

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

До виконання курсового проекту з дисципліни:
«Металооброблювальне обладнання» (для спеціальності 131
«Прикладна механіка» денної та заочної форми навчання)

Покровськ 2019

УДК 621.96 (071)
И-72

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни: «Металооброблювальне обладнання» (для спеціальності 131 «Прикладна механіка» денної та заочної форми навчання) / Укладач: О.В.Мірошніченко – 58 с.

Наведено методику виконання курсового проекту, вимоги до змісту пояснювальної записки та графічної частини, вимоги до захисту проекту.

Укладач:

доц., к.т.н., доцент кафедри
прикладної механіки
Мірошніченко О.В.

Рецензент:

доц., к.т.н., доцент кафедри
Електромеханіки і автоматики
ІІ ДонНТУ
Зінов'єв С.М.

Відповідальний за
випуск

Зав. кафедри прикладної
механіки доц. С.О. Вірич

Розглянуто
на засіданні кафедри.
Протокол 8 від
27.03.2019

Затверджено
на засіданні навчально-
видавничої ради
ДонНТУ.
Протокол 11 від
27.06.2019

ЗМІСТ

	Стор.
Обсяг і зміст курсового проекту	4
Аналіз вихідних даних на проектування приводу металорізального верстату (стадія передпроектних досліджень).....	7
Зміст основної частини.....	7
1 Загальна характеристика та призначення металорізальних верстатів для яких проектується привод. Огляд верстатів аналогічного призначення.....	7
1.1 Загальні відомості про групу верстатів, для яких проектується привод.....	7
1.2 Особливості приводу швидкостей (подач) для розглянутого типу верстатів.....	8
1.3 Особливості проектування приводу у відповідності із завданням....	8
1.4 Технологічне обґрунтування технічних характеристик верстатів.....	9
2 Вибір граничних режимів різання та електродвигуна.....	11
2.1 Розміри заготовок і інструментів.....	11
2.2 Вибір граничних режимів різання.....	11
2.3 Попереднє визначення потужності електродвигуна головного руху.	14
3 Технічні вимоги до приводу верстата.....	16
4 Кінематичний розрахунок приводу верстата.....	17
4.1 Побудова графіка частот обертання (подач).....	17
4.2 Вибір чисел зубів і визначення дійсних частот обертання (подач)...	18
4.3 Кінематична схема приводу	18
4.4 Особливості розробки різбових коробок подач.....	19
5 Силовий розрахунок приводів верстатів.....	20
5.1 Розрахунок коефіцієнта корисної дії верстата й потужності головного електродвигуна.....	20
5.2 Потужність холостого ходу.....	20
5.3 Визначення розрахункового ККД верстата.....	21
5.4 Визначення потужності головного електродвигуна.....	22
5.5 Визначення коефіцієнта корисної дії верстата.....	22
5.6 Розрахунок крутних моментів на валах приводів верстатів.....	23
6 Розрахунок основних елементів приводів верстатів і проектування коробки передач.....	26
6.1 Вибір і розрахунок конструктивних елементів коробки швидкостей і подач.....	26
6.2 Наближений розрахунок валів.....	35
6.3 Вибір запобіжних і електромагнітних муфт.....	40
6.4 Перевірочний розрахунок підшипників кочення.....	42
6.5 Розрахунок пасових передач.....	43
6.6 Система змазування.....	44
Перелік рекомендованої літератури.....	50
ДОДАТОК А – ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ.....	55

ОБСЯГ І ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

по дисципліні «Металооброблювальне обладнання»

Курсовий проект включає графічну частину та пояснювальну записку, зміст якої визначається темою проекту.

Вимоги до виконання курсового проекту

Графічна частина проекту виконується студентом на базі теоретичного курсу та аналогів конструктивних рішень, наведених у підручниках, атласах, довідниках і т.д.

Обсяг графічної частини проекту становить 2,5 аркуші формату А1 відповідно до ДСТ 2.301-88 (СТ СЭВ 1181-78).

Зміст графічної частини визначається темою проекту та вказується керівником.

Зразковий зміст графічної частини проекту «Спроекувати привод головного руху (або подач) верстата».

- | | |
|---|----|
| 1. Загальний вид верстата, кінематична схема привода подач (швидкостей) оптимальний варіант графіка частот обертання (подач)..... | A1 |
| 2. Розвертка коробки головного руху (подач)..... | A1 |
| 3. Згортка коробки головного руху (подач)..... | A2 |

Для нестандартних проектів зміст аркушів графічної частини встановлюється індивідуально керівником проекту.

Складальні креслення повинні містити габаритні, установчі розміри та повинні бути зазначені всі посадки. Необхідно виконати повну специфікацію, що повинна бути поміщена в додатку до пояснювальної записки. Креслення повинні бути оформлені відповідно до ДСТ 2.109-73 (СТ СЭВ 858-78; СТ СЭВ 1182-78), ДСТ 2.315-68 (СТ СЭВ 1978-79), ДСТ 2.303-

68 (СТ СЭВ 1178-78) і ін. Креслення загальних видів рекомендується позначати за аналогією з наступним записом: ПК 19.131.XX.01.000 СК, де 19 - рік виконання курсового проекту; 131 - код спеціальності; XX – номер варіанту; 01 - номер складального креслення. Над основним написом містяться технічні вимоги, що відбивають специфічні особливості технології складання, регулювання, ремонту та експлуатації виробу. На вільному полі креслення розміщується технічна характеристика виробу (ДСТ 2.316-68).

Пояснювальна записка оформляється з урахуванням вимог ДСТУ 3008:2015. Обсяг пояснювальної записки 35-40 сторінок.

Вона повинна містити [19]:

- титульний аркуш;
- реферат;
- завдання на проектування;
- зміст;
- вступ;
- основну частину;
- висновки (висновки та пропозиції);
- список використаних джерел;
- додатки.

Перший аркуш записки повинен мати рамку та основний підпис (аналогічно специфікації), інші аркуші в навчальному проекті допускаються без рамок. Креслення, ескізи та таблиці забезпечуються наскрізною нумерацією в межах даного розділу. Скорочення слів у підписах до рисунків і таблиць не допускається. У пояснювальній записці повинні бути обґрунтовані прийняті конструктивні рішення, вибір матеріалу, допустимі напруження, запаси міцності, розрахункові коефіцієнти з посиланням на відповідну довідкову літературу. Посилання на літературні джерела повинні вказуватися у квадратних дужках і відповідати порядковому номеру в списку використаної літератури.

При виконанні розрахунків обов'язкове використання засобів обчислювальної техніки. Роздруківки оригінальних програм і їхній алгоритм приводиться в додатку до пояснювальної записки.

Захист проекту

До захисту допускаються проекти, виконані відповідно до завдання, у необхідному обсязі.

Захист курсового проекту відбувається за графіком перед комісією з 2-3 чоловік, у яку обов'язково входить керівник проекту.

Захист складається з короткої доповіді студента по темі проекту (до 5 хвилин) і відповідей на питання членів комісії. У доповіді студент повинен освітити головні питання, розроблені в проекті, обґрунтувати доцільність прийнятих конструктивних рішень, матеріалів з погляду технологічності, міцності, жорсткості, довговічності, економічності, зручності монтажу та техніки безпеки.

Несвоєчасно виконаний проект може бути захищений тільки з дозволу декана.

У випадку незадовільного захисту студентові може бути видана нова тема курсового проекту.

АНАЛІЗ ВИХІДНИХ ДАНИХ НА ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ МЕТАЛОРИЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА (СТАДІЯ ПРЕДПРОЕКТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ)

Вихідні дані.

Вихідними даними для обґрунтування технічних показників верстата і уточнення його технологічного призначення є: технологічний процес обробки та аналіз номенклатури деталей, вид виробництва, вимоги до точності і якості оброблюваних поверхонь.

ЗМІСТ ОСНОВНОЇ ЧАСТИНИ

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ПРИЗНАЧЕННЯ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ ДЛЯ ЯКИХ ПРОЕКТУЄТЬСЯ ПРИВОД. ОГЛЯД ВЕРСТАТІВ АНАЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

1.1 Загальні відомості про групу верстатів, для яких проектується привод

У цьому розділі необхідно виконати порівняльний аналіз переваг і недоліків існуючих верстатів, особливостей конструктивного виконання привода. Аналізувати необхідно лише те, що пов'язано із завданням на проектування: межі регулювання частот обертання та подач, потужність привода, габарити, технологічні можливості, точність, продуктивність, надійність, жорсткість і т.д. [15-19,32,35,40-44,49,50].

Джерелом для аналізу конструкцій слугують базові конструкції, описані в підручниках і матеріали оглядів у технічній літературі. Техніко-економічні показники проектного устаткування повинні бути вище відомих конструкцій.

У цьому розділі рекомендується дати короткий опис верстата даної групи для якого проектується привод (коробка швидкостей або подач). Тут приводиться загальна коротка характеристика верстата, область його використання, технологічні можливості, описуються основні вузли і їхнє взаємне розташування, види рухів формоутворення та рухи подач, система та органи керування і т.д. [15-19,32,35,40-44,49,50].

1.2 Особливості привода швидкостей (подач) для розглянутого типу верстатів

Тут приводяться основні вимоги до привода, особливості його компонування, просторового розташування у верстаті, складених ланок привода, особливості входу та виходу руху, особливості перетворення обертового руху вихідного вала коробки в поступальний і т.д.

У пояснювальній записці приводиться узагальнена структурна схема механізму привода швидкостей (подач) із вказівкою кінематичних ланцюгів, органів настроювання та всіх видів рухів.

1.3 Особливості проектування привода у відповідності із завданням

У завданні виконання привода представлене варіантами:

- коробка швидкостей для верстатів з ЧПУ (розділений привод - АКШ + шестеренна коробка швидкостей з малим числом щаблів);

При виборі узагальненої структурної схеми механізму привода швидкостей (подач) необхідно враховувати виконання привода.

Вказуються основні технічні параметри верстата (орієнтовна потужність, ККД привода, ступінь універсальності, точність, і т.д.).

Вимоги до надійності (довговічності - довговічність підшипників 10^4 год., зубчастих коліс $2 \cdot 10^4$ год, безвідмовності і т.д.) [27,43].

1.4 Технологічне обґрунтування технічних характеристик верстатів

При проектуванні металорізальних верстатів необхідно визначити наступні його основні характеристики:

- а) призначення верстата;
- б) оброблювані матеріали, включаючи їхні фізико-механічні властивості;
- в) граничні розміри оброблюваних деталей, граничну товщину слою металу, що знімається за один прохід;
- г) матеріали та розміри різального інструменту;
- е) тип привода головного руху та привода подачі;
- ж) систему керування верстатом;
- з) особливі вказівки по заданому типу верстата та інші відомості.

Проектування верстата будь-якого типу завжди починається з визначення його основних проектних характеристик, до яких відносяться:

1) $n_{\max}$ і $n_{\min}$ - граничні значення чисел обертів або подвійних ходів, необхідних при обробці заданих металів, при заданих умовах різання на проектуваному верстаті (задаються).

2) $\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = R$ - діапазон регулювання чисел обертів або подвійних ходів (визначаються).

3) $P_{\max}$ - максимальне значення сил різання при заданих умовах різання (розраховується).

4) $M_{\max}$ - максимальний крутний момент у приводі верстата (визначається при силовому розрахунку).

5) N_e - ефективна потужність, необхідна для різання (визначається при силовому розрахунку).

6) $S_{\max}$ і $S_{\min}$ - граничні значення подач (задаються).

7) $\frac{S_{\max}}{S_{\min}} = R_S$ - діапазон зміни подач і деякі інші характеристики

верстата (визначаються).

Основні характеристики мають важливе значення, тому що є вихідними даними для кінематичного та силового розрахунку всіх елементів проектованого верстата.

2 ВИБІР ГРАНИЧНИХ РЕЖИМІВ РІЗАННЯ ТА ЕЛЕКТРОДВИГУНА

2.1 Розміри заготовок і інструментів

Розміри заготовок і інструментів що підлягають обробці на універсальних верстатах, визначають із економічних міркувань, зв'язуючи їх з однією з розмірних характеристик верстата. У таблиці 2.1 наведені орієнтовні значення граничних розмірів заготовок і інструмента, які приймаються при проектуванні універсальних верстатів [32,49,50].

Таблиця 2.1 – Значення граничних розмірів, що рекомендуються

№ п/п	ТИП ВЕРСТАТА	Діаметр заготовки або інструмента, мм	
		$D_{\max}$	$D_{\min}$
1	2	3	4
1	Токарні та токарно-револьверні патронного типу з висотою центрів, H	$(1,0 - 1,5)H$	$(0,2 - 0,5)H$
2	Токарно-револьверні, пруткові	задається	$(0,3 - 0,6) D_{\max}$
3	Токарно-карусельні (діаметр планшайби $D_{пл}$)	$1,1 D_{пл}$	$(0,2 - 0,25) D_{пл}$
4	Вертикально-свердлильні	задається	$(0,15-0,3) D_{\max}$
5	Радіально-свердлильні	задається	$(0,2 - 0,3) D_{\max}$
6	Горизонтально-фрезерні зі столом шириною B_c , мм	$(0,4 - 0,5) B_c$	$(0,1 - 0,2) B_c$
7	Вертикально-фрезерні зі столом B_c , мм	$(0,6 - 0,8) B_c$	$(0,1 - 0,2) B_c$

2.2 Вибір граничних режимів різання

Граничні режими різання, розраховують при виконанні різних видів робіт і на основі аналізу отриманих результатів.

Глибину різання та подачі обирають із нормативних документів [1] і [16,18,32,49,50] залежно від робіт, які передбачається виконувати на верстаті.

Як правило, розрахунок ведуть по основній операції, для якої спроектований верстат.

Вибір граничних швидкостей різання для розрахунку характеристик універсальних верстатів виконують при наступних умовах.

2.2.1 При токарній обробці (у випадку відсутності вихідних даних) для визначення найбільшої швидкості різання $V_{\max}$ приймають [17,18,49,50]:

- глибину різання та подачу найменшими;
- матеріал заготовки: конструкційна вуглецева сталь;
- матеріал ріжучої частини різця твердий сплав ТК;
- стійкість $T=25 - 30$ хвилин.

При визначенні найменшої швидкості різання $V_{\min}$ (у випадку відсутності вихідних даних) приймають:

- глибину різання та подачу максимальними;
- матеріал заготовки - легована сталь $\sigma_g=750$ МПа (75 кгс/мм²);
- матеріал ріжучої частини різця - швидкорізальна сталь при стійкості $T=60-90$ хвилин.

При призначенні найменшої швидкості різання необхідно передбачити можливість нарізування різьби на верстаті. При цьому варто враховувати, що чистове нарізання виконується зі швидкістю 4 м/хв.

2.2.2 При обробці на свердлильних верстатах найбільша швидкість різання $V_{\max}$ (у випадку відсутності вихідних даних) обирається згідно [17,18,49,50]:

- свердління та зенкерування маловуглецевих сталей інструментом найменшого діаметра;
- глибина різання та подача мінімальні;
- матеріал заготовки - маловуглецева сталь $\sigma_g=500$ МПа (HB=170);
- матеріал ріжучої частини інструмента - швидкорізальна сталь;
- стійкість $T=10-20$ хвилин залежно від діаметра свердла.

Мінімальну швидкість різання $V_{\min}$ (при необхідності й у випадку відсутності вихідних даних) обирають:

- при роботі свердлами, розвертками максимального діаметра з найменшою глибиною різання та подачею;
- оброблюваний матеріал - легована сталь $\sigma_g = 750 \text{ МПа}$ (HB=170);
- матеріал ріжучої частини інструмента - легована або вуглецева сталь (9ХС, ХГВ, В12А).

При виборі найменшої швидкості різання треба врахувати можливість нарізання різьби машинними мітчиками.

2.2.3 Для фрезерних верстатів найбільшу швидкість різання $V_{\max}$ визначають за умови обробки [17,18,49,50]:

- сталевій заготовці з $\sigma_g = 500 \text{ МПа}$ фрезою найменшого діаметра;
- матеріал ріжучої частини - пластинка із твердого сплаву Т15К6.
- подача на зуб фрези, стійкість, глибина різання та ширина фрезерування беруться мінімальними.

При визначенні мінімальної швидкості різання $V_{\min}$:

- глибину різання, подачу на зуб, ширину фрезерування, діаметр фрези та стійкість приймають максимальними;
- матеріал фрези - швидкорізальна сталь; матеріал заготовки - легована сталь із $\sigma_g = 750 \text{ МПа}$.

У якості розрахункової приймають ширину фрезерування

$$B_{\max} = (0,75 - 1,0) D_{\text{фр max}},$$

$$B_{\min} = (0,75 - 1,0) D_{\text{фр min}},$$

де $B_{\max}$, $B_{\min}$ – найбільша й найменша ширина фрезерування;

$D_{\text{фр min}}$, $D_{\text{фр max}}$ – найменший і найбільший діаметр фрези.

2.3 Попереднє визначення потужності електродвигуна головного руху

Попереднє визначення потужності електродвигуна головного руху (до визначення кінематичної структури приводу) визначається по формулі

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_{\text{эф}}}{\eta},$$

де η – ККД ланцюга головного руху (для верстатів з обертальним головним рухом $\eta=0,7 - 0,85$).

$N_{\text{эф}}$ – корисна потужність різання

$$N_{\text{эф}} = \frac{P_{z \text{ max}} \cdot V}{1020 \cdot 60}, \text{ кВт}$$

де $P_{z \text{ max}}$ – найбільше значення сил різання, необхідно визначати при наступних умовах:

- 1) оброблюваний матеріал заготовки сталь $\sigma_s=750$ МПа;
- 2) матеріал ріжучої частини різця – швидкорізальна сталь;
- 3) глибина різання та подача найбільші

Потужність, споживану на подачу, визначають по формулі

$$N = \frac{N_{\text{э.п.}}}{\eta_n},$$

де $\eta=0,15 - 0,2$ - ККД ланцюга подачі;

$N_{\text{э.п.}}$ – ефективна потужність подачі, кВт

$$N_{\text{э.п.}} = \frac{Q \cdot V_S}{102 \cdot 60 \cdot 1000},$$

де Q – тягова сила подачі, Н;

V_S – швидкість подачі, мм/хв.

Тягову силу можна визначити по наступних формулах.

Для поздовжніх супортів токарних верстатів із трикутними та комбінованими напрямними

$$Q = kP_x + f'(P_z + G).$$

Для поздовжніх супортів токарних і револьверних верстатів і столів фрезерних верстатів із прямокутними напрямними

$$Q = kP_x + f'(P_z + P_y + G).$$

Для столів фрезерних верстатів з напрямними у формі ластівкіна хвоста

$$Q = kP_x + f'(P_z + 2P_y + G).$$

Для шпинделів свердлильних верстатів

$$Q = (1 + 0,5 f)P_z + f \frac{2M_k}{d} = p_x + f \frac{2M_k}{d}.$$

де P_x – складова сили різання в напрямку подачі, H ;

P_z – складова сили різання, що притискає каретку супорта або стола до напрямних, H ;

G – маса переміщуваних частин, $кг$;

M_k – крутний момент на шпинделі, $Нм$;

d – діаметр шпинделя, $мм$;

f – коефіцієнт тертя між пінол'ю та корпусом, на шліцах або шпонках шпинделя;

f' – наведений коефіцієнт тертя на напрямних;

k – коефіцієнт, що враховує вплив перекидаючого моменту.

Для токарних верстатів із призматичними або комбінованими напрямними $k=1,15$ і $k=0,15 - 0,18$; для токарних і револьверних верстатів із прямокутними напрямними $k=1,1$ і $f'=0,15$; для столів фрезерних верстатів $k=1,4$ і $f'=0,2$; для пінолей свердлильних верстатів $f'=0,15$.

З ТЕХНІЧНІ ВИМОГИ ДО ПРИВОДУ ВЕРСТАТА

Основне завдання, що стоїть перед конструктором - створення металорізальних верстатів, що задовольняють наступним основним вимогам:

- а) забезпечення заданої точності та чистоти оброблюваних деталей;
- б) висока продуктивність;
- в) надійність у роботі;
- г) зручність і безпека в обслуговуванні;
- д) простота та дешевина у виготовленні;
- ж) підвищення ергономічних властивостей.

4 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ ВЕРСТАТА

Загальний порядок кінематичного розрахунку наступний:

1. Розподіляють загальне передатне відношення на частки по групах передач і будують оптимальний графік частот обертання вихідного вала.
2. Визначають числа зубів шестірень групових передач за звичайною методикою [15-18,32,35,40,41,49] .
3. Роблять перевірку погрішності кінематики привода.

4.1 Побудова графіка частот обертання (подач)

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертання та передатних відносин передач у групах. Для визначення цих величин будують другий графік - графік частот обертання. Для його побудови повинні бути відомі

- а) знаменник ряду частот обертання φ ;
- б) фактичні частоти обертання від $n_1 = n_{\min}$ до $n_z = n_{\max}$;
- в) частота обертання обраного двигуна $n_{\mathcal{D}}$;
- г) повна кінематична схема привода, що крім групових передач може мати й одиночні передачі.

Побудова графіка частот обертання (подач) може бути виконана відповідно до рекомендацій [15-19].

При заданих значеннях подач $S_1, S_2, \dots$ необхідно перейти до числа обертів вихідного вала коробки подач по формулі

$$n_{к.н.} = \frac{S_{np}}{t \cdot i}$$

де S_{np} – подача, мм/об;

$t = \pi m_p z_p$ – крок тягового пристрою для передачі колесо-рейка (для привода з ходовим гвинтом ($t = t_{х.в.}$)):

i – передатне відношення від вихідного вала коробки подач до вала рейкової шестірни. Якщо подача задана в мм/хв, то $n_{к.п.}$ буде $хв^{-1}$.

4.2 Вибір чисел зубів і визначення дійсних частот обертання (подач)

У верстатобудуванні міжосьові відстані, суми чисел зубів пари сполучених коліс, числа зубів черв'ячних коліс і модулі нормалізовані [17-18]. Тому, у ряді випадків, доводиться округляти розрахункове значення параметрів зубів до стандартних.

Відхилення від установлених нормаллю міжосьових відстаней допускають у наступних випадках:

а) якщо існує необхідність мати точне співвідношення між кутовими й лінійними переміщеннями кінематично зв'язаних елементів (при нарізуванні різьби, затилуванні й т.п.);

б) відстань між осями визначається координатами місць обробки [17].

Визначення чисел зубів косозубих і черв'ячних передач можна виконати по роботах [15-18,32,35,40,41,49].

Після вибору чисел зубів коліс необхідно визначити дійсні значення чисел обертів і ступінь їхнього відхилення від стандартного ряду у відсотках.

4.3 Кінематична схема привода

При розробці кінематичної схеми верстата в першу чергу необхідно вирішити питання вибору типу привода. Привод - джерело руху й сукупність механізмів, що передають рух до кінцевих ланок верстата.

Верстат може мати один або кілька джерел руху. Застосування декількох двигунів дозволяє скоротити кінематичні ланцюги, спростити керування, механізувати й автоматизувати верстат. Якщо ж між окремими кінематичними ланцюгами потрібен внутрішній взаємозв'язок, то вони одержують рух від загального двигуна. Вибір привода має істотне значення

при проектуванні нового верстата, тому що це є однією з основних умов створення високоякісної й економічної продукції.

Найбільш характерні варіанти схем кінематичних ланцюгів привода головного руху у верстатах представлені в роботах [16-17].

4.4 Особливості розробки різьбових коробок подач

Нарізування різьби нормальної точності здійснюється на універсальних токарно-гвинторізних верстатах, що мають коробки подач для різьби і ходового гвинта. Кінематичний ланцюг у цьому випадку складається з наступних елементів: шпиндель - гітара - коробки подач - ходовий гвинт (що представляє собою тяговий вал супорта).

Нарізування точних різьб виконується на спеціальних різьбонарізних верстатах і на токарно-гвинторізних верстатах з настроюванням на короткий ланцюг подач через гітару, міняючи коробку подач. Кінематичний ланцюг подач при цьому включає: шпиндель - гітару - ходовий гвинт.

При розрахунках коробки подач для різьб прагнуть підібрати передатні відносини зубчастих коліс так, щоб стандартні різьби (метричні, дюймові, модульні та пітчеві) були отримані з можливо мінімальним числом нестандартних значень.

При розрахунках гітари настроювання для різьби прагнуть одержати набір з мінімальної кількості зубчастих коліс. При цьому особливості розробки різьбових коробок подач різних типів викладені в [18].

5 СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДІВ ВЕРСТАТІВ

5.1 Розрахунок коефіцієнта корисної дії верстата й потужності головного електродвигуна

Розрахунок виконується в наступній послідовності [15-18,32,35,40,41,49,50]:

Визначити ефективну потужність верстата, тобто потужність, що витрачається на процес різання:

$$N_{\text{эф.}} = \frac{P_z \cdot V}{61200}, \text{ кВт}$$

де P_z – тангенціальна складова зусилля різання в (Н), розраховується по відповідній формулі з теорії різання та відповідає найважчим умовам різання [2,17];

V – швидкість різання в м/хв; визначається по формулах, наведених у літературі [2,17,49] та відповідає найважчим умов різання, потім обчислюється $n_{\text{ун.}}$. Коректується за графіком, розраховується фактична швидкість різання.

Для свердлильних верстатів зручніше користуватися формулою:

$$N_{\text{эф.}} = \frac{M_k \cdot n_{\text{ун.}}}{9740}, \text{ кВт}$$

де M_k – крутний момент на свердлі в Н·м., розрахований по відповідній формулі з теорії різання;

$n_{\text{ун.}}$ – частота обертання шпинделя у хв^{-1} , розраховується по попередньо обчисленій швидкості різання V .

5.2 Потужність холостого ходу

Для верстатів з головним обертовим рухом N_x може бути розрахована по формулі [17,18,41];

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

Де d_{cp} – середнє арифметичне в мм діаметрів всіх опорних (підшипникових) шийок валів коробки швидкостей верстата, виключаючи шпиндель; залежно від габаритів верстата можна прийняти $d_{cp} = 30 \div 50$ мм;

$d_{шл}$ – середнє арифметичне в мм діаметрів опорних шийок шпинделя; залежно від габаритів верстата можна прийняти $d_{шл} = 70 \div 120$ мм або за аналогією з верстатом-прототипом;

c – коефіцієнт, рівний 1,5 для шпинделя, змонтованого на підшипниках кочення, і 2 – на підшипниках ковзання;

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

5.3 Визначення розрахункового ККД верстата

Визначають по залежності

$$\eta_p = \eta_{рен.}^{a_1} \cdot \eta_{зуб.}^{a_2} \cdot \eta_{п.к.}^{a_3} \cdot \eta_{п.ск.}^{a_4} \cdot K_{под.}$$

де $\eta_{рен.}, \eta_{зуб.}, \eta_{п.к.}, \eta_{п.ск.}$ – ККД передач і підшипників кочення та ковзання, відповідно (табл. 5.1);

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

$K_{под.}$ – коефіцієнт, що приблизно враховує витрати потужності в приводі подач; для токарних, револьверних, свердлильних і розточувальних верстатів $K_{под.} = 0,96$; для фрезерних верстатів, що звичайно мають окремий електродвигун привода подач $K_{под.} = 1,0$.

Таблиця – 5.1 ККД передач і підшипників верстатів

Тип передачі або підшипника	ККД
Плоско-пасова передача	0,98
Клино-пасова передача	0,97
Прямозуба циліндрична передача	0,99
Непрямозуба циліндрична передача	0,965
Конічна передача	0,97
Черв'ячна передача (β – кут підйому гвинтової лінії черв'яка; $\rho=5+6^\circ$ – кут тертя в передачі)	$\frac{tg\beta}{tg(\beta + \rho)}$
Підшипники кочення	0,997
Підшипники ковзання	0,98

5.4 Визначення потужності головного електродвигуна

Потужність головного електродвигуна визначається по формулі

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

Коефіцієнт менше одиниці може бути прийнятий з урахуванням того, що двигуни в стані короткочасно працювати з перевантаженням до 25% від номінальної потужності.

По розрахованій потужності $N_{\text{дв.}}$ обирається двигун по каталогу.

5.5 Визначення коефіцієнта корисної дії верстата

Визначення коефіцієнта корисної дії верстата виконується по залежності

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

де $N_{\text{дв.Ф.}}$ – потужність електродвигуна підібраного по каталогу.

ККД верстатів з головним обертовим рухом повинен бути не нижче 0,7;
у стругальних і довбальних верстатах допускається $\eta_{cm} = 0,6$

5.6 Розрахунок крутних моментів на валах приводів верстатів

5.6.1 Приводи головного руху. Розрахунковий крутний момент на кожному валу привода головного руху верстата дорівнює:

$$M_k = 9740 \cdot \frac{N_{\partial\partial.} \cdot \eta}{n_p}, \quad \text{Н}\cdot\text{м.}$$

де $N_{\partial\partial.}$ – номінальна потужність головного електродвигуна у кВт;

η – ККД механізму від вала електродвигуна до розглянутого вала;

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

За рекомендацією ЭНИМС у якості розрахункової частоти обертання шпинделя $n_{p.шп.}$ для більшості верстатів загального призначення приймається найбільша з нижньої третини загальної кількості щаблів частот обертання шпинделя Z_n . Інакше кажучи, необхідно Z_n розділити на три частини (якщо не ділиться точно, те приблизно з тієї частини, що відноситься до низьких частот обертання, взяти найбільшу частоту, тобто

$n_{p.шп.} = \sqrt[3]{R_n} = \sqrt[3]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}$ Можна також скористатися табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Розрахункові частоти обертання шпинделя

Z_n	6	8	12	16	18	21	24	27	32	36
$n_{p.шп.}$	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7	n_8	n_9	n_{11}	n_{12}

Деяке виключення із зазначеного правила становлять верстати свердлильної групи, для яких Z_n необхідно ділити не на три, а на чотири частини, тобто $n_{p.шп.} = \sqrt[4]{R_n} = \sqrt[4]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}}$.

При розрахунку на міцність перед-шпиндельного вала або шпиндельної зубчастої передачі, розрахункова частота обертання буде:

$$n_p = \frac{n_{p.шп.}}{i_{шп.}}, \text{ хв}^{-1}.$$

де $i_{шп.}$ - передатне відношення шпиндельної передачі (відношення числа зубів ведучого колеса до числа зубів веденого).

Розрахункові крутні моменти на інших валах привода головного руху визначаються по їхніх мінімальних частотах обертання, тобто $n_p = n_{\min}$.

5.6.2 Приводи подач із окремим електродвигуном. Крутні моменти на валах приводів подач, що оснащені окремим електродвигуном, розраховуються по тій же формулі, що і для приводів головного руху. При цьому, розрахункову частоту обертання вала n_p рекомендується вибирати по найбільшій подачі $S_{\max}$, що відповідає найбільш важким умовам роботи механізму.

Залежно від наявності в приводі подач гвинтового або шестеренно-рейкового тягового пристрою, для визначення можна користуватися формулами:

$$n_p = \frac{S_{\max}}{t_{х.в.} \cdot i}, \text{ хв}^{-1}.$$

де i – передатне відношення ділянки кінематичного ланцюга від розглянутого вала до ходового гвинта або рейкової шестірні;

$t_{х.в.}$ – крок (хід) ходового гвинта в мм,

m_p, z_p – відповідно, модуль у мм і число зубів рейкової шестірні.

Розрахункові частоти обертання n_p можна визначити також зі структурного графіка.

5.6.3 Приводи подач, що не мають окремого електродвигуна. Такі приводи подач характерні для більшості токарних, револьверних, свердлильних, розточувальних верстатів загального призначення. У цьому випадку крутний момент на кожному валу привода розраховується по тяговому зусиллю Q механізму подач:

а) при наявності гвинтового тягового пристрою

$$M_k = \frac{Q \cdot t_{x.в.} \cdot i}{2000 \cdot \pi \cdot \eta}, H \cdot м;$$

б) при наявності шестеренно-рейкового тягового пристрою

$$M_k = \frac{Q \cdot m_p \cdot z_p \cdot i}{2000 \cdot \eta}, H \cdot м$$

де $t_{x.в.}, m_p, z_p, i$ – ті ж величини, що й у попередніх формулах;

η – ККД механізму від розглянутого вала до тягового пристрою, включаючи ККД останнього.

6 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДІВ ВЕРСТАТІВ І ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

6.1 Вибір і розрахунок конструктивних елементів коробки швидкостей і подач

6.1.1. Вибір і розрахунок зубчастих передач. Конструкції зубчастих коліс. Шліфовані або хонінговані сталеві прямозубі колеса можна застосовувати при окружній швидкості передачі до 16 м/с, косозубі - при швидкості до 30 м/с. Не шліфовані прямозубі колеса придатні, коли окружна швидкість передачі не вище 6 м/с, косозубі - до 16 м/с.

Число зубів некорегованих коліс повинне бути не менше 18. Ширину вінця приймають рівної 6-10 модулів (менша для рухливих коліс). Щоб уникнути поломок коліс товщина стінки між шпонковим пазом і западиною зуба повинна бути більше двох модулів. Діаметр ступиці $d_{ст}$ приймають рівним $1,6d$. Довжину (L) обирають виходячи з необхідності забезпечити міцність шпонкового або шліцевого з'єднання колеса з валом, знизити габарити та масу вузла, а також з урахуванням співвідношення $0,8d < L < 1,5d$.

У цільних блоках зубчастих коліс передбачають виточення для виходу довбняка.

Розрахунки зубчастих коліс ведуться в основному тими ж методами, які розглядаються в курсі «Деталі машин». Однак при розрахунках зубчастих передач верстатів модуль визначається не тільки з міцності зуба на вигин, але і з утоми поверхневих шарів $m_{пов}$.

Розрахунок циліндричних зубчастих передач на витривалість зубів при вигині можна вести за методикою, що відповідає галузевому керівному матеріалу [22,49]. Дана методика придатна для розрахунку сталевих силових циліндричних зубчастих коліс із модулем 1,5...12 мм, що утворюють передачі зовнішнього зачеплення, що працюють у закритих корпусах зі змазуванням

при окружній швидкості не вище 30 м/с. Вищевказана методика також викладена в навчальному посібнику [16].

6.1.2 Розрахунок на міцність сталевих циліндричних зубчастих передач верстатів. Як вже відзначалося, у верстатобудуванні поширена методика розрахунку циліндричних прямозубих передач верстатів загального призначення, відповідно до якої модуль передачі визначається не тільки по напругах вигину (m_u), але й по контактних напругах (m_k); із двох величин приймають більшу та приводять до стандартного значення.

Розрахунок модуля по контактних напругах є в певній мері умовним. Вірніше знаходити міжосьову відстань або діаметр шестірні, як це прийнято в загальному машинобудування.

Нижче викладається методика розрахунку передач, що основана на даних ЭНИМС із введенням деяких спрощень, припустимих при наближеному проектному розрахунку передач у курсових проектах.

6.1.3 Прямозубі передачі верстатів загального призначення. У приводних механізмах сучасних верстатів використовують в основному сталеві загартовані зубчасті колеса. Розрахункові формули для сталевих загартованих циліндричних прямозубих зубчастих передач коробок швидкостей і подач мають вигляд:

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

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

де M_k – розрахунковий крутний момент на валу шестірні (меншого колеса) передачі в Нм, розрахований за методикою викладеною раніше;

z – число зубів шестірні;

i – передаточне число, рівне відношенню числа зубів більшого колеса до числа зубів меншого колеса ($i \geq 1$), незалежно від того, понижувальна передача або підвищувальна;

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

y_H – коефіцієнт форми зуба, вибирається по табл. 6.1.

$$\psi_m = \frac{b}{m} = 6 \dots 12$$

b – робоча ширина зубчастого вінця колеса в мм; для зубчастих коліс пересувних блоків рекомендується приймати $\psi_m = 6$ (для важко навантажених коліс блоків $\psi_m = 8$).

Таблиця 6.1 - Залежність коефіцієнту форми зуба y_H від числа зубів і ступеня корекції

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

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

$$k_u = k_n \cdot k_{d.u} \cdot k_{np.u};$$

$$k_k = k_n \cdot k_{d.k} \cdot k_{np.k}.$$

де k_n – коефіцієнт перевантаження вибирається по табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Значення коефіцієнтів перевантаження

Характеристика приводу	Характер процесу різання	
	рівномірний	нерівномірний
Наявність пружних і елементів, що демпфують, пружних муфт, пасових передач та т.п.), плавні пуски та гальмування	1	1,1–1,4
Відсутність пружних і деформуючих елементів, різкі пуск і гальмування	1,1–1,7	1,1–1,7

Примітка:

1) Більші значення k_u приймати для передач, розташованих ближче до шпинделя, а також при різких і часто повторюваних перемикаваннях.

2) Для фрезерних, стругальних і довбальних верстатів приймати найбільші значення коефіцієнта k_u , відповідно 1,4 і 1,7.

$k_{a.u.}, k_{a.k.}$ – коефіцієнти динамічності навантаження, що враховують додаткові динамічні навантаження на зуби коліс, що виникають при роботі передачі внаслідок погрешностей її виготовлення та монтажу, а також деформацій зубів під навантаженням; як що окружна швидкість передачі $V \leq 1$ м/с, то $k_{a.u.} = k_{a.k.} = 1$; в інших випадках значення коефіцієнтів обираються з табл.6.3.

Таблиця 6.3 – Коефіцієнт динамічного навантаження, $k_{a.u.}$ і $k_{a.к.}$.

Ступінь точності передачі	$\frac{m_z \cdot z}{2} \cdot \frac{i \pm 1}{1}$	Окружна швидкість, V , м/с							
		1-3		3-6		6-9		9-12	
		$k_{a.u.}$	$k_{a.к.}$	$k_{a.u.}$	$k_{a.к.}$	$k_{a.u.}$	$k_{a.к.}$	$k_{a.u.}$	$k_{a.к.}$
6	10–100	1	1	1,05	1,03	1,1	1,07	1,15	1,1
	100–200	1,05	1,03	1,1	1,07	1,15	1,1	1,25	1,17
7	10–100	1,05	1,03	1,1	1,07	1,15	1,1	1,2	1,13
	100–200	1,05	1,03	1,15	1,1	1,25	1,17	1,35	1,23

Примітка: Якщо з колесом, що розраховується, жорстко пов'язані деталі з великою масою (великі колеса, маховики, шківни та т.д.), то динамічну надбавку до величини коефіцієнта варто збільшити в 1,5...2 рази.

При визначенні величини $\frac{m \cdot z}{2} \cdot \frac{i \pm 1}{i}$ та окружної швидкості

$V = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot n}{1000}$ необхідно задатися вихідним модулем; якщо надалі виявиться,

що отриманий модуль відрізняється від попередньо обраного не більш, ніж на 25-30% розрахунок можна залишити в силі; у протилежному випадку розрахунок модуля необхідно зробити заново.

$k_{нр.и.}$, $k_{нр.к.}$ – коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зуба; враховують збільшення навантаження на небезпечній ділянці контактної лінії внаслідок пружної деформації валів і підшипників і похибок виготовлення сполучених коліс, що ведуть до взаємного перекосу контактуючих зубів; обираються по табл. 6.4.

$[\sigma]_u$, $[\sigma]_k$ – припустимі напруження на вигин і контактну міцність $H / м^2$ визначаються по формулах

$$[\sigma]_u = \sigma_{u.д.} \cdot k_{шл.} \cdot k_{u.реж.}$$

$$[\sigma]_k = \sigma_{к.д.} \cdot k_{к.реж.}$$

$\sigma_{u.d.}, \sigma_{k.d.}$ – тривалі межі витривалості зубів при розрахунку на вигин і контактну міцність в H / m^2 (табл. 6.5).

Таблиця 6.4 – Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубів $k_{нр.и.}, k_{нр.к.}$.

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

Таблиця 6.5 – Тривалі межі витривалості зубів при розрахунку на вигин і контактну міцність і базове число циклів навантаження для різних сталей

Марка сталі	Термообробка		$\sigma_{u.d.}, H/m^2$	$\sigma_{k.d.}$	N_o
40X	Загартування об'ємне		$1,9 \cdot 10^8$	$9,5 \cdot 10^8$	$7 \cdot 10^7$
	Загартування з нагріванням ТВЧ	Наскрізна з охоптом дна викружки	$1,9 \cdot 10^8$	$9,5 \cdot 10^8$	$7 \cdot 10^7$
		По робочих поверхнях	$1,4 \cdot 10^8$	$9 \cdot 10^8$	10^8
20X	Цементация з об'ємним загартуванням з повторного нагрівання		$2,9 \cdot 10^8$	$11,5 \cdot 10^8$	$1,2 \cdot 10^8$
18ХГТ	Цементация з об'ємним загартуванням з повторного нагрівання		$2,3 \cdot 10^8$	$11,5 \cdot 10^8$	$1,2 \cdot 10^8$
	Цементация з об'ємним загартуванням безпосереднім нагрівання		$2,9 \cdot 10^8$	$11 \cdot 10^8$	$1,2 \cdot 10^8$

$k_{шл}$ – коефіцієнт, що враховує вплив режиму шліфування зубів на величину припустимого напруження на вигин (табл. 6.6.)

Таблиця 6.6 – Коефіцієнт впливу режиму шліфування зубів $k_{шл}$

Вид остаточної термообробки зубів	Режим шліфування	
	Чорновий 2-3 проходи без виходжування	Чистовий
Загартування наскрізне та об'ємне з нагріванням ТВЧ	1	1,2
Контурне загартування з нагріванням ТВЧ	–	1-1,1
Цементация із загартуванням	0,6–0,7	0,8–0,9

$K_{и.реж.}, K_{к.реж.}$ – коефіцієнти змінності режиму роботи, що враховують сприятливий вплив змінного режиму роботи універсального верстата на величину напруження, що допускається, коли через передачу не завжди передається повна потужність, що дозволяє підвищити припустиме напруження, у порівнянні з тривалими межами витривалості; $K_{и.реж.}$ величина береться з табл., а $K_{к.реж.}$ розраховується по формулі:

$$K_{к.реж.} = K_Q \sqrt[6]{\frac{K_N \cdot N_0 \cdot p}{6 \cdot 10^5 \cdot n_p}},$$

де N_0 – розрахункова (базова) кількість циклів навантаження при випробуванні матеріалу шестірні на втомну міцність (табл. 6.7);

p – кількість передач у групі, де перебуває розглянута передача;

n_p – розрахункова частота обертання шестірні у хв^{-1} ;

K_Q, K_N – коефіцієнти збільшення $\sigma_{к.д.}$ та N_0 , що залежать від ступеня універсальності верстата в розташуванні передачі ближче до вхідного або вихідного вала привода (табл. 6.7).

Таблиця 6.7 – Коефіцієнти, що залежать від режиму роботи універсальних верстатів

Розташування передачі в приводному механізмі	$K_{к.реж.}$	K_Q	K_N
Ближче до вхідного вала	1,3	1,15	1,5
Ближче до вихідного вала	1,4	1,2	1,7

Якщо при розрахунку $K_{и.реж.}$, значення кореня виходить менше одиниці, варто приймати його рівним 1.

Після розрахунку модуля передачі по напруженнях вигину та на контактну міцність більший з отриманих модулів округляється, як правило, до найближчої стандартної величини. Меншу на найближчих стандартних величин можна приймати лише у тому випадку, коли розрахункове значення відрізняється від стандартного не більш, ніж на 20+25%.

Стандартні значення модуля зубчастого зачеплення m : 0,3 – 0,4 - **0,5** - **0,6** – 0,7 - **0,8** - 1 - 1,25 - 1,5 – 1,75 - 2 – 2,25 - **2,5** - 2,75- **3** – 3,25 - 3,5 - 3,75- **4** – 4,25 - 4,5 – 5- 5,5 – **6** - 6,5 – 7 – **8** – 9 – **10** –11 –**12** – 13 –14 -...

Жирним шрифтом виділені значення модуля, що рекомендуються для зубчастих передач верстатів.

6.1.4 Косозубі передачі. Розрахунок косозубих передач верстатів ведеться по формулах:

$$m_u = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^9 \cdot M_k \cdot k_u}{y_n \cdot z \cdot \psi_m \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{y_\beta}{k_\varepsilon \cdot \varepsilon_s}}, \text{ мм};$$

$$A = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,08 \cdot 10^{10}}{i \cdot [\sigma]_k}\right)^2 \cdot \frac{M_k \cdot i \cdot k_k}{\psi_A} \cdot \frac{k_\beta \cdot \cos^2 \beta}{k_\varepsilon \cdot \varepsilon_s}}, \text{ мм.}$$

де m_u – нормальний модуль передачі в мм;

A – міжосьова відстань передачі в мм;

$M_k, z, \psi_m, i, K_u, [\sigma]_u, [\sigma]_k$ – ті ж величини, що і у розрахункових формулах для прямозубих циліндричних коліс;

y_n – коефіцієнт форми зуба, визначається по наведеному числу зубів шестірні:

$$z_{np.} = \frac{z}{\cos^3 \beta};$$

де β – кут нахилу зубів;

$$\psi_A = \frac{b}{A} = 0,2 \dots 0,4,$$

y_β – коефіцієнт кута нахилу зубів, що враховує сприятливий вплив на міцність, похилого розташування контактної лінії, для $\beta > 30^\circ$ $y_\beta = 0,75$; для $\beta \leq 30^\circ$ y_β визначається по формулі

$$y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{120}.$$

$K_\varepsilon = 0,9 \div 0,95$ – коефіцієнт зменшення сумарної довжина контактних ліній;

ε_s – коефіцієнт перекриття в торцевому перетині. Визначається по формулі

$$\varepsilon_s = [1,8 - 3,2(\frac{1}{z_m} \pm \frac{1}{z_\delta})] \cdot \cos \beta ,$$

де z_m, z_δ – відповідно, числа зубів - меншого та більшого коліс пари;

«+» – для зовнішнього зачеплення;

«-» – для внутрішнього зачеплення;

$k_\beta = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній внаслідок неоднакової питомої жорсткості контактуючої пари зубів.

Розрахунок косозубої передачі виконується в наступній послідовності.

Визначають нормальний модуль m_u і округляють його до стандартного значення. Розраховують міжосьову відстань A та порівнюють її з розрахованою по формулі:

$$A' = \frac{m \cdot \sum z}{2 \cdot \cos \beta}, \text{ мм.}$$

де $\sum z$ – сума (або різниця для передачі внутрішнього зачеплення) зубів коліс пари.

Якщо виявиться, що $A' < A$, необхідно збільшити модуль до стандартної величини, що забезпечує умову $A' \geq A$

6.2 Наближений розрахунок валів

6.2.1 Перевірочний розрахунок опор і валів. На валах і осях розміщують обертові деталі: зубчасті колеса, шківи та т.п. Вал відрізняється від осі тим, що передає обертовий момент від однієї деталі до іншої, а вісь не передає.

По конструкції розрізняють вали і осі гладкі, фасонні та східчасті, а також суцільні та порожні. Утворення щаблів на валу пов'язане із закріпленням деталей або самого вала в осьовому напрямку, а також з можливістю монтажу деталі при посадках з натягом. Порожніми вали виготовляють для зменшення маси або в тих випадках, коли через вал пропускають іншу деталь, підводять мастило.

Прямі вали виготовляють із вуглецевої та легированої сталей. При перевірочному розрахунку валів обирається розрахункова схема й визначаються розрахункові навантаження. Розрахунок валів базується на тих розділах курсу опору матеріалів, у яких розглядають неоднорідний напружений стан і розрахунок при змінних напруженнях. При цьому дійсні умови роботи вала заміняють умовними та приводять до однієї з відомих розрахункових схем. При переході від конструкції до розрахункової схеми роблять схематизацію навантажень, опор і форми вала. Внаслідок такої схематизації розрахунок валів стає наближеним.

Наближений розрахунок зводиться до визначення діаметра вала по знижених напруженнях крутіння

$$d_e = 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_{кр.}}}, \text{ мм.}$$

де M_k – розрахунковий крутний момент на валу в Н·м;

$[\tau]_{кр.} = 2 \cdot 10^7 \div 3 \cdot 10^7$ – припустиме напруження крутіння в Н/м².

Розрахункове значення діаметра вала округляють до найближчого зі стандартного ряду діаметрів гладких валів (ГОСТ 6636-53).

При наявності шпонкового паза в небезпечному перерізі вала розрахункове значення d необхідно збільшити на 5÷10 %.

Для шліцевих валів розрахункове значення діаметра вала приймають як внутрішній діаметр. Основні розміри шліцевих валів визначають по довіднику.

6.2.2 Уточнений (перевірочний) розрахунок валів. Уточнений розрахунок валів виконується з метою перевірки приблизних діаметрів валів з обліком згинаючих і крутних моментів, що діють на вал. Динамічний характер навантаження враховується приблизно відповідним вибором напружень, що допускаються.

Перевірочний розрахунок валів на міцність виконують на спільну дію вигину та крутіння. При цьому розрахунок враховує різновиди циклів напружень вигину та крутіння, характеристики втоми матеріалів, форму та стан поверхні валів. Перевірочний розрахунок виконується після завершення конструктивного komponування та встановлення остаточних розмірів валів.

Мета розрахунку - визначення коефіцієнтів запасу міцності S в небезпечних перерізах вала у порівняння їх із тими, що допускаються

$$S > [S]^*,$$

При високій точності розрахунку $[S]^* = 1,3...1,5$; при менш точній розрахунковій схемі $[S]^* = 1,6...2,1$.

Перевірочний розрахунок виконується в наступній послідовності:

- визначається реакція в опорах остаточно прийнятих типорозмірів підшипників;
- визначаються значення згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах, будуються епюри та визначаються сумарні згинальні моменти в найбільш навантажених перетинах вала;
- перевіряють динамічну вантажопідйомність підшипників кочення;
- намічають небезпечні перерізи;
- визначають джерела концентрації напруг у небезпечних перерізах;
- визначають напруги в небезпечних перерізах вала; σ_a ;
- визначають межі витривалості в розрахунковому перетині вала:

- визначають коефіцієнти запасу міцності по нормальних і дотичних напруженнях;

- визначають загальний коефіцієнт запасу міцності.

Для перевірного розрахунку використовують методику, наведену в [24]. Можна скористатися програмою розрахунку валів привода на міцність і жорсткість на ЕОМ.

Розрахунок валів на міцність виконують за формулою

$$\sigma_{np.} = \frac{\sqrt{M_u^2 + 0.75M_k^2}}{W} \leq [\sigma]_u, \text{ Н/м}^2$$

де $\sigma_{np.}$ – приведені напруження (вигин плюс крутіння) у Па;

M_k – розрахунковий крутний момент на валу в Н·м;

M_u – найбільший згинальний момент у небезпечному перерізі вала (шпинделя) у Н·м:

$$M_u = \sqrt{M_{u.z.}^2 + M_{u.v.}^2},$$

де $M_{u.z.}, M_{u.v.}$ – максимальні згинальні моменти в небезпечному перерізі в Н·м, що діють відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах; визначаються за методикою відомої з курсу «Опір матеріалів».

W – момент опору вигину в небезпечному перерізі в м³;

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1d^3 \text{ – для суцільного вала,}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - \frac{d_0^4}{d^4}\right) \approx 0.1 \frac{d^4 - d_0^4}{d} \text{ – для порожнього вала;}$$

d – зовнішній діаметр вала в м;

d_0 – внутрішній діаметр вала в м;

$[\sigma]_u$ - напруження, що допускається, на вигин у Н/м² обирається по табл.6.8, у якій D_1, D_2 - діаметри двох сусідніх щаблів вала (D_1 - менший, D_2 - більший), r – радіус жолобника між цими щаблями.

Таблиця 6.8 – Залежність припустимого напруження на вигин у Н/м² від джерел концентрації напружень

Джерело концентрації напружень	D_1 , мм	Марка сталі та її термообробка				
		Сталь 35 нормалізована	Сталь 40 нормалізована	Сталь 45 нормалізована	Сталь 40X поліпшена	Сталь 40X загартована
1	2	3	4	5	6	7
Насаджена на вал деталь (зубчасте колесо, шків) з гострими краями	30	$7 \cdot 10^7$	$7,5 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$
	50	$6,5 \cdot 10^7$	$7 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$
	100	$6 \cdot 10^7$	$6,5 \cdot 10^7$	$7,5 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$
Насаджене кільце підшипника кочення	30	$9 \cdot 10^7$	10^8	$11,5 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$	$13 \cdot 10^7$
	50	$8,5 \cdot 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$	$10,5 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$
	100	$7,5 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	10^8	10^8	$11 \cdot 10^7$
Східчаста форма вала з гострими внутрішніми кутами при $\frac{D_2}{D_1} = 1,2$	30	$8 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$10,5 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$
	50	$7 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$	10^8
	100	$6 \cdot 10^7$	$7 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$
Східчаста форма вала з округленими внутрішніми кутами при $\frac{r}{D_1} = 0,05$ і $\frac{D_2}{D_1} \leq 1,2$	30	$11 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$	$13,5 \cdot 10^7$	$14 \cdot 10^7$	$15 \cdot 10^7$
	50	$9,5 \cdot 10^7$	10^8	$11,5 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$	$13 \cdot 10^7$
	100	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	10^8	$10,5 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$

6.3 Вибір запобіжних і електромагнітних муфт

Коробки швидкостей з муфтами застосовують дуже часто. У таких передачах використовують кулачкові, зубчасті, фрикційні, електромагнітні й порошкові емульсійні муфти. Перевагами перемикаючих кулачковими муфтами є малі осьові переміщення, незначні зусилля при перемиканні, можливість передачі обертання косозубими та шевронними колесами. Недоліками їх є можливість поломки кулачків при вмиканні та холосте обертання передач, що не беруть участь у русі. Ці недоліки обмежують застосування даних муфт.

Фрикційні муфти, завдяки швидкості й плавності передач на ходу, скорочують час управління верстатом. Вони дозволяють застосовувати в коробці косозубі та шевронні передачі. Недоліки цих муфт полягають в обмеженні величини крутного моменту, у більших розмірах, що затрудняють застосування більше двох передач у групі та більше трьох груп у коробці. Втрати потужності та зношування при холостому обертанні постійно зчеплених передач, тертя у виключених муфтах не сприяє підвищенню ККД верстата. Фрикційні муфти застосовують переважно в малих та середніх токарно-револьверних верстатах, іноді в сполученні із багато швидкісним електродвигуном.

Муфти призначені для передачі крутного моменту між двома спільно працюючими валами. У приводах металорізальних верстатів використовуються: зчіпні багатодискові фрикційні, кулачкові, а також запобіжні - кулачкові, кулькові, зі зрізаними штифтами. Багатодискові муфти переважно використовують у приводах головного руху токарних, револьверних, радіально-свердлильних і в різних механізмах прискорених переміщень рухливих вузлів.

Зчіпні кулачкові муфти знайшли поширення, як у приводах головного руху, так і в приводах подач. Запобіжні муфти здебільшого вбудовують у механізми подач верстатів, але іноді вони зустрічаються і у механізмах

головного руху, наприклад, радіально-свердлильних верстатів. Робота, конструкція і їхній розрахунок розглянутий у навчальній літературі по «Деталям машин», наприклад [24, 48]. Цікава та змістовна робота із запобіжних пристроїв від перевантаження верстатів наведена в посібнику [25].

Електромагнітні фрикційні муфти (ЕМ) є найважливішим засобом автоматизації, що дозволяють створювати коробки передач, що допускають перемикання на ходу з дистанційним керуванням. ЕМ застосовуються в автоматичних коробках швидкостей, приводах подач і допоміжних переміщень. Вони також служать як гальма та спеціальні пристрої.

Галузевим керівним матеріалом передбачено три виконання електромагнітних муфт. У серію ЕМ входять муфти контактного типу виконання 2 (Е1М...2), безконтактні - виконання (Е1М6). Серію утворюють муфти 13 габаритів: від 0,4 до 16 [48]. Зі збільшенням габариту муфти зростають її розміри та параметри силової характеристики. Для електромагнітних муфт установлені контрольні та інформаційні значення параметрів технічної характеристики. Контрольні значення параметрів характеризують нову муфту при нормованій температурі та номінальній напрузі струму.

При конструюванні механізмів верстата муфти обирають за інформаційним значенням показників технічної характеристики. Якщо інформаційне значення мало відрізняється від контрольного, терміни «інформаційний» і «контрольний» опускаються. Розрахункові параметри, не регламентовані технічними умовами, називають довідковими. Основні параметри технічної характеристики муфт наведені в посібнику [16], там же розглянуті і їхні конструкції.

6.4 Перевірочний розрахунок підшипників кочення

Сучасний розрахунок підшипників кочення базується на двох критеріях:

- розрахунок на статичну вантажопідйомність по залишкових деформаціях;
- розрахунок на ресурс по втомному викришуванні.

Розрахунки за іншими критеріями не розроблені. Стандартом обмежене число типів і розмірів підшипників.

При проектуванні металорізальних верстатів підшипники кочення не розраховують, а підбирають із числа стандартних по умовних формулах. Методика підбора стандартних підшипників нормалізована. Варто користуватися новою методикою підбора підшипників, розробленою міжнародною організацією по стандартизації ISO, викладеною в [26].

При розгляді шпиндельних груп підшипників у розрахунку визначається розрахункова довговічність кожного підшипника, а також надійність підшипникової групи в цілому. Розрахункова довговічність підшипника з імовірністю 0,9 безаварійної роботи визначається по формулі

$$T_p = \frac{1}{n} \left(\frac{c}{k_d k_t k_p R} \right)^{3,33}$$

де c – коефіцієнт працездатності;

n – частота обертання;

k_d – коефіцієнт динамічності;

k_t – коефіцієнт, що враховує вплив обертання внутрішнього або зовнішнього кільця підшипника;

R – радіальне зусилля.

Оскільки в шпиндельній коробці є кілька десятків підшипників, а відмова кожного з них виводить із ладу всю коробку, визначаємо

довговічність всієї групи підшипників, виходячи з того, що розподіл імовірності працездатності підшипника підкоряється закону Вейбулла:

$$P(\tau) = e^{-\lambda T^\alpha},$$

де $P(\tau)$ – імовірність наробітки не менш тисяч годин;

$$\lambda = 0,105 / T_p^2;$$

T_p^2 – розрахункова довговічність підшипника;

α – параметр розбору.

Довговічність групи n підшипників

$$T_{zp} = \left(\sum_{i=1}^n T_{P_i}^{-\alpha} \right)^{1/2}.$$

6.5 Розрахунок пасових передач

У пасових передачах навантаження передається силами тертя, що виникає між шківами та ремнями внаслідок натягу останніх. Залежно від форми поперечного перерізу ремня розрізняють плоско-пасову, клино-пасову, полікліно-пасову або кругло-пасову. У верстатобудуванні переважно використовується клино-пасова передача. Основними критеріями працездатності пасових передач є: тягова здатність, обумовлена силою тертя між ремнем і шківом, довговічність ремня, що в умовах нормальної експлуатації обмежується руйнуванням ремня від втоми.

У цей час основним розрахунком пасових передач є розрахунок по тяговій здатності. Довговічність ремня враховується при розрахунку шляхом вибору основних параметрів передачі відповідно до практичних рекомендацій. При розрахунку пасових передач використовують методику, наведену в [24, 30].

При розрахунку клино-пасової передачі можна скористатися програмою розрахунку на ЕОМ.

6.6 Система змазування

Рідкі мастила відводять теплоту від шпиндельних опор, несучи з підшипників продукти зношування. При виборі в'язкості масла враховують частоту обертання шпинделя, температуру шпиндельного вузла і її вплив на в'язкість масла.

Систему змазування рідким матеріалом призначають, виходячи з необхідної швидкохідності шпинделя (табл. 6.9), з урахуванням його положення (горизонтальне, вертикальне або похиле), умов підведення масла, типу ущільнень. Залежно від здатності відводити теплоту від підшипників кочення системи змазування ділять на два типи: з відводом теплоти - система рясного змазування, без відводу теплоти - система мінімального змазування.

Рясне змазування забезпечується циркуляційною системою, упорскуванням, поливом струменем масла. Циркуляційне змазування здійснюється автономною системою, призначеною тільки для шпиндельного вузла, або системою, загальною для нього й привода головного руху. Масло подається в шпиндельну опору або кишеню, з якої стікає в нього. Для поліпшення циркуляції масла передбачають отвори в пружинному кільці підшипника, у роликах. Щоб забезпечити надійне влучення мастильного матеріалу на робочі поверхні підшипників, масло підводять у зону усмоктування, тобто до малого діаметра доріжок кочення радіально-упорних, кулькових і роликів підшипників, яким властивий насосний ефект. Якщо два підшипники встановлені поруч, доцільно вводити масло між ними. У вертикальному положенні шпинделя масло підводять до самого верхнього підшипника. Передбачають вільний злив масла з опори, завдяки чому не допускають його застою й знижують температуру опори. У резервуарі або за допомогою спеціального холодильника масло охолоджується. З підвищенням

частоти обертання шпинделя різниця між кількістю теплоти, що виділяється, і відводиться від підшипникового вузла збільшується, а при високій частоті обертання через підшипники неможливо прокачати потрібний обсяг масла. Наприклад, дворядні роликопідшипники створюють великий гідравлічний опір, і переміщення занадто великого обсягу масла приводить не до зниження, а до підвищення температури опори.

Таблиця 6.9 – Параметр припустимої швидкохідності шпиндельних вузлів

Тип опор шпинделя	Метод змазування	Параметр припустимої швидкохідності $d \cdot n \left(\frac{\text{мм}}{\text{хв}} \right)$
Радіально-упорні шарикопідшипники з кутом контакту 12...18°	Змазування масляним туманом	$(8..10) \cdot 10^5$
	Масло-повітряне змазування	$(8..10) \cdot 10^5$
	Мінімальне імпульсне змазування	$(8..10) \cdot 10^5$
	Змазування вприскуванням з охолодженням масла	$(10..20) \cdot 10^5$
Усі інші підшипники	Циркуляційне змазування (без охолодження масла)	$(2..2,5) \cdot 10^5$
	Змазування масляним туманом	$(3..5) \cdot 10^5$
	Масло-повітряне змазування	$(3..5) \cdot 10^5$
	Мінімальне імпульсне змазування	$(3..5) \cdot 10^5$
	Змазування вприскуванням з охолодженням масла	$(5..6) \cdot 10^5$

Мінімально-припустиму витрату рідкого мастильного матеріалу (дм³/хв) для змазування шпиндельних опор можна визначити по залежності

$$Q = 0,66 \cdot d_m \cdot n^{0,5} \cdot i \cdot \nu^{-1} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4,$$

де d_m – середній діаметр підшипників, мм;

i – число рядів тіл кочення в підшипнику;

ν – в'язкість масла при робочій температурі опори, $\text{м}^2/\text{с}$;

k_1 – коефіцієнт, що характеризує тип підшипника (для шарикопідшипників $k_1=1$, для роликопідшипників $k_1=2$);

k_2 – коефіцієнт, що характеризує умови навантаження (при легкому навантаженні без попереднього натягу $k_2=1$, при важкому навантаженні з попереднім натягом $k_2=2$);

k_3 – коефіцієнт, що характеризує умови виходу масла з робочої зони підшипника (при вільному виході з конічних, упорних і упорно-радіальних підшипників $k_3=2$, при вільному виході радіальних підшипників $k_3=1$);

k_4 – коефіцієнт, що залежить від робочої температури підшипника.

Прокачування через шпиндельну опору декількох тисяч кубічних сантиметрів масла у хвилину не тільки надає надійне змазування, але й забезпечує відвід теплоти від опори, тобто створює режим "охолоджуваного" змазування. Витрата масла при такому змазуванні залежить від типу підшипника, частоти його обертання й в'язкості масла. Для конічних роликопідшипників $Q = (5...10)d$. Для упорних- радіальних підшипників при $d > 120$ мм $Q > 2500$ $\text{дм}^3/\text{хв}$. Для упорно-радіальних підшипників при $d = 80...180$ мм $Q = 500...5000$ $\text{дм}^3/\text{хв}$, при $d > 180$ мм $Q = 2000...10000$ $\text{дм}^3/\text{хв}$.

Змазування уприскуванням здійснюється спеціальною системою. Через 3-4 отвори в кільці підшипника або через канали в проставочному кільці й зазор між сепаратором і внутрішнім кільцем підшипника масло під тиском до 0,4 МПа попадає на його робочі поверхні. При цьому температура підшипника знижується. Масло з опори може видалятися самопливом або за допомогою насоса. Необхідна витрата через опору при номінальному діаметрі отвору підшипника до 50 мм, 50...120 мм і більше 120 мм повинна становити відповідно 500...1500, 1100...4200 і більше 2500 $\text{дм}^3/\text{хв}$.

Системи мінімального змазування можна підрозділити на краплинну та гнотову (*фитильная-рус.*) системи та змазування масляним туманом, які

забезпечують у внутрішній порожнині опори необхідний мінімальний обсяг мастильного матеріалу, достатній тільки для поділу робочих поверхонь опори еласто-гідро-динамічною плівкою.

Краплинна система забезпечує подачу в підшипник невеликого обсягу масла (від 0,02 до 2 дм³/хв). Гнотова система також служить для подачі в шпиндельну опору невеликого обсягу масла. Воно надходить із резервуара по гноту. Через неможливість точного регулювання, масло може накопичуватися в опорі.

Змазування масляним туманом, що утвориться за допомогою маслорозпилювача, приводить до виділення в опорах мінімальної кількості теплоти. Вони добре охолоджуються стисненим повітрям і завдяки його надлишковому тиску захищені від пилу. Однак система складна, і проникаючі назовні через ущільнення частки масла погіршують санітарні умови у верстата.

Необхідна витрата мастильного матеріалу (дм³/хв)

$$Q = Q_0 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$$

де Q_0 - мінімальна припустима витрата масла при сприятливих умовах (для шарикопідшипників $Q_0 = 0,02$ дм³/хв, для циліндричних роликотопідшипників $Q_0 = 0,04$ дм³/хв);

k_1 - коефіцієнт, що залежить від частоти обертання й розміру підшипника (при $nd^{1,5} < 10^5$ $k_1=1$, при $nd^{1,5} = 10^5 \dots 10^6$ $k_1=2$, при $nd^{1,5} > 10^6$ $k_1=4$);

k_2 - коефіцієнт запасу мастильного матеріалу в корпусі опори (при достатньому запасі, забезпечуваному мастильною ванною, $k_2=1$, при незначному запасі $k_2=2$, при відсутності запасу, коли масло вільно стікає з опори, $k_2=4$);

k_3 - коефіцієнт, що залежить від припустимої температури опори t (при $t = 70$ °C $k_3=1$, при $t = 70 \dots 100$ °C $k_3=2$, при $t = 100 \dots 130$ °C $k_3=4$).

Масло-повітряне змазування здійснюється в такий спосіб. Плунжерний дозатор, встановлений у точці змазування, через певні інтервали часу видає в

змішувач заданий обсяг масла. Там воно захоплюється охолодженим повітрям, що має тиск 0,2...0,4 МПа, і у вигляді крапель (а не мікро-туману) підводиться до поверхонь, що змазуються. Обсяг підводимого до шпindelної опори масла визначається витратою повітря й не залежить від його тиску та витрати масла. На відміну від змазування масляним туманом розглянутий метод дозволяє підвищити подачу масла в кожній точці з метою захисту опор від забруднень і їхнього додаткового охолодження. Масло-повітряне змазування не забруднює навколишнє середовище мікро-туманом і рекомендується для швидкохідних шпindelних вузлів. Пластичні мастильні матеріали застосовують у тих випадках, коли спеціальне охолодження опор не потрібно, наприклад, при змазуванні упорно-радіальних шарикопідшипників з кутом контакту $12...18^\circ$ при $d \cdot n = (5...6) \cdot 10^5 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$, інших опор при $d \cdot n = (3...3,5) \cdot 10^5 \frac{\text{мм}}{\text{хв}}$. Пластичний мастильний матеріал особливо доцільно застосовувати в автономних шпindelних вузлах, що не мають зубчастих передач, які звичайно змазуються рідким маслом, а також у шпindelних вузлах, розташованих вертикально або похило, при цьому їхні ущільнення стають більш простими.

При проектуванні шпindelних вузлів з підшипниками, що змазуються пластичним матеріалом, варто визначити мінімально необхідний для опори обсяг матеріалу, зробити прогноз його терміну служби, передбачити надійні ущільнення вузла як з боку коробки швидкостей, так і із зовнішньої сторони. Зайвий мастильний матеріал в опорі викликає підвищене нагрівання, тому обсяг матеріалу в опорі не повинен перевищувати необхідного мінімуму. Обсяг масла, що повинне бути закладене в опору (дм³)

$$Q = d_m \cdot B \cdot K ,$$

де d_m – середній діаметр підшипників, мм;

B – ширина підшипника, мм (для упорних і упорно-радіальних підшипників замість B у залежність підставляють висоту підшипника);

K – коефіцієнт, рівний 0,01; 0,015; 0,02; 0,03; 0,04 для підшипників, що мають діаметр отвору 40...100 мм, 100...130, 130...160, 160...200, 200 і більше міліметрів.

Періодично в опори необхідно вводити додаткові обсяги масла (дм³)

$$Q = D \cdot B \cdot K_1,$$

де D та B – зовнішній діаметр і ширина підшипника, мм;

K_1 – коефіцієнт, що залежить від періодичності поповнення підшипника мастильним матеріалом: при щоденному поповненні $K_1 = 0,0012...0,0015$; при щотижневому $K_1 = 0,0015...0,002$; при поповненні раз на місяць $K_1 = 0,002...0,003$; при поповненні раз у рік $K_1 = 0,003...0,0045$.

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Косилова А. Г. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х томах. / А. Г. Косилова, Р. К. Мещеряков. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Решетов Д. Н. Точность металлорежущих станков. / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
3. Барзов Б. М. Расчет точности машин на ЭВМ. / Б. М. Барзов. – М.: Машиностроение, 1982. – 559 с.
4. Балакшин Б. С. Основы технологии машиностроения. / Б. С. Балакшин. – М.: Машиностроение, 1969. – 561 с.
5. Шаумян Г. А. Комплексная автоматизация производственных процессов. / Г. А. Шаумян. – М.: Машиностроение, 1973. – 639 с.
6. Волчкевич Л. И. Надежность автоматических линий. / Л. И. Волчкевич. – М.: Машиностроение, 1969. – 309 с.
7. Хазов Б. Ф. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. / Б. Ф. Хазов, Б. А. Дидусев. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
8. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
9. Сомов Ю. С. Композиция в технике. / Ю. С. Сомов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
10. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. Основы компоновки. / Ю. Д. Врагов. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.
11. Кузнецов Ю. Л. Станки с ЧПУ: Учеб. пособие. / Ю. Л. Кузнецов. – К.: Вища школа, 1991. – 278 с.
12. Аверьянов О. И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ. / О. И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
13. Хубка В. Теория технических систем. / В. Хубка. – М.: Мир, 1987. – 208 с.

14. Плужников А. И. Точность и оптимизация кинематических цепей станков. / А. И. Плужников. – М.: Машиностроение, 1983. – 176 с.
15. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. / В. Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 309 с.
16. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование. / А. И. Кочергин. – Минск: Высшая школа, 1991. – 382 с.
17. Тарзиманов Г. А. Проектирование металлорежущих станков. / Г. А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
18. Металлорежущие станки. / В. К. Тепенкичев, А. В. Краениченко, А. А. Тихонов, Н. С. Колев. – М.: Машиностроение, 1970. – 464 с.
19. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу: «Металооброблювальне обладнання» частина I (для студентів напрямку підготовки 131) / Складачі: О.В. Мірошніченко, П.Г. Матюха. – 70 с.
20. Найдис В. А. Электроприводы и электродвигатели для станков с ЧПУ. / В. А. Найдис, Р. Т. Орлова. – М.: ЭНИМС, 1976. – 140 с.
21. Харизаменов И. В. Электрооборудование и электроавтоматика металлорежущих станков. / И. В. Харизаменов. – М.: Машиностроение, 1975. – 264 с.
22. Бравичев В. А. Гидравлические и пневматические автоматизирующие устройства металлорежущих станков. / В. А. Бравичев. – М.: Машиностроение, 1964. – 263 с.
23. ГОСТ 21354-87. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
24. Решетов Д. Н. Детали и механизмы металлорежущих станков / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с. – (Том 2; кн. 2).
25. Иосилевич Г. Б. Детали машин / Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

26. Тепинкичиев В. К. Предохранительные устройства от перегрузки станков / В. К. Тепинкичиев. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
27. Нарышкин В. Н. Подшипники качения: Справочник / В. Н. Нарышкин, Р. В. Коросташевский. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
28. Кучер М. С. Metallорежущие станки / М. С. Кучер. – М.: Машиностроение, 1969. – 719 с.
29. Куликов С. И. Сверлильные и хонинговальные станки / С. И. Куликов. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
30. Ривин Е. И. Динамика привода станков / Е. И. Ривин. – М.: Машиностроение, 1966. – 207 с.
31. Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
32. Орликов М. Л. Metallорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование: Учеб. пособие / М. Л. Орликов, И. Г. Федоренко, В. Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с.
33. Решетов Д. Н. Детали и механизмы metallорежущих станков / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с. – (Том 1; кн. 2).
34. Пуш А. В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность / А. В. Пуш. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
35. Проников А. С. Расчет и конструирование metallорежущих станков / А. С. Проников. – М.: Высшая школа, 1968. – 431 с. – (изд. 2-е).
36. Власов А. Ф. Безопасность при работе на metallорежущих станках / А. Ф. Власов. – М.: Машиностроение, 1977. – 120 с.
37. Конспект лекцій з курсу: «Компонування і моделювання верстатних систем» (для студентів напрямку підготовки 131) / Укладач: О. В. Мірошніченко – 141 с.
38. Биргер И. А. Расчеты на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

39. Орликов М. Л. Динамика станков / М. Л. Орликов. – К.: Вища школа, 1989. – 272 с.
40. Проников А. С. Metallорежущие станки и автоматы / А. С. Проников. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
41. Пуш В. Э. Metallорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / В. Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1985. – 465 с.
42. Проектирование metallорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник в 3-х томах. Т. 1: Проектирование станков / [А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.
43. Metallорежущие станки. Учебное пособие для втузов / [Н. С. Ковалев, Л. В. Красниченко, Н. С. Никулин та ін.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.
44. Тартынков О. В. Metallорежущие системы машиностроительных производств: Учебн. пособие для студ. тех. вузов. / О. В. Тартынков, Г. Г. Земков. – М.: Высшая школа, 1988. – 464 с.
45. Федотёнок А. А. Кинематическая структура metallорежущих станков / А. А. Федотёнок. – М.: Высшая школа, 1970. – 403 с.
46. Детали машин: Атлас конструкций. / Уч. пособие для маш. Вузов / [Д. Н. Решетов, В. Н. Беляев, И. Р. Богатырёв и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.
47. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. / [В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов та ін.]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1983. – 543 с. – (Ч.1).
48. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. / [В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов та ін.]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1983. – 448 с. – (Ч.2).
49. Курсове проектування металорізальних верстатів. Навчальний посібник / [Є. У. Зарубицький, М. І. Покінтелиця, В. А. Плахотник та ін.]. – Луганськ: Вид-во СНУ, 2000. – 332 с.

50. Рабинович А. Н. Коробки скоростей металлорежущих станков / А. Н. Рабинович, В. И. Смилянский, Э. Б. Милевский. – Львов: Изд. Львовского университета, 1968. – 376 с.

51. Воронов А. Л. Коробки передач металлорежущих станков / А. Л. Воронов, И. А. Гребенкин. – М.: Машиностроение, 1964. – 135 с.

ДОДАТОК А – ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ

Таблиця А1 – Варіанти завдань на курсовий проект

№	Тип верстату	Основний розмір, мм	Вид приводу	Граничні значення	Знаменник прогресії, φ	Вага рухомої частини, кг
1	2	3	4	5	6	7
01	Токарно-гвинторізний	H=125	Головного руху	30...3000	1,26	
02		H=125	Подач	0,02...1,4	1,26	200
03		H=125	Головного руху	20...4000	1.41	
04		H=125	Подач	0,05...4	1.26	200
05		H=200	Головного руху	20...2500	1,26	
06		H=200	Подач	0,05...3,15	1,26	400
07		H=200	Головного руху	30...3000	1,26	
08		H=200	Подач	0,05...5	1,26	400
09		H=200	Головного руху	20...1800	1.26	
10		H=200	Подач	0,25...6,0	1,26	600
11		H=200	Головного руху	20...2000	1,26	
12		H=200	Подач	0,5...4,8	1,26	600
13		H=125	Головного руху	100...4000	1.26	
14		H=125	Подач	0,5...20	1,26	300
15		H=320	Головного руху	12,5...800	1,26	
16		H=320	Подач	0,1...8	1,26	800
17		H=320	Головного руху	12,5...2000	1,26	
18		H=320	Подач	0,05...5,0	1,26	400
19		H=320	Головного руху	12,5...1600	1,26	
20		H=320	Подач	0,1. .8,0	1.41	800
21	Токарно-револьверний	D=18	Головного руху	50...4000	1,26	
22		D=18	Подач	0,05...2	1,41	300
23		D=25	Головного руху	50...2500	1,26	
24		D=25	Подач.	0,05...2	1,26	500
25		D=40	Головного руху	50...2500	1.26	
26		D=40	Подач	0,05.,.3	1,26	700
27		D=65	Головного руху	30...1500	1,26	
28		D=65	Подач	0,25...5	1.26	900
29		D=65	Головного	30...2000	1,26	
30		D=65	Подач	0.08...5	1,41	900
31		D=40	Головного руху	50...2500	1.41	
32		D=40	Подач	0,05...3,5	1,41	700
33		D=25	Головного	20...3500	1.41	
34		D=25	Подач	0,05...2	1.41	500
35		D=18	Головного руху	50...5000	1,41	
36		D=18	Подач	0,05...2	1,26	300

1	2	3	4	5	6	7
37	Вертикально-свердильний	D=12	Головного руху	50...5000	1,41	100
38		D=12	Подач	0,01...20	1,26	
39		D=18	Головного руху	00...3000	1,26	
40		D=18	Подач	0,01...2,5	1,26	
41		D=25	Головного руху	30...2500	1,26	
42		D=25	Подач	0,05...2,4	1,26	
43		D=35	Головного руху	30...2000	1,26	
44		D=35	Подач	0,051...3,15	1,26	
45		D=50	Головного руху	20...1600	1,26	
46		D=50	Подач	0,05...3,15	1,41	
47	Радіально-свердильний	D=75	Головного руху	18...1000	1,41	
48		D=75	Подач	0,01...4,5	1,41	
49		D=35	Головного руху	25...3000	1,26	
50		D=35	Подач.	0,05...3,15	1,41	
51		D=50	Головного руху	15...2500	1,41	
52		D=50	Подач.	0,1...5,0	1,41	
53		D=70	Головного руху	12,5...1500	1,26	
54		D=70	Подач.	0,05...3,15	1,26	
55		D=30	Головного руху	20...3000	1,41	
56		D=30	Подач.	0,05...2,5	1,41	
57	Вертикально-розточувальний	D=50	Головного руху	16...2000	1,26	
58		D=50	Подач.	0,05...3,15	1,41	
59		D=70	Головного руху	10...1600	1,26	
60		D=70	Подач.	0,1...6,0	1,26	
61		D=35	Головного руху	25...3000	1,26	
62		D=35	Подач	0,05...3,15	1,41	
63		D=50	Головного руху	15...2500	1,41	
64		D=50	Подач	0,1...5,0	1,41	
65		D=70	Головного руху	12,5...1500	1,26	
66		D=70	Подач	0,05...3,15	1,26	
67		D=30	Головного руху	20...3000	1,41	
68		D=30	Подач	0,05...2,5	1,41	
69		D=50	Головного руху	16...2000	1,26	
70		D=50	Подач	0,05...3,15	1,41	
71		d=7	Головного руху	10...1600	1,26	
72		D=70	Подач	0,1...6,0	1,26	
73		D=35	Головного руху	25...3000	1,26	
74		D=35	Подач	0,05...3,15	1,41	

1	2	3	4	5	6	7
75	Вертикально-консольно-фрезерний	200x800	Головного руху	30...2000	1,41	
76		200x800	Подач	20...3000	1,26	
77		200x800	Головного руху	16...3150	1,41	
78		200x800	Подач	5...1250	1,41	
79		250x1000	Головного руху	22,5...2500	1,26	
80		250x1000	Подач	10...2500	1,26	
81		250x1000	Головного руху	16...2500	1,41	
82		250x1000	Подач	10...1600	1,26	
83		320x1250	Головного руху	40...2500	1,26	
84		320x1250	Подач	58...1600	1,26	
85		320x1250	Головного руху	20...3150	1,41	
86		320x1250	Подач	20...300	1,26	
87		400x1600	Головного руху	16...2500	1,26	
88		400x1600	Подач	8...2000	1,26	
89		400x1600	Головного руху	10...1600	1,41	
90		400x1600	Подач	50...2000	1,41	
91	Горизонтально-фрезерний	200x800	Головного руху	20...4000	1,26	
92		200x800	Подач	50...2000	1,41	
93		200x800	Головного руху	40...3150	1,26	
94		200x800	Подач	20...2240	1,26	
95		320x1250	Головного руху	16...2000	1,26	
96		320x1250	Подач	5...1600	1,26	
97		400x1600	Головного руху	8...2000	1,41	
98		400x1600	Подач	12...1600	1,41	
99	Безконсольно-фрезерний	400x 1800	Головного руху	18...3550	1,26	
100		400x 1800	Подач	6,3...3150	1,41	

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

До виконання курсового проекту з дисципліни: «Металооброблювальне обладнання» (для спеціальності 131 «Прикладна механіка» денної та заочної форми навчання)

Укладач: Мірошніченко Олександр Володимирович