуються для вимірювання розмірів круглих валів.

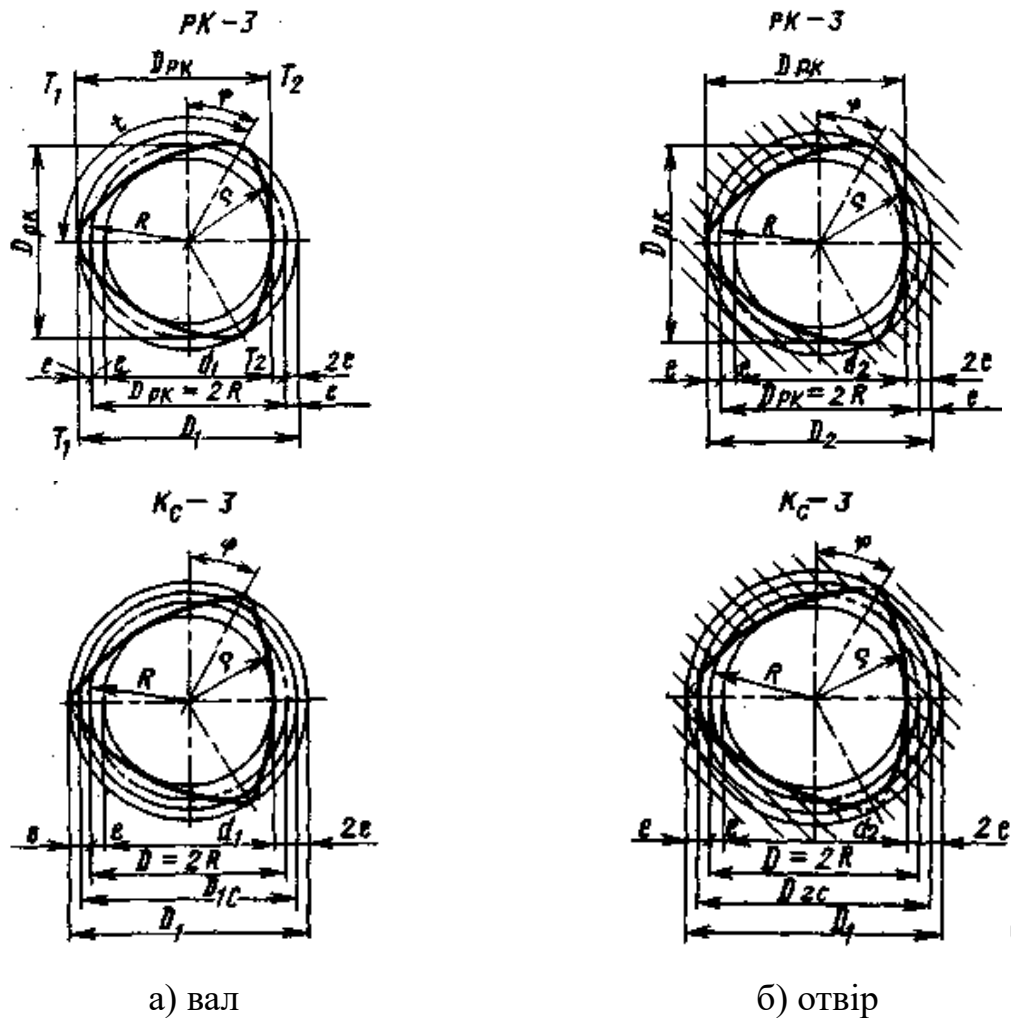


Рис. 1.4. Геометричні параметри січень профільних з'єднань типів РК і Кс.

Рівняння профільних кривих у параметричному виді (X , Y) і полярного кута θ мають наступний вид:

- рівновісний контур

$$X = (R - e \cdot \cos(N \cdot \varphi)) \cdot \cos \varphi - N \cdot e \cdot \sin(N \cdot \varphi) \cdot \sin \varphi; \quad (1.1)$$

$$Y = (R - e \cdot \cos(N \cdot \varphi)) \cdot \sin \varphi + N \cdot e \cdot \sin(N \cdot \varphi) \cdot \cos \varphi; \quad (1.2)$$

$$\theta = \varphi + \operatorname{arctg} \frac{N \cdot e \cdot \cos(N \cdot \varphi)}{R - e \cdot \sin(N \cdot \varphi)}, \quad (1.3)$$

де $R = \frac{D_{PK}}{2}$ – середній радіус профілю;

N – кількість граней профільної кривої;

e – ексцентриситет;

φ – кутовий параметр.

- синусоїдальний (синоїда)

$$X = (R - e \cdot \cos(N \cdot \varphi)) \cdot \cos \varphi; \quad (1.4)$$

$$Y = (R - e \cdot \cos(N \cdot \varphi)) \cdot \sin \varphi. \quad (1.5)$$

- гіпоциклоїдний

$$X = e \cdot \cos \varphi + \frac{R \cdot \cos \varphi}{2}; \quad (1.6)$$

$$Y = e \cdot \sin \varphi - \frac{R \cdot \sin \varphi}{2}; \quad (1.7)$$

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{Y}{X} = \frac{e \cdot \sin \varphi - \frac{R \cdot \sin \varphi}{2}}{e \cdot \cos \varphi + \frac{R \cdot \cos \varphi}{2}} \quad (\text{для } N = 3). \quad (1.8)$$

- перициклоїдний

$$X = \frac{R \cdot \cos \varphi}{4} - e \cdot \cos \varphi; \quad (1.9)$$

$$Y = \frac{R \cdot \sin \varphi}{4} - e \cdot \sin \varphi; \quad (1.10)$$

$$\theta = \operatorname{arctg} \frac{Y}{X} = \frac{\frac{R \cdot \sin \varphi}{4} - e \cdot \sin \varphi}{\frac{R \cdot \cos \varphi}{4} - e \cdot \cos \varphi}. \quad (1.11)$$

$$X = R \cdot \cos \varphi + e \cdot \cos((N-1) \cdot \varphi); \quad (1.12)$$

$$Y = R \cdot \sin \varphi + e \cdot \sin((N-1) \cdot \varphi). \quad (1.13)$$

1.3. Область застосування та переваги профільних з'єднань

Область застосування профільних з'єднань має ряд обмежень. Наприклад, РК-3-профільні з'єднання через явище самозаклинювання (самогальмування) під навантаженням не рекомендується застосовувати в тих випадках, коли крутний момент передається при одночасному відносному осьовому переміщенні зубчастого колеса чи вала. У цьому випадку краще застосовувати Кс-4-профіль або Кс-3-профіль (карданні передачі, фартух верстата, поздовжнє переміщення столу горизонтально- і вертикально-фрезерних верстатів і т.д.).

Профільні з'єднання в порівнянні з шпонковими і шліцевими мають великі розпірні зусилля, що виникають у маточині при передачі крутного моменту. Тому не рекомендується застосовувати профільні з'єднання типів РК і К (криволінійний контур) з малим числом граней у тих випадках, коли зубчасте колесо (чи маточина іншої деталі) має тонкостінну маточину. У цьому випадку доречно залишити шпонкове чи шліцеве з'єднання, що застосовувалося раніше, можливо також застосування профільного з'єднання з великим числом граней типу Кс-5, Кс-6, Кс-7 і т.д.

У вітчизняному і закордонному машинобудуванні профільні безшпонкові з'єднання з різним числом граней (кратністю), що залежить від призначення з'єднання, широко застосовуються у вузлах різних машин і механізмів: у коробках швидкостей металорізальних верстатів, автомобілів, тракторів, у шпindelних вузлах, кувальному і пресовому обладнанні, екскаваторах, редукторах, пневмоінструментах, різальних і допоміжних інструментах, карданних з'єднаннях і інших вузлах і машинах, де необхідно передавати крутний момент.

Застосування РК-профільних з'єднань ефективно:

1. При передачі обертового моменту з валу на зубчасте колесо (і навпаки) у металорізальних верстатах, роботах, кувально-пресовому, ливарному й іншому обладнанні, у редукторах, ливарних машинах, роторах

електродвигунів і т.д.;

2. У різальних інструментах: свердлах, зенкерах, мітчиках (звичайних і накатниках), шпонкових і пальцевих фрезах і т.д. (профільні хвостовики); у торцевих, циліндричних, черв'ячних і дискових фрезах (профільні отвори); у плашках для нарізування різи на болтах (зовнішній профільний контур);

3. У технологічному оснащенні: гнучких модульних інструментальних системах для багатоцільових верстатів з ЧПК; допоміжному інструменті для розточних верстатів; допоміжному інструменті для агрегатних верстатів, технологічних оправках для різних операцій;

4. В якості водила: у безззорних редукторах з неполюсним зачепленням для роботів; у кривошипних текстильних верстатів, у гідромоторах тощо.

5. При закріпленні за допомогою РК-профільних цанг; ексцентрикових РК-профільних затисків із широким діапазоном розмірів деталей, що закріплюються; різевих з'єднань з РК-профілем при закріпленні накладних напрямних;

6. При центруванні при створенні РК-профільних пінолей задніх бабок металорізальних верстатів; при базуванні корпусних деталей на площину і профільні пальці; при базуванні валів у профільних центрах - водило з передачею крутного моменту і т.д.

Розглянемо приклади ефективного застосування РК-профільних з'єднань.

У багатошпиндельних токарних напівавтоматах фірми *Pittler* (ФРН), у токарних верстатах фірми *Fischer* (ФРН), а також у фрезерних і токарних верстатах фірми *Schaublin* (Швейцарія) використані (у коробках швидкостей, подач і в гітарах) з'єднання вала з зубчастим колесом, що мають профілі РК-3 і К_С-4.

У механізмі ходового гвинта, що переміщає свердлильну головку радіально-свердлильних верстатів моделей BR55H і BR70H фірми *Roperwerk* (ФРН), використане з'єднання з профілем К_С-6.

Фірма *Schmid* (Швейцарія), застосовуючи з'єднання з профілем РК-3 у кувально-пресовому обладнанні, домоглася різкого зменшення масогабаритних показників силових вузлів.

На Дмитровському заводі фрезерних верстатів (ДЗФС) у порядку експерименту виготовлено п'ять коробок швидкостей для горизонтально-фрезерного верстата мод. 6Р81Г, в яких використані з'єднання з профілем РК-3. В даний час такі коробки експлуатуються у верстатах основного виробництва ДЗФС. Також виготовлені два широкоуніверсальні консольно-фрезерні верстати мод. 6Д82Ш, у яких усі з'єднання вала з зубчастим колесом виконані з профілями РК-3 і К_С-3; у зазначених вузлах і верстатах помітне зниження рівня шуму. На ДЗФС почате виробництво спеціального горизонтально-фрезерного напівавтомата мод. ДФ100 з ЧПК, призначеного для фрезерування розверток і зенкерів.

В інструментальному виробництві поверхні з профілем РК-3 використовуються для базування і закріплення різального інструмента в інструментальній оснастці. Так, фірма *Fette* (ФРН) разом з фірмою *Sitzmann und Heinlein* (ФРН) виготовила дослідну партію сверدل, зенкерів, а також черв'ячних і дискових фрез, поверхня хвостовиків яких виконана з профілем РК-3. Завдяки цьому не тільки цілком виключається проворот інструмента у державці, але і підвищується його стійкість. Такий інструмент можна ефективно використовувати в умовах автоматизованого виробництва.

Фірма *Bendix* (США) розробила інструментальні державки (рис. 1.5 *a*) для встановлення обертового інструмента (зенкера, торцевої фрези і т.д.), хвостовик якого має циліндричну поверхню з профілем РК-3. Хвостовик з'єднання з отвором державки з гарантованим зазором. На етапі налагодження інструментальної державки здійснюється (за допомогою спеціальних кілець і гвинтів) відносний поворот зенкера і державки, що обумовлює автоматичне центрування зенкера і заклинювання, завдяки якому виключається його осьовий зсув. У місцях з'єднання зенкера і державки можна створювати попередні контактні деформації; у результаті в процесі

різання запобігаються навіть дуже невеликі відносні радіальні переміщення сполучених деталей, а отже, фреттинг-зношення з'єднаних поверхонь. Завдяки відзначеним вище перевагам забезпечується висока точність співвідносності різального інструмента і державки.

Слід зазначити, що зовнішні поверхні різевих плашок доцільно виготовляти з профілями РК-3 і К-4, тому що при цьому збільшується точність їх встановлення відносно оправки і цілком виключається проворот.

Одним з перспективних шляхів скорочення простоїв обладнання є створення гнучких модульних інструментальних систем, що дозволяють збирати з стандартних модулів велике число різноманітних різальних інструментів необхідного типу, діаметра і довжини. При цьому збірний модульний інструмент повинен мати необхідну жорсткість при найкращих масогабаритних показниках.

У гнучких модульних інструментальних системах фірми *Sitzmann und Heinlein* (ФРН) застосовуються циліндричні з'єднання з профілем РК-3 (рис. 1.5 б). Стандартний хвостовик інструментального модуля і всі проміжні допоміжні елементи мають відповідні зовнішні і внутрішні профільні поверхні. Усі частини інструментального модуля після складання закріплюють центральним болтом. Під дією крутного моменту радіальні зазори в таких з'єднаннях вибираються завдяки автоматичному центруванню, а спряжені поверхні заклинюються, що забезпечує необхідну жорсткість інструментального модуля.

Фірма *Sandvik-Coromant* (Швеція) серійно випускає гнучкі модульні інструментальні системи *Coromant-capto* із профільним (РК-3) конусоподібним (кут $1^{\circ}15'$) з'єднанням. Елементи інструментального модуля з'єднуються між собою завдяки натягу по конусоподібним самогальмуючим профільним поверхнях, що забезпечує необхідну жорсткість усієї системи.

Застосування РК-профільних з'єднань у допоміжних інструментах і насадках для агрегатних верстатів дозволяє зменшити міжосьові відстані між шпинделями агрегатних головок. Такі з'єднання забезпечують надійність

закріплення, легкість і швидкість зміни різального інструмента; вони відрізняються простотою регулювання і налагоджуванням.

РК-профільні з'єднання (в основному профіль РК-3) ефективно застосовуються в цангових патронах двох типів: із внутрішньою чи зовнішньою РК-профільною поверхнею. Патрони першого типу призначені для встановлення різальних інструментів з хвостовиками, що мають РК-профільну поверхню, і забезпечують гарантію від провороту різального інструмента у процесі різання. Патрони другого типу призначені для встановлення з високою точністю різальних інструментів як із круглим циліндричним хвостовиком (по вписаному колу РК-профільної цанги), так і з РК-профільним і дуже надійні в роботі.

Останнім часом у вітчизняному і закордонному машинобудуванні знаходять застосування самоконтруючі різьбові РК-профільні з'єднання (рис. 1.5 в). Такі з'єднання відрізняються наступними перевагами: немає необхідності в застосуванні притискної шайби; підвищується точність центрування вкручуваних деталей завдяки усуненню зазорів у різевому з'єднанні; зростає циклічна міцність вкручуваних деталей у результаті зменшення (а іноді й усунення) зазору в різевому з'єднанні; підвищується герметичність різевих з'єднань. Однак вони мають і деякі недоліки: зростає необхідне зусилля затягування і трохи підвищується собівартість виготовлення болтів, гвинтів, шпильок і інших кріпильних деталей.

При складанні з'єднання типу вал-втулка виникає необхідність фіксації (вздовж осі) деталей із РК-профільним отвором на відповідному валу. Осьові фіксатори з РК-профільним з'єднанням поділяються на фіксатори-обмежувачі, фіксатори, призначені для створення осьового натягу і фіксатори, призначені для роз'ємних і нероз'ємних РК-профільних з'єднань.

Одна з найбільш розповсюджуваних конструкцій осьового фіксатора, використовується в гитарі токарного напівавтомата фірми *Pittler* (ФРН) (рис 1.5 з).

Фіксатор виконаний у виді шайби 1 з РК-профільним отвором. У

радіальному отворі шайби розташована кулька 2, яка спирається на пружину 3. На кінці РК-профільної ступені вала виконана кругова канавка, всередині якої є конічне поглиблення під кульку.

При складанні шайбу 1 переміщують вздовж осі вала по РК-профільній поверхні доти, поки вона не потрапить у кругову канавку. Потім шайбу повертають на кут 60° . При цьому кулька 2 входить у конічне поглиблення дна канавки вала і фіксує зубчасте колесо в осьовму напрямку. Такий фіксатор надійний у роботі; на заміну чи встановлення зубчастого колеса потрібний невеликий проміжок часу.

Для забезпечення співвісності валів із широким допуском на неспіввісність доцільно застосовувати втулкові муфти, внутрішня поверхня яких має профіль К-2. На кінцях муфти ці профілі можуть бути повернуті на кут 90° (рис. 1.5. д) чи не повернуті. У першому випадку муфта працює як кривошип, що дозволяє з'єднувати вали з більшою неспіввісністю, чим у другому випадку.

РК-профільне з'єднання пінолі 2 (рис. 1.5 е) і корпуса 1 задньої бабки володіє більш високою точністю співвісності і жорсткістю в порівнянні з шпонковим з'єднанням. У конструкції задньої бабки звичайний (наприклад, клиновий) затискний пристрій замінюють РК-профільним пристроєм фіксації. Всі інші механізми, застосовувані в задніх бабках верстатів, залишаються незмінними. Механізм фіксації пінолі забезпечує (за допомогою важеля 3) центрування і самогальмування пінолі в результаті її повороту в РК-профільному отворі корпуса задньої бабки.

РК-профільні з'єднання ефективно використовуються в редукторах з циклоїдними зубчастими передачами з позаполюсним зачепленням, призначених для роботів. У редукторах з такими передачами деякі ступені водила мають РК-профільні поверхні (рис. 1.5. ж).

У пружному карданному валі (рис. 1.9. з) з конусоподібним РК-профільним з'єднанням, що передає крутний момент $0,4-3,8$ кН·м, допустимий кут перекошу валів, що з'єднуються однією муфтою, складає 15° .

Використання зовнішньої і внутрішньої гільз з конусоподібними поверхнями, що мають профіль РК-3, дозволяє реалізувати значну робочу довжину карданного вала при достатній його згинній жорсткості.

В безлюфтовому карданному валі (рис. 1.9. *u*) рулевого керування для легкового автомобіля виконана циліндрична ступінь з поверхнею, що має профіль К-2.

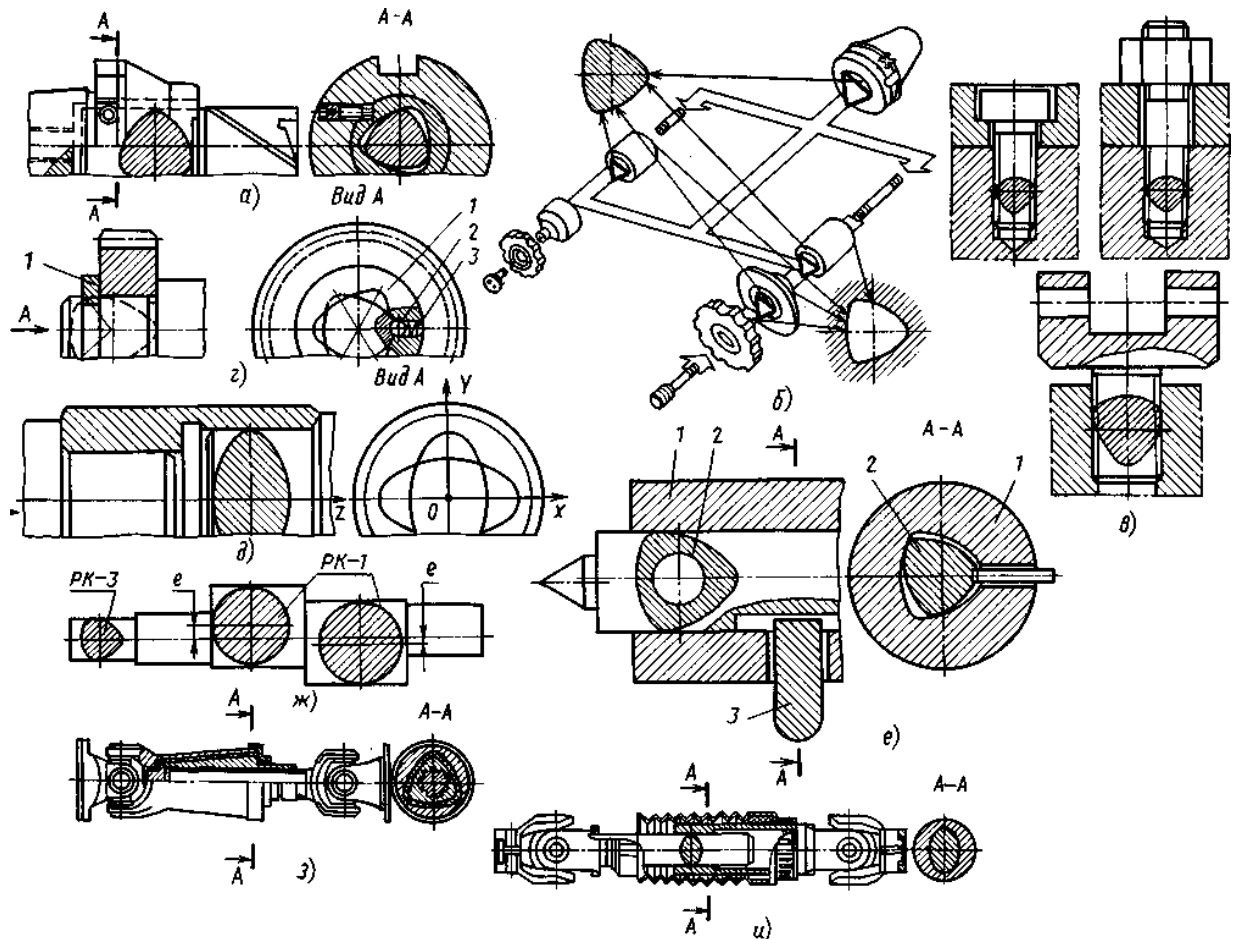


Рис. 1.5. Приклади застосування РК-профільних з'єднань в елементах різних машин, допоміжних і різальних інструментів:

- a*) інструментальна державка фірми *Bendix* (США) для встановлення обертового різального інструмента з циліндричним РК-профільним хвостовиком; *б*) гнучка модульна інструментальна система фірми *Sitzmann und Heinlein* (ФРН); *в*) самоконтруючі різьбові РК-профільні з'єднання; *г*) осьовий фіксатор з РК-профільним отвором; *д*) втулкова муфта з профільним (К-2) отвором; *е*) піноль задньої бабки верстата з РК-профільним з'єднанням; *ж*) водило редуктора з позаполюсним

зачепленням; з) пружний карданний вал з конусоподібним РК-профільним з'єднанням; и) безлюфтовий карданний вал рульового керування для автомобіля

Впровадження РК-профільних з'єднань дозволяє знизити масу машин, поліпшити їх шумові й енергетичні характеристики, збільшити несучу здатність механічних вузлів, підвищити надійність роботи різальних інструментів, знизити витрати на їхнє виготовлення.

Переваги профільних з'єднань

1. Опір втоми РК-профільних валів в 3-5 разів вищий ніж у шліцевих. Підвищення опору втоми збільшує несучу здатність валів профільних з'єднань: у 1,2-1,3 рази в з'єднаннях із зазором; у 2 рази в з'єднаннях з натягом.

2. При збереженні несучої здатності з'єднань маса моментопередавальної ступені РК-профільного вала може бути зменшена на 20-40 % тільки лише внаслідок зменшення поперечного перерізу. Визначений резерв у зменшенні маси машин і вузлів із профільними з'єднаннями може з'явитися завдяки можливості вкоротити маточину деталі, що охоплює вал, приблизно на 10 %. Це, у свою чергу, може привести до зменшення довжин вала, корпусу, станини чи рами. Вкорочення маточини з РК-профільним отвором є наслідком як підвищення несучої здатності деталей з'єднання, так і визначеності (при $N = 3$) базування маточини відносного вала. У деяких випадках довжина моментопередаточної ступені вала може бути зменшена майже на 30 % внаслідок відсутності радіусного виходу від шліцевої фрези.

Використання пустотілих валів також значно зменшує масу профільних валів, а відсутність таких гострих переходів, які є в западинах шпонок і шліців, виключає концентрацію напруг пустотілого вала.

3. РК-профільні з'єднання мають більш високий ККД, чим шпонкові і шліцеві, що приводить до зменшення витрати енергії при здійсненні роботи з передачі крутного моменту. Це пояснюється виключенням у РК-профільному

з'єднанні (у зв'язку з відсутністю шпонок і шліців) циклічного тертя ковзання по контактуючих бічних поверхнях шпонок і шліців під навантаженням.

4. Профільні з'єднання з трьома граням (РК-3-профільні) мають властивість автоматичного центрування під навантаженням, яке передається. Навіть незначні навантаження (менш $1 H$) приводять до автоматичного центрування зубчастого колеса на валу, завдяки чому точність центрування РК-3-профільних з'єднань під навантаженням максимально на три квалітети вище шліцевих.

5. У РК-3-профільному з'єднанні з співвідношенням $\frac{e}{D_{PK}} = \frac{1}{32}$ під час автоматичного центрування під навантаженням спостерігається явище самозаклинювання (самогальмування) маточини зубчастого колеса щодо профільної ступені вала, що перешкоджає відносному осьовому переміщенню маточини і вала.

Самогальмування під навантаженням переводить РК-3-профільне з'єднання з області з'єднань із зазором в область з'єднань з натягом, що збільшує згинну жорсткість деталей профільного з'єднання. При цьому вал і зубчасте колесо перетворюються в єдину механічну систему з загальною масою, чого не відбувається з деталями шліцевих з'єднань. Збільшення маси системи приводить до зменшення частоти й амплітуди її коливань.

6. РК-3-профільні з'єднання в різальних інструментах збільшують їх стійкість, міцність і крутну жорсткість інструментальних оправок. Оскільки РК-3-профільне з'єднання має властивість торсіону, то воно є добрим крутним демпфером, що важливо для елементів кріплення інструмента переривчастого різання (фрези й ін.).

7. РК-3-профільні хвостовики свердлів, мітчиків і інших мірних інструментів забезпечують 100 % гарантію непокручуваності відносно трьохкулачкових патронів, цанг і оправок, що охороняє ці інструменти від передчасної поломки і дозволяє збільшити продуктивність обробки.

Можливість застосування антифрикційних покриттів збільшує термін

служби деталей профільних з'єднань, що працюють в агресивних середовищах.

8. Виготовлення деталей профільних з'єднань типів РК і К_С на 40-50 % дешевше, ніж шліцевих. Дослідження технології виготовлення деталей профільних з'єднань показують, що обробка на валах моментопередаточних профільних поверхонь на 50 % і більш дешева, ніж шліцевих. Якщо вали діаметром $D_{РК}=50$ мм з довжиною моментопередаточної ступені 100 ступені дорівнює 0,13 *шт./хв*, РК-3-профільної ступені - 0,224 *шт./хв* (у 1,5 рази вище).

9. При обробці РК-профільних поверхонь на заготовках валів і в отворах маточин можна застосовувати зміцнюючі технології - наклеп, розкатку, дорнування, а також напилювання зносостійких матеріалів на профільні поверхні з наступною їх обробкою.

10. До технологічних переваг профільних з'єднань відноситься також можливість застосування при шліфуванні РК- і К-профільних валів і отворів електронних пристроїв активного контролю і систем адаптивного керування синхронізацією формоутворюючих профіль рухів.

2. ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Аналіз конструктивно-технологічних властивостей деталі-представника

Тіла деталей машин обмежені геометричними поверхнями, які утворені при обробці. Це в основному кругові і не кругові, циліндричні і конусні, лінійні і сферичні поверхні. Всі вони мають певну довжину і відносне положення.

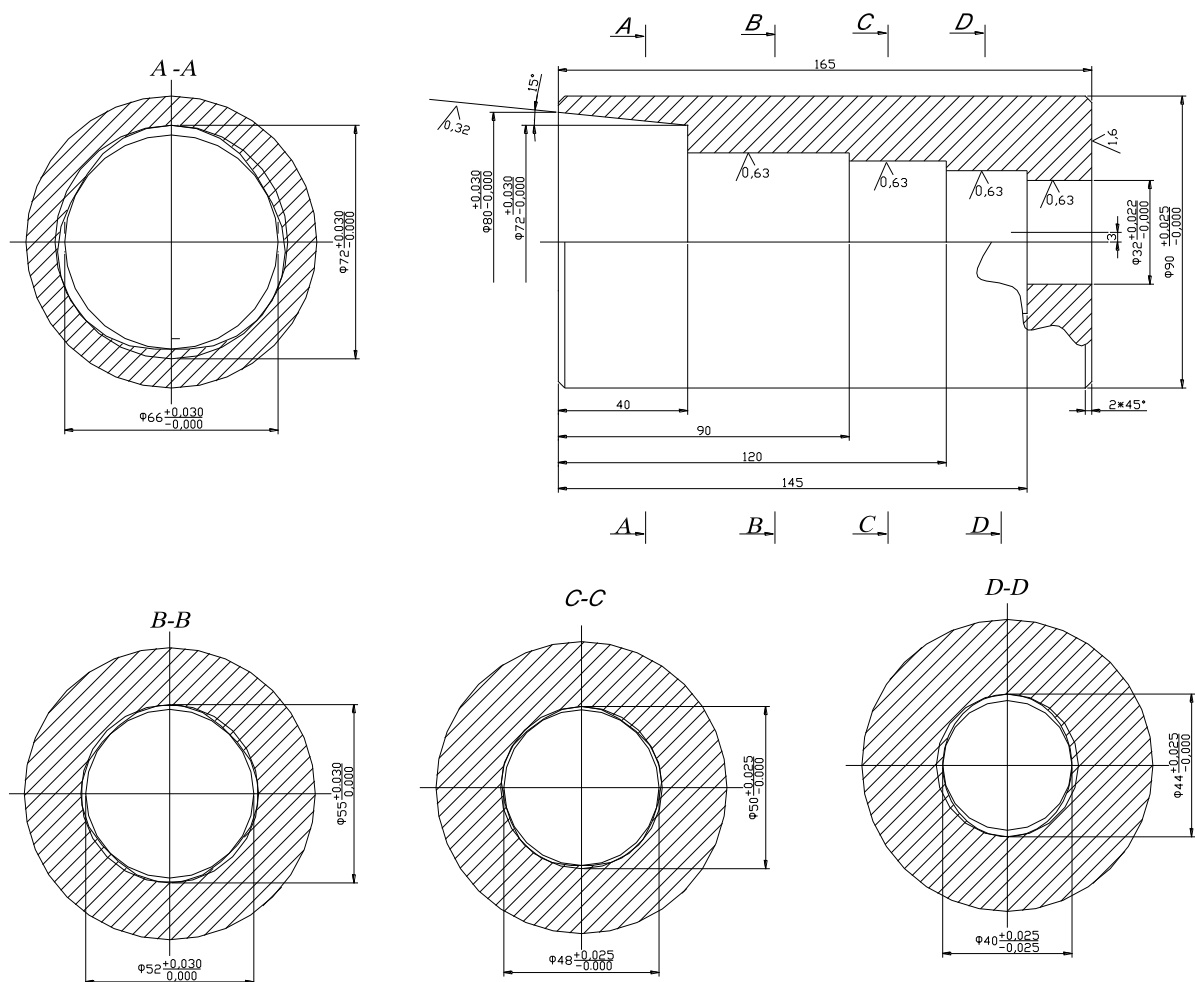


Рис. 2.1. Типова деталь.

На рисунку 2.1 представлено типову деталь, яку ми будемо виготовляти на проєктованому верстаті. Максимальна довжина оброблюваної деталі становить $L = 165$ мм, а максимальний діаметр $d = 90$.

2.2 Вибір комплексу рухів по забезпеченню виробничого циклу

Поверхні деталей які обробляються можна розглядати, як безперервну безліч послідовних положень (слідів) рухомих відтворюючих ліній одна з яких називається твірною, а інша відтворююча лінія називається напрямною. Відтворюючі лінії на верстатах утворюються матеріальними точками і лініями різальних кромek інструмента за рахунок відносних рухів інструменту і заготовки.

В процесі обробки твірні лінії відтворюються комбінацією узгоджених між собою обертових та прямолінійних переміщень інструмента і заготовки. Рухи, які необхідні для цього називаються формоутворюючими робочими рухами. Вони можуть бути простими і відображаються тільки одним рухом $\Phi_v(O_1)$, а також складними коли узгоджено два, або декілька рухів завдяки яким утворюється поверхня: $\Phi_v(O_1, P_2)$; $\Phi_s(P_3, P_4)$.



Рис. 2.2. Формоутворення плоскої поверхні.

Таблиця 2.1 – Формоутворення плоскої поверхні.

Формоутворюючі лінії	Тип ліній	Метод формоутворення	Формоутворюючі рухи
Твірна	Пряма	Сліду	$\Phi_v(O_1)$
Напрямна	Коло	Дотику	$\Phi_v(O_1)$ $\Phi_s(O_2)$

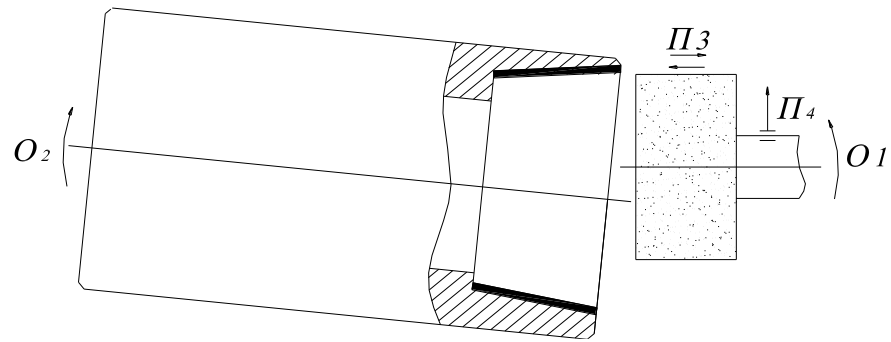


Рис. 2.3. Формоутворення профільного конусного отвору.

Таблиця 2.2 – Формоутворення профільного конусного отвору

Формуючі лінії	Тип ліній	Метод формуювання	Формуючі рухи
Твірна	РК-профіль	Дотику	$\Phi_v(O1)$ $\Phi_s(O2P4)$
Напрямна	Пряма	Дотику	$\Phi_v(O1)$ $\Phi_s(P3)$

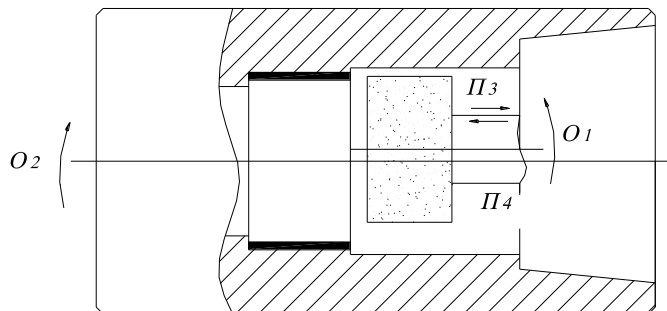


Рис. 2.4. Формоутворення профільного отвору.

Таблиця 2.3 – Формоутворення профільного отвору

Формуючі лінії	Тип ліній	Метод формуювання	Формуючі рухи
Твірна	РК-профіль	Дотику	$\Phi_v(O1)$ $\Phi_s(O2P4)$
Напрямна	Пряма	Дотику	$\Phi_v(O1)$ $\Phi_s(P3)$

Ланки які несуть заготовку і інструмент називаються робочими, або виконавчими. В процесі обробки вони здійснюють узгодженні рухи, які поділяються на формоутворюючі, установчі, ділильні, врізання, допоміжні, керуючі.

Рух заготовки і інструмента в процесі різання прийнято поділяти відповідно на головний рух і рух подачі.

Головний рух – рух, який забезпечує зняття стружки з заготовки із швидкістю різання - Φ_v (O_1).

Рух подачі – рух, який дозволяє підвести під різальну кромку інструмента нові ділянки заготовки і забезпечити зняття шару матеріалу - Φ_s (Π_2).

В розглядуваному верстаті головний рух (обертвий) Φ_v (O_1) отримує заготовка, а рух подачі Φ_s (O_2 , Π_3) – прямолінійний, або складний виконує інструмент.

Переміщення інструмента проходить найчастіше по прямій лінії, за допомогою поздовжньої подачі інструмента – Φ_{s1} (Π_2), або перпендикулярно з поперечною подачею інструмента Φ_{s2} (Π_3). В окремих випадках (точіння конусних, поверхонь) для формоутворення необхідна комбінація обох подач.

Згідно (див.табл. 2.1, 2.2,2.3) для всіх операцій складаємо технологічні схеми різання, на яких показуємо взаємне положення заготовки і інструменту, формоутворюючі рухи і рухи подач, а також напрямки цих рухів. Відповідно всі ці рухи забезпечують слідуєчи виконавчі ланки:

- головний рух: обертання шпинделя
- рухи подач: поздовжні, поперечні.

2.3. Вибір та обґрунтування структурно – кінематичної схеми верстату

Кінематична структура внутрішньо-шліфувального верстата представлена на (рис. 2.5). Головний рух різання (обертвий рух шпинделя

заготовки) забезпечується таким структурно - кінематичним ланцюгом: $M2 - 3 - s_2 - \text{Реверс } E - 4 - \text{шпиндель}$. Обертний рух шпинделя інструмента забезпечується наступним структурно - кінематичним зв'язком: $M1 - 1 - v - \text{Реверс } E - 2 - \text{шпиндель (інструментальний)}$.

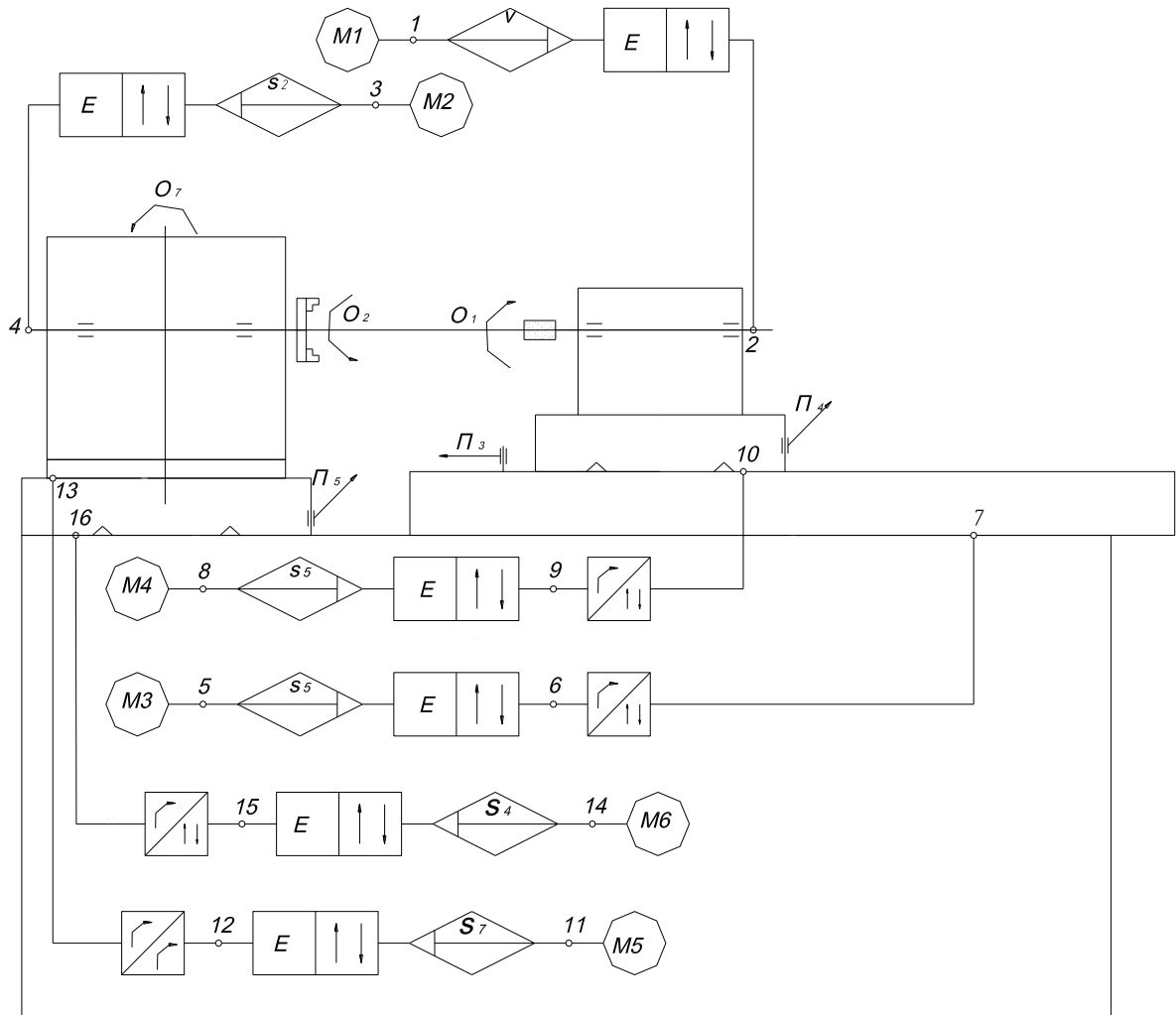


Рис. 2.5. Структурно - кінематична схема проектованого верстата.

Кожен рух який виконується на верстаті супроводжується певними якісними параметрами та силовими характеристиками які забезпечують виконання певної роботи.

Якісні характеристики забезпечуються кінематикою верстату, а силові характеристики – потужністю джерела енергії, яка повинна враховувати силу різання, сукупні втрати в кінематичному ланцюгу.

Якісні параметри повинні враховувати всі можливі варіанти технологічних операцій, які виконуються на верстаті.

Основним якісним параметром є границі швидкості різання $(V_{max}, n_{max}), (V_{min}, n_{min}), (S_{max}, S_{min})$ і силовий параметр.

2.4 Обґрунтування модулів та побудова загальної матриці компоновки верстату

Спеціальний внутрішньо шліфувальний - верстат призначений для виконання наступних операцій: обробка внутрішніх циліндричних, конічних, та торцевих поверхонь.

Найменший склад блоків компоновки, необхідний для виконання операцій формоутворення називається технологічним модулем (ТМ). Він складається як найменше з двох блоків – рухомого і стаціонарного, без цього неможливий відносний рух заготовки і інструменту.

Для відпрацювання відповідної характеристики – коефіцієнта використання структури компоновки – необхідно ввести поняття модульного комплекта (МК), який враховував би установчі блоки. МК – це найменший склад блоків для виконання операцій обробки на універсальному верстаті, в склад якої входять блоки формоутворюючих рухів і доповнюють їх по другим координатам установчі блоки.

Оскільки, виходячи із схеми формоутворення обертовий різання S_h надається заготовці, то він буде спільним для всіх компоновок і його можна винести за знак матриці. Рухи d, u з конструктивних міркувань не можуть належати до гілки інструменту, тому їх також виносять за знак матриці.

До даного технологічного модуля входять наступні складові

$$TM = \{Ch, O, Z, X\}$$

Металорізальні верстати найбільш різноманітні із всіх технологічних машин їх розрізняють по технологічному призначені, інструменту, по розмірам, типових різновидностях, по системі керування, по системі

автоматизації, по компоновках.

Розробці компоновки передуює конструювання окремих вузлів. Компоновка верстату забезпечує виконання всіх формоутворюючих рухів, та передбачає можливість здійснення інших виконавчих рухів на верстаті. Вона має блочну структуру і складається з одного стаціонарного вузла і декількох рухомих блоків, які відокремлені один від одного лінійними, або круговими направляючими.

Компоновка – це система розміщення вузлів і направляючих верстату, які характеризуються структурою, пропорціями і властивостями.

Побудова компоновки верстату є важливим етапом в його створенні і має свої послідовні етапи:

- технологічна компоновка (визначення необхідного складу виконавчих рухів, визначення кількості шпинделів у верстаті, ступінь їх універсальності, форма централізованої обробки, число робочих і завантажувальних позицій у відповідності до технологічного завдання);

- координатна компоновка (визначення складу і порядок сполучення координатних рухів у верстаті);

- базова компоновка (визначає тип верстата по видах базових вузлів та інших ознаках);

- конструктивна компоновка (уточнює конструктивну виконання верстата деякі її особливості).

Склад елементарних формоутворюючих і додаткових рухів і зв'язків між цими рухами визначають кінематичну структуру верстата, яка є основою побудови компоновки і всієї конструкції. Обумовленість кінематичної структури верстата і його компоновки взаємна.

Залежність від компоновки верстата розміщення елементарних рухів між заготовкою і різальним інструментом здійснює суттєвий вплив на структурно кінематичний зв'язок. Але кінематична структура верстата є первинним фактором, а компоновка вторинним.

В основному аналіз структури компоновок металорізальних верстатів

любих типів повинна бути покладена кінематична структура – склад елементарних рухів, виконуваних їх робочими органами. Такий підхід до спостереження дозволить розкрити структуру компоновки, як внутрішній склад, органічно зв'язане з призначенням.

Формалізація компоновок повинна розкривати структуру верстата, дозволяти судити про розміщення окремих блоків, а також давати можливість використання того чи іншого апарату досліджень.

Структурна формула компоновки верстата – це певна послідовність символів, які означають блоки і яка розкриває координатну причетність їх і методів спряження.

Кількісний аналіз структури компоновок базується на числах блоків і елементарних рухів, покладених в компоновці і переслідує ціль оцінки структурної універсальності і степеня можливості її використання.

Звідси запишемо загальну матрицю можливих компоновок у верстаті.

$$A = C_{hd} \cup \{O, Z, X\}e$$

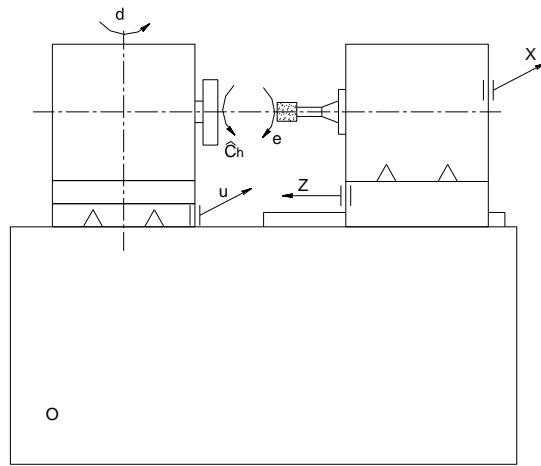
Кількість можливих компоновок становить:

$$K=3!=6$$

Тепер представимо матрицю можливих компоновок в розгорнутому вигляді:

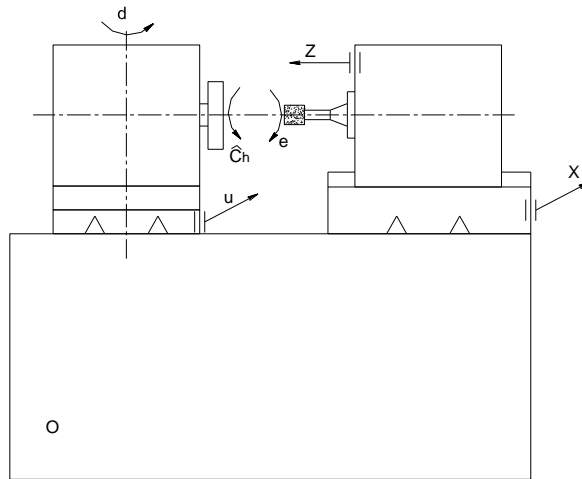
$A=C_{hd}$	XZO	XOZ	OXZ	
u	ZXO	XOZ	OZX	

Представимо всі можливі варіанти компоновальних схем, які включає в себе матриця:



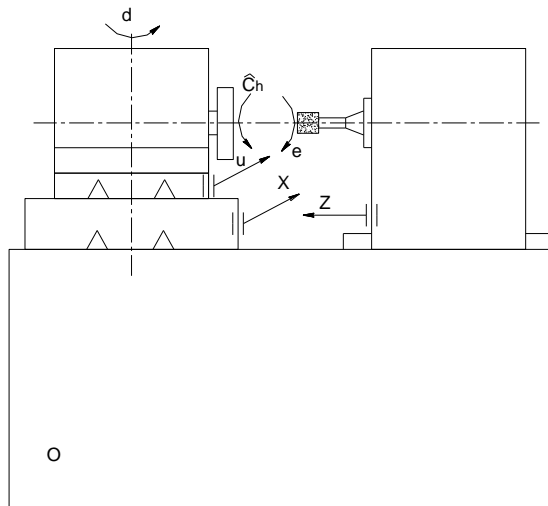
ChduOZXe

a)



ChduOXZe

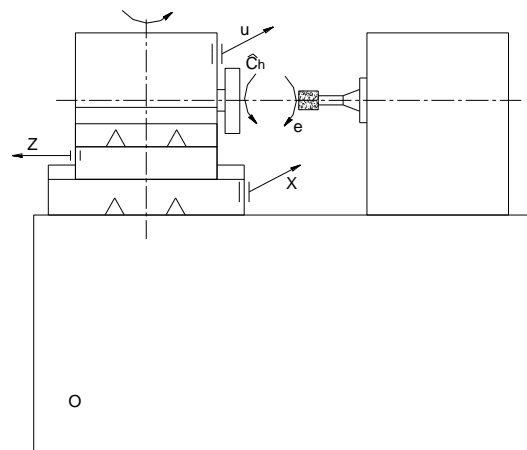
b)



ChduXOZe

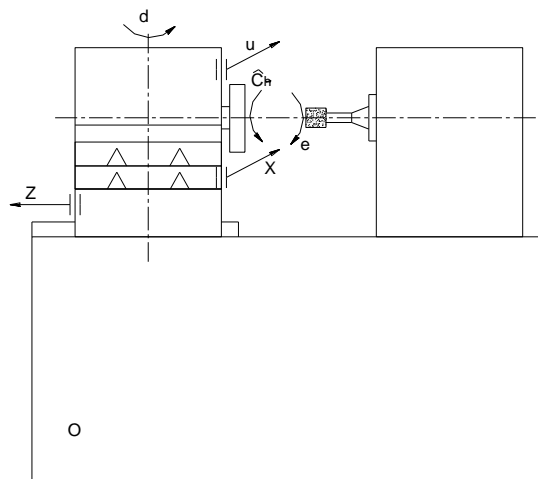
B)

Г)



ChduZXOe

Д)



ChduXZOe

е)

Рис. 2.6. Схема компоновки верстата.

2.5. Аналіз типів базових схем та вибір оптимальної схеми КОМПОНОВКИ

Що до вибору верстатів - аналогів, то до них можна віднести існуючі на даний момент внутрішньо-шліфувальні верстати. А саме:

- універсальний внутрішньо-шліфувальний верстат 3A227 призначений для шліфування циліндричних і конічних отворів і має торцешліфувальне пристосування, яке дає можливість шліфувати з одного установа її зовнішній торець і циліндричний або конічний отвори. Верстати застосовують на машинобудівних заводах з дрібносерійним і серійним виробництвом, а також в інструментальних і ремонтних цехах заводу. Шліфування деталей здійснюється за допомогою наступних рухів: обертання шліфувального круга і деталі, поперечна подача деталі, поздовжня подача шліфувального круга. При роботі з торцешліфувальним пристосуванням необхідні наступні рухи: обертання круга і деталі і подача круга поздовж власної осі.



Рис. 2.7 – Універсальний внутрішньо-шліфувальний верстат 3A227.

- внутрішньошліфовальний верстат 3A151 призначений для шліфування наскрізних отворів діаметром 50...100мм при найбільшій довжині 200мм. Верстат оснащений гідравлічним приводом поздовжнього переміщення стола, що допускає безступінчасте регулювання переміщення в межах 0,3...10м/хв. частота обертання бабки виробу також регулюється безступінчасто в межах 130...500об/хв. найбільший діаметр шліфувального круга 80мм при найбільшій висоті 50мм. Частота обертання шпинделя шліфувального круга 3550...10000об/хв. потужність електродвигуна приводу шліфувального круга $N=4,5$ кВт.



Рис. 2.8 Внутрішньо-шліфовальний верстат 3A151.

- універсальний внутрішньо-шліфовальний верстат 3К227В. Шліфування деталей здійснюється наступними рухами: обертання шліфувального круга і деталі, поперечна подача деталі, поздовжня подача шліфувального круга. При роботі з торцешліфовальним пристосуванням необхідні наступні рухи: обертання круга і деталі і подача круга поздовж власної осі.



Рис 2.9. Універсальний внутрішньо-шліфувальний верстат 3К227В.

Вибір оптимальної схеми компоновки полягає в тому, що необхідно із загальної кількості можливих і не можливих компоновок, що включає в себе матриця варіантів компоновок вибрати одну або декілька реальних компоновальних схем, які будуть бажаними.

Оптимальна схема компоновки повинна містити в собі максимально необхідну кількість блоків, які забезпечують всі необхідні рухи різання, а також допоміжні рухи.

Для забезпечення вище обумовленого вводиться таке поняття, як умови відбору (УВ) та структурні ознаки (СО). Структурні ознаки відбору компоновок ґрунтуються на технологічних та конструктивних міркуваннях.

Обґрунтування умов відбору компоновок і вибір можливих варіантів. Для зменшення кількості можливих компоновок і вибору оптимальної компоновальної схеми на матрицю можливих компоновок накладемо умови відбору.

Умови відбору:

- найбільш рухомий блок повинен прилягати до стаціонару в гілці

інструмента:

$$M1 = \Phi + XOZ + OZX;$$

- переміщення надається тільки інструменту:

$$M2 = \Phi + \Phi + OOO;$$

- поперечно рухомий блок повинен бути як найбільш віддалений від стаціонарного:

$$M3 = XZO + \Phi + OZX.$$

Математичний вибір можливих компоновок верстата. Попередньо сформульовані умови відбору у вигляді структурних формул записують у матричному вигляді. При співпадінні умов (перетин множин) отримуємо бажану компоновку.

Виходячи із результатів відбору можна записати наступні формули компоновок.

$$M1 = \Phi + XOZ + OZX$$

$$M2 = \Phi + \Phi + OOO$$

$$\underline{M3 = XZO + \Phi + OZX.}$$

$$\Phi + \Phi + OZX$$

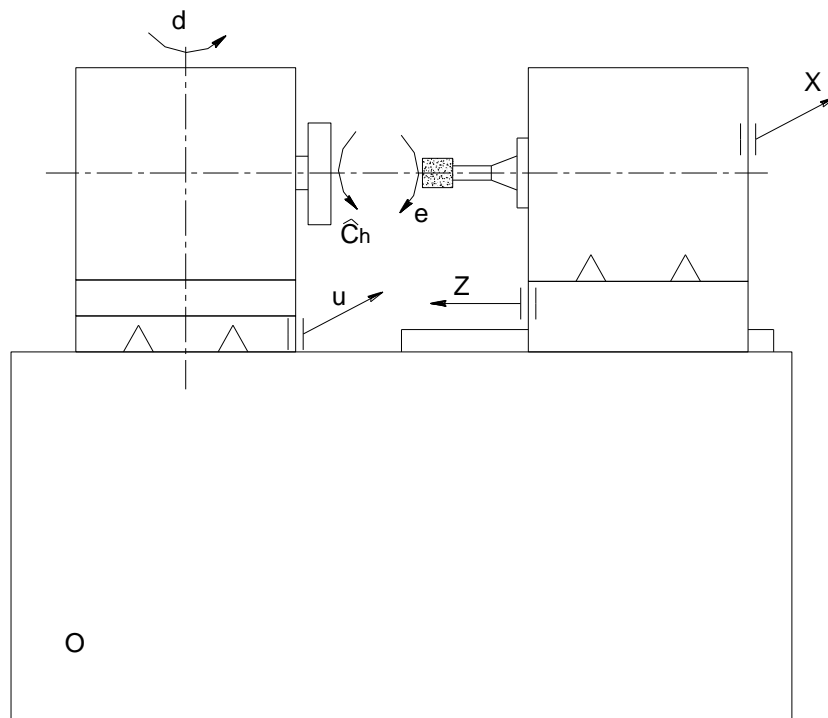


Рис. 2.10. Оптимальна схема компоновки верстата.

2.6. Розрахунок режимів різання

Розрахунок режимів різання має суттєве значення для подальших розрахунків. Визначення мінімальних та максимальних частот обертання шпинделя (особливістю шліфування є те, що обертається інструмент та заготовка), забезпечить визначення діапазону регулювання та силових характеристик процесу різання.

В нашому випадку обробляються профільні отвори в деталях типу втулок, фланців, дисків виготовлених із конструкційних сталей або сірого чавуна.

Проводимо обробку отворів діаметром від 30мм до 100мм.

Визначимося з варіантами на які будемо назначати режими різання.

Варіант I: оброблювальний матеріал – конструкційна сталь.

Характер отвору – наскрізний.

Шліфувальний $v = 30$ м/с.

Діаметр отвору - $d = 30$ мм.

Довжина шліфування – $L_{шл} = 40$ мм.

Швидкість різання - $V_{кр} = 30$ м/с.

Визначимо число обертів шліфувального круга, яке відповідає вибраному значенню швидкості різання:

$$n_{кр} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot V_{кр}}{\pi \cdot D}$$

де $n_{кр}$ - частота обертання шліфувального круга, об/хв;

V - швидкість круга, м/с;

D - діаметр круга, мм.

$$n_{кр} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 30}{3.14 \cdot 26} = 22048 \text{ об/хв.}$$

Оскільки, ми маємо безступінчасте регулювання, значить приймаємо $n = 2200$ об/хв.

Визначимо фактичну швидкість круга:

$$V_{kp} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{kp}}{1000 \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 26 \cdot 22000}{1000 \cdot 60} = 29.93 \text{ м/с}$$

Визначимо швидкість обертання деталі в м/хв і число обертів деталі за хвилину n .

Приймаємо швидкість різання $V=5\text{м/хв}$.

Визначаємо частоту обертання шпинделя:

$$n_{kp} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 5}{3.14 \cdot 30} = 53 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо $n=53\text{об/хв}$.

Визначаємо фактичну швидкість:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3.14 \cdot 30 \cdot 53}{1000} = 4.99 \text{ м/хв}$$

Варіант II: Оброблюваний матеріал - конструкційна сталь.

Характер отвору - наскрізний.

Шліфувальний круг - Э9А40СМ5-8К.

Швидкість круга - $V_{kp}=30\text{м/с}$.

Діаметр отвору - $d=100\text{мм}$.

Діаметр круга - $D=80\text{мм}$.

Визначимо число обертів круга n_{kp} :

$$n_{kp} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 30}{3.14 \cdot 80} = 5732,48 \text{ об / хв .}$$

Приймаємо $n_{kp}=57300\text{об/хв}$.

Визначимо фактичну швидкість круга:

$$V_{kp} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{kp}}{1000 \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 80 \cdot 5730}{1000 \cdot 60} = 29.98 \text{ м/с}$$

Визначимо швидкість обертання деталі V в м/хв і число обертів деталі n в об/хв.

Приймаємо швидкість обертання деталі $V=16\text{м/хв}$.

Тоді, частота обертання деталі:

$$n_{kp} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 16}{3.14 \cdot 100} = 50,95 \text{ об / хв.}$$

Приймаємо $n=50\text{об/хв}$.

Визначимо фактичну швидкість обертання деталі $V\phi$:

$$V\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3.14 \cdot 100 \cdot 50}{1000} = 15,7 \text{ м/хв.}$$

Що до шліфування чавунів, то обробка проводиться орієнтовно на ідентичних режимах різання, з можливою невеликою корекцією.

Визначимо силові характеристики процесу різання (сили різання P_x , P_y , P_z та потужність різання $N_{різ}$).

$$N_{різ} = C_N \cdot V_3^r \cdot S_p^y \cdot d^q \cdot b^z$$

де d - діаметр шліфування, мм;

b - ширина шліфування, мм.

$d=30\text{мм}$; $b=40\text{мм}$.

$C_N=0,27$; $r=0,5$; $x=0,4$; $y=0,4$; $q=0,3$;

$S=0.09\text{мм/об}$; $V=4.99\text{м/хв}$.

Тепер,

$$N_{різ} = 0.27 \cdot 4.99^{0.5} \cdot 0.09^{0.4} \cdot 30^{0.3} \cdot 40^1 = 1.73 \text{ кВт}.$$

Сили різання в даному випадку визначаються виходячи із потужності різання (сила P_z), а сили P_x і P_y в процентному відношенні до сили P_z .

$$N_{різ} = \frac{P_z \cdot V_3}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт}$$

3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Розрахунок шпиндельного вузла

Компоновка шпиндельного вузла представлена на рис.3.1.

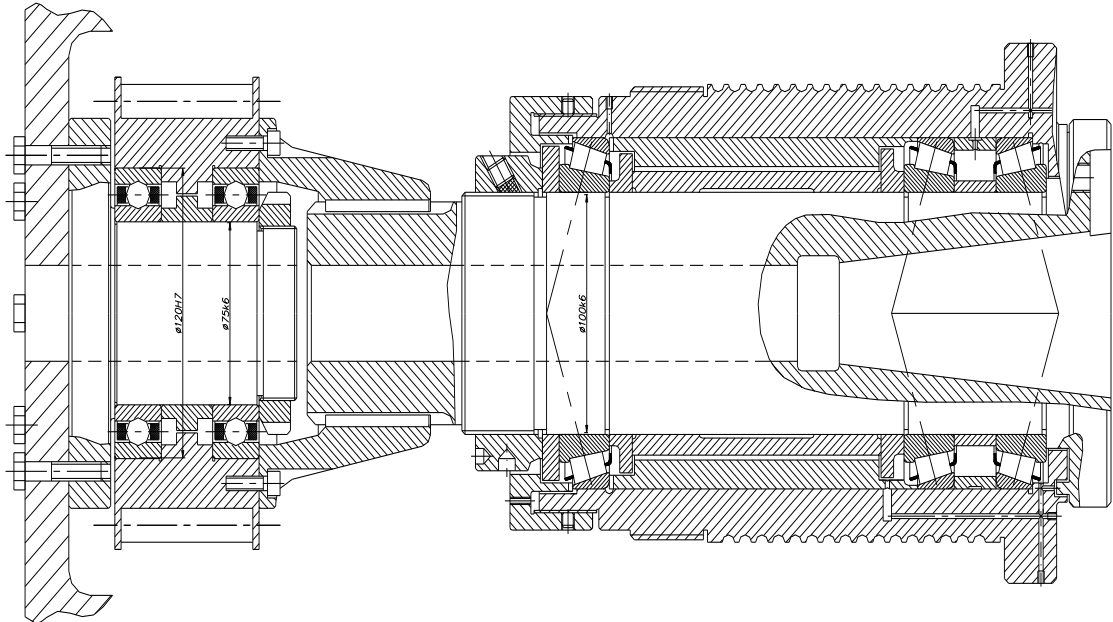


Рис.3.1. Компоновка шпиндельного вузла проектованого верстата

Шпиндельний вузол складається з шпинделя і розвантаженого пристрою. На шпиндель встановлені задня і передня опори. Розвантажений пристрій використовуємо для зменшення прогину. Він складається з опор і встановленого шків, через який передається обертовий рух.

При конструюванні вузла виліт і міжопорну відстань приймаємо:

$$c \leq d, \quad c \approx 0,6d ;$$

$$l \approx (4 - 6) \cdot d ,$$

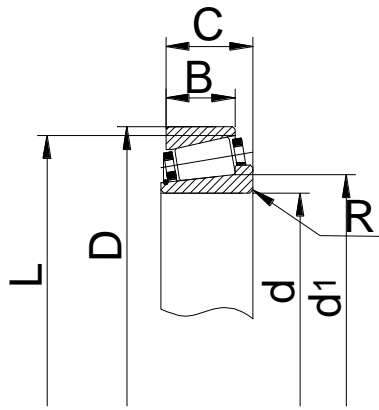
де c - виліт шпинделя;

d - діаметр шийки в передній опорі;

l - міжопорна відстань;

$$c = 48 \text{ мм}; \quad l = 320 \dots 480 \text{ мм.}$$

Опори кочення: конічні підшипники в передній і задній опорах ШВ з $d = 80 \text{ мм.}$



Основні розміри:

$$D=125\text{мм}$$

$$d=80\text{мм}$$

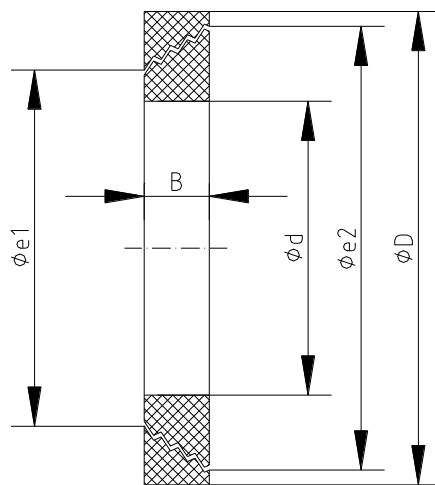
$$B=29\text{мм}$$

$$d_1=100\text{мм}$$

$$L=115\text{мм}$$

$$R=3\text{мм}$$

Рис. 3.2. Опори кочення шпиндельного вузла



Основні розміри:

$$d = 84 \text{ мм}$$

$$D = 130 \text{ мм}$$

$$B = 16 \text{ мм}$$

$$e_1 = 98 \text{ мм}$$

$$e_2 = 122 \text{ мм}$$

Рис. 3.3 Безконтактне ущільнення

Попередній натяг в підшипниках кочення потрібен для підвищення точності обертання і жорсткості. В радіально-упорних конічних підшипниках попередній натяг здійснюється безпосередньо осьовим зміщенням зовнішнього кільця відносно внутрішнього, для чого використовуються пружини, що забезпечують дану осьову силу попереднього натягу.

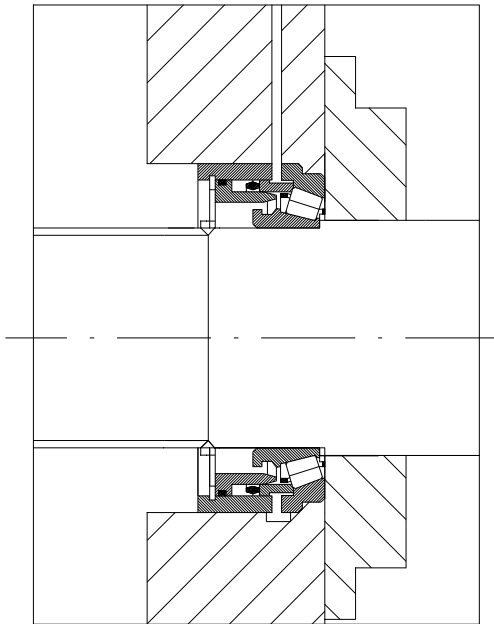


Рис. 3.4. Регулювання натягу за допомогою конічної опори "Гідра-Ріб"

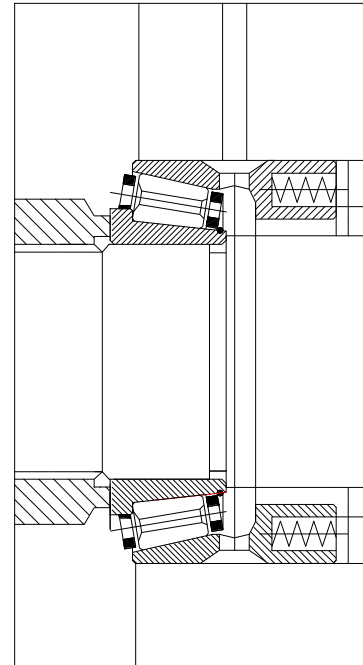


Рис.3.5. Створення натягу циліндричними пружинами

3.1.1. Розрахунок жорсткості шпindelного вузла

При проектуванні підшипникового вузла часто виникає необхідність у визначенні його жорсткості. Такий розрахунок дозволяє, наприклад, оцінити, в якій мірі податливість (деформація) прийнятого до установки підшипника відобразиться на точності обертання шпинделя металорізального верстату і, відповідно, на точності оброблюваної деталі. При цьому враховується не тільки деформація підшипника в контакті тіл кочення з доріжками кочення, але і деформація в контакті посадочних поверхонь підшипника з спряжуваними елементами опори.

Розрахунок радіальної жорсткості

Оскільки в нас є 2 опори, шпindelний вузол має 2 невідомих і можна скласти 2 рівняння статки, то система є статично визначеною. Знаходимо реакції опор А і В.

$$\sum M_B = 0; \quad A \cdot 316 - F \cdot (316 + 48) = 0$$

$$A = \frac{F \cdot (316 + 48)}{316} = 1,15 \cdot F = 1,15 \cdot 1400 = 1610 \text{ Н}$$

$$\sum M_A = 0; \quad -B \cdot 316 + F \cdot 48 = 0$$

$$B = \frac{F \cdot 48}{316} = 0,15 \cdot F = 0,15 \cdot 1400 = 210 \text{ Н}$$

Радіальна жорсткість підшипника у вузлі (Н/мкм) визначається за формулою:

$$j_m = \frac{F_r}{\delta_r},$$

де F_r - радіальне навантаження на опору, Н;

δ_r - радіальна податливість підшипника під навантаженням, мкм;

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'',$$

де δ_r' - радіальна податливість в контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення, мкм;

δ_r'' - радіальна податливість в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу, мкм.

Радіальна податливість в контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення в підшипнику:

з попереднім натягом:

$$\delta_r' = \beta \cdot \delta_{ro},$$

де δ_{ro} - радіальна податливість в контакті найбільш навантаженого тіла кочення з доріжкою кочення при нульовому зазорі, мкм;

$$\delta_{ro} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_o^2}{D_w}},$$

де Q_o - чисто радіальне навантаження, що сприймається найбільш навантаженим тілом кочення:

$$Q_o = \frac{5 \cdot F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha},$$

де i - число рядів тіл кочення, $i = 1$;

z - число тіл кочення в одному ряду, $z = 12$;

α - кут контакту, $\alpha = 26^\circ$.

Визначаємо жорсткість опори В.

$$Q_{oB} = \frac{5 \cdot 210}{1 \cdot 12 \cdot \cos 26^\circ} = 97,35$$

$$\delta_{roB} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 26^\circ} \cdot \sqrt[3]{\frac{(0,15 \cdot 1400)^2}{0,006}} = 0,086 \text{ мкм.}$$

$$\delta'_{rB} = 0,5 \cdot 0,086 = 0,043 \text{ мкм.}$$

Радіальна податливість в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу:

$$\delta''_{rB} = \frac{4 \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де $k = (0,05 - 0,25)$, приймаємо $k = 0,25$;

d, D, B - відповідно внутрішній, зовнішній діаметри і ширина підшипника, мм.

$$\delta''_{rB} = \frac{4 \cdot 210 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 80 \cdot 29} \cdot \left(1 + \frac{80}{125}\right) = 0,473 \text{ мкм,}$$

$$\delta_{rB} = \delta'_{rB} + \delta''_{rB} = 0,043 + 0,473 = 0,516 \text{ мкм.}$$

Радіальна жорсткість підшипника у вузлі:

$$j_{rnB} = \frac{210}{0,516} = 407 \text{ Н/мкм.}$$

Визначаємо жорсткість опори А.

$$Q_{oA} = \frac{5 \cdot 1610}{1 \cdot 12 \cdot \cos 26^\circ} = 746,45$$

$$\delta_{roA} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\cos 26^\circ} \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,15 \cdot 1400)^2}{0,006}} = 0,336 \text{ мкм.}$$

$$\delta'_{rA} = 0,5 \cdot 0,336 = 0,168 \text{ мкм.}$$

Радіальна податливість в контакті кілець підшипника з посадочними поверхнями вала і корпусу:

$$\delta''_{rA} = \frac{4 \cdot F \cdot k}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

де $k = (0,05 - 0,25)$, приймаємо $k = 0,25$;

d, D, B - відповідно внутрішній, зовнішній діаметри і ширина підшипника, мм.

$$\delta''_{rA} = \frac{4 \cdot 1610 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 80 \cdot 29} \cdot \left(1 + \frac{80}{125}\right) = 0,3623 \text{ мкм.}$$

$$\delta_{rA} = \delta'_{rA} + \delta''_{rA} = 0,168 + 0,3623 = 0,5303 \text{ мкм.}$$

Радіальна жорсткість підшипника у вузлі:

$$j_{rнA} = \frac{1610}{0,5303} = 3036 \text{ Н/мкм.}$$

Радіальна жорсткість шпиндельного вузла:

$$j = \frac{F_z}{\delta_{ун.в.}},$$

де F_z - радіальна сила, яка діє на шпиндельний вузол;

$\delta_{ун.в.}$ - прогин шпиндельного вузла під дією сили F_z .

$$\delta_{ун.в.} = \delta_{rA} + \delta_{rB} = 1,0463 \text{ мкм.}$$

$$j = \frac{1400}{1,0463} = 1338 \text{ Н/мкм.}$$

Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла



Рис. 3.6. Конструктивна схема при розрахунку осьової жорсткості

Осьова жорсткість:

$$j_a = \frac{F_a}{\delta_a}, \quad \delta_a = \delta_{аун.} + \delta_{аоп.},$$

де $\delta_{аун.}$ - осьова деформація шпинделя;

$\delta_{аоп.}$ - осьове переміщення опори.

Шпиндель в даному випадку розглядається як пустотілий вал, який

працює на стик.

$$\delta_{aun.} = \delta_1 + \delta_2,$$

де δ_1, δ_2 - осьові деформації відповідних ділянок.

$$\delta_{aun.} = \frac{F}{E} \cdot \left(\frac{l_2}{A_2} + \frac{l_1}{A_1} \right),$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)}{4}$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (125^2 - 36^2)}{4} = 11253,97 \text{ мм}^2;$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (80^2 - 36^2)}{4} = 4008,67 \text{ мм}^2.$$

$$\delta_{aun.} = \frac{1400}{2 \cdot 10^5} \cdot \left(\frac{316}{4008,67} + \frac{48}{11253,97} \right) = 5,82 \cdot 10^{-4} \text{ мкм.}$$

Осьова жорсткість підшипника:

$$\delta_{aon.} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_0}{D_w}}$$

$$\delta_{aon.} = \frac{4,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 26^\circ} \cdot \sqrt[3]{\frac{1400}{0,006}} = 0,056 \text{ мкм.}$$

$$j_a = \frac{1400}{(5,82 \cdot 10^{-4}) + 0,056} = 24742,85 \text{ Н/мкм.}$$

Попередній осьовий натяг радіально-упорних підшипників служить для створення початкових пружних деформацій в місцях контакту кульок з доріжками кочення кілець. В результаті чого підвищувати жорсткість і точність обертання підшипника, загасає гіроскопічне обертання кульок, більш рівномірно розподіляється навантаження по кульках. Фірма SKF рекомендує в залежності від частоти обертання підшипника і умов його змащування при значенні зусилля попереднього натягу: легкий A_L ; середній A_C ; високий A_B . Їх співвідношення: $A_B = 2A_C = 6A_L$.

При виборі мінімальної величини попереднього натягу, виходять з наступних умов: недопустимість повного розвантаження шарикопідшипників в осьовому напрямку при дії зовнішніх сил і забезпечення необхідної жорсткості підшипникового вузла. Для високошвидкісних шарикопідшипників необхідно додатково враховувати дію відцентрових сил. Зусилля попереднього осьового натягу:

$$A_{\min} = 1,7F_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \Delta A + A_1,$$

де A_{\min} - мінімальне зусилля осьового натягу, яке вимагається для нормальної роботи підшипника;

F_1 - радіальне навантаження;

α - робочий кут контакту;

ΔA - додаткове зусилля осьового натягу, що компенсує вплив відцентрових і гіроскопічних моментів;

A_1 - осьове зусилля, що необхідне для підвищення жорсткості підшипникового вузла.

$$\Delta A = F_g \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де $F_g = 0,045 \text{ Н}$.

$$\Delta A = 0,045 \cdot 12 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ = 0,27.$$

$$A_{\min} = 1,7 \cdot 1400 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ \cdot 0,27 + 350 = 663,42 \text{ Н}.$$

$$A_{\dot{E}} = 633 \text{ Н};$$

$$A_{\dot{N}} = 3 \cdot 633 = 1899 \text{ Н};$$

$$A_{\dot{A}} = 2 \cdot 1899 = 3798 \text{ Н}.$$

Створювати натяг можливо лише в межах 633...3798 Н.

3.1.2. Мастильна система опор кочення

Еластогідродинамічне змащення підшипників (рис. 3.7, 3.8)

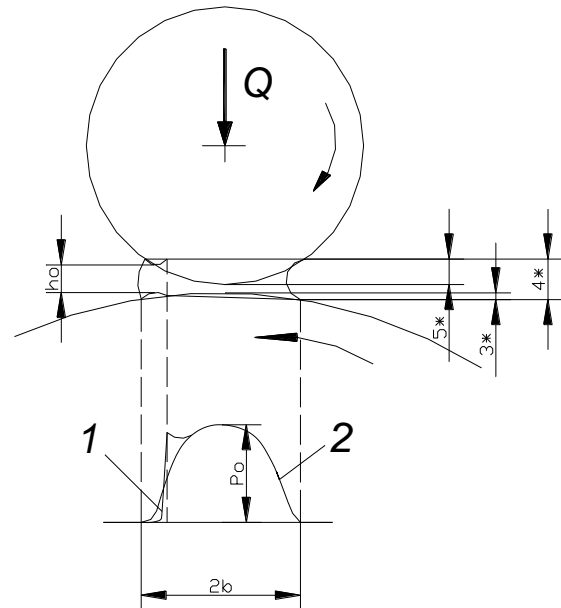
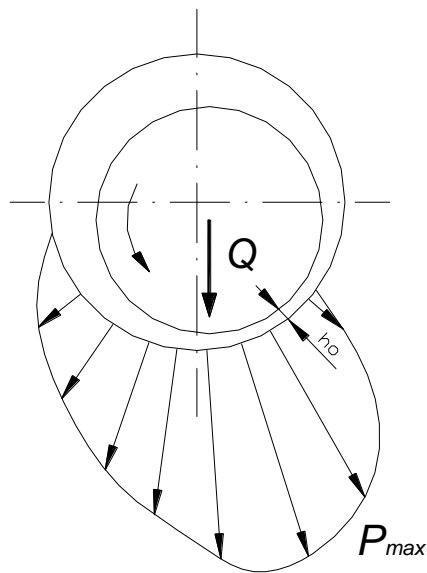


Рис. 3.7. Розподілення тисків в гідродинамічному підшипнику

Рис. 3.8. Визначення тисків при лінійному контакті в пружнодинамічних умовах

1* – розподіл тисків по Герцу;

2* – розподіл тисків в еластогідродинамічних умовах;

3* – деформація доріжки кочення;

4* – масляна плівка;

5* – деформація ролика

Під дією зовнішнього навантаження Q , ролик і доріжка кочення деформується. Зазор, що створюється в результаті деформації, сприяє затягуванню мастила між роликом та доріжкою кочення під час обертання. В'язкість мастила при високому тиску зростає, тому при необхідній колівій швидкості створюються умови утворення несучої масляної плівки, товщина якої в будь-яких точках приблизно однакова. З рис.3.7 видно, що на стороні входу тиск зростає, досягаючи в центрі площадки максимальної величини p_0 , і тиск знову знижується. На стороні виходу є пік, величина якого зростає з підвищенням колівій швидкості.

Згідно ГОСТ 1707-51 вибираємо індустріальне мастило марки И-12А, яке призначене для змащування середніх верстатів.

Основні характеристики:

- кінематична в'язкість при $t = 50^{\circ}C$ $\nu = 10-12 \text{ МПа} \cdot \text{с}^2$;
- температура спалаху – $165^{\circ}C$;
- температура застигання – $30^{\circ}C$.

В загальному вигляді при лінійному контакті кульки з доріжкою кочення мінімальна товщина змащувальної плівки:

$$h_0 = \frac{0,1 \cdot k^{0,6} \cdot (\eta \cdot \nu)^{0,7}}{(\sum \rho)^{0,43} \cdot \left(\frac{Q}{l_w}\right)^{0,13}} \cdot \left(\frac{E}{1-\varepsilon}\right),$$

де k – параметр, що відображає залежність тиску від в'язкості ($k = 0,01-0,02 \text{ мм}^2 \cdot \text{Н}$);

η – динамічна в'язкість при робочому тиску, $\text{МПа} \cdot \text{с}^2$;

ν_0 – колова швидкість на поверхні кочення ролика, м/с ;

$\sum \rho$ – сума кривизни контактуючих поверхонь, мм^{-1} ;

Q – навантаження на ролик, Н ;

l_w – ефективна довжина ролика, мм ;

E – модуль Юнга, МПа ;

ε – коефіцієнт Пуассона.

Для сталених тіл $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\varepsilon = 0,3$.

Формула для розрахунку мінімальної товщини масляної плівки буде мати вигляд:

$$h_0 = \frac{0,145 \cdot k^{0,6} \cdot (\eta \cdot \nu)^{0,7}}{(\sum \rho)^{0,43} \cdot \left(\frac{Q}{l_w}\right)^{0,13}}$$

Як видно з попереднього рівняння, зміна в'язкості мастила і швидкість впливають на товщину масляної плівки сильніше, ніж зміна навантаження.

Для зовнішнього кільця товщина масляної плівки:

$$h_0 = \frac{0,145 \cdot 0,015^{0,6} \cdot (9,5 \cdot 141)^{0,7}}{(0,1)^{0,43} \cdot \left(\frac{1400}{78,5}\right)^{0,13}} = 2,19 \text{ мкм.}$$

Для внутрішнього кільця товщина масляної плівки:

$$h_0 = \frac{0,145 \cdot 0,015^{0,6} \cdot (9,5 \cdot 141)^{0,7}}{(0,2)^{0,43} \cdot \left(\frac{1400}{78,5}\right)^{0,13}} = 1,63 \text{ мкм.}$$

При розрахунку довговічності підшипників, що змащуються мастилом і мають кінематичну в'язкість при робочій температурі $v \geq 12 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $n \cdot D_0 \geq 10000$ рекомендується враховувати у відповідності з еластогідродинамічною теорією змащування умови, необхідні для утворення масляної плівки в контактні тіла кочення з доріжками кочення. Коефіцієнт L , що характеризує ці умови, визначають з рівняння :

$$\ddot{E} = k_{\ddot{E}} \cdot D_0 \cdot (\psi \cdot n)^{0,73} \cdot P_0^{-0,09},$$

де $k_{\ddot{E}}$ – коефіцієнт, що залежить від типу підшипника;

D_0 – середній діаметр підшипника, мм; $D_0 = 102,5 \text{ мм}$;

ψ – коефіцієнт, що залежить від в'язкості змащування v $\psi^{0,73} = 6 \cdot 10^{-8}$;

P_0 – еквівалентне статичне навантаження на підшипнику;

n – частота обертання підшипника; $n = 3000 \text{ об/хв}$; $n^{0,73} = 345 \text{ об/хв}$.

$$\ddot{E} = 2250 \cdot 102,5 \cdot (6 \cdot 10^{-8}) \cdot (3000)^{0,73} \cdot 0,52 = 2,485.$$

При $L = 0,8 - 3,5$ умови змащування більшості типів підшипників цілком задовільняються. Оскільки $L = 2,485$, то умови змащування виконуються.

Схема керування процесом змащування зображена на рис.3.9. На ній зображено: СМ – система змащування; БКСМ – блок керування системою змащування; ЦАП – цифрово-аналоговий перетворювач; Σ – суматор; Ш – шифратор; ПВ – пристрій вводу; ЛП – лічильник; П – підсилювач; Д – датчик фотодіодний; О – об'єкт дослідження

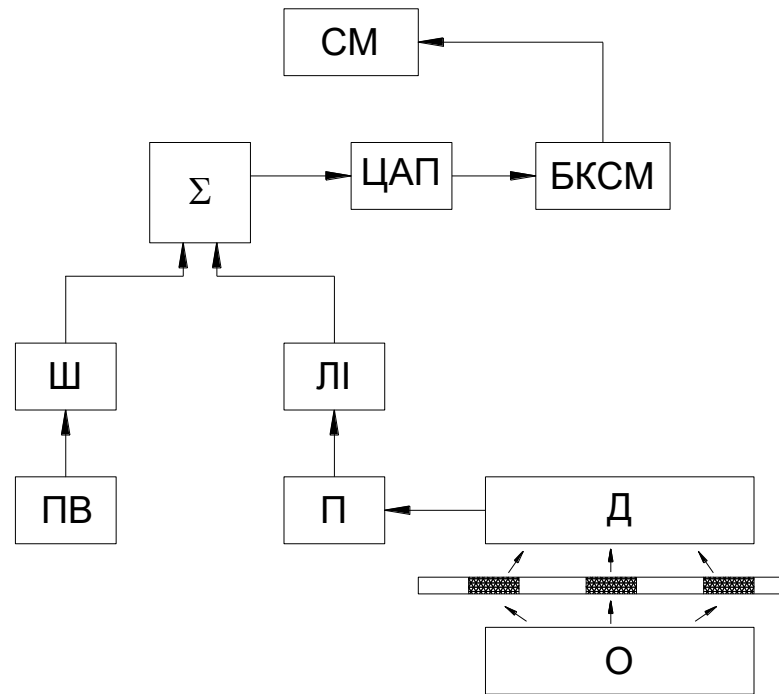


Рис. 3.9. Схема керування системою змащування

3.1.3. Система тензопідшипників

Динамометричні підшипники застосовують з метою вимірювання внутрішніх і зовнішніх сил.

Якщо тензометрична полоска наклеєна на кожусі зовнішнього кільця підшипника кочення так, що напрям її вимірювання буде співпадати з напрямом її периметра і вона буде розміщена в центрі навантаженої зони, можна вимірювати різні розширення з врахуванням позиції тіл обертання до тензометричної полоски.

Для того, щоб помістити тензометричну полоску і її електропроводку, в зовнішньому кільці необхідно відшліфувати канавку. Канавка повинна бути по можливості дуже плоскою і вузькою, щоб не впливати на термін роботи підшипника. При звичайній перехідній посадці між навантаженим кільцем і отвором корпуса неможливо виключити в умовах експлуатації скручування (“міграцію”) зовнішнього кільця. Це привело би до розриву дуже тонкої вимірної лінії (діаметром 0,3 мм) і тим самим до руйнування вимірного датчика. тому необхідно встановити захист від скручування, яке входить в

зачеплення з опорною канавкою в передньому плечі підшипника для вимірювання сили.

Максимальне напруження зустрічається на зовнішньому кільці в дуже вузькій обмеженій області в напрямку периметра під контактом кочення. Оскільки тензометрична полоска відрізняється певною довжиною, місцеві розширення інтегруються за допомогою довжини решітки тензометричної полоски. Щоб цей вплив зберігався, по можливості на низькому рівні довжина решітки повинна бути невеликою.

Для підшипників, що вимірюють зусилля, дуже добре виправдали себе тензометричні полоски, довжиною решітки 0,8 мм і шириною вимірювальної решітки 0,6 мм. Вимірювальна решітка з металевої фольги, розроблена методом фототравлення, закріплена на тонкій, дуже гнучкій, несучій фользі із поліаміда, яка є повністю працездатною в динамічних умовах в діапазоні температури від -145°C до $+205^{\circ}\text{C}$.

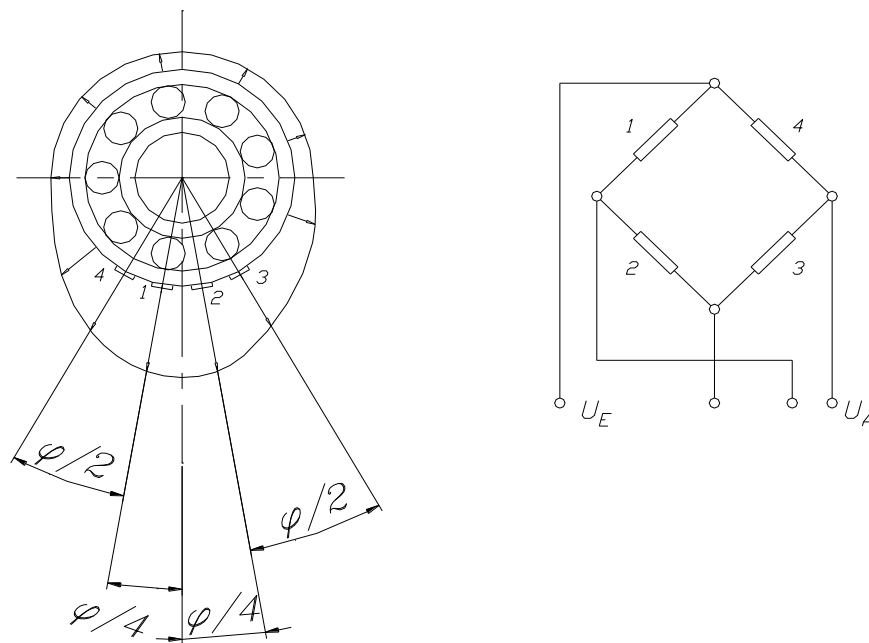


Рис. 3.10. Схема установки на підшипник тензодатчиків для вимірювання зусиль під радіальним і осьовим навантаженням

У шпинделів верстатів опора має радіальне і осьове навантаження тільки в певному напрямку. В цьому випадку тензометричні полоски зосереджені в області максимального навантаження тіл кочення. Дві

тензометричні полоски встановлюють зі зміщенням $\varphi/4$ по напрямку до навантаження, а дві інші з їх боку зміщені по мірі необхідності на $\varphi/2$ (φ - кут між двома тілами кочення).

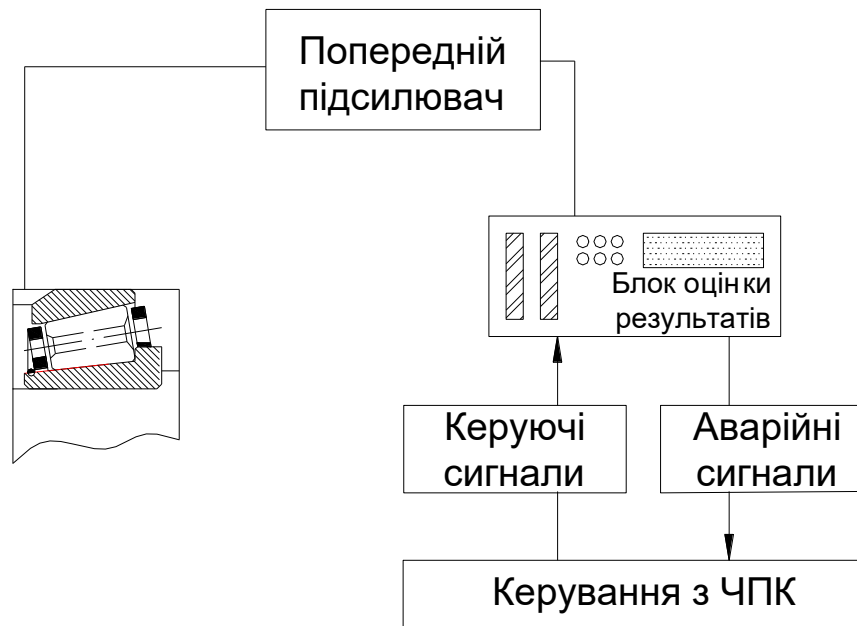


Рис. 3.11. Система контролю

Система складається з 3 компонентів:

- датчик зусиль (вимірний підшипник);
- аналогова електроніка;
- блок оцінки, що керується мікропроцесором.
-

3.1.4. Тепловий розрахунок шпindelного вузла і його охолодження

Тертя в підшипниках кочення залежить від їх конструкції і величини навантаження, умов змащування та частоти обертання. Момент тертя при еквівалентному навантаженні $P = 0,1 c$ при нормальних умовах роботи і при відповідному змащуванні знаходимо за формулою:

$$M = \mu \cdot \frac{P \cdot d}{2},$$

де μ - коефіцієнт тертя, який залежить від типу підшипника,;

P - еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

d - діаметр отвору в підшипнику, мм.

В даній формулі не враховане тертя в системі ущільнень. При більш точних розрахунках:

$$M = M_0 + M_1,$$

де M_0 - момент тертя, що залежить від типу підшипника;

M_1 - момент тертя, що залежить від навантаження на підшипник.

Момент M_0 , що досягає значної величини при високій частоті обертання і відносно невеликих навантаженнях, виникає в основному від гідродинамічних втрат в змазці і залежить від умов змащування та її в'язкості.

При кінематичній в'язкості $\nu_H \geq 2000$:

$$M_0 = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{\frac{2}{3}} \cdot D_0^3,$$

де D_0 - середній діаметр підшипника;

f_0 - коефіцієнт, що залежить від типу підшипника $f_0 = 6$;

n - частота обертання підшипника, об/хв;

ν - кінематична в'язкість змазки, $\nu = 30$ мм²/с.

Діаметр передньої опори $D_0 = 102,5$ мм.

$$M_0 = 10^{-7} \cdot 6 \cdot (30 \cdot 3000)^{\frac{2}{3}} \cdot 102,5^3 = 1897,98 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Момент M_1 залежить від типу підшипника, розмірів деформації та проковзування в площадці контакту тіл кочення.

$$M_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot P \cdot D_0,$$

де f_1 - коефіцієнт, що залежить від типу підшипника і степені його навантаження; $f_1 = 0,0004 - 0,0005$, приймаємо $f_1 = 0,0004$.

g_1 - коефіцієнт, що залежить від співвідношення радіального та осьового навантаження, що сприймається підшипником;

$$g_1 \cdot P = 2YF_a,$$

де F_a - осьове навантаження, $F_a \leq 0,7F_r$, $F_a = 0,7F_r = 0,7 \cdot 0,15 \cdot F = 0,105F$;

Y - коефіцієнт осьового навантаження, $Y = 1,77$.

$$g_1 \cdot P = 2 \cdot 1,77 \cdot 0,105 \cdot F = 2 \cdot 1,77 \cdot 0,105 \cdot 1400 = 520,38.$$

$$M_1 = 0,0004 \cdot 520,38 \cdot 102,5 = 21,33 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M = M_o + M_1 = 1897,98 + 21,33 = 1919,31 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Тепловий баланс в підшипнику може бути встановлений як по моменту тертя M (Н·мм), так і по потужності тертя N (Вт) або теплоти, що при цьому виділяється W (Дж).

Потужність тертя при встановленому режимі роботи: $N = \frac{M \cdot n}{9550}$,

де M - момент тертя; $M = \mu \cdot \frac{F_r \cdot d}{2}$, де μ - коефіцієнт тертя, $\mu = 0,0018$.

$$M = 0,0018 \cdot \frac{0,15 \cdot F \cdot 80}{2} = 0,0018 \cdot \frac{0,15 \cdot 1400 \cdot 80}{2} = 15,12 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$N = \frac{15,12 \cdot 3000}{9550} = 4,75 \text{ кВт}.$$

Перепад температур: $\Delta T = \frac{N}{k}$,

де k - коефіцієнт охолодження (Вт/°С);

$$k = (3 \dots 7) \cdot 10^{-5} \cdot A,$$

де A - зовнішня охолоджуюча поверхня корпусу підшипника, мм²;

$$A = \pi \cdot H \cdot \left(B + \frac{H}{2} \right),$$

де H - висота корпусу, $H = 330$ мм; B - ширина корпусу, $B = 338$ мм.

$$A = 3,14 \cdot 330 \cdot \left(338 + \frac{330}{2} \right) = 521473 \text{ мм}^2.$$

$$k = (3 \dots 7) \cdot 10^{-5} \cdot 521473 = 15,64 \dots 36,5 \text{ Вт/}^\circ\text{С}.$$

Приймаємо $k = 15,64$.

$$\Delta T = \frac{4,75}{15,64} = 0,3 \text{ }^\circ\text{С}.$$

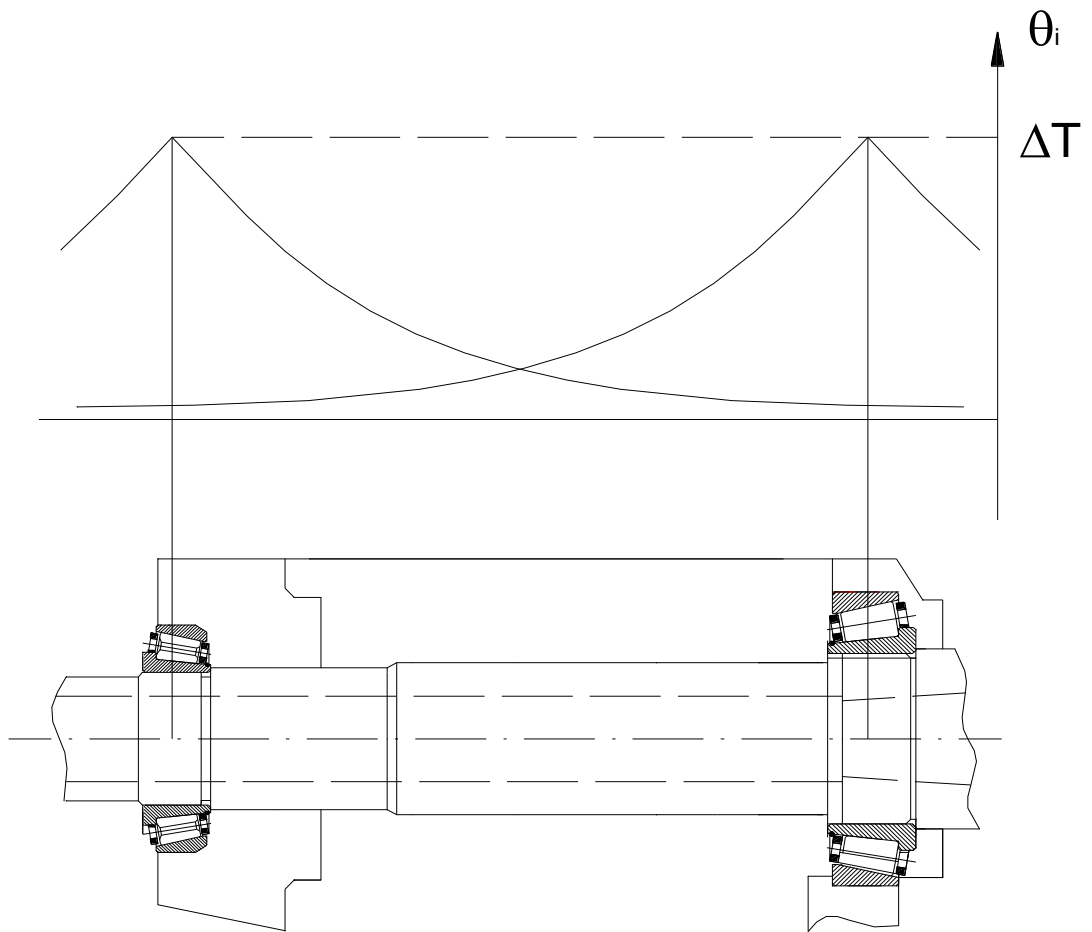


Рис. 3.12. Температурний стан шпиндельного вузла

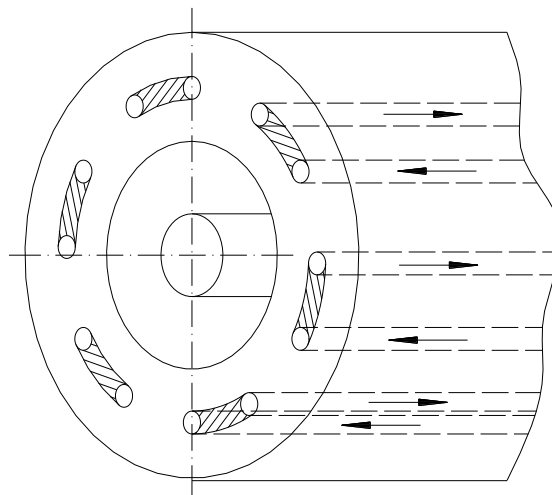


Рис. 3.13. Принципова схема системи охолодження вузла

Дана система забезпечує значну площу контакту охолоджуючої рідини з корпусом шпинделя над підшипниками, що сприяє відводу в них тепла.

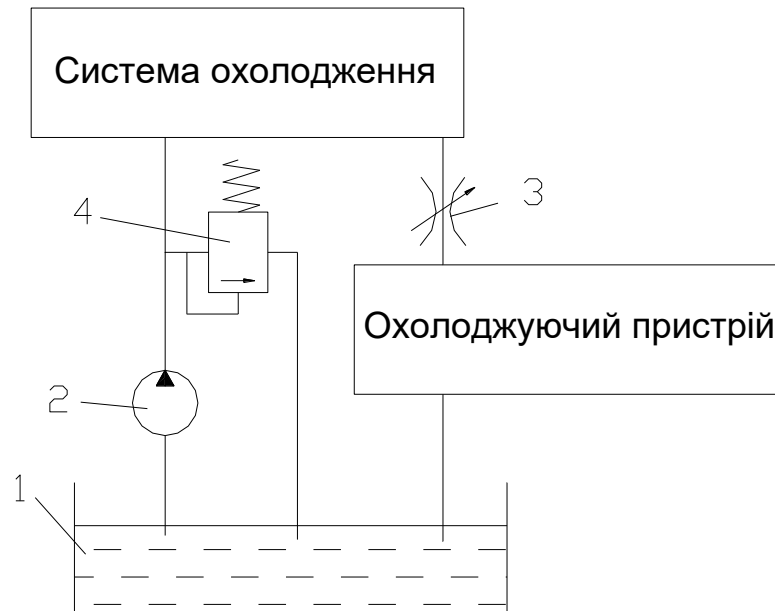


Рис. 3.14. Схема керування системою охолодження

1 – бак; 2 – насос; 3 – регульований дросель; 4 – запобіжний клапан

3.2. Розрахунок та конструювання приводу подач

Передачі гвинт-гайка кочення в приводах подач верстатів з ЧПК знайшли широке застосування завдяки ряду переваг в порівнянні з гвинтовими парами ковзання. Гвинтові пари кочення мають високий ККД, коефіцієнти тертя спокою і тертя руху близькі один до одного по значенню, сили тертя не залежать від швидкості руху. При вибиранні зазору утворюється беззорна передача з достатньо високою осьовою жорсткістю.

Гвинт і гайка:

$$d_0 = 40 \text{ мм}; \quad t = 10 \text{ мм}; \quad r_2 = 3,12 \text{ мм}; \quad c_1 = c_2 = 0,085 \text{ мм}; \quad \lambda = 4^\circ 33'$$

$$\text{Гвинт: } d_{нв} = 38,2 \text{ мм}; \quad d_{кв} = 35,76 \text{ мм}; \quad r_3 = 0,6 \text{ мм}.$$

Гайка:

$$d_{к2} = 44,24 \text{ мм}; \quad d_{в2} = 40,9 \text{ мм}; \quad r_4 = 0,4 \text{ мм}; \quad l_1 = 60 \text{ мм}; \quad l_2 = 6 \text{ мм}; \\ d = 55 \text{ мм}; \quad m = 0,8 \text{ мм}; \quad z_1 = 74; \quad z_2 = 75$$

$$\text{Шарики: } d_1 = 6,0 \text{ мм}; \quad z_{i\text{заг}} = 21; \quad z_{i\text{роб}} = 10.$$

$$\text{Вкладень: } l_3 = 23 \text{ мм}; \quad b = 12 \text{ мм}.$$

Стакан: $L = 130$ мм; $D = 70$ мм.

Допустиме навантаження: $Q = 16200$ Н.

Профіль різі напівкруглий - "стрільчата арка"

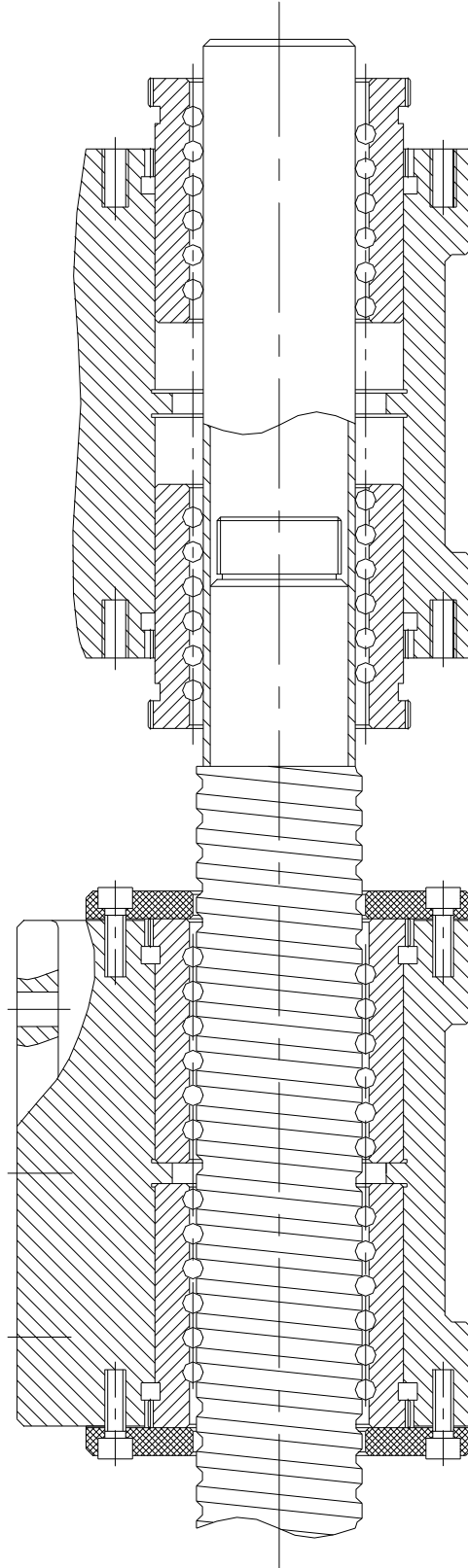


Рис. 3.15. Передача гвинт-гайка кочення

Прийняті співвідношення розмірів виходять з наступних умов:

$$\alpha = 45^\circ; \quad \frac{d_1}{t} \approx 0,6; \quad \frac{r_1}{r_2} = 0,96; \quad a = (r_2 - r_1)\cos\alpha; \quad c_2 = (r_2 - r_1)\sin\alpha.$$

$$d_{нв} = d_0 - 2 \cdot ((r_1 + r_3)\cos(\alpha + \gamma) - r_3); \quad \gamma = \frac{a}{r_1} \cdot \frac{180^\circ}{\pi};$$

$$d_{кв} = d_0 - 2 \cdot r_1 \cos\alpha; \quad d_{к2} = d_0 + 2r_1 \cos\alpha;$$

$$d_{е2} = d_0 + \frac{d_0 - d_{нв}}{2}; \quad r_3 = 0,2r_1; \quad r_4 = 0,16r_1;$$

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{t}{\pi d_0},$$

де: λ – кут нахилу гвинтової лінії.

$$z_{i\text{ заг}} = \frac{\pi d_0}{d_1}; \quad z_{i\text{ роб}} = z_{i\text{ заг}} - \frac{3t}{d_1},$$

де: $z_{i\text{ заг}}$ – загальне число шариків в одному витку;

$z_{i\text{ роб}}$ – число робочих шариків в одному витку.

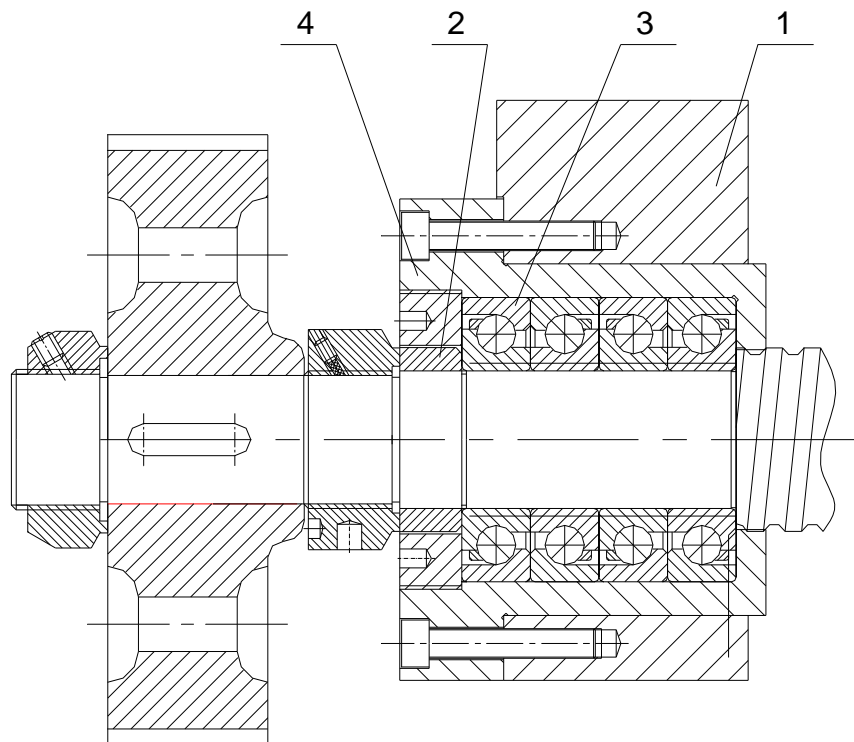


Рис. 3.16. Компоновка опор

1 – корпус підшипників; 2 – кільце; 3 – підшипники; 4 – фланець

Розрахунок податливості кулькового гвинтового механізму

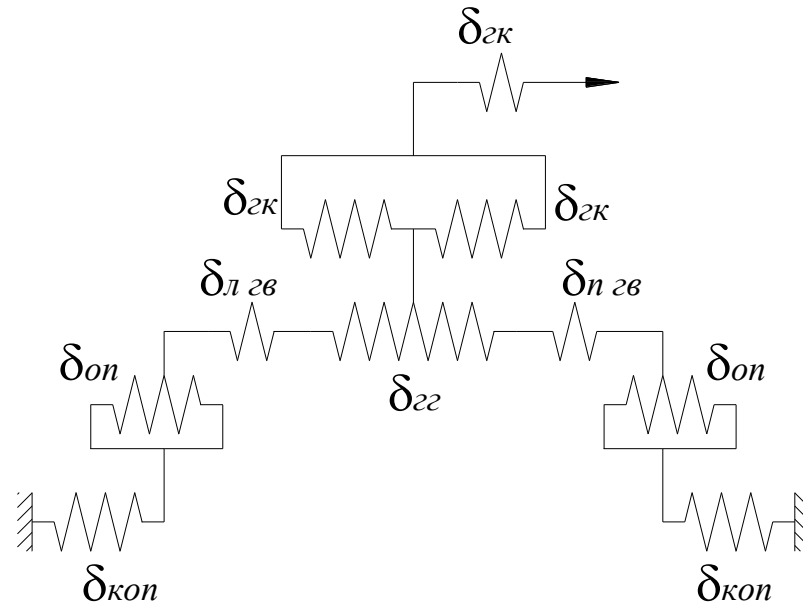


Рис. 3.17. Розрахункова схема

На схемі показано: $\delta_{кон}$ – податливість кріплення опор гвинта; $\delta_{оп}$ – податливість опор гвинта (підшипників); $\delta_{л_гв}$ – податливість стержня гвинта; $\delta_{п_гв}$ – податливість стиків гайки з корпусом; $\delta_{гк}$ – податливість контакту гайок з гвинтом.

Загальну податливість гвинтового механізму визначають за формулою:

$$\delta_{заг} = \delta_{кон} + \delta_{оп} + \delta_{л_гв} + \delta_{п_гв} + \delta_{гк}.$$

Найбільш суттєво на загальну податливість впливають величини

$\delta_{оп} + \delta_{л_гв} + \delta_{п_гв}$. На основі їх значень проводиться розрахунок податливості передачі.

Осьова податливість опори визначається за формулою:

$$\delta_{ii} = \frac{Q_i}{j_{ii}},$$

де: Q_0 - осьова сила, що діє на гвинт;

$$Q_0 = 2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \frac{M_{ед}}{P},$$

де $M_{кр} = 22,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ - крутний момент двигуна приводу;

$P = 10 \text{ мм}$ - крок гвинта;

$$Q_0 = 2 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot \frac{22,5}{10} = 14137,2 \text{ Н};$$

$$\delta_i = \frac{14137,2}{3800} = 3,72 \text{ мкм.}$$

Податливість гвинта визначають за формулою:

$$\delta_a = 10^2 \cdot \frac{l}{EF} \cdot Q_0,$$

де $l = 28,5$ см – найбільша відстань від осьової опори гвинта до середини гайки;

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

F - площа перерізу гвинта.

$$F = \frac{\pi d_{\text{ea}}^2}{4},$$

де $d_{\text{ea}} = d_0 - 0,707d_k = 40 - 0,707 \cdot 6 = 35,758$ мм;

$$F = \frac{3,14 \cdot 35,758^2}{4} = 1004,24 .$$

$$\delta_a = 10^2 \cdot \frac{28,5}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10,0424} \cdot 14137,2 = 19,1 \text{ мкм.}$$

Податливість пари гвинт – гайка визначаємо за формулою:

$$\delta_{\bar{a}} = \frac{Q_0}{j_n},$$

де $j_n = 840$ Н/мкм – осьова жорсткість пари.

$$\delta_{\bar{a}} = \frac{14137,2}{840} = 16,83 \text{ мкм.}$$

Отже, загальна податливість гвинтового механізму становить:

$$\delta_{\bar{a}\bar{a}} = 3,72 + 19,1 + 16,83 = 39,65 \text{ мкм.}$$

Довговічність передачі гвинт – гайка кочення становить:

$$L = \left(\frac{Q_y}{Q_{\text{двг}}} \right)^3,$$

де Q_y - динамічна вантажопідйомність гвинтової пари;

$Q_{роз} = 0,75 \cdot Q_0 = 0,75 \cdot 14137,2 = 10602,9$ Н – розрахункове навантаження.

$$L = \left(\frac{112700}{10602,9} \right)^3 = 1200 \text{ млн. об.}$$

Динамічний розрахунок приводу подач

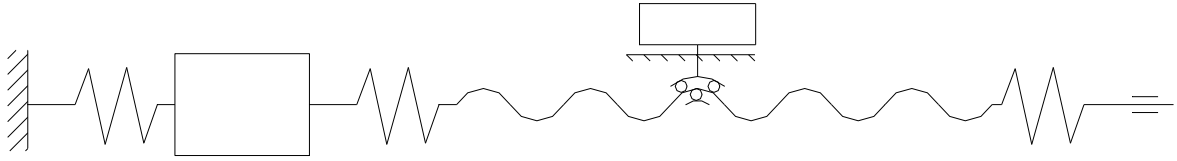


Рис. 3.18. Розрахункова динамічна схема приводу подач

Визначення частот власних коливань приводу. При високій частоті обертання гвинт може втратити стійкість руху, що виражається у появі вібрації при певній критичній частоті.

Визначаємо частоту обертання гвинта:

$$n_B = \frac{10^3 \cdot k \cdot v_{xx}}{P},$$

де $k = 1,2 - 1,25$ - коефіцієнт неспівпадання частоти обертання гвинта з частотою його власних коливань;

v_{xx} - швидкість допоміжних переміщень, м/хв, 10 м/хв;

P - крок гвинта, мм.

$$n_B = \frac{10^3 \cdot 1,2 \cdot 10}{10 \cdot 10^{-5}} = 120 \cdot 10^{-4} \text{ об/хв.}$$

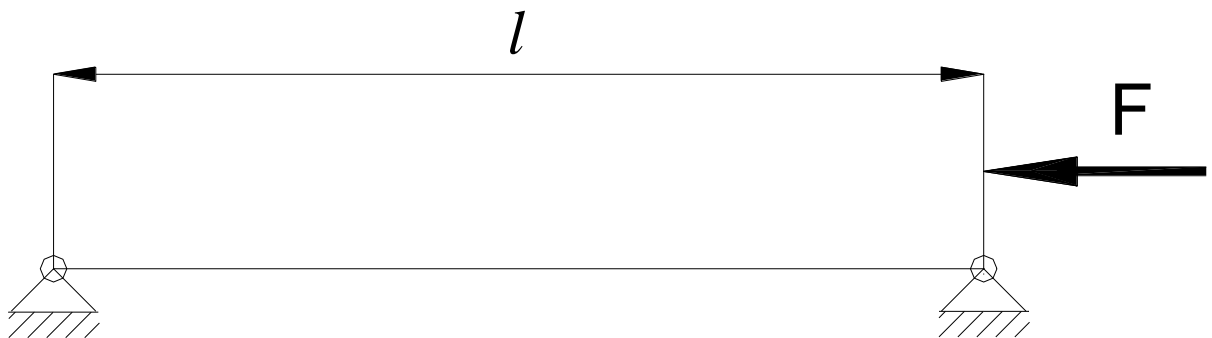


Рис. 3.19. Схема закріплення кінців гвинта

Основний момент інерції гвинта:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}.$$

Радіус інерції поперечного січення гвинта: $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$,

де $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ - площа поперечного січення гвинта.

$$i = \frac{d}{4} = \frac{40 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,01 \text{ м.}$$

Гнучкість гвинта: $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}$,

де μ - коефіцієнт приведення довжини; $\mu = 0,5$.

Визначаємо критичну силу:

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(\mu \cdot l)^2} \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64},$$

$$F_{kp} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(0,5 \cdot 0,35)^2} \cdot \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^4}{64} = 8,087 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Для усунення зазору і створення внутрішнього натягу пару постачають двома гайками і за допомогою особливих пристроїв зміщують одну гайку відносно іншої в осьовому або в кутовому напрямку. Поширена конструкція гвинтової пари з двома гайками, які мають фланці з зовнішніми зубчатими вінцями. Число зубців z_1 і z_2 відрізняється на одиницю. Вінці гайок входять у відповідні внутрішні зубчасті вінці корпусу. Різниця в один зуб в числі зубів гайок дозволяє проводити дуже точне регулювання пари. Для цього необхідно згвинтити корпус з гайками і гвинтами на спеціальну втулку, яка надіта на хвостовик гвинта. Потім потрібно дещо висунути гайки з розточок так, щоб зубчаті вінці гайок вийшли на зачеплення з корпусом, і повернути дві гайки на одне і теж число зубів в одну сторону. Осьове зближення профілей різьби гайок відбудеться внаслідок різних кутів повороту, так як гайка з меншим числом зубів повернеться на дещо більший кут.

В парі кочення використовують напівкруглий профіль різі. Даний профіль дозволяє створювати і регулювати попередній натяг шляхом повороту двох гайок, які мають зубчаті вінці, що з'єднані з внутрішніми зубчатими вінцями стакану подібно до зубчатих напівмуфт. Числа зубів

лівих і правих вінців відрізняються на одиницю. Для регулювання вінці гайок виводяться із зачеплення, гайки повертаються в один бік на один зуб і знову зчіплюють вінці. Невелика різниця між кутами повороту гайок викликає дуже мале взаємне осьове зміщення їх різей, чим досягається регулювання натягу.

Величину попереднього натягу вибирають з врахуванням того, що при збільшенні натягу суттєво збільшується жорсткість з'єднання гвинт-гайка, але разом з тим збільшуються втрати і знижується довговічність.

Орієнтовно величину попереднього натягу для будь-якого значення тягової сили можна прийняти:

$$a_{i\dot{\alpha}} = 0,35 \cdot Q_{\dot{\alpha}} = 35 \cdot z \cdot d_1^2$$

$$a_{i\dot{\alpha}} = 35 \cdot 21 \cdot 0,6^2 = 264,6 \text{ Н.}$$

Розрахунок і вибір електродвигуна

Максимальна робоча частота обертання:

$$n_{u.x.} = \frac{v_{u.x.} \cdot i_p}{t_2}$$

де $v_{u.x.}$ - швидкість швидкого ходу; $v_{u.x.} = 10000$ мм/хв;

i_p - передаточне відношення коробки подач; $i_p = 1$;

t_2 - крок гвинта; $t_2 = 10$ мм.

$$n_{\phi.\delta.} = \frac{10000 \cdot 1}{10} = 1000 \text{ об/хв.}$$

Максимальна частота обертання:

$$n_{роб.маx.} = \frac{v_{роб.маx.} \cdot i_p}{t_2}$$

де $v_{роб.маx.}$ - максимальна робоча швидкість; $v_{роб.маx.} = 10000$ мм/хв;

i_p - передаточне відношення коробки подач; $i_p = 1$;

t_2 - крок гвинта; $t_2 = 10$ мм.

Мінімальна частота обертання:

$$n_{\text{роб. min. x.}} = \frac{v_{\text{роб. min.}} \cdot i_p}{t_z}$$

де $v_{\text{роб. min.}}$ - мінімальна робоча швидкість; $v_{\text{роб. min.}} = 10$ мм/хв;

i_p - передаточне відношення коробки подач; $i_p = 1$;

t_z - крок гвинта; $t_z = 10$ мм.

$$n_{\text{дід. min.}} = \frac{10 \cdot 1}{10} = 1 \text{ об/хв.}$$

Визначення моментів інерції.

Приведений до валу двигуна момент інерції вузла, що поступово рухається:

$$I'_{\text{мех}} = (m_{\text{вуз. вер.}} + m_{\text{дет.}}) \cdot \left(\frac{t_z}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{i_p}$$

де $m_{\text{вуз. вер.}}$ - маса вузла верстату; $m_{\text{вуз. вер.}} = 300$ кг;

$m_{\text{дет.}}$ - маса деталі; $m_{\text{дет.}} = 10,65$ кг;

$$I'_{\text{іао}} = (300 + 10,65) \cdot \left(\frac{0,010}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{1}{1^2} = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Приведений момент інерції ходового гвинта:

$$I'_z = 7,7 \cdot 10^2 \cdot \frac{l_z \cdot D_z^4}{i_p^2}$$

де l_z - довжина гвинта; $l_z = 0,35$ м;

D_z - діаметр гвинта; $D_z = 0,04$ м.

$$I'_z = 7,7 \cdot 10^2 \cdot \frac{0,35 \cdot 0,04^4}{1^2} = 6,9 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

Приведений сумарний момент інерції механічної схеми приводу:

$$I'_\Sigma = I'_{\text{мех}} + I'_z = 7,9 \cdot 10^{-4} + 6,9 \cdot 10^{-4} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Визначення моментів двигуна.

Момент від сили різання:

$$M_{\text{різ.}} = F_z \cdot t_z / (2\pi \cdot i_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2)$$

де F_z - складова сили різання по осі координат; $F_z = 10000$ Н;

η_1 - ККД коробки подач; $\eta_1 = 0,95$;

η_2 - ККД гвинтової пари; $\eta_2 = 0,9$.

$$M_{\partial\zeta} = \frac{10^4 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 18,61 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

від сили тертя в направляючих:

$$M_{mp} = \frac{(m_{\text{вуз.вер.}} + m_{\text{дет.}}) \cdot g \cdot f_{mp} \cdot t_z}{2\pi \cdot i_p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}$$

де g - прискорення вільного падіння; $g = 9,81$ м/с²;

f_{mp} - коефіцієнт тертя; $f_{mp} = 0,01$.

$$M_{\partial\delta} = \frac{(300 + 10,65) \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot 0,01}{2 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 0,057 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Статичний момент при обробці:

$$M_{cm} = M_{\partial\zeta} + M_{mp} = 18,61 + 0,057 = 18,667 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Статичний момент з врахуванням продовження включення:

$$M_{cm} = \frac{M_{cm} \cdot \text{ПВ}\%}{100\%} = \frac{18,667 \cdot 80\%}{100\%} = 14,934 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По каталогу вибираємо двигун типу 20М з наступними параметрами:

- номінальний момент $M_H = 22,5$ Н·м;
- номінальна потужність $P_H = 2,8$ Н·м;
- максимальний момент $M_{\max} = 147$ Н·м;
- максимальна швидкість 1500 об/хв ;
- момент інерції 0,017 кг·м² .

3.3. Привід з пасовою передачею

При виборі зубопасової передачі керуємося заданою точністю верстату, частотою обертання шпинделя і величиною навантаження.

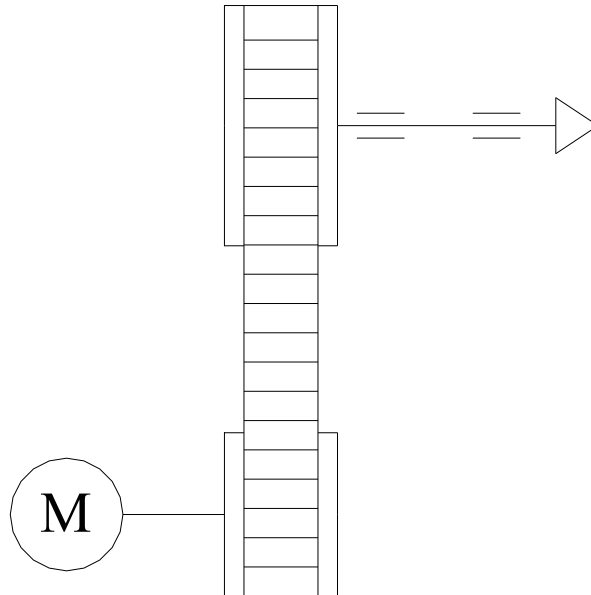


Рис. 3.20. Привід з пасовою передачею

Кінематичний розрахунок пасової передачі

Модуль пасової передачі:

$$m = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n_1}},$$

де: N - потужність, що передається ременем, кВт; 10 кВт;

n_1 - частота обертання меншого шківa, хв^{-1} ; 3000.

$$m = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^4}{3000}} = 5,23 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m=5$ мм.

Визначаємо крок ременя: $t = \pi m = 3,14 \cdot 5 = 15,7079 = 16$ мм.

Загальна товщина ременя: $H = m + 1 = 5 + 1 = 6$ мм.

Висота зуба: $h = 0,6 \cdot m = 0,6 \cdot 5 = 3$ мм.

Товщина зуба по вершині: $S = m = 5$ мм.

Кут профілю: $2\phi = 50^\circ$.

Вибираємо параметри:

- висота зуба $h=3$ мм;
- діаметр троса $\delta=0,65$ мм;

- ширина ремня $b=(25-50)$ мм;
- число зубів ремня $z_p=(45-140)$;
- момент $M_\sigma \leq 4,9$ кгс·м;
- питома колове зусилля $p_0=35$ кгс·м.

Передаточне відношення:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}; u = \frac{3000}{2000} = 1,5; z_2 = z_1 \cdot u.$$

Кількість зубів меншого шківa z_1 залежить від значення модуля пасової передачі: при $m=(2...5)$ мм приймаємо $z_1=16...20$. Оскільки модуль пасової передачі $m=5$, то приймаємо: $z_1=20$, тоді:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 1,5 = 30$$

Діаметр меншого шківa визначається за формулою:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}$$

Діаметр більшого шківa визначається за формулою:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 30 = 150 \text{ мм}$$

Відстань між осями шківів:

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) + 2 \cdot m = 0,5 \cdot 5 \cdot (30 + 20) + 2 \cdot 5 = 135 \text{ мм.}$$

Приймаємо: $a=160$ мм.

Число зубів при прийнятій міжосьовій відстані a :

$$z_p = \frac{2a}{t_p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 \cdot t_p}{40a}$$

$$z_p = \frac{2 \cdot 160}{16} + \frac{20 + 30}{2} + \frac{(30 - 20)^2 \cdot 16}{40 \cdot 160} = 45,25$$

Приймаємо: $z_p=50$.

Визначаємо довжину ремня:

$$l_p = \pi \cdot m \cdot z_p = 3,14 \cdot 5 \cdot 50 = 785,4 \text{ мм.}$$

Внутрішній діаметр шківa визначається за формулою:

$$d_{a_1} = d_1 - 2\Delta,$$

де $\Delta=1,3$ при діаметрі тросика 0,65.

$$d_{a_1} = 100 - 2 \cdot 1,3 = 97,4 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр шківів визначається за формулою:

$$d_{a_1} = d_1 - 2\Delta,$$

де $\Delta = 1,3$ при діаметрі тросика 0,65.

$$d_{a_1} = 150 - 2 \cdot 1,3 = 147,4 \text{ мм.}$$

Колова швидкість ременя:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{a_1} \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 97,4 \cdot 3000}{1000 \cdot 60} = 15,3 \text{ м/с.}$$

Для побудови навантаженого графіку електроприводу необхідно враховувати періоди паузи. Якщо передбачити, що двигун не відключається, то навантаження його в періоди пауз зумовлене втратами холостого ходу верстату. Визначивши сумарний час на допоміжні операції і розподіливши його рівномірно між робочими переходами, будемо графік навантаження електродвигуна.

По розрахунковій потужності по каталогу вибираємо двигун.

Потужність електродвигуна для виконання головного руху визначається за формулою:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{еф}}}{\eta}$$

де $N_{\text{еф}}$ - максимальна ефективна потужність різання, кВт;

η - коефіцієнт корисної дії приводу (ККД), $\eta = 0,9$.

$$N_{\text{дв}} = \frac{7,37}{0,9} = 8,19 \text{ кВт.}$$

Отже, вибираємо електродвигун постійного струму моделі 2ПН-132МГ.

Характеристика електродвигуна:

1. Номінальна потужність – 10,5 кВт;
2. Номінальний момент – 33,4 Н·м;
3. Номінальна частота обертання – 3000 об/хв;

4. Номінальний струм – 35,3 А;
5. Номінальна напруга – 340 В;
6. ККД – 84,5 %;
7. Максимальна частота обертання – 4000 об/хв;
8. Максимальна напруга – 440 В;
9. Максимальний струм – 141 А;
10. Максимальна частота обертання при збільшенні напруги на протязі 5 хвилин – 3870 об/хв.;
11. Максимальний момент – 133 Н·м;
12. Момент інерції – 0,038 кг·м²;
13. Максимальне прискорення – 3562 рад/с²;
14. Потужність збурення – 367 Вт.

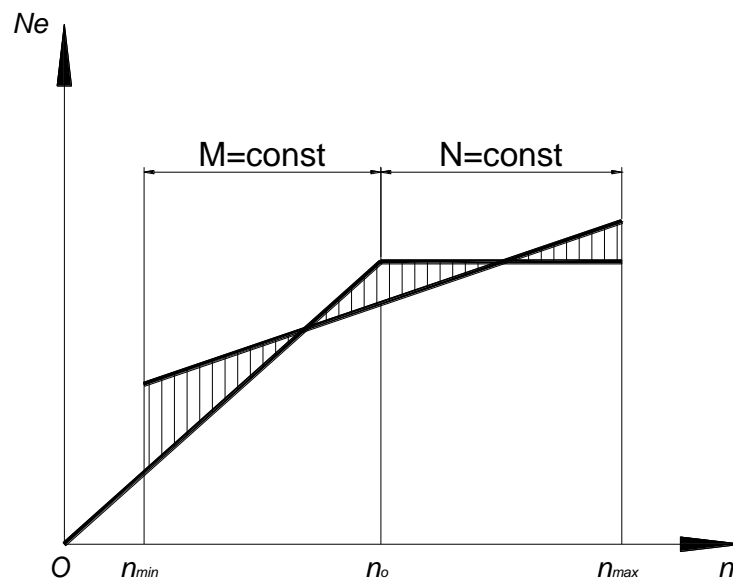


Рис. 3.21. Механічна характеристика двигуна

3.4. Система транспортування та закріплення заготовок

Механізми затиску симетричних профілів простої форми складаються із затискного органу, привідної ланки, що створює силу затиску (гідро- або пневмоциліндра, пружини, механічного приводу) і передаточних ланок. При обробці заготовок типу валів їх базують по центровим отворах, а

передача моменту відбувається за допомогою кулачкових патронів.

Для автоматичної заміни заготовок застосовуємо додаткові елементи – касети, зображені на рисунку 3.22.

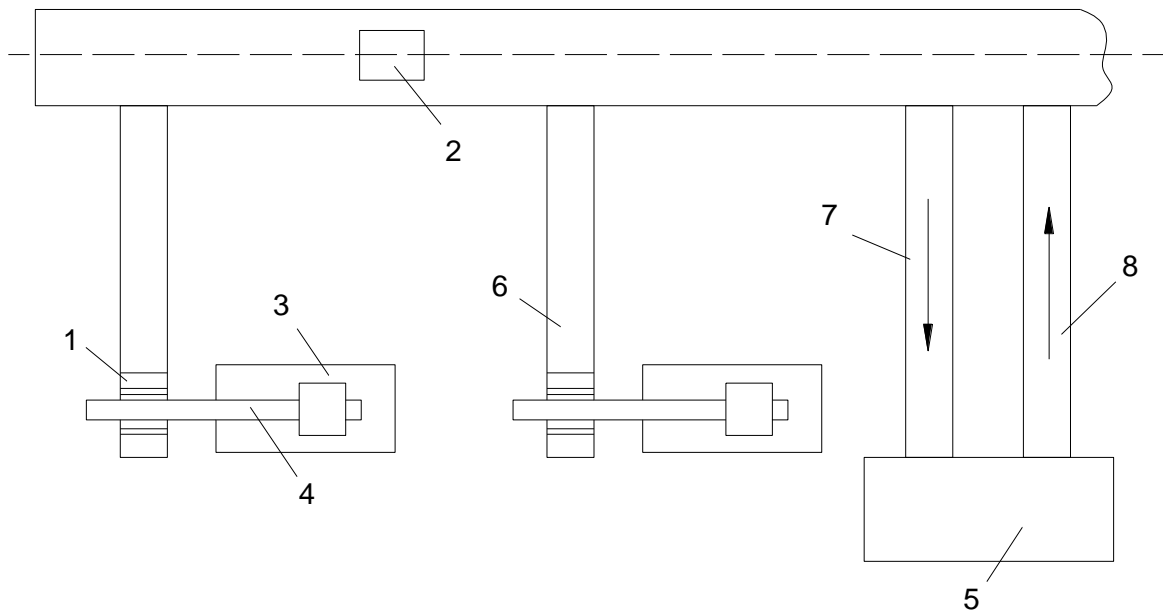


Рис. 3.22. Схема заміни заготовок

1 – касети; 2 – кран – штабелем; 3 – верстат; 4 – промисловий робот; 5 – склад; 6 – робочі позиції касети; 7 – позиція видачі; 8 – позиція загрузки

Обробка деталей на верстаті і заміна їх на наступні відбувається на певному циклі, зображеному на рис. 3.23.

Верстат	Розтиск патрона				■			■				
	Затиск патрона					■						
	Робочий цикл						■					
Маніпулятор	Взяття заготовки із тари	■									■	
	Транспортування заготовки до патрона		■									■
	Установка в патрон заготовки			■								
	Взяття із патрону обробленої деталі								■			
	Транспортування деталі до тари										■	
	Установка в відповідній комірці											■

Рис 3.23. Цикл роботи

3.5 Моделювання та дослідження процесу шліфування

Шліфування, як процес пластичного деформування і руйнування матеріалів деталі і круга, займає проміжне положення між різанням різцем і тертям. Тому при моделюванні динаміки процесу необхідно врахувати особливості цього процесу. Математичні моделі повинні враховувати, що зміни умов обробки (подача, ширина кола, зернистість і т. д.) впливають на сили різання через зміну фактичного, а не номінального перетину зрізаного шару. Схему контакту шліфувального круга з заготовкою можна зобразити (рис.3.24).

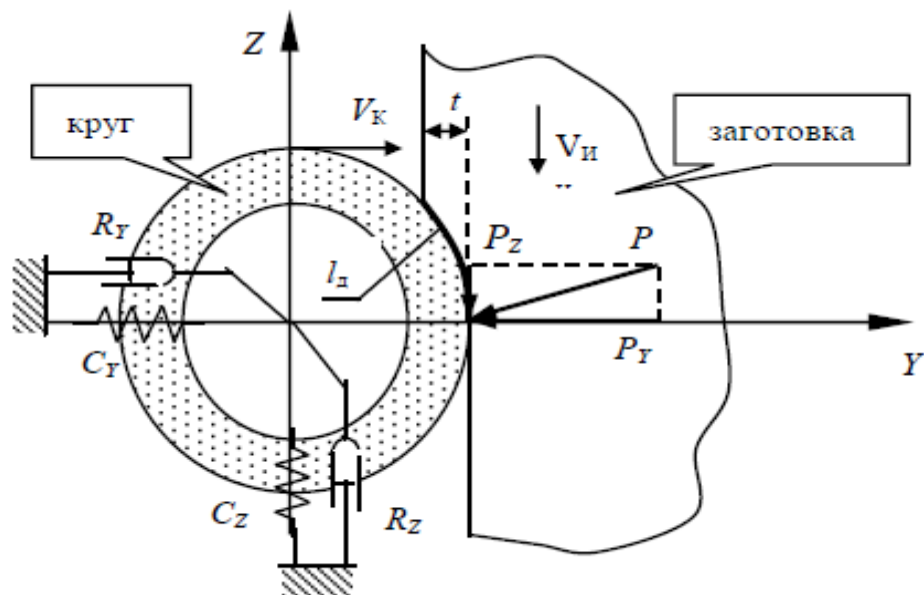


Рис. 3.24 - Схема контакту шліфувального круга

Процес видалення матеріалу на довжині контакту l_d забезпечують окремі зерна. Поки ще немає достатньої інформації про процеси стружкоутворення, силах і терті при різанні абразивними та алмазними зернами, але аналізуючи сучасні дослідження та результати можна припустити близьку подібність процесу різання зерном і різцем (рис. 3.25). Процес відділення стружки окремим зерном містить три фази пружнопластичної взаємодії: фаза чистої пружною деформації, фаза пружною і пластичною деформації, фаза пружною і пластичною деформації з

видаленням матеріалу. При цьому значення складових сукупної сили різання можуть бути обчислені за такими виразами.

$$P_Y = \sum P_{3Yi} + P_{C6Y} + P_{CTY} + P_{ГДY},$$

$$P_Z = \sum P_{3Zi} + P_{C6Z} + P_{CTZ} + P_{ГДZ},$$

де P_{3Yi} , P_{3Zi} , P_{C6Y} , P_{C6Z} , P_{CTY} , P_{CTZ} , $P_{ГДY}$, $P_{ГДZ}$ - радіальна і тангенціальна складові сили різання відповідно при мікрорізання одиничним зерном, від контакту матеріалу зі зв'язкою круга, від контакту матеріалу зі стружкою, що заповнює пори круга, від впливу гідродинамічних потоків в області контакту деталі з кругом.

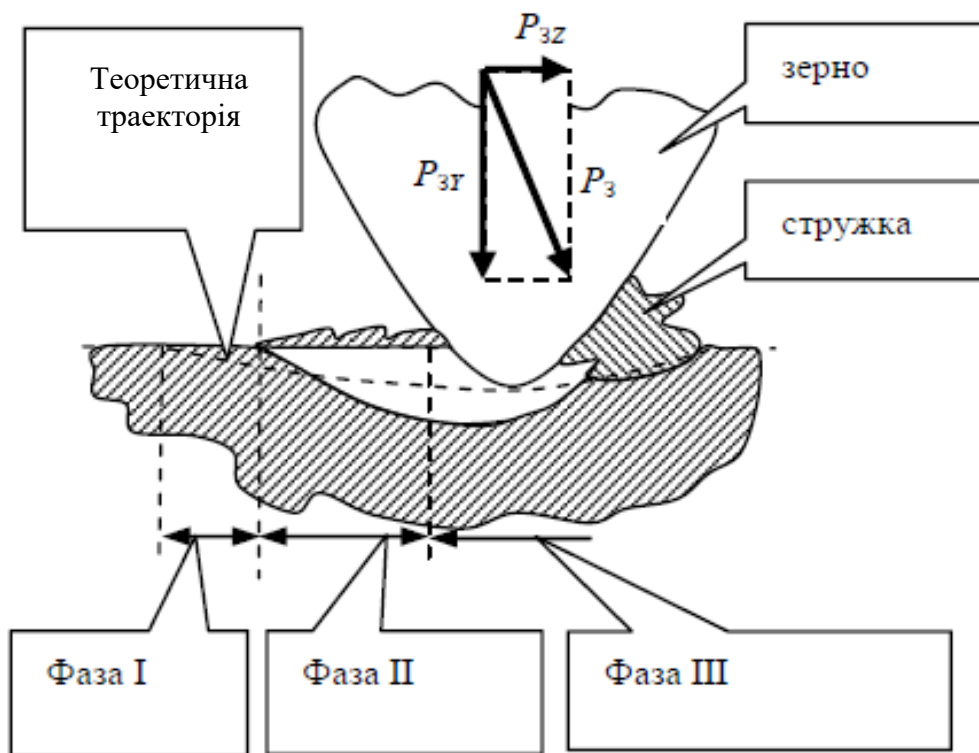


Рис. 3.25. Процес різання окремим зерном

Розглянемо перші складові системи рівнянь, які найбільш тісно пов'язані з кінематикою процесу і формуванням оброблюваної поверхні. Решта складових мало залежать від відносного зсуву круга та заготовки і їх можна прийняти постійними величинами і врахувати в моделі постійними зовнішніми зусиллями.

Для визначення P_{3Yi} , P_{3Zi} врахуємо систему сил, що діє на різальний

виступ абразивного зерна (рис. 3.26), і зношування зерна при обробці. При проходженні абразивним зерном зони контакту деталі з кругом сили різання змінюються синхронно із зміною глибини мікрорізання, а ширину ділянки на вершині абразивного зерна пов'язану з глибиною мікрорізання зерна та з урахуванням форми можна прийняти $b = 2a$.

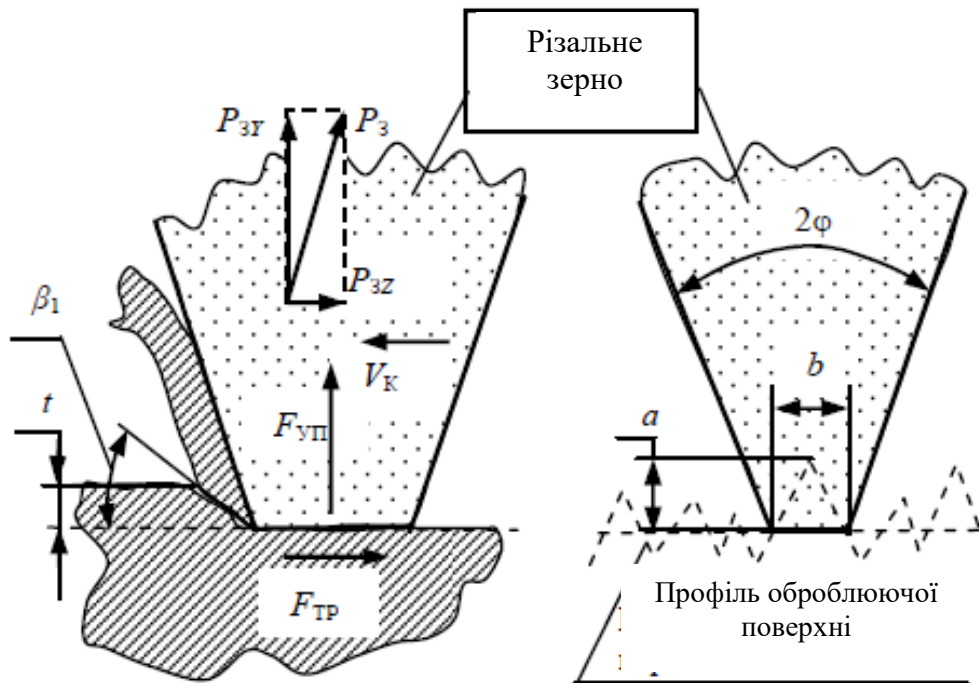


Рис. 3.26. Вплив системи сил на різальний виступ зерна

При моделюванні динаміки процесу різання при шліфуванні процес різання будемо відобразити у вигляді повної лінійної моделі, так як процес мікрорізання зерна відповідає процесу різання різцем. При цьому процеси мікрорізання зерен, що знаходяться в контакті із заготовкою, представимо:

$$P + T_P \dot{P} = h_{P_x} x + k_{P_y} y + h_{P_y} \dot{y} + k_{P_z} z + h_{P_z} \dot{z},$$

де k_{P_x} , k_{P_y} - коефіцієнти різання по осях x , y ,

h_{P_x} , h_{P_y} , h_{P_z} - коефіцієнти демпфірування за координатами x , y , z .

Коефіцієнти різання по осях y і z при шліфуванні можна обчислити за виразами:

$$k_{Py} = \left(\frac{\sqrt{3,25} \sin \beta}{\sin \beta_1} + 1 \right) \tau n_p B l_d,$$

$$k_{Pz} = \left(\frac{\sqrt{3,25} \cos \beta}{\sin \beta_1} + \mu \right) \tau n_p B l_d,$$

де β - кут між рівнодіючої силою різання і швидкістю різання,

β_1 - кут зсуву,

τ - середнє дотичне напруження в площині зсуву,

n_p - фактичне число зерен, що беруть участь у різанні, на одиниці ділянки контакту круга із заготовкою,

B - ширина контакту круга із заготовкою,

l_d - довжина контакту круга із заготовкою,

μ - коефіцієнт тертя стружки з поверхнею зерна.

Величину фактичного числа зерен, що беруть участь у різанні, на одиничній ділянці контакту круга із заготовкою можна визначити, виходячи із законів теорії ймовірності, за виразом:

$$n_p = \frac{0,4}{x_{cp}^2} \sqrt{\frac{\omega^* \cdot K^*}{v_k \cdot (1 - \varepsilon)}},$$

де x_{cp} - середня величина зерна, мм,

K^* - концентрація різального матеріалу в крузі, %,

V_k - швидкість шліфування, м / с,

ε - відносна глибина закладення зерен, ($\varepsilon = 0,7 \dots 0,8$),

ω - швидкість занурення зерен в оброблюваний матеріал, мм / с.

У даній моделі враховується жорсткість і демпфування по ортогональних координатах z , y , які визначають величину перерізу зрізаного шару матеріалу. По координаті x враховується тільки демпфування різання. У лівій частині рівняння відображена інерційність процесу різання. Незважаючи на те, що постійні часу процесу різання при шліфуванні невеликі, набагато менші, ніж при обробці лезовим інструментом, враховуємо їх вплив.

Абразивні і алмазні круги, що застосовуються при шліфуванні, є інструментами зі стохастичним (імовірнісним) розташуванням безлічі елементарних різальних зерен. У місці розташування кожного із зерен з матеріалом заготовки виділяється теплота, що виникає в процесі зрізання. Розташування цих локальних джерел тепловиділення на поверхні контакту між заготовкою та кругом у зв'язку зі стохастичним розміщенням зерен безперервно змінюється в часі. Це призводить до вирівнювання температур на всій контактній поверхні заготовки. Вирівнюванню температур сприяє також явище самозаточування. Ці особливості процесу шліфування дозволяють при відображенні теплових процесів орієнтуватися на схематизоване зерно з деякими усередненими геометричними параметрами та умовами роботи.

Для практичного теплофізичного аналізу процесу шліфування будемо використовувати систему тіл і джерел в локальній області, прилеглої до зерна, згідно рис. 9.4.

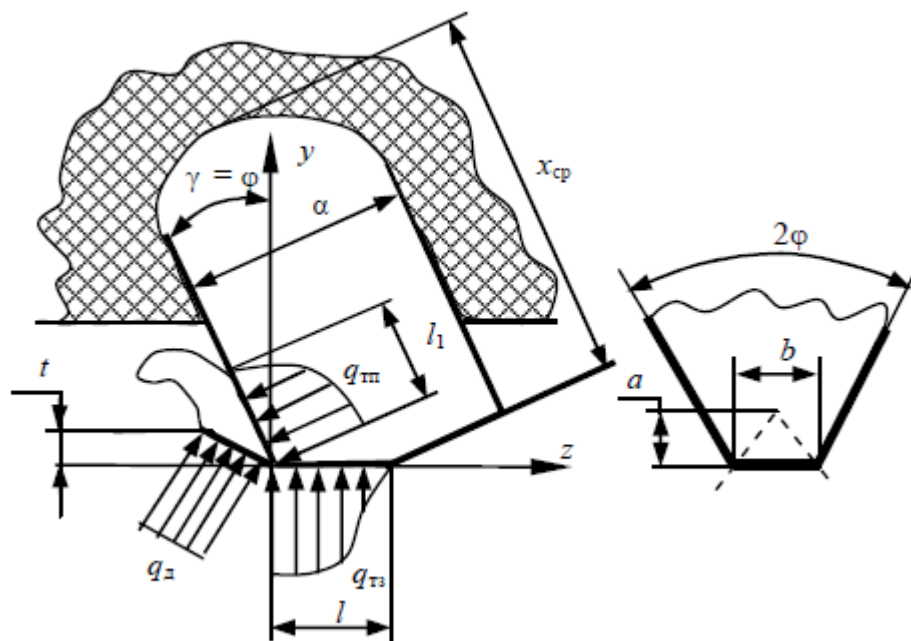


Рис. 3.27. Різальний виступ зерна і розташування джерел тепловиділення

Дана схема показує різальний виступ зерна як елементарний різець з негативним переднім кутом. У схемі враховуються три джерела

тепловиділення: від деформації q_d , від тертя на поверхні контакту зерна з оброблюваним матеріалом $q_{mз}$ і від тертя передній поверхні зерна зі стружкою q_{mn} .

Теплота від кожного елементарного джерела розподіляється в процесі між усіма тілами. Загальні потоки тепла визначаємо як результат сукупності елементарних потоків, з'єднаних паралельно. Елементарні джерела представимо аналогічно у вигляді відповідних сукупних джерел.

$$Q = q \cdot n_d \cdot l_d \cdot B,$$

де n_d - середньомовірна кількість різальних зерен, які беруть участь в процесі шліфування при контакті,

l_d - довжина контакту,

B - ширина контакту.

Математична модель теплодинамічної системи шліфувального верстата при врізному шліфуванні є системою звичайних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi} + h_\varphi \dot{\varphi} + C_\varphi \varphi + k_z P &= 0, \\ M_x \ddot{x} + h_x \dot{x} + C_x x + k_x P &= 0, \\ M_y \ddot{y} + h_y \dot{y} + C_y y + k_y P &= 0, \\ h_{P_x} \dot{x} + h_{P_y} \dot{y} + k_{P_y} y + h_{P_z} \dot{z} + k_{P_z} z + \frac{1}{T_P} \dot{P} + P &= 0, \\ C_C \frac{d\Theta_1}{dt} + \left(\frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_{ТП}}\right)\Theta_1 - \frac{1}{R_{ТП}}\Theta_2 &= Q_d b^* \\ -\frac{1}{R_{ТП}}\Theta_1 + \left(\frac{1}{R_{ТП}} + \frac{1}{R_Z}\right)\Theta_2 - \frac{1}{R_Z}\Theta_3 &= Q_{ТП} \\ -\frac{1}{R_Z}\Theta_2 + C_K \frac{d\Theta_3}{dt} + \left(\frac{1}{R_K} + \frac{1}{R_Y} + \frac{1}{R_Z}\right)\Theta_3 - \frac{1}{R_Y}\Theta_4 &= 0 \\ -\frac{1}{R_Y}\Theta_3 + \left(\frac{1}{R_Y} + \frac{1}{R_{Т3}}\right)\Theta_4 - \frac{1}{R_{Т3}}\Theta_5 &= Q_{Т3} \\ -\frac{1}{R_{Т3}}\Theta_4 + C_{И} \frac{d\Theta_5}{dt} + \left(\frac{1}{R_{Т3}} + \frac{1}{R_{И}}\right)\Theta_5 &= Q_d (1 - b^*) \end{aligned} \right\}$$

де $\theta_{1,2,3,4,5}$ - середні температури характерних елементів вихідної системи шліфувальної обробки: середня температура стружки; середня температура на передній поверхні зерна (температура різання), середня температура в тілі різального зерна, середня температура на задній поверхні зерна; середня температура виробу;

k_{Px}, k_{Py}, k_{Pz} - коефіцієнти різання за відповідним координатам;

h_{Px}, h_{Py}, h_{Pz} - коефіцієнти демпфірування різання за відповідним координатам;

k_x, k_y, k_z - коефіцієнти, що визначаються проекціями сили різання на відповідні осі;

Q_d - теплота деформації (Вт);

b^* - коефіцієнт розподілу теплоти деформації між виробом і стружкою;

Q_{mn} - джерело теплоти тертя стружки по передній поверхні;

Q_{mz} - джерело теплоти тертя заготовки по задній поверхні;

R_{mn} - визначає теплообмін між стружкою і передньою поверхнею зерна;

R_{mz} - аналогічно, визначає теплообмін між виробом і задньою поверхнею зерна;

R_c - відбирає відвід тепла із стружкою із зони різання;

R_u - враховує тепловідвід із зони різання в глибину виробу за рахунок його відносного руху;

R_z, R_y - відбивають теплообмін між задньою і передньою поверхнями зерна;

R_k - враховує відвід тепла від зерна в в'язку круга;

C_i - враховують теплоємність ділянок.

Використання для аналізу отриманої математичної моделі дозволило отримати основні залежності і характеристики взаємодії пружною і теплової систем при врізному шліфуванні.

На рис. 3.28 показаний перехідний процес зміни температури різання θ_2 при врізання шліфувального круга, при цьому відбувається перехідний процес, пов'язаний з коливаннями пружної системи. Незважаючи на те, що теплові процеси не володіють інерційністю, це призводить також до

коливального перехідному процесу в тепловій системі. З перехідного процесу видно, що сталі значення температури різання виникне через деякий час, визначений тепловими опорами.

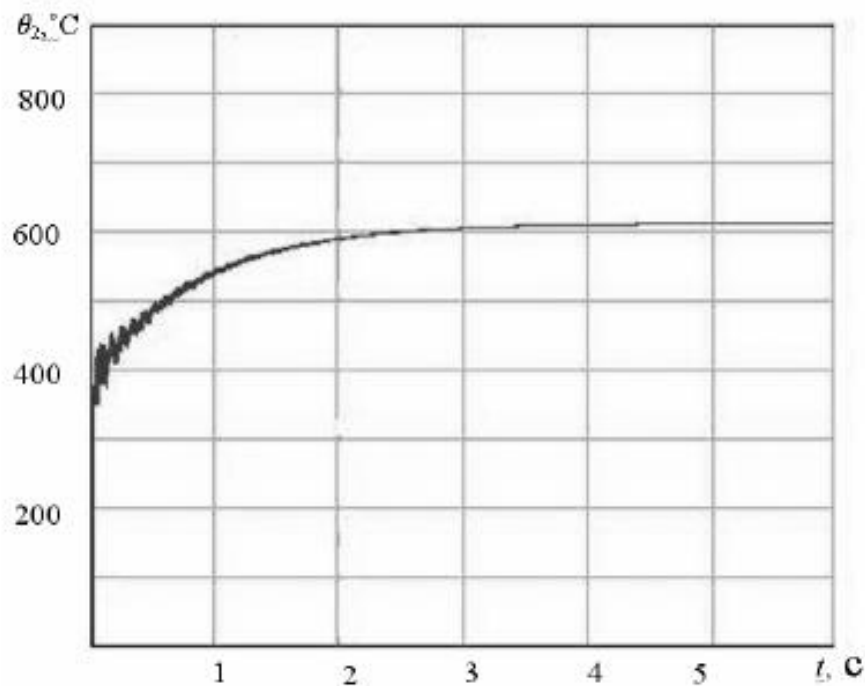


Рис. 3.28. Графік зміни температури різання при врізанні інструменту

На рис. 3.29 приведена амплітудно-частотна характеристика зміни температури різання θ_2 при періодичному зміні сили різання.

Періодична зміна сили різання істотно знижує температуру різання в порівнянні зі сталим значенням. Ефект зниження досягається вже при невеликих частотах. Це явище широко використовується при шліфуванні, коли реалізують процес переривчастого шліфування. Проте слід мати на увазі, що при деяких частотах в силу резонансних явищ в технологічній системі можливе значне збільшення температури різання. Резонансні піки на графіку визначаються власними частотами приводу шліфувального круга, приводу подачі заготовки, несучої системи верстата і процесу різання. Якщо використовувати складні моделі цих вузлів верстата, то їх вплив буде ще більш різноманітним. Слід враховувати також резонанси температур від періодичних збурень у вузлах технологічного обладнання.

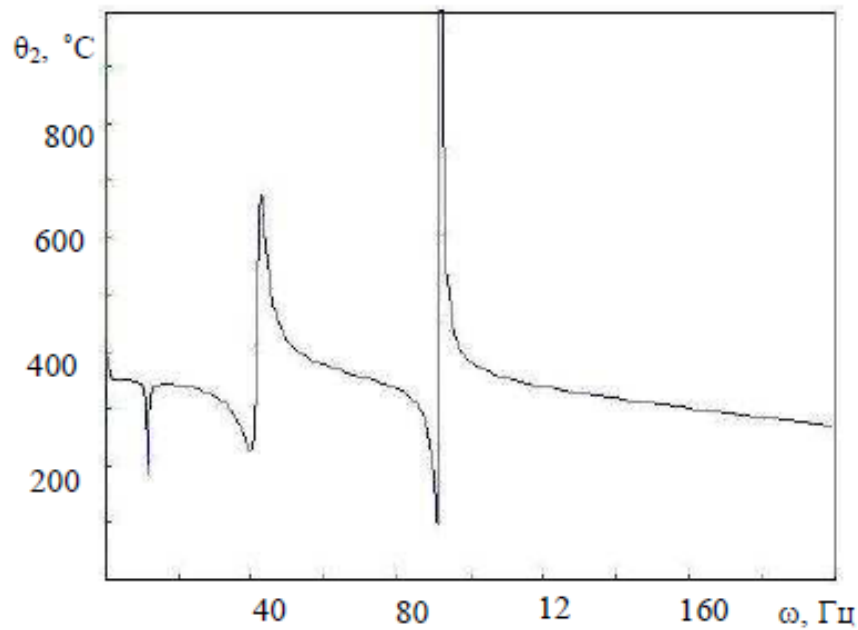


Рис. 3.29. Амплітудно-частотна характеристика зміни температури різання при періодичному зміні сили різання

Отримана математична модель описує основні теплодинамічні процеси при врізному шліфуванні. Вона є гнучкою та універсальною, дозволяє відобразити нюанси теплових і механічних пружних процесів за різних умов обробки, в тому числі дослідити проблему відведення тепла з мастильно-охолоджувальної рідиною. У той же час її компактність дозволяє вбудовувати її в більш складні системи, а також може бути використана при дослідженні особливостей теплодинамічних процесів в шліфувальних верстатах при різанні.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Організація робочого місця

Робоче місце – це зона, оснащена необхідними технологічними засобами, в якій постійно або частково здійснюється діяльність робочого або групи робочих, які виконують разом певну роботу.

Раціональна організація робочого місця включає його планування, оснащення і обслуговування. Планування буває загальним (зовнішнім) і внутрішнім.

Організація робочого місця – це система заходів по оснащенню робочого місця засобами і предметами праці і їх розміщенню в певному порядку.

Загальне планування – це раціональне розміщення на промисловій площі виконавців і верстатного обладнання, матеріалів, підйомно–транспортних засобів, оснастки. Внутрішнє планування – це розміщення інструментів, їх пристосувань і необхідних матеріалів на поверхні і всередині оснастки. Організація робочого місця також включає засоби для забезпечення комфорту на робочому місці (освітленість, обмеження рівня шуму, вібрації і естетичні заходу) та засоби що забезпечують безпечну діяльність. При проектуванні робочого місця враховуємо робоче положення верстатника, характер і величину робочих зусиль, об'єм і темп виконання рухів, ступінь точності операцій, розміри робочої зони.

Нижче показана схема планування робочого місця (рис 4.1).

Таке планування робочого місця являється раціональною при переобладнанні обробки заготовок з базуванням їх в центрах. Це пояснюється тим, що установку заготовок і зняття оброблених деталей в цьому випадку виконують лівою рукою.

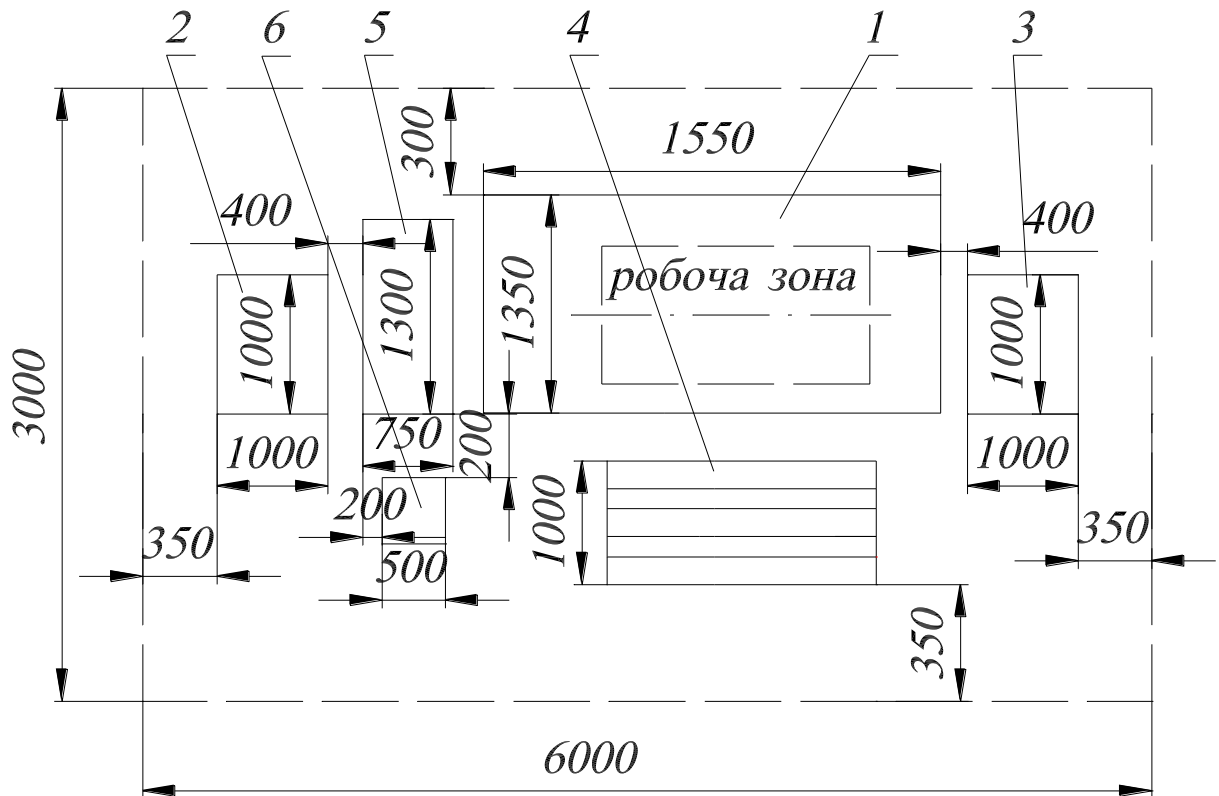


Рис. 4.1 – Схема робочого місця на верстаті (1 – верстат; 2– тара для заготовок; 3– тара для деталей; 4– решітка під ноги; 5 – електрошафа і система ЧПК; 6 – лоток для інструменту).

Однією з необхідних умов здорової і високопродуктивної праці є забезпечення оптимальної і допустимої величини показників мікроклімату в промислових приміщеннях. Метеорологічні умови або мікроклімат, характеризують наступні параметри: температура повітря; відносна вологість повітря; швидкість руху повітря; інтенсивність теплового випромінювання.

Оптимальні показники мікроклімату поширюються на всю робочу зону, а допустимі величини показників мікроклімату встановлюються в тих випадках, коли по технологічним вимогам, технічним і економічним причинам не забезпечуються оптимальні норми. При виконанні робіт на робочому місці потрібно дотримуватись оптимальної величини температури повітря 20–24⁰С, його відносної вологості 60–40% і швидкості руху (не більше 0,2 м/с). в теплий період року температура підвищується на 2⁰С і на

0,1 м/с збільшується швидкість руху повітря.

Температура зовнішніх поверхонь технологічного обладнання або огорожуючих його пристроїв не повинні виходити більше ніж на 2⁰С за межі оптимальних величин температури повітря встановлених згідно ГОСТ12.1.005–88. При температурі поверхонь огорожуючих конструкцій нижче або вище оптимальних величин температури повітря робочого місця повинно бути віддалене від них на відстань не менше 1 м.

Коливання температури повітря по горизонталі в робочій зоні, а також на протязі зміни допускається до 4⁰С – при легких роботах, 5⁰С – при середній важкості робіт і до 6⁰С – при тяжких роботах.

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних приладів не повинна перевищувати 35 Вт/м² при опроміненні 50% поверхні тіла і більше 70 Вт/м² – при величині опроміненої поверхні від 25 до 50%. В механічних цехах, в яких допустимі нормативні величини мікроклімату неможливо встановити із-за технологічних чи виробничих або економічних процесів, потрібно забезпечити захист працюючих від можливого перегрівання і охолодження: системи місцевого кондиціонування повітря, приміщення для одягу і обігріву людей, спецодяг та інші засоби індивідуального захисту, регламентації часу роботи і відпочинку і т.д.

Склад шкідливих речовин у повітрі робочої зони не повинен перевищувати гранично допустимої концентрації (ГРК) встановлених ГОСТ12.1.005–88.

До факторів, що впливають на гігієнічні умови роботи верстатника де відносять забрудненість повітря шкідливими виділеннями та інших небезпечних речовин. Характер поширення відходів, що утворюються при роботі, в навколишньому середовищі залежить, з одної сторони, від розмірів, форми, питомої ваги і початкової швидкості частинок відходів.

Запилене повітря, що відсасується від верстата перед викидом в атмосферу або поверненням в цех повинно бути попередньо очищений від

пилу і та інших шкідливих речовин що є в ньому.

Освітлення робочих місць є одним із факторів, що сприяє росту продуктивності праці і попереджуючий виробничий травматизм, є раціональне освітлення робочих місць. Тому верстат повинен бути оснащений пристроями місцевого освітлення зони обробки. Відсутність місцевого освітлення в універсальних верстатах допустиме лише при наявності технічних обумовлень. На спеціальних верстатах, агрегатних верстатах і верстатах вмонтованих в автоматичні лінії встановлення стаціонарних світильників не обов'язково. В таких верстатах встановлюються штепсельні розетки на напругу до 42 В для підключення переносних світильників, в яких приєднувальні кабелі повинні мати заземлюючу жилу.

Світильники місцевого освітлення, що використовують у верстатах, повинні відповідати вимогам ГОСТ 7110–82, ГОСТ8607–82, ГОСТ15597–82. В механічних цехах потрібно використовувати систему комбінованого освітлення. Це коли світильники розміщують в верхній зоні виробничого приміщення рівномірно або в відповідності з розміщенням верстатів (загальне і місцеве, в якому загальне освітлення повинно складати не менше 300 лк. Освітленість робочої поверхні повинна складати 1500–2000 лк.

Для верстатів з ЧПК освітленість потрібно понижувати на одну ступінь по шкалі у відповідності з нормами проектування освітлення. А при наладці, ремонті і усуненні збоїв на верстаті з ЧПК і ГПМ освітленість повинна складати 2500 лк.

Місьцеве освітлення повинно мати індивідуальні вимикачі, розміщені в місцях зручних для обслуговування і розміщуватись так щоб захисний кут світильника був не менше 30° , а при розміщені світильника не вище рівня очей робітника – не менше – 10° ; це виключає освітлення.

Для підтримання оптимальних умов освітлення на робочому місці необхідно здійснювати регулярний догляд за світильниками, тобто потрібно проводити чистку ламп – кожну зміну і освітлювальної арматури не частіше

двох разів в рік.

Шум і вібрація є основними шкідливими виробничими факторами в механічних цехах. Верстат є джерелом шуму, ультразвуку вібрацій і повинен бути виконаний так, щоб шум, ультразвук і вібрація не перевищували допустимого рівня встановленого діючими санітарними нормами і ГОСТ12.1.003–83.

Матеріали конструкцій верстата не повинні давати небезпечну і шкідливу дію на організм людини на всіх заданих режимах роботи. Конструкція верстата повинна виключати на всіх передбачених режимах роботи навантаження на деталі і складальні одиниці, що здатні викликати руйнування, що представляють небезпеку для працюючих. Елементи обладнання не повинні мати гострих кутів, що представляють небезпеку травмування робочих, а також виключати небезпеку викликану розбризкуванням гарячих оброблюваних або використовуваних при експлуатації матеріалів і речовин.

При нормуванні шуму використовують два методи: нормування по граничному спектру шуму і нормування рівня звуку. Допустимий рівень звуку – 85 дБА. Одним із самих потужних джерел шуму є вільно витікаючий потік зжатого повітря при викиді його в атмосферу із пневматичних систем. Тому для зниження рівня шуму потік її використовують активні глушники (які містять пористі матеріали), а також звукопоглинаюче облицювання стелі і стін і об'ємні (штучні)поглиначі, які підвішують поряд з найбільш шумним верстатом.

При роботі верстата на робочих діє також інфра - і ультразвук. Основним джерелом інфразвуку є механізм верстата, що здійснюють рух з числом робочих циклів не більше 20 в секунду. У відповідності з СН 22–74–80 рівні звуку в активних полосах з середньгеометричними частотами 2, 4, 6 і 16 Гц повинні бути не більше 105 дБ. Найбільш ефективним методом зменшення інтенсивності УЗК є використання сталених звукоізолюючих кожухів з товщиною стіни джерела ультразвуку поглинаючим матеріалом.

Вібрація є шкідливим фактором, дія якого визначається передачею людині механічної енергії та джерела коливань. Причиною збудження вібрації при роботі верстатів є неврівноважена силова дія. Вони виникають при обертанні валів, шківів і маховиків, особливо при поганому балансуванні, а також при використанні механізмів із зворотно–поступальним рухом. Особливо шкідливою є вібрація з частотою 6 – 9 Гц, яка близька до власної частоти коливань для більшості внутрішніх органів людини; при її дії виникає резонанс, який збільшує коливання внутрішніх органів, розширюючи їх або звужуючи, що досить шкідливо. Чим більша амплітуда коливань, тим більша енергія коливальних рухів і тим сильніша на них реакція людини. Для зменшення вібрації використовують наступні методи її зменшення: зниження вібрації в джерелі виникнення, віброізоляція окремих верстатів, виключення режиму резонансу (наприклад, за рахунок зміни параметрів різання), а також використання засобів індивідуального захисту і лікувально–профілактичних заходів.

Для забезпечення електробезпеки при роботі на верстаті використовують окремо або у сукупності один з одним наступні технічні способи і засоби: захисне заземлення, занулення, захисне відключення, малу напругу, електричне розділення сіток, вирівнювання потенціалів, ізоляцію струмоведучих частин, індивідуальні засоби захисту, а також огорожуючі пристрої, попереджувальну сигналізацію, блокування, знаки безпеки.

Всі металічні частини верстата (електродвигунів, станини, корпус, каркаси, пульти управління), які можуть бути під напругою вищою 42 В повинні бути забезпечені пристроями заземлення. У відповідності з ГОСТ12.1.030–80 захисне заземлення повинно використовуватись у сукупності з контролем опору ізоляції. Над заземлюючим затиском повинен бути знак заземлення по ГОСТ2130–75. В трьохфазних чотирьохпровідникових сітках напругою до 1000 В з глухозаземленою нейтраллю використовують занулення. Це електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металічних не струмопровідних частин верстата, які

можуть бути під напругою. Нульовим захисним провідником рахують провідник, що з'єднує занулені металічні частини верстата з глухозаземленою нейтральною точкою обмотки джерела струму (генератора і трансформатора). У відповідності з ГОСТ12.1.030–81 в якості нулевих захисних провідників повинні використовуватись нулеві робочі провідники. При зануленні автоматично відключається пошкоджена електроустановка від живлячої електричної мережі.

4.2 Забруднення навколишнього середовища

Джерелом забруднення атмосферного повітря називається технологічний агрегат, установка, пристрій, агрегат і т.п., що виділяє в процесі експлуатації шкідливих речовин.

Обробка на верстатах супроводжується виділенням пилю, стружки, туману, мастил та емульсій. Так, верстати з емульсійним охолодженням виділяють за 1 годину 1 кВт потужності: води - 150 г, туману емульсії - 0,0053 г, а шліфувальні - відповідно -150 г та 0,165г.

При шліфуванні виділяється пил, кількість якого залежить від діаметра шліфувального круга (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Кількість пилю, що виділяється в залежності від діаметру шліфувального круга

<i>D (мм)</i>	150	400	900
<i>пил(г/год)</i>	117	180	310

Заточні верстати дають пил розміром 16-65мкм (середній 38 мкм) густиною 4,25 г/см³, тобто це суміш металу з абразивним з відношенням приблизно 50% до 50%.

При обробці склопластиків, графіту, органічного скла виділяється від 1 верстату (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Виділення шкідливих речовин

текстоліт:	токарні	50-80 г/год
	фрезерні	1 00-120 г/год
карболіт:	токарні	40-80 г/год
	фрезерні	160-260 г/год
оргскло:	різка дисковими пилами	800-900 г/год

Розрахунок пневматичної флотаційної установки:

Вихідні дані:

- витрата стічних вод $Q = 50$ м³/добу;
- час флотації 15 хв.;
- коефіцієнт аерації $K_{aep}=0,25$.

Об'єм флотатора

$$V_{\phi} = Q \cdot t / [60 \cdot (1 - K_{aep})] = 2,1 \cdot 15 / [60 \cdot (1 - 0,25)] = 0,7 \text{ м}^3;$$

Вибираємо інтенсивність аерації $I = 20 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \text{ год})$, тоді необхідна витрата повітря

$$Q_B = I \cdot F_{\phi} = 20 \cdot 0,23 = 4,6 \text{ м}^3 / \text{год};$$

Вибираємо два флотатори шириною $B_{\phi} = 0,2 \text{ м}$ і $I_{\phi} = 0,6 \text{ м}$ кожен.

Визначаємо загальне число сопел n_c , взявши швидкість виходу струменя води з них $V_c = 100 \text{ м/с}$, а діаметр отвору сопла $d_1 = 1 \text{ мм}$, тобто площа отвору кожного сопла

$$f_c = 0,000000785 \text{ м}^2;$$

$$n_c = Q_B / (3600 \cdot f_c \cdot V_c) = 4,6 / (3600 \cdot 0,000000785 \cdot 100) = 16;$$

Число сопел на кожній поверхні повітророзподільній трубі n_c і відстань між ними I_c знаходиться за формулами:

$$n_c' = n_c / (2 \cdot n_{1p}) = 16 / (2 \cdot 3) = 3;$$

$$I_c = B_{\phi} / n_c' = 0,2 / 3 = 0,07 \text{ м}.$$

Робочий тиск перед соплами беремо рівним 0,5 МПа.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі:

1. Наведена характеристика профільних з'єднань, їх геометричні параметри, переваги і недоліки та область застосування.
2. Проведено аналіз верстатів-аналогів для виконання шліфувальних операцій при обробці профільних поверхонь.
3. Проведено аналіз формоутворення поверхонь на проектованому верстаті та здійснено відбір раціональної компоновки спеціального шліфувального верстату.
4. Зроблено розрахунок та запропонована конструкція шпиндельного вузла спеціального шліфувального верстату. Досліджено кінематичні, конструктивні, динамічні та енергетичні характеристики.
5. Проведено розрахунок приводу подач спеціального шліфувального верстату та розроблено конструкцію передачі «гвинт-гайка».
6. Досліджено математичну модель тепло-динамічної системи шліфувального верстата. Визначено залежності впливу конструктивних параметрів на динамічні характеристики шліфувального верстата при різанні.
7. Проаналізовано заходи щодо відповідності проектованого верстата вимогам охорони праці, безпеки життєдіяльності та екології.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Аверьянов, О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О.И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 345с.
2. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: 139 Машиностроение, 2001. – 368 с.
3. Барановский, Ю.В. Режимы резания металлов: Справочник /Ю.В. Барановский. – М.: Машиностроение, 1972. – 408с.
4. Безпека життєдіяльності: навчальний посібник для студентів вищих закладів освіти України I-IV рівнів акредитації / За ред. Є.П. Желібо і В.М. Пічі. – Львів: Новий Світ-2000, 2002. – 328 с.
5. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов /Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608с.
6. В.И. Кальченко, В.В. Кальченко, В.И. Венжега Торцевое шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали (Монография).– Чернигов: ЧГТУ, 2013. – 185 с.
7. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978 – 199с.
8. Горбацевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения /А.Ф. Горбацевич. – Минск: Высшая школа, 1975. – 288с.
9. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304с.
10. Гуляев, А.П. Металловедение /А.П. Гуляев. – М.: Машиностроение, 1986. – 272с.
11. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д.Н. Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1970.
12. Дубиняк, С.А. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ: Учеб. пособие /С.А. Дубиняк, С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив, И.Д. Дубецкий. – К.: УМК ВО, 1989. -152с.

- 13.Егоров, М.Е. Технология машиностроения /М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев. – М.: Высшая школа, 1976. – 535с.
- 14.Какойло А.А. Приводы главного движения современных токарных станков с ЧПУ// Станки и инструмент. – 1991. - №7. – С.19 – 23.
- 15.Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков/ С.С. Кедров. – М.: Машиностроение,1978. -199с. 85
- 16.Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов.– Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
- 17.Кудинов, В.А. Динамика станков /В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
- 18.Маеров, А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий: Учебное пособие / А.Г.Маеров. М.: Машиностроение, 1986.
- 19.Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с. 142
- 20.Металлорежущие станки: Учебник /В.Э.Пуш и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 575с. 84
- 21.Основи екології/ Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй, І.Ю. Костіков. – К.: Либідь, 2004. – 408 с.
- 22.Охорона праці : Навч. посіб. / Я.І. Бедрій, Є.О. Геврик, І.Я. Кіт та інші; ред. Є.О. Геврик; Укр. Держ. Лісотехн. Ун-т. – Львів, 2000. – 280с.
- 23.Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник.В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков// Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение,1995. – 371 с.
- 24.Проников А.С. Параметрическая надежность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.

25. Пуш А.В. Шпиндельные узлы – качество и надёжность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
26. Пуш, В.Э. Конструирование металлорежущих станков /В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 561с.
27. Родин, П.Р. Металлорежущие инструменты: Учебник /П.Р. Родин. 3-е изд. – К.: Вища шк., 1986. – 455с.
28. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986.