

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Навчально-науковий інститут
«ІНСТИТУТ ПРОМИСЛОВИХ ТА БІЗНЕС ТЕХНОЛОГІЙ»
УКРАЇНСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання індивідуального завдання
до вивчення дисципліни
«Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання»
для студентів спеціальностей
131 – прикладна механіка, 133 – галузеве машинобудування**

Друкується за Планом видань навчально-методичної
літератури, затвердженим Вченою радою ІПБТ УДУНТ
Протокол № 1 від 24.01.22 р.

ЕЛЕКТРОННИЙ АНАЛОГ ДРУКОВАНОГО ВИДАННЯ

Дніпро 2022

УДК 621.753 (075.3)

Методичні вказівки до виконання індивідуального завдання до вивчення дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» для студентів спеціальностей 131 – прикладна механіка, 133 – галузеве машинобудування. / уклад. С. Л. Негруб. Дніпро : ІПБТ УДУНТ, 2022. – 98 с.

Викладені обсяг і зміст індивідуального завдання, загальні вказівки до його виконання та оформлення; зазначений порядок призначення завдання. Дани вказівки до виконання кожної окремої задачі, необхідні довідкові зведення і приведені приклади рішення. Наданий перелік рекомендованої літератури.

Призначена для студентів денної, заочної та дистанційної форм навчання спеціальностей 131 – прикладна механіка, 133 – галузеве машинобудування.

Друкується за авторською редакцією.

Укладач С.Л. Негруб, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний за випуск С.Л. Негруб, канд. техн. наук, доц.

Рецензент В.О. Єрмократьєв, канд. техн. наук, доц. (УДУНТ)

Підписано до друку 15.06.22. Формат 60x84 ¹/₁₆. Папір друк. Друк плоский. Облік.-вид. арк. 5,7. Умов. друк. арк. 5,9. Замовлення №49

Навчально-науковий інститут
«Інститут промислових та бізнес технологій»
Українського державного університету науки і технологій
49005, Дніпро, пр. Гагаріна, 4

Редакційно-видавничий відділ ННІ ІПБТ УДУНТ

Зміст

1 ПЕРЕДМОВА.....	4
2 ОБСЯГ І ЗМІСТ РОБОТИ.....	4
3 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ.....	6
4 ПОРЯДОК ПРИЗНАЧЕННЯ ЗАВДАННЯ.....	6
5 ВКАЗІВКИ ДО РІШЕННЯ ЗАДАЧ.....	8
5.1 Розрахунок посадок для гладких циліндричних з'єднань.....	8
5.2. Поля допусків елементів, що сполучаються, у шпонковому з'єднанні.....	17
5.3. Вибір посадки для підшипників кочення.....	18
5.4 Розрахунок граничних розмірів нарізного з'єднання.....	20
5.5 Розрахунок розмірного ланцюга.....	22
5.6 Допуски на комплекси контролю зубчастих коліс передачі.....	27
5.7 Виконання креслення деталі і підбір інструмента для контролю її розмірів.....	27
6 ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКІВ.....	28
6.1 Розрахунок посадок для гладких циліндричних з'єднань.....	28
6.1.1 Розрахунок посадки з зазором.....	28
6.1.2 Розрахунок посадки з натягом.....	34
6.1.3 Розрахунок перехідної посадки.....	40
6.2 Розрахунок і вибір посадок шпонкового з'єднання.....	44
6.3 Розрахунок посадок підшипника кочення.....	46
6.4 Розрахунок нарізного з'єднання.....	53
6.5 Розрахунок розмірного ланцюга.....	53
6.6 Визначення допусків зубчастих коліс передачі.....	62
6.7 Виконання креслення деталі і підбір інструмента для контролю її розмірів.....	68
6.7.1 Призначення номінальних розмірів.....	69
6.7.2 Виконання креслення деталі.....	69
6.7.3 Позначення у кресленні показників точності і шорсткості поверхонь.....	69
6.7.4 Вибір інструмента для контролю посадкового розміру...	71
Додаток А – Розрахунок посадок для гладких циліндричних з'єднань.....	77
Додаток Б – Розрахунок і вибір посадок шпонкового з'єднання.....	81
Додаток В – Розрахунок посадок підшипника кочення.....	83
Додаток Г – Розрахунок нарізного з'єднання.....	86
Додаток Д – Розрахунок розмірного ланцюга.....	89
Додаток Ж – Визначення допусків зубчастих коліс передачі Визначення допусків зубчастих коліс передачі.....	91
Додаток З – Виконання креслення деталі і підбор інструмента для контролю її розмірів.....	95
Додаток К – Приклад оформлення титульного аркуша.....	97
Додаток Л – Специфікація роботи.....	98

1 ПЕРЕДМОВА

На сучасному етапі розвитку науки, техніки і промислового виробництва дуже актуальними є питання забезпечення високої економічності, надійності і довговічності машин, приладів і технологічного устаткування; збільшення ресурсу двигунів; зниження ваги машин на одиницю потужності та ін.

Однією з умов, що сприяють підвищенню якості проєктування, виробництва і ремонту машин, при найменших витратах, є широке впровадження принципів взаємозамінності і прогресивних методів контролю, тобто застосування і використання в практичній діяльності інженера тих основних положень, що розглядаються в курсі «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» (ВСТВ).

Індивідуальне завдання, передбачене робочою програмою, ставить своєю метою закріплення теоретичного матеріалу по дисципліні і розвиток у студентів навичок рішення конкретних інженерних задач, що відносяться до точності деталей, вузлів, механізмів. До числа таких задач відносяться: розрахунок посадок з'єднань і призначення допусків деталей, що з'єднуються; позначення прийнятих посадок і інших показників точності на кресленнях відповідно до діючих стандартів; розрахунок розмірних ланцюгів вузлів; розрахунок калібрів для контролю придатності деталей у виробництві; вибір допусків на комплекси контролю зубчастих коліс; вибір засобів виміру розмірів деталей у цехових умовах. Крім того, робота буде сприяти прищеплюванню у студентів навичок користування довідковою літературою і нормативно-технічною документацією.

2 ОБСЯГ І ЗМІСТ РОБОТИ

2.1. За обсягом індивідуальне завдання складається з розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини на листі формату А4.

Вихідними даними для виконання роботи є видане студенту креслення складального вузла і відповідний варіант (чи бланк) завдання з зазначеними в ньому числовими величинами, необхідними для наступних розрахунків.

2.2. Індивідуальне завдання містить у собі задачі з основних розділів з курсу і передбачає:

а) Розрахунок посадок із зазором, натягом і перехідної для заданих циліндричних з'єднань, побудову схем полів допусків деталей, прийнятих для посадок, виконання креслень з'єднуваних деталей окремо й у складанні, з позначенням граничних відхилів посадкових розмірів і позначенням шорсткості поверхонь, що з'єднуються.

б) Розрахунок і вибір посадок шпонкового з'єднання, побудова схеми розташування полів допусків шпонкового з'єднання, виконання робочого креслення з'єднання у складанні і окремо з позначенням розмірів, умовних і числових значень відхилів і шорсткості поверхонь.

в) Розрахунок і вибір допусків з'єднуваних деталей з підшипником кочення, побудова схем полів допусків обраних посадок і виконання креслення підшипникового вузла з позначенням на ньому обраних посадок, шорсткості і відхилення форми посадкових поверхонь з'єднуваних деталей з кільцями підшипника.

г) Обрати за державними стандартами номінальні розміри зовнішнього, середнього та внутрішнього діаметрів нарізного з'єднання, а також граничні відхили діаметрів нарізних деталей. Побудувати схеми розташування полів допусків та розрахувати граничні розміри діаметрів зовнішньої та внутрішньої різей.

д) Розрахунок заданого в узлі розмірного ланцюга на максимум–мінімум та ймовірним методом з наступним аналізом і висновком про доцільність того чи іншого методу розрахунку.

ж) Вибір допусків на комплекси контролю елементів зубчастих коліс за нормами кінематичної точності, плавності і контакту сполучених зубів, розрахунок бокового зазору в передачі і призначення виду сполучення, виконання схем контрольованих елементів.

з) Виконання робочого креслення заданої деталі з позначенням точності розмірів, відхилів форми, взаємного розташування і шорсткості поверхонь, вибір придатного за точністю вимірювального приладу чи інструмента для контролю посадкових розмірів цієї деталі в цехових умовах.

3 ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

3.1. Індивідуальне завдання представляється до захисту у виді розрахунково-пояснювальної записки і креслень. Пояснювальна записка виконується на папері для письма стандартних розмірів формату А4 (297×210 мм) із залишенням стандартних полів. Записка повинна містити розрахунок і всі необхідні пояснення. При виконанні розрахунку обов'язково записуються формули і підстановка в них вихідних числових величин. Текстовий і розрахунковий матеріал виконуються на одній стороні листа. Записка представляється з титульним листом, специфікацією, кресленнями і схемами, зброшурованою в одній обкладинці. Приклади титульного листа і специфікації наведені в додатках К і Л, креслення та схеми представлені у відповідних прикладах рішення задач. Матеріал пояснювальної записки слід розташовувати в такій послідовності: титульний лист, зміст, основна частина, специфікація, перелік посилань.

3.2. Графічна частина роботи виконується на восьми аркушах креслярського паперу формату А4 (297×210 мм). При виконанні креслень, схем і написів на них необхідно керуватися правилами і нормами ЄСКД.

3.3. Завдання на індивідуальне завдання обов'язково повертається з виконаною роботою, підшитим до пояснювальної записки.

3.4. Перелік посилань, що рекомендується для вивчення курсу і виконання індивідуального, наведений наприкінці дійсних методичних вказівок.

4 ПОРЯДОК ПРИЗНАЧЕННЯ ЗАВДАННЯ

4.1. Для виконання індивідуального завдання кожному студенту видається креслення і бланк завдання або вказується варіант для вибору вихідних даних. Приклад такого креслення наведений на рисунку 4.1.

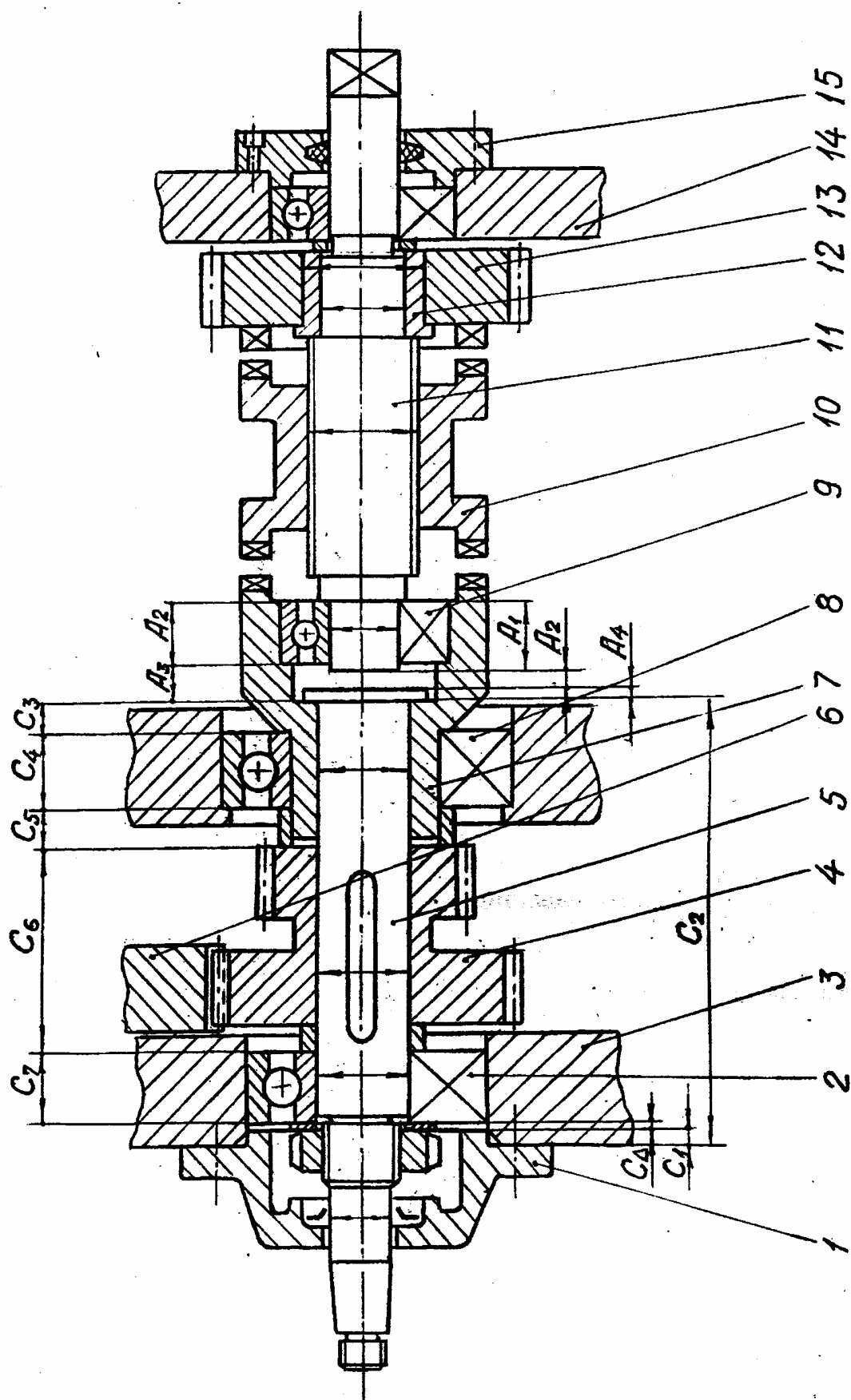


Рисунок 4.1 – Приклад креслення вузла з початковими даними

По кресленню призначаються:

- конкретні сполучення (з'єднання) деталей для рухомої, нерухомої і перехідної посадок;
- шпонкове з'єднання;
- нарізне з'єднання,
- підшипниковий вузол для розрахунку і призначення посадок;
- зубчасті колеса для призначення допусків і граничних відхилів на комплекси контролю норм точності;
- деталь для виконання робочого креслення з указівкою всіх показників точності і вибору універсального вимірювального інструмента (приладу), яким будуть контролюватись її посадкові розміри в цехових умовах;
- розмірний ланцюг, позначений безпосередньо на кресленні.

4.2. Усі необхідні вихідні числові величини, що відносяться до розрахованих з'єднань, деталей і ланок розмірного ланцюга, вказуються у бланку завдання.

5 ВКАЗІВКИ ДО РІШЕННЯ ЗАДАЧ

5.1 Розрахунок посадок для гладких циліндричних з'єднань

виконується з метою визначення оптимальних величин зазорів (або натягів), вибору стандартних посадок для конкретних з'єднань і призначення стандартних допусків на розміри деталей, що з'єднуються, для забезпечення найкращої працездатності, довговічності і надійності з'єднання.

Розрахунок посадок із зазором і з натягом ведеться з урахуванням розмірів з'єднання, якісних характеристик матеріалу і шорсткості поверхонь деталей, що з'єднуються, навантажень, швидкостей, температурного режиму, змащення та інших експлуатаційних, технологічних і конструктивних особливостей з'єднання.

У передумові розрахунку перехідної посадки передбачається, що для з'єднання узяті деталі з партії, виготовлені в масовому виробництві, розміри яких знаходяться в межах заданих допусків. З урахуванням цього, для заданого з'єднання визначаються зазори і натяги за методом максимуму-мінімуму і, з огляду на закон розподілу відхилів розмірів отвору і валу, застосовуючи ймовірний метод розрахунку, визначається ймовірність з'єднань із зазором і з натягом. При виборі граничних відхилів, полів допусків і посадок, а також при нанесенні позначень на

кресленнях необхідно користатися вказівками і таблицями ДСТУ ISO 286-1:2002 і ДСТУ ISO 286-2:2002 [12-13]. Схеми полів допусків виконуються на кресленні в довільному (але зручному) масштабі. Креслення з'єднань у складанні й окремо деталей виконуються в масштабі, передбаченому стандартом, і розміщуються в одній гранці зі схемою полів допусків.

Теоретичні відомості

Номінальний розмір (для отворів позначається D , для валу – d) – це розмір, щодо якого знаходять граничні розміри деталі.

Для з'єднання двох деталей розмір є спільним. При графічному зображенні відповідає нульовій лінії.

Дійсний розмір – це розмір, отриманий в результаті оброблення деталі і встановлений вимірюванням з допустимою похибкою.

Граничні розміри – це найбільший ($D_{\max}$, $d_{\max}$) і найменший ($D_{\min}$, $d_{\min}$) розміри, в межах яких повинен знаходитися дійсний розмір придатної деталі.

Верхній граничний відхил (ES – отвори, es – вали) – це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами ($ES = D_{\max} - D$; $es = d_{\max} - d$)

Нижній граничний відхил (EI – отвори, ei – вали) – це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розміром ($EI = D_{\min} - D$, $ei = d_{\min} - d$).

В стандартах і довідковій літературі граничні відхили наводять в мікрометрах (мкм). На кресленнях при числовому позначенні їх вказують в міліметрах поруч з номінальним розміром (наприклад, $\varnothing 32 \pm 0,05$) або після умовного позначення поля допуску (наприклад, $\varnothing 65d8$ або $\varnothing 65_{-0,1}^{+0,146}$).

Основний відхил – це один з двох граничних відхилів (верхній або нижній), що визначає положення поля допуску щодо нульової лінії. Таким відхилом є відхил ближчий до нульової лінії. Основні відхили отворів позначають прописними латинськими літерами A ; B ; C і т.д., а валів – малими; a ; b ; c і т.д. Схема розташування полів допусків з різними основними відхилами показана на рисунку 5.1, а значення основних відхилів валів і отворів наведені відповідно в таблицях 5.1 і 5.2.

Допуск розміру (T_D , T_d) – це різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами ($T_D = D_{\max} - D_{\min}$; $T_d = d_{\max} - d_{\min}$) або алгебраїчна різниця між верхнім і нижнім граничними відхилами ($T_D = ES - EI$; $T_d = es - ei$). Допуск характеризує задану точність виготовлення деталі. Із збільшенням допуску точність та вартість виготовлення виробів зменшується, і навпаки.

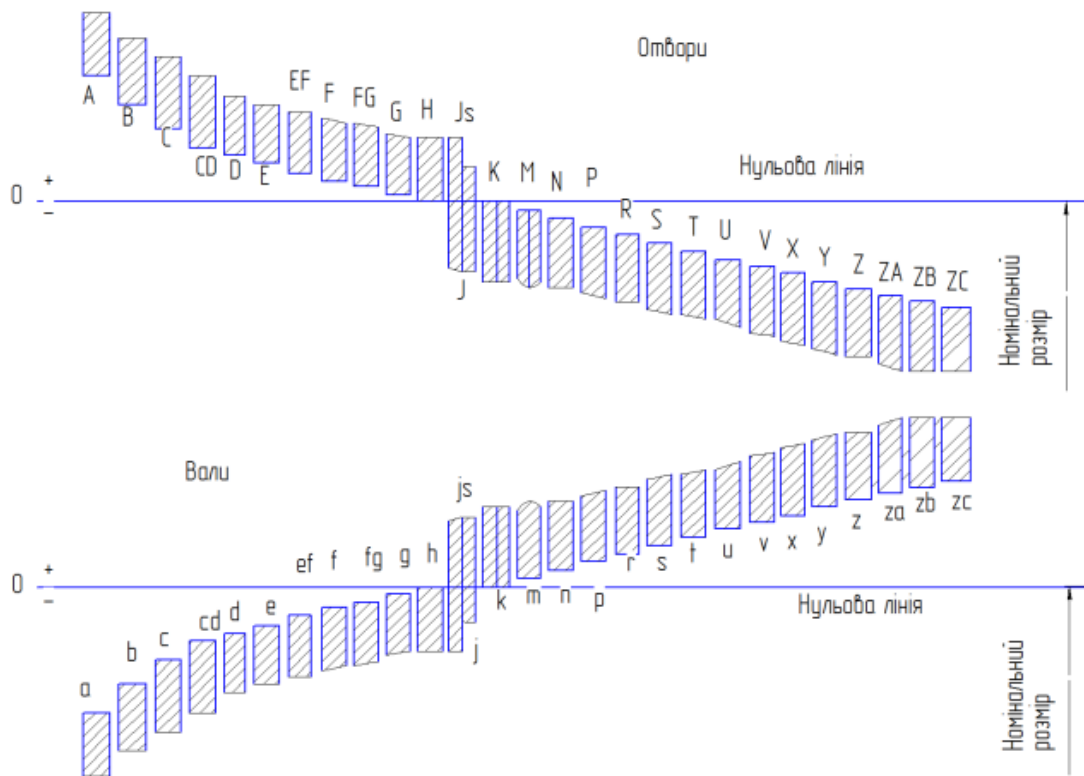


Рисунок 5.1 – Схема розташування полів допусків з різними основними відхилами

Допуск розміру (T_D , T_d) – це різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами ($T_D = D_{\max} - D_{\min}$; $T_d = d_{\max} - d_{\min}$) або алгебраїчна різниця між верхнім і нижнім граничними відхилами ($T_D = ES - EI$; $T_d = es - ei$). Допуск характеризує задану точність виготовлення деталі. Із збільшенням допуску точність та вартість виготовлення виробів зменшується, і навпаки.

Точність розмірів нормують умовними рівнями точності квалітетів точності від 0; 01; 1; 2; 3;..., до 18 – у порядку зменшення точності, разом нараховують 20 квалітетів. Цим же стандартом передбачено 28 основних відхилів для валів і стільки ж – для отворів. Позначення поля допуску на схемі складається з номінального розміру, основного відхилу і квалітету точності. Наприклад, $\varnothing 25F7$ або $\varnothing 25k6$, де $\varnothing 25$ – номінальний розмір; F, k – основний відхил відповідно отвору і валу; 7, 6 – квалітети точності отвору і валу.

Таблица 5.1 – Числові значення основних відхилів валів, мкм

Интервал размеров, мм		Основные отклонения													I		k	
		a ¹	b ¹	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	is ²					
		для всех квалитетов																
														для квалитетов				
														5 и 6	7	8	от 4 до 7	до 3 и свыше 7
Свыше	До	Верхнее отклонение es												нижнее отклонение ei				
-	3 ¹	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	*	-2	-4	-6	0	0
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	-	+1	0
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	-	+1	0
10	14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-	+1	0
14	18																	
18	24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-4	-8	-	+2	0
24	30																	
30	40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	25	-	-9	0		-5	-10	-	+2	0
40	50	-320	-180	-130														
50	65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-7	-12	-	+2	0
65	80	-360	-200	-150														
80	100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0		-9	-15	-	+3	0
100	120	-410	-240	-180														
120	140	-460	-260	-200														
140	160	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-11	-18	-	+3	0
160	180	-580	-310	-230														
180	200	-660	-340	-240														
200	225	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-13	-21	-	+4	0
225	250	-820	-420	-280														
250	280	-920	-480	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-16	-26	-	+4	0
280	315	-1050	-540	-330														
315	355	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0		-18	-28	-	+4	0
355	400	-1350	-680	-400														
400	450	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-20	-32	-	+5	0
450	500	-1650	-840	-480														
500	560	-	-	-520	-370	-260	-145	-	-76	-	-22	0		-	-	-	0	0
560	630	-	-	-580	-390									-	-	-	0	0
630	710	-	-	-640	-430	290	-160	-	-80	-	-24	0		-	-	-	0	0
710	800	-	-	-700	-450									-	-	-	0	0
800	900	-	-	-780	-500	-320	-170	-	-86	-	-26	0		-	-	-	0	0
900	1000	-	-	-860	-520									-	-	-	0	0
1000	1120	-	-	-940	-580	-350	-195	-	-98	-	-28	0		-	-	-	0	0
1120	1250	-	-	-1050	-600									-	-	-	0	0
1250	1400	-	-	-1150	-660	-390	-220	-	-110	-	-30	0		-	-	-	0	0
1400	1600	-	-	-1300	-720									-	-	-	0	0
1600	1800	-	-	-1450	-780	-430	-240	-	-120	-	-32	0		-	-	-	0	0
1800	2000	-	-	-1600	-820									-	-	-	0	0
2000	2240	-	-	-1800	-920	-480	-260	-	-130	-	-34	0		-	-	-	0	0
2240	2500	-	-	-2000	-980									-	-	-	0	0
2500	2800	-	-	-2200	-1050	-520	-290	-	-145	-	-38	0		-	-	-	0	0

Продовження таблиці 5.1

Интервал размеров, мм		Основные отклонения													
		m^3	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
		для всех квалитетов													
Свыше	До	Нижнее отклонение e_i													
—	3^1	+2	+4	+6	+10	+14	—	+18	—	+20	—	+26	+32	+40	+60
3	6	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23	—	+28	—	+35	+42	+50	+80
6	10	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28	—	+34	—	+42	+52	+67	+97
10	14	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	—	+40	—	+50	+64	+90	+130
14	18								+39	+45	—	+60	+77	+108	+150
18	24	+8	+15	+22	+28	+35	—	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24	30						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30	40	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40	50						+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50	65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65	80				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80	100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100	120				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120	140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140	160				+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
160	180				+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180	200	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
200	225				+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
225	250				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
250	280	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
280	315				+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
315	355	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
355	400				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
400	450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
450	500				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600
500	560	+26	+44	+78	+150	+280	+400	+600	+740	—	—	—	—	—	—
560	630				+155	+310	+450	+660	+820	—	—	—	—	—	—
630	710	+30	+50	+88	+175	+340	+500	+740	+920	—	—	—	—	—	—
710	800				+185	+380	+560	+840	+1000	—	—	—	—	—	—
800	900	+34	+56	+100	+210	+430	+620	+940	+1150	—	—	—	—	—	—
900	1000				+220	+470	+680	+1050	+1300	—	—	—	—	—	—
1000	1120	+40	+66	+120	+250	+520	+780	+1150	+1450	—	—	—	—	—	—
1120	1250				+260	+580	+840	+1300	+1600	—	—	—	—	—	—
1250	1400	+48	+78	+140	+300	+640	+960	+1450	+1800	—	—	—	—	—	—
1400	1600				+330	+720	+1050	+1600	+2000	—	—	—	—	—	—
1600	1800	+58	+92	+170	+370	+820	+1200	+1850	+2300	—	—	—	—	—	—
1800	2000				+400	+920	+1350	+2000	+2500	—	—	—	—	—	—
2000	2240	+68	+110	+195	+440	+1000	+1500	+2300	+2800	—	—	—	—	—	—
2240	2500				+460	+1100	+1650	+2500	+3100	—	—	—	—	—	—
2500	2800	+76	+135	+240	+550	+1250	+1900	+2900	+3500	—	—	—	—	—	—
2800	3150				+580	+1400	+2100	+3200	+3900	—	—	—	—	—	—

¹ Основные отклонения a и b не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

Таблица 5.2 – Числові значення основних відхилів отворів, мкм

Интервал размеров, мм		Основные отклонения											
		A ¹	B ¹	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS ²
		для всех квалитетов											
Свыше	До	Нижнее отклонение EI											
-	3 ^{1) 5)}	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	*
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
14	18	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
18	24												
24	30												
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
40	50	+320	+180	+130									
50	65	+340	+190	+140									
65	80	+360	+200	+150	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
80	100	+380	+220	+170									
100	120	+410	+240	+180									
120	140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
140	160	+520	+280	+210									
160	180	+580	+310	+230									
180	200	+660	+340	+240	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
200	225	+740	+380	+260									
225	250	+820	+420	+280									
250	280	+920	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
280	315	+1050	+540	+330									
315	355	+1200	+600	+360									
355	400	+1350	+680	+400	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
400	450	+1500	+760	+440									
450	500	+1650	+840	+480									
500	560	-	-	+520	+370	+260	+145	-	+76	-	+22	0	
560	630			+580	+390								
630	710	-	-	+640	+430	+290	+160	-	+80	-	+24	0	
710	800			+700	+450								
800	900	-	-	+780	+500	+320	+170	-	+86	-	+26	0	
900	1000			+860	+520								
1000	1120	-	-	+940	+580	+350	+195	-	+98	-	+28	0	
1120	1250			+1050	+600								
1250	1400	-	-	+1150	+660	+390	+220	-	+110	-	+30	0	
1400	1600			+1300	+720								
1600	1800	-	-	+1450	+780	+430	+240	-	+120	-	+32	0	
1800	2000			+1600	+820								
2000	2240	-	-	+1800	+920	+480	+260	-	+130	-	+34	0	
2240	2500			+2000	+980								
2500	2800	-	-	+2200	+1050	+520	+290	-	+145	-	+38	0	
2800	3150			+2500	+1150								

Продовження таблиці 5.2

Интервал размеров, мм		Основные отклонения														
		J		K ³		M ^{3 4}		M ^{3 5}		P до ZC ³		P	R	S	T	
		для вычитатов										для вычитатов свыше				
		6	7	8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 7	7-го				
Свыше	До	Верхнее отклонение ES														
—	3 ^{1 3}	+2	+4	+6	0	0	—2	—2	—4	—4	Отклонения как для вычитатов свыше 7-го, увеличен- ные на D	—6	—10	—14		
3	6	+5	+6	+10	—1+D	—	—4+D	—4	—8+D	0		—12	—15	—19		
6	10	+5	+8	+12	—1+D	—	—6+D	—6	—10+D	0		—15	—19	—23		
10	14	+6	+10	+15	—1+D	—	—7+D	—7	—12+D	0		—18	—23	—28		
14	18															
18	24	+8	+12	+20	—2+D	—	—8+D	—8	—15+D	0		—22	—28	—35		
24	30														—41	
30	40	+10	+14	+24	—2+D	—	—9+D	—9	—17+D	0		—26	—34	—43	—48	
40	50														—54	
50	65	+13	+18	+28	—2+D	—	—11+D	—11	—20+D	0		—32	—41	—53	—66	
65	80												—43	—59	—75	
80	100	+16	+22	+34	—3+D	—	—13+D	—13	—23+D	0		—37	—51	—71	—91	
100	120												—54	—79	—104	
120	140													—63	—92	—122
140	160	+18	+26	+41	—3+D	—	—15+D	—15	—27+D	0		—43	—65	—100	—134	
160	180												—68	—108	—146	
180	200									0			—77	—122	—166	
200	225	+22	+30	+47	—4+D	—	—17+D	—17	—31+D			—50	—80	—130	—180	
225	250												—84	—140	—196	
250	280	+25	+36	+55	—4+D	—	—20+D	—20	—34+D	0		—56	—94	—158	—218	
280	315												—98	—170	—240	
315	355	+29	+39	+60	—4+D	—	—21+D	—21	—37+D	0		—62	—108	—190	—268	
355	400												—114	—208	—294	
400	450	+33	+43	+66	—5+D	—	—23+D	—23	—40+D	0		—68	—126	—232	—330	
450	500												—132	—252	—360	
500	560	—	—	—	0	—	—26		—44			—78	—150	—280	—400	
560	630												—155	—310	—450	
630	710	—	—	—	0	—	—30		—50			—88	—175	—340	—500	
710	800											—185	—380	—560		
800	900	—	—	—	0	—	—34		—56		—100	—210	—430	—620		
900	1000											—220	—470	—680		
1000	1120	—	—	—	0	—	—40		—66		—120	—250	—520	—780		
1120	1250											—260	—580	—840		
1250	1400	—	—	—	0	—	—48		—78		—140	—300	—640	—960		
1400	1600											—330	—720	—1050		
1600	1800	—	—	—	0	—	—58		—92		—170	—370	—820	—1200		
1800	2000											—400	—920	—1350		
2000	2240	—	—	—	0	—	—68		—110		—195	—440	—1000	—1500		
2240	2500											—460	—1100	—1650		
2500	2800	—	—	—	0	—	—76		—135		—240	—550	—1250	—1900		
2800	3150											—580	—1400	—2100		

Продовження таблиці 5.2.

Интервал размеров, мм		Основные отклонения								D, мкм					
		U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC						
		для квалитетов свыше 7-го								для квалитетов					
Свыше	До	Верхнее отклонение ES								3	4	5	6	7	8
-	$3^{1,5}$	-18		-20		-26	-32	-40	-60	0	0	0	0	0	0
3	6	-23		-28		-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6
6	10	-28		-34		-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7
10	14	-33		-40		-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
14	18		-39	-45		-60	-77	-108	-150						
18	24	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	12
24	30	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218						
30	40	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3	4	5	9	14
40	50	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325						
50	65	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
65	80	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480						
80	100	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2	4	5	7	13	19
100	120	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690						
120	140	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800						
140	160	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900	3	4	6	7	15	23
160	180	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000						
180	200	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150						
200	225	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	3	4	6	9	17	26
225	250	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350						
250	280	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4	4	7	9	20	29
280	315	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700						
315	355	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	4	5	7	11	21	32
355	400	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100						
400	450	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5	5	7	13	23	34
450	500	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600						
500	560	-600	-740	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
560	630	-660	-820	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
630	710	-740	-920	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
710	800	-840	-1000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
800	900	-940	-1150	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
900	1000	-105	-1300	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1000	1120	-1150	-1450	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1120	1250	-1300	-1600	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1250	1400	-1450	-1800	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1400	1600	-1600	-2000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1600	1800	-1850	-2300	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1800	2000	-2000	-2500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2000	2240	-2300	-2800	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2240	2500	-2500	-3100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2500	2800	-2900	-3500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2800	3150	-3200	-3900	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Другий граничний відхил (неосновний) визначають виходячи з основного відхилення і допуску T_D (T_d). Наприклад, для поля допуску $\varnothing 25F7$ основний відхил $EI = +20$ мкм. Допуск $T_D = 21$ мкм, звідси другий відхил (в даному випадку верхній) буде $ES = EI + T_D = 20 + 21 = 41$ мкм. Для поля допуску $\varnothing 25f7$ основний відхил $es = -20$ мкм, а неосновний (нижній) $ei = es - T_D = -20 - 21 = -41$ мкм. Аналогічно отримують значення неосновних відхилів для інших полів допусків.

Графічне зображення полів допусків, граничних відхилів та розмірів на схемах наведена на рисунку 5.2.

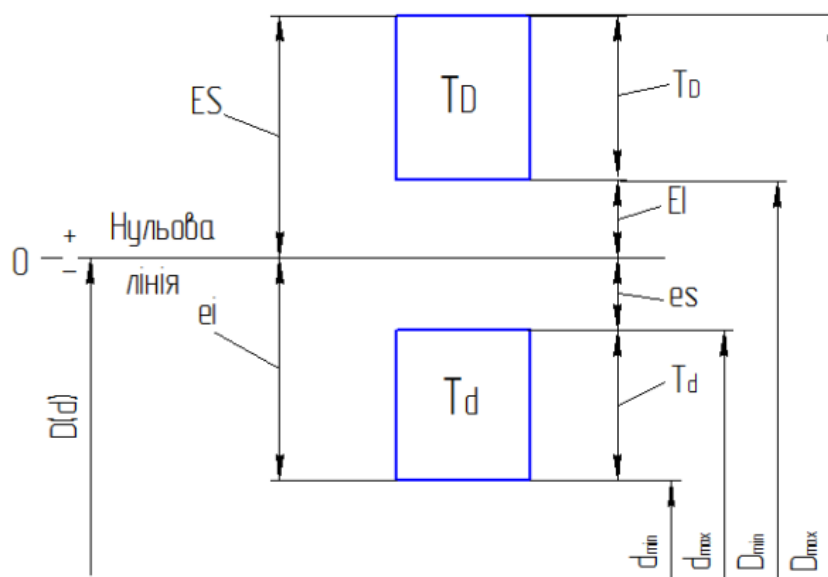


Рисунок 5.2 – Схема розташування полів допусків отвору T_D і валу T_d , щодо нульової лінії

При виконанні контрольних робіт (не тільки задач №1, але й інших) для розрахунку граничних відхилень можна використовувати таблиці 5.1, 5.2, А.1 або скористатися стандартами ДСТУ ISO 286-2:2002.

Посадкою називають характер з'єднання деталей, який визначається величиною отриманих зазорів або натягів. Позначення посадки складається з номінального розміру і позначення поля допуску отвору (в чисельнику) і валу (в знаменнику), наприклад $\varnothing 25H7/f8$. На робочих кресленнях розмір отворів позначається $\varnothing 25H7$, валу – $\varnothing 25f8$.

В залежності від взаємного положення полів допусків отворів і валів посадки можуть бути із **зазором**, **натягом** або **перехідні**, в яких можна отримати як зазор, так і натяг (рис. 5.3).

Зазор S – різниця розмірів отвору і валу

$$\begin{aligned} S_{max} &= D_{max} - d_{min} = ES - ei; \\ S_{min} &= D_{min} - d_{max} = EI - es. \end{aligned} \quad (5.1)$$

Натяг N – різниця розмірів валу і отвору

$$\begin{aligned} N_{max} &= d_{max} - D_{min} = es - EI; \\ N_{min} &= d_{min} - D_{max} = ei - ES. \end{aligned} \quad (5.2)$$

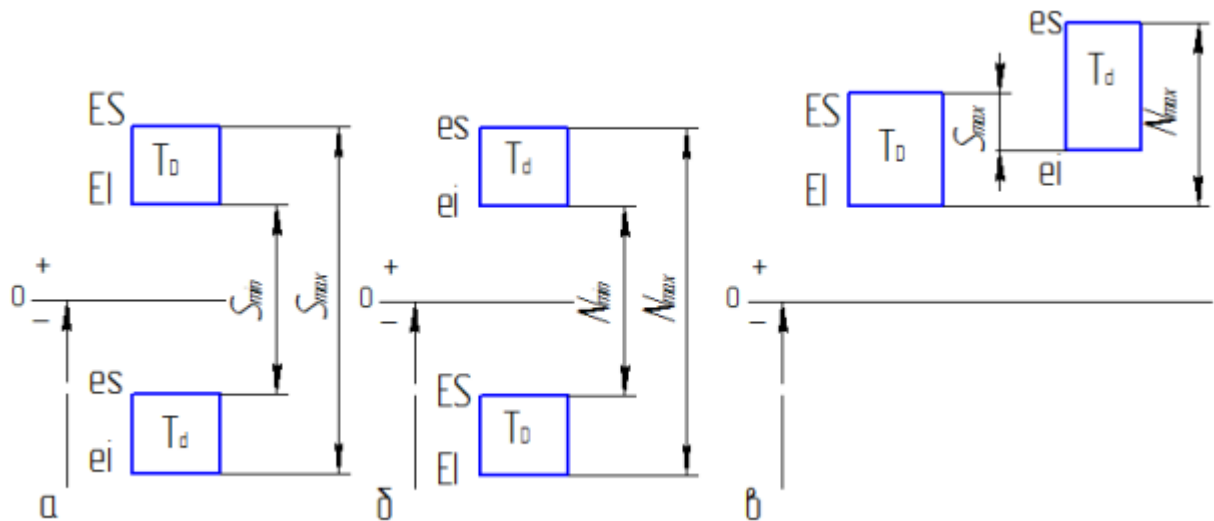


Рисунок 5.3 – Взаємне розташування полів допусків отворів T_D і валів T_d у посадках із зазором (а), натягом (б), і перехідною (в)

Допуск посадки характеризує точність з'єднання і визначається як різниця між найбільшим і найменшим значенням зазорів (натягів) або як сума допусків отвору і вала:

$$T_n = S_{max} (N_{max}) - S_{min} (N_{min}) = T_D + T_d. \quad (5.3)$$

5.2. Поля допусків елементів, що сполучаються, у шпонковому з'єднанні (ширини пазів, валів і втулок) вибираються відповідно до призначення з'єднання: для деталей, застосованих у загальному машинобудуванні (індивідуальному чи дрібносерійному виробництві), для масового чи крупносерійного виробництва (авто- та тракторобудування) і для направляючих шпонок (табл. Б2 та табл.Б3 додатку Б).

Числові значення граничних відхилів обраних полів допусків знаходять у таблицях ДСТУ ISO 286-1:2002 відповідно номінальному розміру ширини шпонкового з'єднання.

Для забезпечення умов складання і характеру з'єднання, що відповідають функціональному призначенню цього з'єднання, застосовують різні посадки шпонки в пази вала і втулки. При цьому поле допуску розміру шпонки по ширині залишається незмінним, а різні посадки в пази одержують шляхом зміни відхилів розмірів ширини пазів, тобто посадки здійснюються в системі вала.

5.3. Вибір посадки для підшипників кочення здійснюється відповідно до умов роботи підшипникового вузла, величини навантаження і виду навантаження внутрішнього і зовнішнього кілець.

Для циркуляційно навантаженого кільця завжди призначається посадка нерухома, а для місцево навантаженого – рухома. Конкретні посадки (поля допусків і квалітети розмірів деталей, що з'єднуються з підшипником) вибираються по величині приєднувальних розмірів підшипника та інтенсивності навантаження на посадкову поверхню.

Після вибору посадок необхідно обов'язково зробити перевірку на наявність посадкового зазору між доріжкою підшипникового кільця і тілами кочення, по найбільшому натягу обраної посадки. У випадку відсутності зазору посадку варто замінити на найближчу, більш вільну.

При виконанні цієї задачі варто користатися методикою і таблицями, наведеними у таблицях В1 – В7 додатку В та ДСТУ ISO 286-2:2002 [13]. Графічна частина задачі виконується так, як зазначено у п. 5.1.

Теоретичні відомості

Стандарти встановлюють п'ять класів точності підшипників кочення, які позначаються 0; 6; 5; 4; 2 (в порядку підвищення точності).

*Для більшості механізмів загального призначення застосовують **підшипники класу точності 0**.*

*Підшипники більш високих класів точності застосовують при великих частотах обертання і тоді, коли потрібна висока точність обертання валу (наприклад, для шпиндельних опор шліфувальних і інших прецизійних верстатів, для авіаційних двигунів застосовують **класи точності 5 і 4**, для гіроскопічних приладів – **клас точності 2**).*

Прийнято такі позначення полів допусків кілець підшипників по приєднувальним діаметрам:

для отвору внутрішнього кільця – L0; L6; L5; L4; L2;

для діаметра зовнішнього кільця – $\ell 0$; $\ell 6$; $\ell 5$; $\ell 4$; $\ell 2$.

Для всіх класів точності верхнє відхилення приєднувальних діаметрів кілець прийнято рівним нулю. Таким чином, діаметри зовнішнього D_m і внутрішнього d_m кілець прийняті відповідно за діаметри основного валу і основного отвору. Посадку зовнішнього кільця з корпусом призначають в системі валу, а внутрішнього кільця з валом – у системі отвору, але поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця розташоване не в "плюс", як прийнято в системі отвору, а вниз від нульової лінії (рис. 5.6)

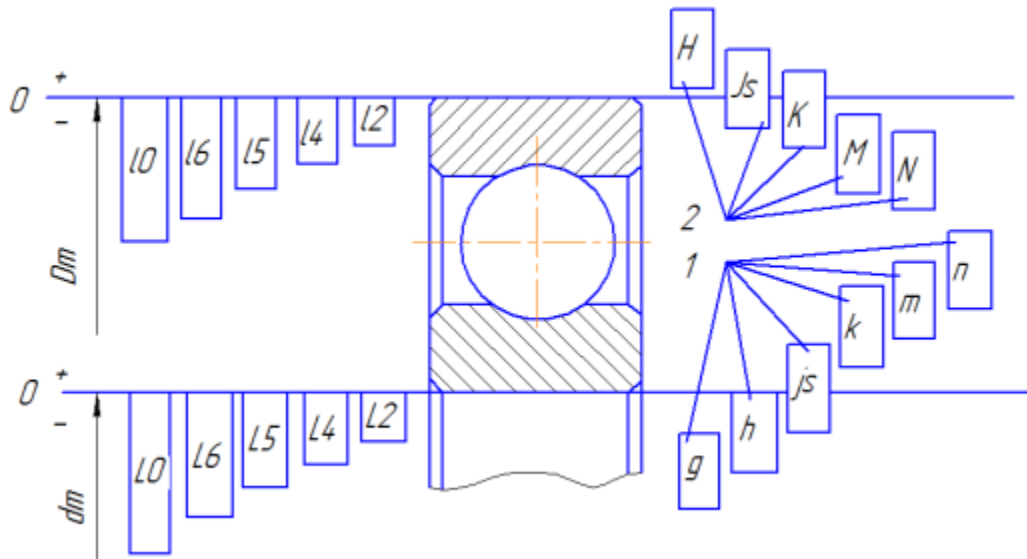


Рисунок 5.6 – Схема розташування полів допусків на діаметри кілець підшипників і сполучених з ними валів (1) і корпусів (2)

При такому перевернутому розташуванні поля допуску отвору внутрішнього кільця для отримання посадок з невеликим натягом не слід вдаватися до спеціальних посадок, а їх можна отримати, використовуючи для валів звичайні поля допусків з числа перехідних посадок (k , m , n). Посадки з великими натягами тут не застосовують через тонкостінність конструкції кілець підшипників і можливої їх деформації при складанні з валами.

Приклад позначень посадок підшипників кочення:

а) підшипник класу точності 0 на вал з номінальним діаметром 50 мм і полем допуску вала $js\ 6$: посадка $\varnothing 50\ L0/js6$ або $\varnothing 50 \frac{L0}{js6}$

б) те ж в отвір корпусу з номінальним діаметром 90 мм і полем допуску отвору корпусу $H7$: посадка $\varnothing 90\ H7/\ell 0$ або $\varnothing 90 \frac{H7}{\ell 0}$.

Схеми розташування полів допусків для цих посадок показані на рисунку 5.7, а їх позначення на складальних і робочих кресленнях – на рисунку 5.8. Граничні відхилення розмірів внутрішніх і зовнішніх кілець кулькових підшипників наведені в таблиці В6 і В7 додатку В.

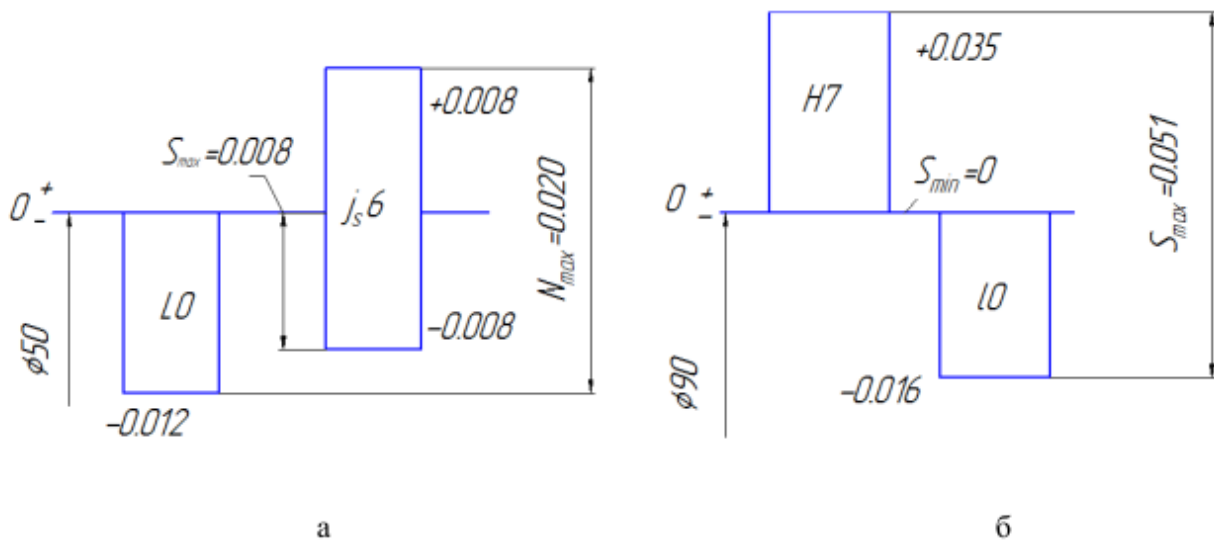


Рисунок 5.7 – Схеми розташування полів допусків підшипникових посадок: а – внутрішнього кільця підшипника з валом; б – зовнішнього кільця підшипника з отвором корпусу.

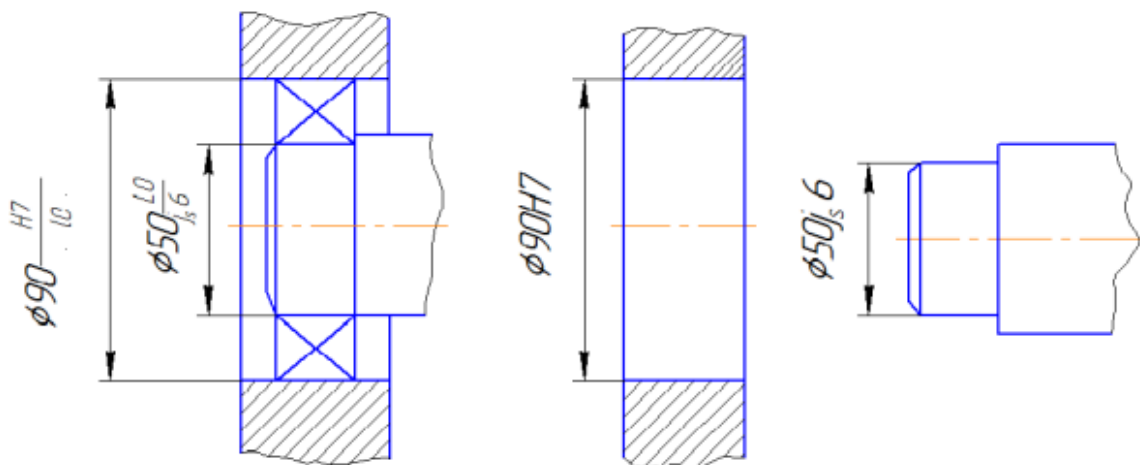


Рисунок 5.8 – Позначення підшипникових посадок на складальних і робочих кресленнях деталей

5.4 Розрахунок граничних розмірів нарізного з'єднання

1. Відповідно до завдання вписати позначення нарізного з'єднання.
2. За державними стандартами обрати номінальні розміри зовнішнього, середнього та внутрішнього діаметрів нарізного з'єднання, а також граничні відхилення діаметрів нарізних деталей.

3. Побудувати схеми розташування полів допусків та розрахувати граничні розміри діаметрів зовнішньої та внутрішньої різей.

4. Побудувати схему розташування граничних контурів зовнішньої та внутрішньої різей.

5. Накреслити ескізи нарізного з'єднання та нарізних деталей і проставити на них відповідні значення.

Теоретичні відомості

Метричні різі застосовують найчастіше у якості кріпильних. Їх поділяють на різі з великим кроком (у позначенні різей не вказують) та дрібним (вказують у позначенні). Різ з великим кроком застосовують для з'єднань, що не піддаються змінному навантаженню, яке може призвести до самовідкручування. Різ з дрібним кроком мають більш високий коефіцієнт тертя та більш надійні проти самовідкручування. Окрім того, їх застосовують також при великих діаметрах та маленькій довжині згвинчування.

Головним параметром нарізного з'єднання, який забезпечує точність та характер спряження, є середній діаметр. Допуски на зовнішній та внутрішній діаметри побудовані так, щоб забезпечити гарантований зазор. Відхили кроку та половини кута профілю, які впливають на взаємозамінність, окремо не нормуються. Похибки цих елементів компенсується допуском на середній діаметр. Стандартами встановлені наступні ряди основних відхилів, що позначаються літерами латинського алфавіту.

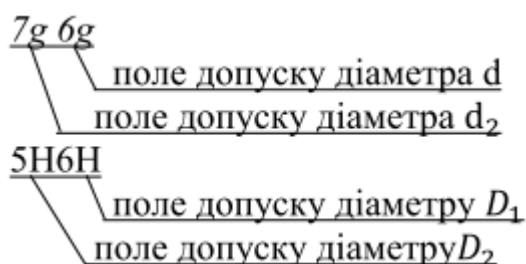
для зовнішньої різі (для болта) – d; e; f; g; h ,

для внутрішньої різі (для гайки) – E; F; G; H.

Встановлені наступні ступені точності різі: 3, 4, 5,..., 10 (у порядку зменшення). Від ступені точності залежить допуск на діаметр різі.

Поля допусків діаметрів різі утворюються поєднанням ступенів точності і основних відхилів, наприклад: 4h ; 6g ; 6H; 4H5H.

Позначення поля допуску різі складається з позначення поля допуску середнього діаметра, яке стоїть на першому місці, і позначення поля допуску діаметра виступу для болтів чи западин для гайок, наприклад :



Якщо поля допусків співпадають, то в позначенні вони не повторюється.

Приклади позначення різі:

з великим кроком зовнішньої різі – $M10-6g$;

з великим кроком внутрішньої різі – $M10-6H$;

з дрібним кроком зовнішньої різі – $M10 \times 1,25 - 6g$;

з дрібним кроком внутрішньої різі – $M10 \times 1,25 - 6H$;

посадка в нарізному з'єднанні – $M10 \times 1,25 - 6H/6g$.

5.5 Розрахунок розмірного ланцюга.

1. Побудувати схему розмірного ланцюга, позначити замикаючу, збільшувальні та зменшувальні ланки.

2. За стандартом вибрати допуски розмірів складових ланок ланцюга відповідно заданим квалітетам і назначити їх граничні відхили.

3. Визначити номінальний розмір та граничні відхили замикальної ланки методами максимуму-мінімуму (повна взаємозамінність) та ймовірнісним методом, проаналізувати отримані результати розрахунків.

Теоретичні відомості

Розмірним ланцюгом називають сукупність взаємопов'язаних розмірів, що утворюють замкнутий контур та визначають взаємне положення поверхонь (або осей) одної або декількох деталей. Якщо в ланцюг входять розміри одної деталі, ланцюг називається *по-детальним*, якщо декількох – *складальним*.

Розміри, що утворюють розмірний ланцюг, називають **складовими ланками** і позначаються прописними літерами російського алфавіту з індексом у вигляді порядкового номера, наприклад, $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$.

Розмір, який виходить останнім у результаті обробки деталі або складання вузла, називається замикальною ланкою. У розрахунках та на схемах ця ланка позначається тією ж літерою, що і інші ланки, але з індексом Δ (наприклад, $A\Delta$).

На рисунку 5.9 а зображений ступінчастий вал і проставлені розміри, які визначають таку послідовність токарної обробки цієї деталі: проточка за розміром A_2 , потім проточка за розміром A_3 та відрізка за розміром A_1 . Останньою при такій обробці виходить ланка $A\Delta$, яка і буде замикальною. На рисунку 5.9 б показаний приклад складального розмірного ланцюга, у якому замикальною є ланка $B\Delta$, тобто зазор, отриманий в результаті складання. Всі складові ланки поділяють на

зменшувальні та збільшувальні в залежності від того, як вони впливають на замикаючу ланку.

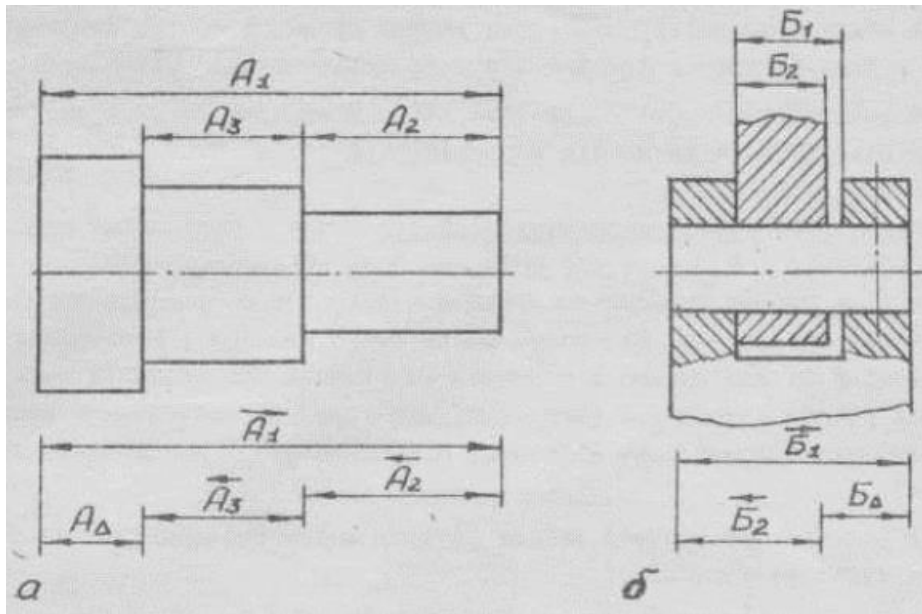


Рисунок 5.9 – Приклади по-детального (а) і складального (б) розмірного ланцюгів

Збільшувальними називають такі ланки, при збільшенні яких розмір замикальної ланки збільшується, зменшувальними – такі, при збільшенні яких розмір замикальної ланки зменшується.

Збільшувальні ланки на схемах позначають стрілками, напрямленими праворуч (на рис. 5.9 $\overrightarrow{A_1}$ та $\overrightarrow{B_1}$), а зменшувальні – стрілками, напрямленими ліворуч ($\overleftarrow{A_1}$, $\overleftarrow{A_2}$ $\overleftarrow{B_2}$).

При вирішенні розмірних ланцюгів зазвичай має місце одна з двох задач: **пряма (проектна) або зворотна (перевірочна).**

Пряма (проектна) задача полягає в тому, що виходячи з заданих номінальних розмірів складових ланок, а також номінального розміру і граничних відхилів замикальної ланки необхідно визначити допуски і граничні відхилення складових ланок.

Зворотна (перевірочна) задача полягає в тому, щоб виходячи з заданих номінальних розмірів і граничних відхилів складових ланок знайти номінальний розмір та граничні відхилення замикальної ланки.

При рішенні розмірних ланцюгів розрізняють дві задачі:

1. Виходячи з установлених вимог до величини замикаючої ланки, визначаються розміри, допуски і граничні відхилення всіх складових ланок розмірного ланцюга (пряма задача).

2. Виходячи з установлених величин номінальних розмірів, допусків і граничних відхилів складових ланок, знаходять величину коливання і граничні відхилення замикаючої ланки (зворотна задача).

Пряма задача може бути вирішена виходячи з умови призначення одного квалітету на всі розміри складових ланок, чи з умови призначення для них рівних (однакових по величині) допусків.

Рішення задачі виходячи з умови призначення однакових по величині допусків (одного квалітету) виконують тоді, коли номінальні розміри ланок по величині значно відрізняються одне від одного. Якщо номінальні розміри складових ланок по величині мало відрізняються друг від друга, то рішення виконують виходячи з умови призначення рівних допусків.

Задачі, як *пряма*, так і *зворотна*, можуть бути вирішені двома методами:

- а) методом розрахунку на максимум-мінімум, що забезпечує повну взаємозамінність;
- б) методом теоретико – ймовірного розрахунку.

Метод максимуму-мінімуму

При цьому методі виходять з припущення, що в процесі виготовлення деталі або складання вузла можуть мати місце розміри з протилежними граничними значеннями у найбільш невідповідних для точності виготовлення або складання поєднаннях (наприклад, усі збільшувальні ланки будуть мати найбільші граничні значення, а зменшувальні – найменші, або навпаки). При вирішенні перевіркової задачі методом максимуму-мінімуму використовують наступні залежності:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \overrightarrow{A_i} - \sum_{k=1}^n \overleftarrow{A_k}, \quad (5.4)$$

де A_{Δ} – номінальний розмір замикальної ланки; A_i – номінальні розміри складових ланок;

m, n – кількість відповідно збільшувальних та зменшувальних ланок.

Верхній та нижній граничний відхили замикальної ланки визначаються за формулами

$$ES_{C_{\Delta}} = \sum_{i=1}^m ES_{C_i} - \sum_{k=1}^n EI_{C_k};$$

$$EI_{C_{\Delta}} = \sum_{i=1}^m EI_{C_i} - \sum_{k=1}^n ES_{C_k}, \quad (5.5)$$

де m – число збільшувальних ланок;

n – число зменшувальних ланок.

Для перевірки правильності розв'язання використовують наступну формулу:

$$T_{A\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} T_{Ai}, \quad (5.6)$$

де n – кількість ланок у ланцюзі,

$T_{A\Delta}$ – допуск замикальної ланки;

T_{Ai} – допуск складових ланок.

Ймовірнісний метод

Цей метод заснований на відомому положенні теорії ймовірностей, згідно якого поєднання розмірів з протилежними граничними значеннями зустрічається значно рідше, ніж розмірів з середніми значеннями. При знаходженні граничних відхилів в розрахунок вводять середнє відхилення, тобто координату середини поля допуску $\Delta_0 A_i$ (рис. 5.10):

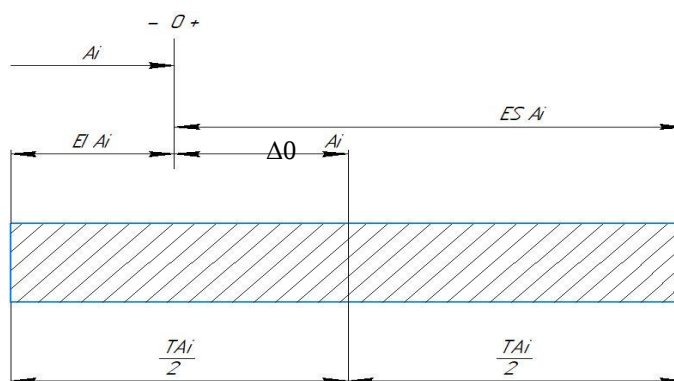


Рисунок 5.10 – Координата середини поля допуску $\Delta_0 A_i$

$$\Delta_0 T_{A\Delta} = \frac{ES_{A\Delta} + EI_{A\Delta}}{2}, \quad (5.7)$$

де $\Delta_0 T_{A\Delta}$ – координата середини поля допуску,

$ES_{A\Delta}$ – верхній граничний відхил,

$EI_{A\Delta}$ – нижній граничний відхил.

Координату середини поля допуску замикальної ланки знаходять за формулою:

$$\Delta_0 A_{\Delta} = \sum_{i=0}^m \Delta_0 \overrightarrow{A_i} - \sum_{i=0}^n \Delta_0 \overleftarrow{A_i}. \quad (5.8)$$

Допуск замикальної ланки в загальному випадку:

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_i TA_i^2} \quad (5.9)$$

де TA_i – допуски складових ланок;

λ – коефіцієнт відносного розсіювання, вибирається в залежності від закону розподілу випадкових розмірів;

t – коефіцієнт ризику, вибирається в залежності від відсотка ризику, який являє собою ймовірність виходу розміру замикальної ланки за розраховані межі.

Якщо зміни розмірів при обробці деталей залежить від великої кількості факторів, але жоден з цих факторів не має переважного значення, прийнято вважати, що розсіювання випадкових розмірів відбувається за законом нормального розподілу.

Оскільки для закону нормального розподілу значення ймовірнісних коефіцієнтів $t=3$ та $\lambda_i = 1/9$ вираз (5.9) спрощується.

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} TA_i^2} \quad (5.10)$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення замикаючої ланки визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} ES_{A\Delta} &= \Delta_0 A_{\Delta} + \frac{T_{A\Delta}}{2} \\ EI_{A\Delta} &= \Delta_0 A_{\Delta} - \frac{T_{A\Delta}}{2}. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Застосування ймовірнісного методу розрахунку розмірних ланцюгів в порівнянні з методом максимуму-мінімуму дозволяє отримати більш вузький діапазон розсіювання розмірів замикальної ланки. Це означає, що при розрахунку ймовірнісним методом досягається більш висока точність замикальної ланки, ніж при використанні методу максимуму-мінімуму.

При рішенні розмірного ланцюга вузла, призначеного завданням, варто застосувати обидва методи, тобто вирішити задачу методом розрахунку на

максимум-мінімум та ймовірним методом. Проаналізувати результати розрахунку і зробити висновок про перевагу того чи іншого методу і доцільності його застосування. У розрахунку задачі виконується схема розмірного ланцюга.

5.6 Допуски на комплекси контролю зубчастих коліс передачі.

У цій задачі, відповідно до заданих параметрів зубчастих коліс і ступенів точності передачі, визначаються табличні значення граничних відхилів і допусків на комплекси контролю:

- а) по нормах кінематичної точності – допуск F_r на радіальне биття вінця і допуск F_{rw} на коливання довжини загальної нормалі;
- б) по нормах плавності – відхилення f_{pb} кроку зачеплення, погрішність f_f профілю зуба і відхилення f_{pt} окружного кроку;
- в) по нормах контакту сполучених зубів – пляма контакту і допуск F_β на погрішність напрямку зуба.

Визначаються величини найбільшого і найменшого бокового зазору, що забезпечує температурну компенсацію і нормальні умови змащення. Призначаються: стандартний вид сполучення і вид допуску; табличні значення найменшого додаткового зміщення вихідного контуру E_{hs} і допуск T_H на зміщення вихідного контуру; табличні значення допуску E_{da} на радіальне биття і граничні відхилення Δd_a діаметра вершин зубів, що служить базою для виміру вихідного контуру і товщини зуба. Визначається найбільший і найменший вільний кутовий поворот зубчастого колеса при складанні. Числові значення граничних відхилів і допусків беруться з таблиць Д.Ж.1...Д.Ж.8 додатку Ж.

5.7 Виконання креслення деталі і підбор інструмента для контролю її розмірів.

При виконанні цієї задачі визначаються номінальні розміри даної деталі відповідно до розмірів конструкції вузла; виконується креслення цієї деталі; призначаються і вказуються на кресленні відхилення розмірів, форми, розташування і шорсткості поверхонь; вибирається придатний по точності інструмент (прилад) для контролю її посадкового розміру в цехових умовах.

Виконання креслення і вказівка в ньому показників точності здійснюється відповідно до правил ЄСКД. Числові значення граничних відхилів беруться з таблиць ДСТУ ISO 286-2:2002, а параметрів шорсткості – за ГОСТ 2789-73, та зміни № 3 від 28.05.2002. Призначати інструмент (прилад) для контролю варто такий, щоб похибка виміру їм не перевищувала допустиму. Конкретні вимірювальні засоби варто вибирати за відповідними таблицями, наведеними у додатках методичних вказівок. Основний довідковий матеріал, необхідний для рішення задач, наведений у додатках методичних вказівок.

6 ПРИКЛАДИ ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКІВ

6.1 Розрахунок посадок для гладких циліндричних з'єднань

6.1.1 Розрахунок посадки з зазором

Для рухливого з'єднання валу 11 з втулкою 12 (рис. 4.1) розрахувати оптимальний, найбільший і найменший зазори між вкладишем і цапфою. Підібрати стандартну посадку, що забезпечує рідинне тертя і найбільший термін служби з'єднання. Побудувати схему полів допусків обраної посадки. Дати креслення з'єднання у складанні і окремо деталей з позначенням розмірів і граничних відхилів.

Вихідні дані:

Номінальний діаметр з'єднання $d_n = 55$ мм, довжина $l = 80$ мм, радіальне навантаження $R = 8,2$ кН, частота обертання цапфи $n = 930$ об/хв; матеріал цапфи сталь 45, шорсткість її поверхні $R_{zd} = 0,25$ мкм; матеріал вкладиша (втулки) Бр0Ф10-1, шорсткість поверхні $R_{zd} = 0,63$ мкм; кут охоплення цапфи $\phi = 180^\circ$; масло – індустріальне И-20А; максимальна робоча температура підшипника $t_n = 60$ °С.

Рішення:

1. Максимальна надійність рідинного тертя забезпечується при оптимальному зазорі

$$S_{opt} = \Psi_{opt} \times d_n, \quad (6.1)$$

де d_n – номінальний розмір з'єднання;

$\Psi_{\text{опт}}$ – оптимальний відносний зазор, що визначається за формулою:

$$\Psi_{\text{опт}} = 0,293 K_{\phi e} \sqrt{\frac{\mu \times n}{p}} \quad (6.2)$$

де $K_{\phi e}$ – коефіцієнт, що враховує кут охоплення і відношення $\frac{l}{d_n}$;

μ – динамічна в'язкість масла, Па $\times$ с;

n – частота обертання цапфи, об/хв;

p – середній тиск на опору, Па, що визначається за формулою:

$$p = \frac{R}{ld}, \quad (6.3)$$

де R – радіальне навантаження на опору, Н.

При куті охоплення $\phi = 180^\circ$ та $\frac{l}{d_n} = \frac{0,08}{0,055} = 1,45$, з таблиці Д.А.2 додатка А знаходимо $K_{\phi e} = 1,18$.

Динамічна в'язкість масла «індустріальне И-20А»

$$\mu = 0,018 \text{ Па} \times \text{с, (див. табл. Д.А.3 додатка А).}$$

Середній тиск на опору

$$p = \frac{8200}{0,08 \times 0,055} = 1,86 \times 10^6 \text{ Па.}$$

Оптимальний відносний зазор

$$\Psi_{\text{опт}} = 0,293 \times 1,18 \sqrt{\frac{0,018 \times 930}{1,86 \times 10^6}} = 0,00104$$

Оптимальний зазор

$$S_{\text{опт}} = 0,00104 \times 55 = 0,057 \text{ мм.}$$

2. Максимально можлива товщина масляного шару між поверхнями ковзання

$$h_{\text{max}} = H_{\text{max}} \times d_n, \quad (6.4)$$

де H_{max} – максимально можлива для даного режиму відносна товщина масляного шару.

$$\text{Тому що } H_{\text{max}} = 0,252 \times \Psi_{\text{опт}} = 0,252 \times 0,00104 = 0,000262,$$

$$h_{max} = 0,000262 \times 55 = 0,0114 \text{ мм.}$$

3. Середній зазор при нормальній температурі (20 °С) для вибору посадки зі стандартних полів допусків

$$S_m = S_{omm} - S_t, \quad (6.5)$$

де S_t – зазор при робочій температурі з урахуванням лінійного розширення деталей, що з'єднуються.

$$S_t = (\alpha_D - \alpha_d) \times (t_n - 20^\circ) \times d_n. \quad (6.6)$$

Коефіцієнти лінійного розширення матеріалів вкладиша α_D і цапфи α_d для відповідних матеріалів беремо з табл. Д.А.4 додатка А ($\alpha_D = 17 \times 10^{-6}$, $\alpha_d = 12 \times 10^{-6}$), робочу температуру підшипника t_n – з вихідних даних ($t_n = 60^\circ \text{С}$); тоді

$$S_t = (17 \times 10^{-6} - 12 \times 10^{-6}) \times (60^\circ - 20^\circ) \times 55 = 0,011 \text{ мм,}$$

і середній зазор

$$S_m = 0,057 - 0,011 = 0,046 \text{ мм} = 46 \text{ мкм.}$$

4. Вибираємо з таблиць ДСТУ ISO 286-2:2002 посадку, у якій середній зазор S_m найбільш близький до розрахованого і коефіцієнт відносної точності (відношення середнього зазору до допуску посадки $\eta = \frac{S_m}{0,5 \times TS}$) буде максимальним.

Для розглянутого випадку можуть бути обрані наступні стандартні посадки з зазорами, близькими до розрахованого:

$$\text{а) } \varnothing 55 \frac{H7}{g6} \text{ чи } \varnothing 55 \left(\begin{smallmatrix} +0,030 \\ -0,010 \\ -0,029 \end{smallmatrix} \right), \text{ у якій}$$

$$\text{найбільший зазор } S_{max} = ES - ei = 30 - (-29) = + 59 \text{ мкм;}$$

$$\text{найменший зазор } S_{min} = EI - es = 0 - (-10) = + 10 \text{ мкм;}$$

$$\text{середній зазор } S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{59 + 10}{2} = 34,5 \text{ мкм;}$$

$$\text{допуск посадки } TS = TD + Td = 30 + 19 = 49 \text{ мкм;}$$

коефіцієнт відносної точності $\eta = \frac{Sm}{0,5 \times TS} = \frac{34,5}{0,5 \times 49} = 1,41$.

$$\text{б) } \varnothing 55 \frac{H7}{f6} \text{ чи } \varnothing 55 \left(\begin{smallmatrix} +0,030 \\ -0,030 \\ -0,049 \end{smallmatrix} \right), \text{ у якої}$$

найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 30 - (-49) = + 79 \text{ мкм};$

найменший зазор $S_{min} = EI - es = 0 - (-30) = + 30 \text{ мкм};$

середній зазор $S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{79 + 30}{2} = 54,5 \text{ мкм};$

допуск посадки $TS = TD + Td = 30 + 19 = 49 \text{ мкм};$

коефіцієнт відносної точності $\eta = \frac{Sm}{0,5 \times TS} = \frac{54,5}{0,5 \times 49} = 2,2$.

$$\text{в) } \varnothing 55 \frac{H6}{f6} \text{ чи } \varnothing 55 \left(\begin{smallmatrix} +0,019 \\ -0,030 \\ -0,049 \end{smallmatrix} \right), \text{ у якої}$$

найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = 19 - (-49) = + 68 \text{ мкм};$

найменший зазор $S_{min} = EI - es = 0 - (-30) = + 30 \text{ мкм};$

середній зазор $S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{68 + 30}{2} = 49 \text{ мкм};$

допуск посадки $TS = TD + Td = 19 + 19 = 38 \text{ мкм};$

коефіцієнт відносної точності $\eta = \frac{Sm}{0,5 \times TS} = \frac{49}{0,5 \times 38} = 2,6$.

Аналізуючи підібрані посадки, можна зробити висновок, що всі вони працездатні, тому що у всіх середній зазор близький до розрахованого. Однак за коефіцієнтом, що визначає точність і довговічність роботи з'єднання, найкращою є посадка $\varnothing 55 \frac{H6}{f6}$, з $\eta = 2,6$. Цю посадку і приймаємо за остаточну для позначення на кресленні.

5. Для обраної посадки визначимо діючі зазори з урахуванням шорсткості і температурних деформацій

$$S_D = S + S_t + 2 \times (R_{zD} + R_{zd}) = S + S_t + 8 \times (R_{aD} + R_{ad}), \quad (6.7)$$

де $(R_{zD} \text{ і } R_{zd})$ чи $(R_{aD} + R_{ad})$ – висотні параметри шорсткості охоплюваної та охопленої поверхонь деталей, що з'єднуються, у мкм.

Підставивши числові значення відповідних величин, одержимо:
найбільший діючий зазор

$$S_{Dmax} = S_{max} + S_t + 2 \times (R_{zD} + R_{zd}) = 68 + 11 + 2 \times (0,63 + 0,25) = 81 \text{ мкм};$$

найменший діючий зазор

$$S_{Dmin} = S_{min} + S_t + 2 \times (R_{zD} + R_{zd}) = 30 + 11 + 2 \times (0,63 + 0,25) = 43 \text{ мкм};$$

середній діючий зазор

$$S_{Dm} = \frac{S_{Dmax} + S_{Dmin}}{2} = \frac{81 + 43}{2} = 62 \text{ мкм}.$$

Тому що діючий середній зазор порівняно близький до розрахованого навіть у вкрай несприятливих умовах роботи підшипника (з максимально підвищеною температурою, що буває рідко), будемо вважати, що обрана посадка задовольняє пропонованим вимогам.

Приклад виконання схеми полів допусків і креслень деталей, що з'єднуються, наведений на рисунку 6.1.

[illegible]

6.1.2 Розрахунок посадки з натягом

Для нерухомого з'єднання втулки 12 із зубчастим колесом 13 розрахувати найбільший і найменший натяги і підібрати стандартну посадку, що забезпечує нерухомість з'єднання і міцність деталей, що з'єднуються. Визначити найбільший запас міцності з'єднання при експлуатації і запас міцності при зборці. Дати креслення з'єднання у зборі й окремо з позначенням розмірів і граничних відхилів.

Вихідні дані:

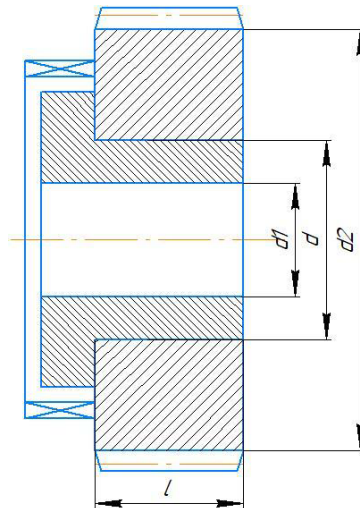


Рисунок 6.2 – Параметри вузла, який розглядається

З'єднання передає крутний момент, $M_k = 1053$ Нм і осьове навантаження $P = 3,2$ кН. Номінальні розміри з'єднання: $l = 80$ мм, $d = 75$ мм, $d_1 = 55$ мм, $d_2 = 190$ мм, матеріал втулки – бронза Бр0Ф10-1, шорсткість поверхні втулки $R_{zd} = 6,3$ мкм; матеріал зубчастого колеса – сталь 35, шорсткість поверхні колеса, що з'єднується з втулкою, $R_{zD} = 10$ мкм. Запресовування механічне, зі змащенням. Робоча температура близька до нормальної – $t_p \approx 20$ °С.

Рішення:

1. Експлуатаційний питомий тиск на контактних поверхнях, необхідний для забезпечення відносної нерухомості деталей, що з'єднуються, при передачі зовнішніх навантажень (M_k і P)

$$Pe = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \times M_k}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi \times d \times l \times f}, \quad (6.8)$$

де M_k – крутний момент, переданий з'єднанням;

P – навантаження, що діє на з'єднання в осьовому напрямку;

d і l – лінійні розміри;

f – коефіцієнт тертя (з табл. Д.А.5 додатка А для матеріалів, що контактують, приймаємо $f = 0,1$).

Підставивши числові значення величин у вихідну формулу, одержимо:

$$Pe = \frac{\sqrt{\left(\frac{2 \times 1053}{0,075}\right)^2 + 3200^2}}{3,14 \times 0,075 \times 0,08 \times 0,1} = 15,033 \times 10^6 \text{ Па}$$

2. Мінімальний розрахунковий натяг у з'єднанні, необхідний для передачі зовнішніх навантажень

$$N_{\min \text{ розр}} = Pe \times \left(\frac{Cd}{Ed} + \frac{CD}{ED} \right) \times d, \quad (6.9)$$

де Pe – експлуатаційний питомий тиск на контактних поверхнях;

d – номінальний розмір з'єднання;

E_d і E_D – модулі пружності матеріалів деталей, відповідно, охоплюваної і охоплюючої (з табл. Д.А.6 додатка А для сталі $E_D = 2 \times 10^{11}$ Па, для бронзи $E_d = 0,84 \times 10^{11}$ Па);

C_d і C_D – коефіцієнти Ляме, що визначаються за формулами:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d \quad C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D \quad (6.10)$$

де d_1 і d_2 – розміри з'єднуваних деталей;

μ_d і μ_D – коефіцієнти Пуасона матеріалів, відповідно, охоплюваної і охоплюючої деталі, з табл. Д.А.6 додатка А $\mu_d = 0,35$; $\mu_D = 0,3$.

Підставивши числові значення відповідних величин у вихідні формули, одержимо:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{0,055}{0,075}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,055}{0,075}\right)^2} - 0,35 = 3,0$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{0,075}{0,19}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,075}{0,19}\right)^2} + 0,3 = 1,67$$

$$N_{\min \text{ розр}} = 15,033 \times 10^6 \times \left(\frac{3,0}{0,84 \times 10^{11}} + \frac{1,67}{2 \times 10^{11}} \right) = 4,97 \times 10^{-5} = 50 \text{ мкм.}$$

3. Максимальний розрахунковий натяг, при якому забезпечується міцність деталей, що з'єднуються, з урахуванням нерівномірності розподілу питомого тиску по контактних поверхнях, визначається за формулою гранично припустимого тиску

$$N_{\max \text{ розр}} = [p_{\max}] \times \left(\frac{Cd}{Ed} + \frac{CD}{ED} \right) \times d, \quad (6.11)$$

де $[p_{\max}]$ – гранично припустимий питомий контактний тиск, що визначається за формулами:

для охоплюваної деталі

$$[p_{\max d}] = 0,58 \times \sigma_{Td} \times \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2} \right) \times \chi; \quad (6.12)$$

для деталі, що охоплює

$$[p_{\max D}] = 0,58 \times \sigma_{TD} \times \left(1 - \frac{d^2}{d_1^2} \right) \times \chi, \quad (6.13)$$

де σ_{Td} і σ_{TD} – межі міцності матеріалів, відповідно, охоплюваної і охоплюючої деталі (з табл. Д.А.6 додатка А для бронзи $\sigma_{Td} = 3,92 \times 10^8$ Па, для сталі 35 $\sigma_{TD} = 3,14 \times 10^8$ Па);

χ – коефіцієнт, що залежить від відношення l/d , числове значення якого визначається за графіком (табл. Д.А.7 додатка А);

при $l/d = 0,08/0,075 = 1,066$ і $d_1/d = 0,055 / 0,075 = 0,734$: $\chi = 0,9$.

Підставивши числові значення величин у вихідні формули, одержимо:

$$[p_{\max d}] = 0,58 \times 3,92 \times 10^8 \left(1 - \frac{0,055^2}{0,075^2} \right) \times 0,9 = 0,946 \times 10^8 \text{ Па};$$

$$[p_{\max D}] = 0,58 \times 3,14 \times 10^8 \left(1 - \frac{0,075^2}{0,19^2} \right) \times 0,9 = 1,385 \times 10^8 \text{ Па}.$$

При визначенні максимального розрахункового натягу $N_{\max \text{ розр}}$ значення $[p_{\max}]$ береться найменше з підрахованих гранично припустимих питомих контактних тисків, тобто

$$[P_{\max d}] = 0,946 \times 10^8 \text{ Па}, \quad (6.14)$$

$$N_{\max \text{ розр}} = 0,946 \times 10^8 \times 0,075 \times \left(\frac{3,0}{0,84 \times 10^{11}} + \frac{1,67}{2 \times 10^{11}} \right) = 0,316 \times 10^{-3} \text{ М} = 316 \text{ мкМ}.$$

4. Натяги, обумовлені розрахунком (до складання з'єднання), після запресовування зменшуються на величину змінання нерівностей на контактних поверхнях деталей, що з'єднуються; крім того, необхідно враховувати вплив температурних деформацій. Тому вибір посадок виконують не за розрахованими, а за функціональними граничними натягами, що забезпечують працездатність з'єднання. Значення функціональних натягів визначаються з урахуванням виправлень: на змінання мікронерівностей – U_{uu} та температурної – U_t .

Для розглянутого випадку $U_t = 0$, тому що робоча температура з'єднання близька до нормальної – 20 °С.

Виправлення на змінання мікронерівностей при запресовуванні

$$U_{uu} = 1,2 \times (R_{zD} + R_{zd}) \approx 5 \times (R_{aD} + R_{ad}), \quad (6.15)$$

де R_{zD} і R_{zd} або R_{aD} і R_{ad} – параметри шорсткості поверхонь, відповідно, охоплюваної і охоплюючої.

При заданих вихідних значеннях висот нерівностей $R_{zD} = 10$ мкм і

$R_{zd} = 6,3$ мкм знайдемо

$$U_{uu} = 1,2 \times (10 + 6,3) \approx 20 \text{ мкм.}$$

З урахуванням цього виправлення граничні функціональні натяги визначаємо за виразами:

$$\begin{aligned} N_{min} F &= N_{min \text{ розр}} + U_{uu}, \\ N_{max} F &= N_{max \text{ розр}} + U_{uu}. \end{aligned} \quad (6.16)$$

$$\begin{aligned} N_{min} F &= 50 + 20 = 70 \text{ мкм;} \\ N_{max} F &= 312 + 20 = 332 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

5. На підставі проведеного розрахунку, згідно з таблицями ДСТУ ISO 286-2:2002 вибираємо стандартну посадку (з тих, що рекомендуються), яка буде відповідати умовам:

$$\begin{aligned} N_{min \text{ табл}} &> N_{min} F, \\ N_{max \text{ табл}} &< N_{max} F, \\ \Delta \text{ з.е.} &> \Delta \text{ з.зб.} \end{aligned} \quad (6.17)$$

Для розглянутого з'єднання такою посадкою буде:

$$\varnothing 75 \frac{H8}{z8} \text{ чи } \varnothing 75 \left(\begin{smallmatrix} +0,046 \\ +0,256 \\ +0,210 \end{smallmatrix} \right)$$

При цих відхиленнях значення табличних натягів

$$\begin{aligned} N_{\min \text{ табл}} &= ei - ES; \\ N_{\max \text{ табл}} &= es - EI. \end{aligned} \quad (6.18)$$

$$N_{\min \text{ табл}} = 210 - 46 = 164 \text{ мкм};$$

$$N_{\max \text{ табл}} = 256 - 0 = 256 \text{ мкм}.$$

Запас міцності з'єднання при експлуатації визначаємо за виразом:

$$\Delta \text{ з.е.} = N_{\min \text{ табл}} - N_{\min} F. \quad (6.19)$$

$$\Delta \text{ з.е.} = 164 - 70 = 94 \text{ мкм}.$$

Запас міцності при складанні визначаємо за виразом:

$$\Delta \text{ з.зб.} = N_{\max} F - N_{\max \text{ табл}} \quad (6.20)$$

$$\Delta \text{ з.зб.} = 332 - 256 = 76 \text{ мкм}.$$

Таким чином, в обраній посадці

$$N_{\min \text{ табл}} = 164 \text{ мкм} > N_{\min} F = 70 \text{ мкм};$$

$$N_{\max \text{ табл}} = 256 \text{ мкм} < N_{\max} F = 332 \text{ мкм};$$

$$\Delta \text{ з.е.} = 94 \text{ мкм} > \Delta \text{ з.зб.} = 76 \text{ мкм}.$$

Отже, обрана посадка цілком задовольняє пред'явленим вимогам.

Приклад виконання схеми полів допусків і креслення деталей, що з'єднуються, наведений на рисунку 6.3.

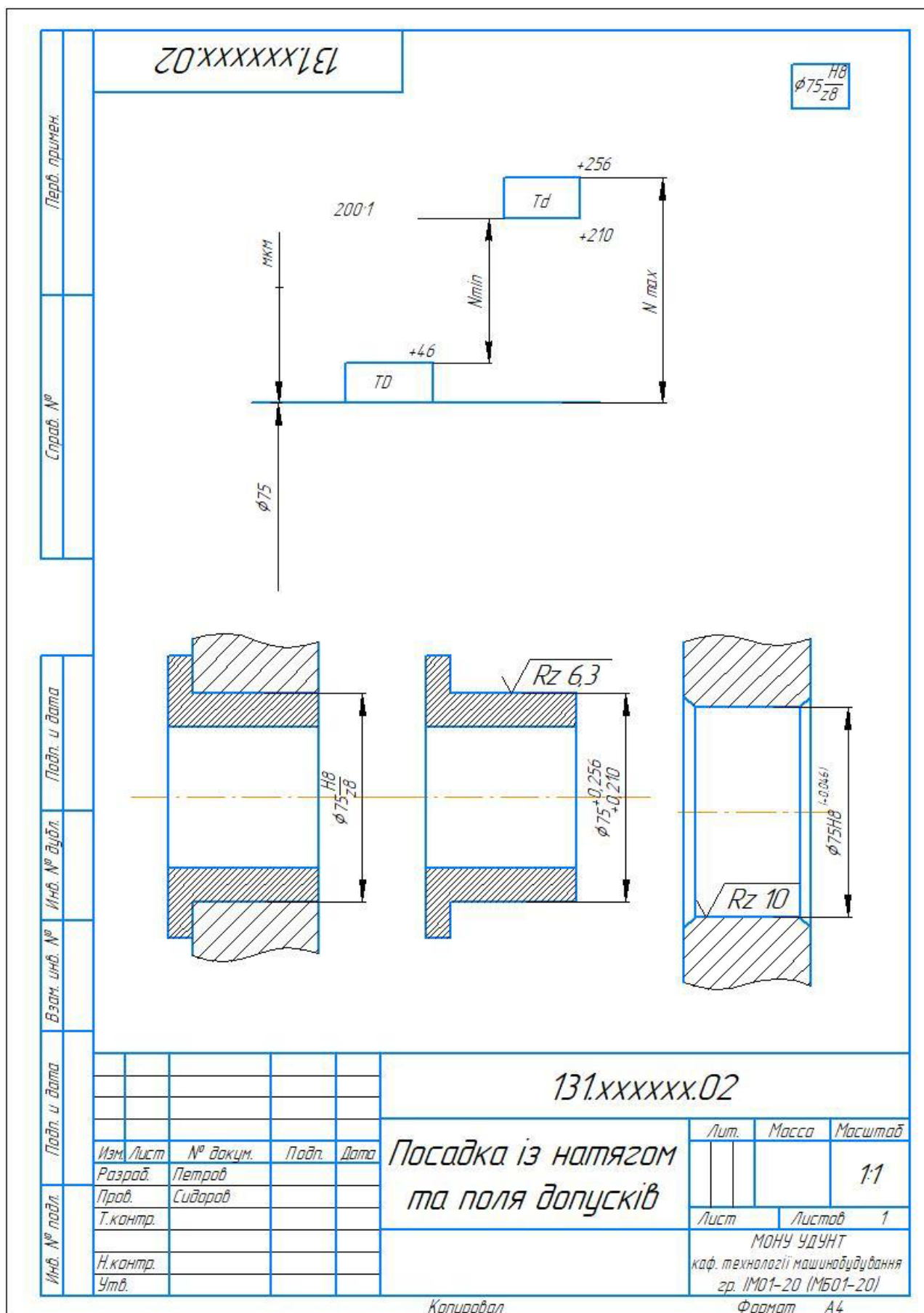


Рисунок 6.3 – Приклад оформлення графічної частини для завдання 6.1.2

6.1.3 Розрахунок перехідної посадки

Для з'єднання блоку шестірень 4 з валом 5 визначити допуски деталей і характеристики посадки методом максимуму-мінімуму та ймовірні характеристики. Розрахувати очікувану при складанні частку з'єднань з натягом (імовірність натягу) і частку з'єднань із зазором (імовірність зазору).

Побудувати схему полів допусків і криву ймовірностей розподілу натягів і зазорів.

Виконати креслення з'єднання у складанні й окремо деталей з позначенням розмірів і граничних відхилів.

Вихідні дані:

З'єднання номінальним діаметром 60 мм здійснюється по перехідній посадці $\frac{H8}{n7}$, ($\varnothing 60 \frac{H8}{n7}$). Розподіл можливих відхилів розмірів отвору і вала підкоряються закону нормального розподілу випадкових величин.

Рішення:

1. Визначаємо характеристики посадки методом максимуму-мінімуму. При цьому, для заданого номінального розміру і посадки з'єднання по таблицях ДСТУ ISO 286-2:2002 знаходимо граничні відхилення:

отвору	$\varnothing 60H8 - ES = +46 \text{ мкм}, EI = 0;$
валу	$\varnothing 60n7 - es = +50 \text{ мкм}, ei = +20 \text{ мкм}.$

Визначаємо:

$$\text{допуск отвору} \quad T_D = ES - EI = 46 - 0 = 46 \text{ мкм};$$

$$\text{допуск вала} \quad T_d = es - ei = 50 - (+20) = 30 \text{ мкм};$$

$$\text{допуск посадки} \quad T_{S(N)} = T_D + T_d = 46 + 30 = 76 \text{ мкм};$$

$$\text{зазор найбільший} \quad S_{\max} = ES - ei = +46 - (+20) = 26 \text{ мкм};$$

$$\text{натяг найбільший} \quad N_{\max} = es - EI = +50 - 0 = 50 \text{ мкм}.$$

Отже, при складанні таких з'єднань натяги і зазори в них можуть знаходитися в межах:

$$0 \leq N \leq 50 \text{ мкм} \quad \text{і} \quad 0 \leq S \leq 26 \text{ мкм}.$$

У випадку, якщо граничні значення натягу більше зазору, то при середніх значеннях допусків отвору і вала, з'єднання буде з натягом, а якщо більше зазор –

то з зазором. Тому що в розглянутому випадку $N_{max} > S_{max}$, у з'єднанні має місце натяг, середня величина якого

$$N_m = \frac{N_{max} - S_{max}}{2} = \frac{50 - 26}{2} \text{ МКМ.}$$

2. Імовірні характеристики посадки з урахуванням розсіювання розмірів деталей.

Якщо відхилення розмірів отвору і вала розподіляються за нормальним законом з центром групування в середині поля допуску, то і значення зазору чи натягу також будуть розподілятися за нормальним законом симетрично щодо середнього значення (S_m чи N_m).

При цьому середнє квадратичне відхилення натягу визначається за формулою:

$$\sigma_{N(S)} = \frac{1}{6} \times \sqrt{TD^2 + Td^2}; \quad (6.21)$$

імовірний допуск посадки – за формулою

$$T_N^B = T_S^B = 6 \times \sigma_{N(S)} = \sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (6.22)$$

Імовірні граничні натяги чи зазори, з урахуванням практичних границь кривої розсіювання, визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} N_{\min}^B &= N_m + 3 \times \sigma_n = N_m - \frac{T_N^B}{2} \\ S_{\max}^B &= S_m + 3 \times \sigma_s = S_m + \frac{T_S^B}{2} \\ S_{\min}^B &= S_m + 3 \times \sigma_s = S_m - \frac{T_S^B}{2} \\ N_{\max}^B &= N_m + 3 \times \sigma_n = N_m + \frac{T_N^B}{2} \end{aligned} \quad (6.23)$$

У розглянутому випадку:
середнє квадратичне відхилення натягу

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{46^2 + 30^2} = 9,17$$

імовірний допуск посадки $T_N^B = T_S^B = 6 \times 9,17 = 55$

граничний імовірний натяг $N_{max}^B = N_m + 3 \times \sigma_N$

$$N_{max}^B = 12 + 3 \times 9,17 = 39,5 \text{ мкм}$$

У даній перехідній посадці, де $|S_{max}| = -|N_{min}|$, граничний імовірний зазор буде

$$\begin{aligned} S_{max}^B &= -N_{min}^B = -(N_m - 3 \times \sigma_N) \\ S_{max}^B &= -N_{min}^B = -12 + 3 \times 9,17 = 15,5 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Розташування центра групування натягів відносно початку їхнього відліку визначиться величиною середнього натягу $N_m = 12$ мкм.

3. Розрахуємо імовірність натягів і зазорів (або відсоток натягів і зазорів).

Імовірність натягів у межах від 0 до 50 мкм визначається за допомогою інтегральної функції імовірності $\Phi(z)$, де

$$\begin{aligned} z &= \frac{Nm}{\sigma n}, \\ z &= \frac{12}{9,17} = 1,31. \end{aligned} \tag{6.24}$$

З табл. Д.А.7 додатка А знаходимо, що при $z = 1,31$ імовірність одержання натягів у межах від 0 до 12 мкм складає $\Phi(z) = 0,405$. Тому що ймовірність одержання натягів у межах від 12 до 50 мкм складає 0,5 (половина площі під кривою розподілу), ймовірність одержання натягів та зазорів у розглянутій посадці буде

$$\begin{aligned} P_N &= 0,5 + \Phi(z). \\ P_S &= 0,5 - \Phi(z). \end{aligned} \tag{6.25}$$

$$P_N = 0,5 + 0,405 = 0,905 \text{ чи } 90,5\%.$$

$$P_S = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,405 = 0,095 \text{ чи } 9,5\%.$$

Отже при складанні з'єднань з комбінацією полів допусків $\frac{H8}{n7}$ приблизно 90,5% їх буде з натягами, а 9,5% – із зазорами. Приклад виконання схеми полів допусків, графік імовірностей розподілу натягів і зазорів та креслення деталей, що з'єднуються, наведені на рисунку 6.4.

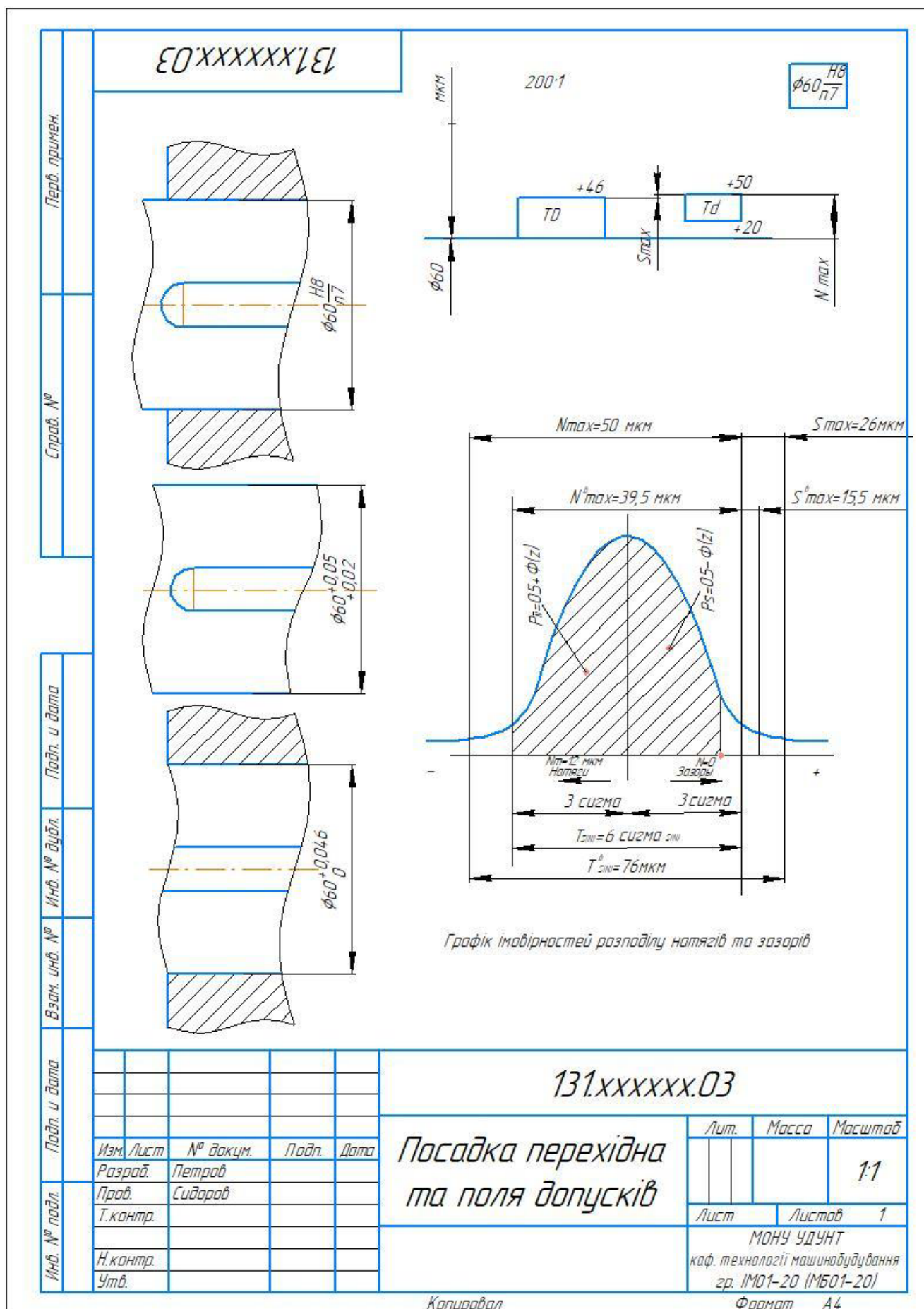


Рисунок 6.4 – Приклад оформлення графічної частини для завдання 6.1.3

6.2 Розрахунок і вибір посадок шпонкового з'єднання

Для шпонкового з'єднання валу 5 із блоком шестірень 4 розрахувати і вибрати посадки деталей, що входять у це з'єднання; визначити по таблицях відхилення, обчислити зазори і натяги. Побудувати схеми полів допусків з'єднань: паз вала – шпонка і паз втулки – шпонка; накреслити шпонкове з'єднання у складанні та його деталі з достатньою кількістю видів і проєкцій, з позначенням посадок, полів допусків, граничних відхилів розмірів, шорсткості і відхилів форми і розташування поверхонь.

Вихідні дані:

Шпонкове з'єднання із призматичною шпонкою. Вид з'єднання – нерухоме, щільне за валом, ходове за втулкою. Діаметр вала $d = 60$ мм, довжина шпонки $l = 80$ мм.

Рішення:

1. Визначаємо основні номінальні розміри шпонки, шпонкових пазів вала і втулки (табл. Д.Б.1 додатка Б):

- розмір шпонки $b \times h = 18 \times 11$ мм;
- глибина паза вала $t_1 = 7,0$ мм; $d - t_1 = 60 - 7,0 = 53$ мм;
- глибина паза втулки $t_2 = 4,4$ мм; $d + t_2 = 60 + 4,4 = 64,4$ мм.

2. Визначаємо поля допусків для розмірів, що з'єднуються, відповідно до виду з'єднання (табл. Д.Б.2 додатка Б):

- на ширину шпонки $b = 18h9$;
- на ширину паза вала $b_1 = 18N9$;
- на ширину паза втулки $b_2 = 18D10$.

3. За ДСТУ ISO 286-2:2002 знаходимо граничні відхилення розмірів елементів з'єднання:

- ширини шпонки $b = 18_{-0.043}^{+0.043}$ мм;
- ширини паза вала $b_1 = 18_{-0.043}^{+0.043}$ мм;
- ширини паза втулки $b_2 = 18_{+0.050}^{+0.120}$ мм.

4. Визначаємо граничні розміри:

- шпонки $b_{max} = 18,0$ мм; $b_{min} = 17,957$ мм;

- паза валу $b_{1\max} = 18,0 \text{ мм}; b_{1\min} = 17,957 \text{ мм};$
- паза втулки $b_{2\max} = 18,12 \text{ мм}; b_{2\min} = 18,050 \text{ мм}.$

5. Обчислюємо граничні зазори і натяги у з'єднаннях:

- шпонка – паз втулки

$$N_{\max} = b_{2\min} - b_{\max} = 18,050 - 18,0 = 0,050 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = b_{2\max} - b_{\min} = 18,12 - 17,957 = 0,163 \text{ мм}.$$

- шпонка – паз вала

$$S_{\max} = b_{1\max} - b_{\min} = 18,0 - 17,957 = 0,043 \text{ мм};$$

$$N_{\max} = b_{1\min} - b_{\max} = 17,957 - 18,0 = -0,043 \text{ мм}.$$

6. Вибираємо граничні відхилення непосадкових розмірів:

$$\text{– висоти шпонки} \quad h = 11h11 = 11_{-0,110} \text{ мм}$$

$$\text{– глибини паза вала} \quad t_1 = 7H12 = 7^{+0,145} \text{ мм}.$$

$$\text{або} \quad d - t_1 = 53_{-0,2} \text{ мм}.$$

$$\text{– глибини паза втулки} \quad t_2 = 4,4H12 = 4,4^{+0,116} \text{ мм};$$

$$\text{або} \quad d + t_2 = 64,4^{+0,2} \text{ мм}.$$

$$\text{– довжини паза вала} \quad l_1 = 80,0H15 = 80^{+1,20} \text{ мм};$$

$$\text{– довжини шпонки} \quad l_1 = 80,0h14 = 80_{-0,74} \text{ мм}.$$

7. Будуємо схему розташування полів допусків і робимо креслення з'єднання відповідно до завдання.

Для обмеження концентрації контактних тисків шпонкові пази на валах і втулках повинні бути паралельні та симетричні осі посадкових поверхонь валів. Допуски паралельності і симетричності приймають

$$T_{\parallel} = 0,5 \times t_{\text{ун}} \quad \text{і} \quad T_{\equiv} = 2,0 \times t_{\text{ун}} \quad (6.26)$$

де $t_{\text{ун}}$ – допуск ширини шпонкового паза. У нашому випадку при ширині паза 18 мм для квалітетів 9 та 10:

допуски паралельності пазів

$$T_{\parallel \text{ вала}} = 0,5 \times 43 = 21,5 \text{ мкм};$$

$$T_{\parallel \text{ втулки}} = 0,5 \times 70 = 35 \text{ мкм}.$$

допуски симетричності пазів $T_{\equiv \text{вала}} = 2 \times 43 = 86 \text{ мкм};$

$$T_{\equiv \text{втулки}} = 2 \times 70 = 140 \text{ мкм}.$$

Отримані значення допусків округляємо до рекомендованих стандартних (табл. Д.3.3 додатка 3).

$$T_{\parallel \text{вала}} = 25 \text{ мкм},$$

$$T_{\parallel \text{втулки}} = 40 \text{ мкм};$$

$$T_{\equiv \text{вала}} = 80 \text{ мкм},$$

$$T_{\equiv \text{втулки}} = 160 \text{ мкм}.$$

Шорсткість бічних поверхонь пазів вибираємо згідно з табл. Д.3.4 додатка 3 при відносній геометричній точності – 30%; шорсткість виготовлення глибин пазів вала і втулки прийняти $R_z 40$. Приклади виконання схеми полів допусків, креслень шпонкового з'єднання та його деталей наведені на рисунку 6.5.

6.3 Розрахунок посадок підшипника кочення

Для підшипника 2, що служить опорою валу 5, розрахувати і підібрати посадки внутрішнього кільця на вал і зовнішнього в корпус. Зробити перевірку на наявність посадкового зазору по найбільшому натягу обраної посадки. Побудувати схеми полів допусків призначених посадок і виконати складальне креслення вузла з позначенням відповідних посадок.

Вихідні дані:

Підшипник № 46312, клас точності 6, посаджений на суцільний вал і в чавунний нероз'ємний корпус. Радіальне навантаження $R = 11 \text{ кН}$, осьове $A = 3,6 \text{ кН}$. Умови роботи вузла: навантаження внутрішнього кільця – циркуляційне, зовнішнього – місцеве, навантаження із сильними поштовхами та вібрацією, перевантаження – 300%.

Рішення:

1. За таблицями ГОСТ 520-89 знаходимо, що підшипник № 46312, радіально-упорний, середньої серії; його основні розміри: $d = 60 \text{ мм}$, $D = 130 \text{ мм}$, $B = 31 \text{ мм}$, $r = 3,5 \text{ мм}$, кут контакту тіл кочення з доріжкою кочення $\beta = 26^\circ$.
2. Інтенсивність навантаження на посадкову поверхню визначаємо за формулою:

$$P_R = \frac{R}{b} \times K_{\Pi} \times F \times F_A, \quad (6.27)$$

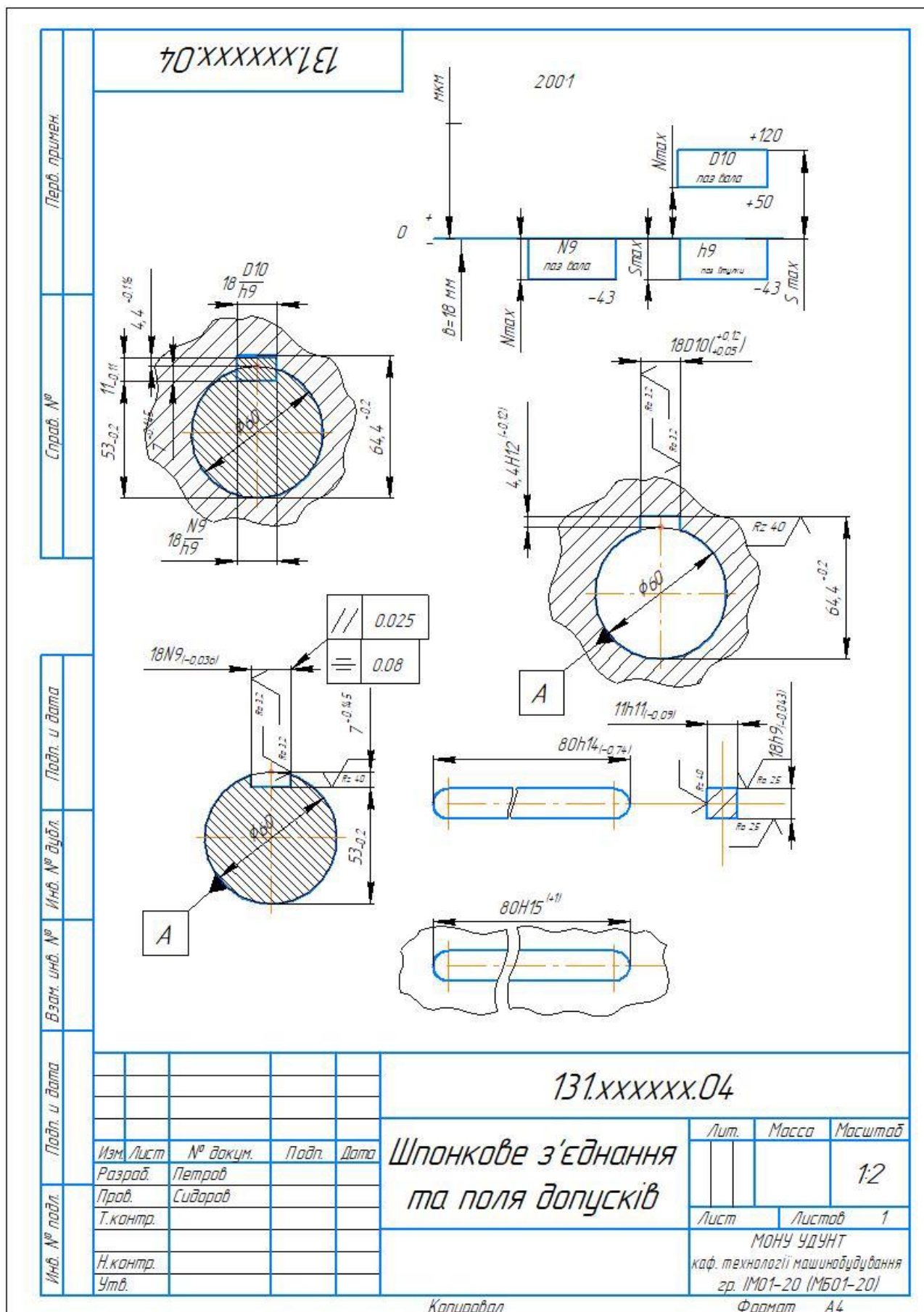


Рисунок 6.5 – Приклад оформлення графічної частини для завдання 6.2

де R – радіальне навантаження у Н ($R = 11$ кН);

b – робоча ширина посадкового місця, мм, $b = B - 2 \times r$.

K_{II} – динамічний коефіцієнт посадки (при перевантаженні 150%, помірних поштовхах і вібрації $K_{II} = 1$; при перевантаженні 300%, сильних ударах і вібрації $K_{II} = 1,8$);

F – коефіцієнт, що враховує ступінь ослаблення посадкового натягу (при суцільному валі $F = 1$);

F_A – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження. Значення F_A , що залежать від величини $\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta$, наведені у таблиці Д.В.1 додатка В. У радіальних підшипниках $F_A = 1$. У розглянутому випадку

$$b = 31 - 2 \times 3,5 = 24 \text{ мм.}$$

$$\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta = \frac{3600}{11000} \operatorname{ctg} 26^\circ = 0,67 \text{ і } F_A = 1,6$$

Підставивши числові значення величин у відповідну формулу, одержимо

$$P_R = \frac{11000}{24} \times 1,8 \times 1 \times 1,6 = 1320 \text{ Н/мм}$$

3. По знайденій інтенсивності навантаження за таблиці Д.В.2-Д.В.3 додатка В. знаходимо, що: посадка внутрішнього, циркуляційно навантаженого кільця на вал – $k6$, посадка зовнішнього, місцево навантаженого кільця у корпус – $H7$.

4. Поля допусків та характеристики посадок.

Величини допусків на приєднувальні розміри підшипника і граничні відхилення вала і розточення корпусу для обраних посадок беремо з таблиць ДСТУ ISO 286-2:2002 [13]. У підшипників кочення класів точності 0 та 6 допуски на розмір отвору внутрішнього кільця для діаметрів до 400 мм відповідають допускам отвору 6-го (по $h6$) квалітету; допуски зовнішнього розміру зовнішнього кільця для діаметрів до 150 мм відповідають значенням допуску вала 5-го квалітету (по $h5$), а для діаметрів понад 150 мм – допускам вала 6-го квалітету (по $h6$).

У розглянутому випадку, при посадці на вал по $k6$:

розмір вала – $\varnothing 60k6$ ($\varnothing 60_{+0,02}^{+0,021}$);

розмір отвору внутрішнього кільця $\varnothing 60h6$ ($\varnothing 60_{-0,019}$);

найбільший натяг $N_{max} = es - EI = 21 - (-19) = 40$ мкм;

найменший натяг $N_{min} = ei - ES = +2 - 0 = 2$ мкм.

При посадці у корпус по $H7$:

розмір отвору у корпусі – $\varnothing 130H7 (\varnothing 130^{+0.04})$;

зовнішній розмір зовнішнього кільця – $\varnothing 130h5 (\varnothing 130_{-0.018})$;

найбільший зазор $S_{max} = ES - ei = +40 - (-18) = 58$ мкм;

найменший зазор $S_{min} = EI - es = 0$.

5. Радіальний посадковий зазор при обраній посадці

$$S_{noc} = S_{m\,noc} - \Delta D_2, \quad (6.28)$$

де $S_{m\,noc}$ – середнє значення початкового радіального зазору;

ΔD_2 – діаметральна деформація бігової доріжки кільця.

Значення початкового зазору беремо з табл. Д.В.1 додатка В.

$$S_{max\,noc} = 33 \text{ мкм}; \quad S_{min\,noc} = 13 \text{ мкм};$$

$$S_{m\,noc} = \frac{S_{max\,noc} + S_{min\,noc}}{2} = \frac{33 + 13}{2} = 23 \text{ мкм}$$

Діаметральна деформація бігової доріжки кільця, після посадки його на вал чи в корпус з натягом, розраховується за формулами:

при нерухомій посадці внутрішнього кільця на вал

$$\Delta D_2 = N_{ef} \times \frac{d}{d_0}; \quad (6.29)$$

при нерухомій посадці зовнішнього кільця в корпус

$$\Delta D_2 = N_{ef} \times \frac{D_0}{d}; \quad (6.30)$$

ефективний (дійсний) натяг

$$N_{ef} = 0,85 \times N_{max}, \quad (6.31)$$

де d_0 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця;

D_0 – приведений внутрішній діаметр зовнішнього кільця

$$\begin{aligned} d_0 &\approx d + \frac{D-d}{4}; \\ D_0 &\approx D - \frac{D-d}{4}. \end{aligned} \quad (6.32)$$

Для розглянутого випадку

$$d_0 \approx 60 + \frac{130-60}{4} = 77,5 \text{ мкм};$$

$$\Delta D_2 = 0,85 \times 40 \times \frac{60}{77,5} = 26,3 \text{ мкм};$$

$$S_{noc} = 23 - 26,3 = -3,3 \text{ мкм}.$$

Отримана негативна різниця свідчить про те, що між тілами кочення і біговими доріжками має місце натяг, що неприпустимо, тому що відбудеться заклинювання тіл кочення. Отже, необхідно підібрати іншу посадку підшипника на вал, з меншими граничними відхиленнями вала.

Вибираємо посадку внутрішнього кільця на вал – j_6 .

При цьому:

розмір вала – $\varnothing 60 j_6 (\varnothing 60^{+0.0095}_{+0.0095})$;

найбільший натяг $N_{max} = +9,5 - (-19) = 28,5 \text{ мкм}$;

діаметральна деформація бігової доріжки

$$\Delta D_2 = 0,85 \times 28,5 \times \frac{60}{77,5} = 19 \text{ мкм};$$

посадковий зазор $S_{noc} = 23 - 19 = 4 \text{ мкм}$.

Отже, посадковий зазор має місце, що і було потрібно забезпечити.

6. Відхилення циліндричності в будь-якому перетині і співвісності в діаметральному вираженні посадкових поверхонь вала і отворів корпусів підшипники кочення класів точності 0 і 6 не повинні перевищувати 0,25 допуску на діаметр, тобто

$$\Delta_{/o/} \cong 0.25T \text{ і } \Delta_o \cong 0.25T, \quad (6.33)$$

де T – допуск розміру посадкової поверхні.

У розглянутому випадку відхилення циліндричності і співвісності можуть бути призначені:

для вала $\Delta_{/o/вала} = 0,25 \times 19 = 5 \text{ мкм}$
і $\Delta_{O \text{ вала}} = 0,25 \times 19 = 5 \text{ мкм};$

- для отвору $\Delta_{/o/отв} = 0,25 \times 40 = 10 \text{ мкм}$
і $\Delta_{O \text{ отв}} = 0,25 \times 40 = 10 \text{ мкм}.$

Шорсткість посадкових поверхонь валів і отворів у корпусі приймається за таблицею Д.3.6 додатка 3. Приклад виконання схем полів допусків, креслення підшипникового вузла та деталей, що з'єднуються з ним, наведені на рисунку 6.6.

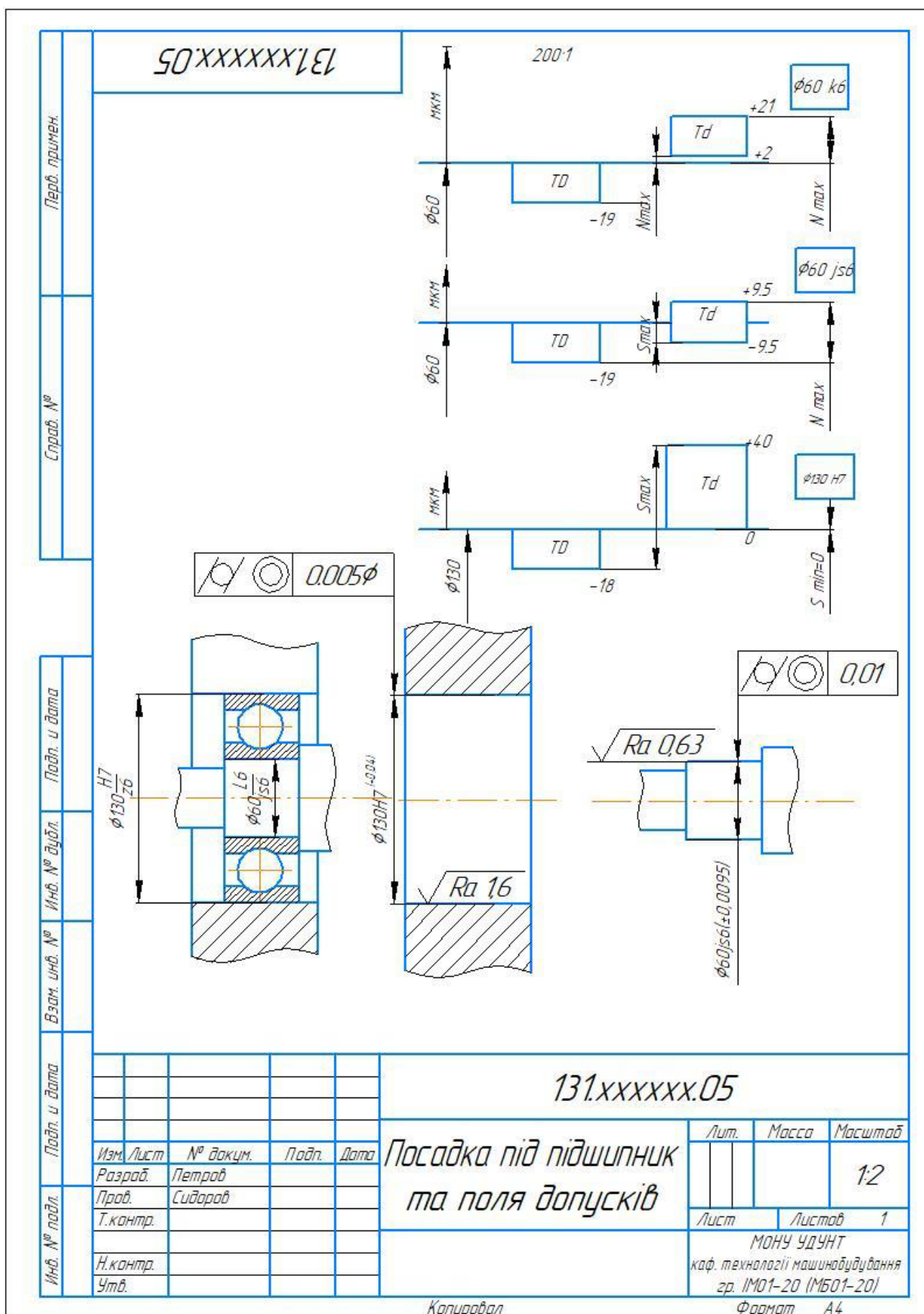


Рисунок 6.6 – Приклад оформлення графічної частини для завдання 6.3

6.4 Розрахунок нарізного з'єднання

Задане позначення нарізного з'єднання $M10 \times 1,25 - 6H/6g$.

1. В залежності від кроку різі за табл. Д.Г.1 додатка Г визначаєм номінальні розміри середнього діаметра гайки і болта $D_2 = d_2 = 10 - 1 + 0,188 = 9,188$ мм і внутрішнього діаметру $D_1 = d_1 = 10 - 2 + 0,647 = 8,647$ мм. Якщо в позначенні шаг різі не вказаний, його значення можна знайти за таблицею Д.Г.2 додатка Г.

2. По таблицях Д.Г.3 – Д.Г.4 додатка Г знаходимо граничні відхилення діаметрів.

Для внутрішньої різі:

нижнє відхилення для D, D_1, D_2	$EI=0;$
верхнє відхилення для D	ES (не нормується);
верхнє відхилення для D_2	$ES=+0,160;$
верхнє відхилення для D_1	$ES=+0,265;$

Для зовнішньої різі:

верхнє відхилення для d, d_1, d_2	$es = -0,028;$
нижнє відхилення для $d,$	$ei=-0,240;$
нижнє відхилення для d_2	$ei=-0,146;$
нижнє відхилення для d_1	ei (не нормується).

4. Розраховуємо граничні розміри діаметрів і будуємо схеми розташування граничних контурів нарізних деталей (рис. 6.7).

5. Креслимо ескіз нарізного з'єднання і нарізних деталей і вказуємо позначення різі (рис. 6.7).

6.5 Розрахунок розмірного ланцюга

У розмірному ланцюзі, що визначає правильність установки вала 5 із блоком шестірень 4 у корпусі коробки передач, зробити розрахунок величин допусків і граничних відхилів складових ланок, що забезпечують дотримання заданої величини компенсаційного зазору між кришкою 1 і підшипником 2.

Розрахунок зробити методом, що забезпечує повну взаємозамінність (на максимум-мінімум) та ймовірним методом.

Порівняти результати розрахунку і дати висновок про доцільність і перевагу застосування того чи іншого методу розрахунку.

Рисунок 6.7 – Приклад оформлення графічної частини для завдання 6.4

Вихідні дані:

Номінальні розміри ланок розмірного ланцюга, мм:

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_Δ
12	250	18	45	22	120	31	$2^{+0.45}_{-0.15}$

Випадкові похибки розмірів підкоряються закону нормального розподілу. Вихід розміру зазору C_Δ за межі допуску не повинен перевищувати 0,27%.

Рішення:

Робимо обхід контуру розмірного ланцюга, починаючи з однієї сторони замикаючої ланки до повернення до її іншої сторони і будуємо схематичне зображення розмірного ланцюга.

Зменшувальні ланки						Збільшувальна ланка	Замикальна ланка
C_1	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_2	C_Δ
12	18	$45_{-0.12}$	22	120	$31_{-0.12}$	250	$2^{+0.45}_{-0.15}$

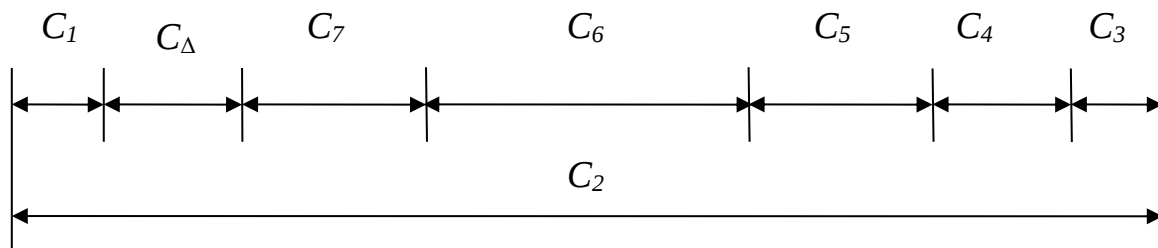


Рисунок 6.8 – Розмірний ланцюг

Встановлюємо, що розмір C_2 є збільшувальною ланкою, а розміри C_1 ; C_3 ; C_4 ; C_5 ; C_6 ; C_7 – зменшувальними, і складаємо основне рівняння ланцюга

$$C_\Delta = \sum_{i=1}^m C_{i\text{зм}} - \sum_{k=1}^n C_{k\text{з}} \quad (6.34)$$

Величина допуску вихідної (замикальної) ланки визначається, як різниця між його верхнім та нижнім граничними відхиленнями

$$[T_{C_\Delta}] = [ES_{C_\Delta}] - [EI_{C_\Delta}] = +450 - (150) = 600 \text{ мкм.}$$

А. Для забезпечення повної взаємозамінності зробимо розрахунок допусків і граничних відхилів складових ланок на максимум-мінімум, без врахування закону розсіювання розмірів.

1. Тому що номінальні розміри окремих ланок розмірного ланцюга значно відрізняються одне від одного, задачу вирішуємо з умови призначення одного квалітету на всі розміри. У цих умовах відносний коефіцієнт точності (кількість одиниць допуску) шуканого квалітету розмірного ланцюга визначається за формулою

$$a_{\text{cp}} = \frac{[T_{C\Delta}] - \sum_{j=1}^q T_{Cj}}{\sum_{k=1}^{n-q} i_k}, \quad (6.35)$$

де $\sum_{j=1}^q T_{Cj}$ – сума допусків складових ланок, допуски яких передбачені чи задані стандартом;

n – загальна кількість складових ланок розмірного ланцюга;

q – кількість ланок із заданими чи стандартизованими допусками;

i – одиниця допуску для середнього значення відповідного інтервалу розмірів, мкм (табл. Д.Д.1 додатка Д).

У розглянутому випадку до складу розмірного ланцюга входять дві ланки (C_4 і C_7) – розміри підшипників по ширині. Їхні допуски регламентовані стандартом ГОСТ 520-81 і складають:

для $C_4 = 45_{-0.120}$, $T_{C4} = 120$ мкм; для $C_7 = 31_{-0.120}$, $T_{C7} = 120$ мкм.

Враховуючи це, кількість одиниць допуску шуканого квалітету розмірного ланцюга буде:

$$a_{\text{cp}} = \frac{[T_{C\Delta}] - (T_{C4} + T_{C7})}{i_{C1} + i_{C2} + i_{C3} + i_{C5} + i_{C6}} = \frac{600 - (120 + 120)}{1,08 + 2,89 + 1,31 + 1,31 + 2,52} \approx 40.$$

2. Допуски складових розмірів ланцюга

Відповідно до розрахованої кількості одиниць допуску, згідно з табл. Д.Д.2 додатка Д визначаємо квалітет і призначаємо величини допусків для відповідних розмірів.

Отримана кількість одиниць допуску (40) відповідає прийнятому значенню для квалітету IT9. Тому, прийнявши ланку C_2 (як технологічно найбільш складну) за коригувальну, для інших розмірів призначаємо стандартні допуски за квалітетом IT9. Значення їх знаходимо з таблиць ДСТУ ISO 286-2:2002 [13] (табл. Д.Д.4 додатка Д).

$$T_{C1} = 43 \text{ мкм}; T_{C3} = 43 \text{ мкм}; T_{C5} = 52 \text{ мкм}; T_{C6} = 87 \text{ мкм}.$$

Допуски на ширину кілець підшипників кочення за ГОСТ 520-81

$$T_{C4} = 120 \text{ мкм}; T_{C7} = 120 \text{ мкм}.$$

Допуск розміру C_2

$$T_{C2} = T_{C\Delta} - \sum_{i=1}^6 T_{Ci} = 600 - (43 + 43 + 120 + 52 + 87 + 120) = 135 \text{ мкм}.$$

Отже, на розмір C_2 залишається допуск у 135 мкм.

3. Граничні відхилення складових розмірів

Граничні відхилення для розмірів охоплюваних поверхонь призначаються зі знаком (-), як основних валів, а охоплюючих – зі знаком (+), як основних отворів. Звичайно до охоплюваних поверхонь відносяться зменшувальні розміри; до охоплюючих – збільшувальних.

Враховуючи це, граничні відхилення складових розмірів будуть:

верхні	$ES_{C1} = ES_{C3} = ES_{C4} = ES_{C5} = ES_{C6} = ES_{C7} = 0;$
нижні	$EI_{C1} = -43 \text{ мкм}; EI_{C3} = -43 \text{ мкм}; EI_{C4} = -120 \text{ мкм}; EI_{C5} = -52 \text{ мкм}; EI_{C6} = -87 \text{ мкм}; EI_{C7} = -120 \text{ мкм}.$

Граничні відхилення розміру C_2 визначаємо, виходячи з формул

$$\begin{aligned} ES_{C\Delta} &= \sum_{i=1}^m ES_{Ci} - \sum_{k=1}^n EI_{Ck}; \\ EI_{C\Delta} &= \sum_{i=1}^m EI_{Ci} - \sum_{k=1}^n ES_{Ck}, \end{aligned} \quad (6.36)$$

де m – число збільшувальних ланок;

n – число зменшувальних ланок.

У схемі розмірного ланцюга розглянутого випадку, ланка C_2 – збільшувальна, інші – зменшувальні. Враховуючи це, формули для визначення відхилів ланки C_2 приймуть вид:

$$ES_{C_2} = ES_{C_{\Delta}} + \sum_{i=1}^6 EI_{C_{ik}};$$

$$EI_{C_2} = EI_{C_{\Delta}} + \sum_{k=1}^6 ES_{C_{ik}}.$$

Підставивши числові значення відхилів у формули, одержимо:

$$ES_{C_2} = 450 + (-43) + (-43) + (-120) + (-52) + (-87) + (-120) = -15 \text{ мкм};$$

$$EI_{C_2} = -150 + 0 = -150 \text{ мкм},$$

тобто $C_2 = 250_{-0.150}^{+0.015} \text{ мм}$.

4. Перевірка правильності розрахунку.

Використовуючи розраховані розміри складових ланок, визначаємо граничні розміри і допуск замикаючої ланки та порівнюємо їх із заданими значеннями

$$\begin{aligned} C_{\Delta min} &= \sum_{i=1}^m C_i^{min} - \sum_{k=1}^n C_k^{max} \\ C_{\Delta max} &= \sum_{i=1}^m C_i^{max} - \sum_{k=1}^n C_k^{min} \end{aligned} \quad (6.37)$$

$$[T_{C_{\Delta}}] = \sum_{i=1}^n T_{Ci} = 43 + 135 + 43 + 120 + 52 + 87 + 120 = 600 \text{ мкм}.$$

Отже, розрахунок зроблено правильно.

Б. Для забезпечення взаємозамінності з урахуванням нормального закону розсіювання розмірів і припустимим 0,27% ризиком виходу розміру зазору C_{Δ} за межі допуску, розрахунок робимо ймовірним методом.

1. З умови значення одного квалітету на всі розміри, визначаємо кількість одиниць допуску шуканого квалітету розмірного ланцюга за формулою

$$a = \frac{[T_{C\Delta}] - \sqrt{\sum_{j=1}^q T_{Cj}^2}}{t \times \sqrt{\sum_{k=1}^{n-q} \lambda^2 \times i_k^2}}, \quad (6.38)$$

де $\sum_{j=1}^q T_{Cj}$ – сума допусків складових ланок, допуски яких передбачені чи задані стандартом;

n – загальна кількість складових ланок розмірного ланцюга;

q – кількість ланок із заданими чи стандартизованими допусками;

i – одиниця допуску для середнього значення відповідного інтервалу розмірів, мкм (див. табл. Д.Д.1 додатка Д);

t – коефіцієнт, що залежить від відсотка ризику виходу розміру за межі допуску (див. табл. Д.Д.3 додатка Д);

λ – коефіцієнт відносності розсіювання замикаючої ланки – приймається: при нормальному законі розсіювання розмірів $\lambda = 1/3$; при розсіюванні розмірів близько до закону трикутника $\lambda = 1/\sqrt{6}$; при невідомому характері кривої розсіювання розмірів $\lambda = 1/\sqrt{3}$. З достатньою для розрахунку точністю можна брати $\lambda = 1/\sqrt{t}$.

У розглянутому випадку, при заданому значенні 0,27% ризику виходу розміру зазору за межі допуску і нормальному законі розсіювання $t = 3$ і $\lambda = 1/3$. Допуски розмірів підшипників по ширині $T_{C4} = T_{C7} = 120$ мкм.

Підставивши відповідні значення у вихідну формулу, одержимо:

$$a = \frac{600 - \sqrt{2 \times 120^2}}{3 \times \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 \times (1,08^2 + 2,89^2 + 1,31^2 + 1,31^2 + 2,52^2)}} \approx 67.$$

2. Допуски складових розмірів розмірного ланцюга

Відповідно до розрахованої кількості одиниць допуску, згідно з додатком 19 визначаємо квалітет і призначаємо величини допусків для відповідних розмірів.

Отримана кількість одиниць допуску (67) дуже близька з кількістю одиниць (64), прийнятих для квалітету IT10. Тому, прийнявши ланку C_2 за коригувальну, для інших розмірів призначаємо стандартні допуски по квалітету IT10. Значення їх знаходимо з таблиць ДСТУ ISO 286-2:2002-81 (див. табл. Д.Д.4 додатка Д)

$$T_{C1} = 70 \text{ мкм}; T_{C3} = 84 \text{ мкм}; T_{C5} = 84 \text{ мкм}; T_{C6} = 140 \text{ мкм}.$$

Допуски на ширину кілець підшипників за ГОСТ 520-81

$$T_{C4} = T_{C7} = 120 \text{ мкм.}$$

Допуск розміру C_2

$$T_{C2} = \sqrt{T_{C\Delta}^2 - \sum_{i=1}^6 T_{Ci}^2} = \sqrt{600^2 - (70^2 + 84^2 + 120^2 + 84^2 + 140^2 + 120^2)} = 532 \text{ мкм.}$$

Отже, на розмір C_2 залишається допуск 532 мкм.

3. Граничні відхилення складових розмірів

Відхилення розмірів ширини кілець підшипників, установлені стандартом:

$$ES_{C4} = ES_{C7} = 0; EI_{C4} = EI_{C7} = -120 \text{ мкм.}$$

Ланки C_1 ; C_3 ; C_5 та C_6 є охоплюваними, тому верхні відхилення для них призначаються рівними нулю, а нижні – від'ємними, рівними допускам, тобто

$$ES_{C1} = ES_{C3} = ES_{C5} = ES_{C6} = 0;$$

$$EI_{C1} = -70 \text{ мкм}; EI_{C3} = -84 \text{ мкм}; EI_{C5} = -84 \text{ мкм}; EI_{C6} = -140 \text{ мкм.}$$

Координати центрів групування допусків розмірів при коефіцієнті асиметрії $\alpha = 0$ (для нормального закону розподілу) будуть відповідати координатам середин полів допусків

$$\begin{aligned} \Delta_0 T_{C1} &= -35 \text{ мкм}; & \Delta_0 T_{C3} &= -42 \text{ мкм}; & \Delta_0 T_{C4} &= -60 \text{ мкм}; \\ \Delta_0 T_{C5} &= -42 \text{ мкм}; & \Delta_0 T_{C6} &= -70 \text{ мкм}; & \Delta_0 T_{C7} &= -60 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Координата середини поля допуску вихідної ланки (зазору)

$$\Delta_0 T_{C\Delta} = \frac{ES_{C\Delta} + EI_{C\Delta}}{2} = \frac{+450 + (-150)}{2} = +150 \text{ мкм.}$$

Координата середини поля допуску розміру C_2

$$\Delta_0 T_{C2} = \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_0 T_{Ci} = (-35) + (-42) + (-60) + (-42) + (-70) + (-60) + 150 = -159 \text{ мкм.}$$

Граничні відхилення розміру C_2

$$ES_{C_2} = \Delta_0 T_{C_2} + \frac{T_{C_2}}{2} = -159 + \frac{532}{2} = +107 \text{ мкм};$$

$$EI_{C_2} = \Delta_0 T_{C_2} + \frac{T_{C_2}}{2} = -159 - \frac{532}{2} = -425 \text{ мкм}.$$

1. Розміри складових ланок розмірного ланцюга, отримані в результаті розрахунку

$$C_1 = 12_{-0,070} \text{ мм}; C_2 = 250_{-0,425}^{+0,107} \text{ мм}; C_3 = 18_{-0,084} \text{ мм};$$

$$C_4 = 45_{-0,12} \text{ мм}; C_5 = 22_{-0,084} \text{ мм}; C_6 = 120_{-0,140} \text{ мм}; C_7 = 31_{-0,120} \text{ мм}.$$

$$\text{і за умовою } [C_4] = 2_{-0,150}^{+0,450} \text{ мм}.$$

5. Перевірка правильності розрахунку

З урахуванням закону нормального розподілу і заданого відсотка ризику (0,27%) ймовірності розподілу розміру C_4 за припустимі межі, повинна дотримуватися наступна умова

$$[T_{C_4}] = t \times \sqrt{\sum_{i=1}^{n-1} \lambda^2 T_{Ci}^2}. \quad (6.39)$$

У розглянутому випадку

$$[T_{C_4}] = 3 \times \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 \times (70^2 + 532^2 + 84^2 + 120^2 + 84^2 + 140^2 + 120^2)} = 600 \text{ мм}.$$

Отже, розрахунок зроблений правильно і поставлена умова забезпечується.

6. Порівняння результатів розрахунку

З порівняння результатів, отриманих розрахунками, випливає, що метод розрахунку на максимум-мінімум дає жорсткі (малі) допуски. Величини їх приблизно вдвічі менше, ніж допуски, отримані ймовірним методом розрахунку.

Жорсткість допусків ускладнює технологію обробки, веде до збільшення економічних і трудових витрат і, крім того, збільшується ймовірність появи розмірного браку виробів.

Імовірний метод дозволяє значно розширити допуски без великого ризику недотримання повної взаємозамінності. Це, у свою чергу, полегшує та здешевлює виробництво деталей, що є більш доцільним і економічно вигідним.

6.6 Визначення допусків зубчастих коліс передачі

Для швидкохідної косозубої зубчастої передачі (зубчасті колеса 4-6) знайти табличні значення граничних відхилів і допусків на комплекси контролю: по нормах кінематичної точності, нормах плавності і нормах контакту сполучених зубів. Визначити величину найбільшого і найменшого бокового зазору, що забезпечує температурну компенсацію і нормальні умови змащення. Призначити стандартний вид сполучення і вид допуску, а також табличні значення: найменшого додаткового зсуву E_{Hs} вихідного контуру і допуск T_H на зсув вихідного контуру; допуск E_{da} на радіальне биття і граничні відхилення Δd_a діаметра вершин зубів, що служить базою для виміру вихідного контуру.

Визначити найбільший і найменший вільний кутовий поворот зубчастого колеса при складанні (див. рис. 6.9).

Вихідні дані:

Зубчаста передача змонтована в чавунному корпусі. Зубчасті колеса сталеві, некориговані, з параметрами: модуль нормальний $m_n = 4$ мм; кут нахилу зубів $\beta = 8^\circ 26'$; кут головного профілю $\alpha = 20^\circ$; ширина зубчастого вінця $b_w = 26$ мм; числа зубів: $z_4 = 40$, $z_6 = 60$; ділильні діаметри: $d_4 = 160$ мм, $d_6 = 240$ мм; міжосьова відстань передачі $a_w = 200$ мм; ступінь точності 8–7–7. При роботі передачі температура коліс сягає $+60^\circ \text{C}$, а температура корпусу $+40^\circ \text{C}$. Окружна швидкість $V = 14$ м/с.

Рішення:

1. Визначаємо номінальні значення параметрів, необхідних для контролю:

Діаметр ділильного кола зубчастого колеса визначаємо за формулою:

$$d_4 = m \times z_4, \quad (6.40)$$

де m – модуль зубчастого колеса, мм;

z – число зубів зубчастого колеса.

а) діаметри ділильних кіл:

$$d_4 = m \times z_4 = 4 \times 40 = 160 \text{ мм}; \quad d_6 = m \times z_6 = 4 \times 60 = 240 \text{ мм}$$

б) діаметри вершин зубів:

$$d_{a4} = d + 2 \times m \quad (6.41)$$

де d – ділильне коло, мм;

m – модуль зубчатого колеса, мм.

$$d_{a4} = d_4 + 2 \times m = 160 + 2 \times 4 = 168 \text{ мм};$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \times m = 240 + 2 \times 4 = 248 \text{ мм}.$$

в) номінальне значення довжини спільної нормалі визначається за формулою:

$$W = m \times [1,467 \times (2 \times z_n - 1) + 0,01387 \times z], \quad (6.42)$$

де z_n – кількість зубів, охоплюваних нормалеміром, визначається за формулою:

$$z_n = \frac{z}{9} + 0,5 \quad (6.43)$$

У розглянутому випадку з урахуванням вихідних даних

$$z_{n4} = \frac{40}{9} + 0,5 = 5; \quad z_{n6} = \frac{60}{9} + 0,5 = 7.$$

$$W_4 = 4 \times [1,467 \times (2 \times 5 - 1) + 0,01387 \times 40] = 55,36 \text{ мм};$$

$$W_6 = 4 \times [1,467 \times (2 \times 7 - 1) + 0,01387 \times 60] = 80,08 \text{ мм}.$$

г) номінальне значення товщини зуба по постійній хорді

$$S_c = 1,387 \times m, \quad (6.44)$$

де m – модуль зубчатого колеса, мм.

$$S_c = 1,387 \times 4 = 5,55 \text{ мм}.$$

д) вимірювальна висота зуба до постійної хорди

$$h_C = 0,784 \times m, \quad (6.45)$$

де m – модуль зубчатого колеса, мм.

$$h_C = 2,99 \approx 3 \text{ мм.}$$

2. Відповідно до заданого ступеня точності з табл. Д.Ж.1 додатка Ж знаходимо:

а) норми показників, що забезпечують кінематичну точність за 8-м ступенем:

– допуск на радіальне биття зубчастого вінця $F_{r_4} = F_{r_6} = 71$ мкм.

– допуск на коливання довжини загальної нормалі $F_{VW_4} = F_{VW_6} = 50$ мкм.

б) норми показників, що забезпечують плавність ходу передачі за 7-м ступенем (з табл. Д.Ж.2 додатка Ж):

– відхилення кроку зачеплення $f_{pb4} = f_{pb6} = \pm 19$ мкм;

– відхилення окружного кроку $f_{pt4} = f_{pt6} = \pm 20$ мкм;

– відхилення профілю зуба $f_{f4} = f_{f6} = 16$ мкм.

в) норми показників, що забезпечують контакт сполучених зубів за 7-м ступенем (з табл. Д.Ж.3-Д.Ж.4 додатка Ж):

– пляма контакту на довжині зуба

$$\frac{(a-c) \times \cos \beta}{b} \times 100\% = 60\% \quad (6.46)$$

– на висоті зуба

$$\frac{h_m}{h} \times 100\% = 45\% \quad (6.47)$$

– допуск на похибку зуба $F_{\beta 4} = 11$ мкм, $F_{\beta 6} = 11$ мкм

3. Бічний зазор у передачі

Величина бічного зазору, що забезпечує температурну компенсацію, визначається за формулою:

$$j_{n1} = a_w \times [\alpha_1 \times (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \times (t_2 - 20^\circ)] \times 2 \sin \alpha \quad (6.48)$$

де a_w – міжосьова відстань передачі; $a_w = 200$ мм;

α_1 і α_2 – коефіцієнти лінійного розширення, відповідно, матеріалів коліс і корпусу (з додатку 3 приймаємо, відповідно, $\alpha_1 = 11,5 \times 10^{-6}$, $\alpha_2 = 10,5 \times 10^{-6}$);

t_1 і t_2 – робоча температура, відповідно, коліс і корпусу (за умовою задачі $t_1 = 60^\circ \text{C}$, $t_2 = 40^\circ \text{C}$);

α – кут головного профілю (за умовою задачі $\alpha = 20^\circ$).

Підставивши числові значення відповідних величин у формулу (6.47), одержимо:

$$j_{n_1} = 200 [11,5 \times 10^{-6} (60^\circ - 20^\circ) - 10,5 \times 10^{-6} (40^\circ - 20^\circ)] 0,684 = 0,342 \text{ мм.}$$

Величина бічного зазору для забезпечення нормальних умов змащення

$$j_{n_2} = (10 \div 30) m_n, \text{ мкм} \quad (6.49)$$

де m_n – модуль нормальний (за умовою $m_n = 4$);

числове значення коефіцієнта при m_n вибирається меншим (ближчим до 10) для тихохідних передач і більшим (ближчим до 30) для швидкохідних.

У розглянутому випадку для швидкохідної передачі приймемо коефіцієнт, що дорівнює 20; тоді $j_{n_2} = 20 \times 4 = 80 \text{ мкм}$.

Сумарний мінімально необхідний зазор

$$j_n = j_{n_1} + j_{n_2} = 34 + 80 = 114 \text{ мкм.}$$

Для призначення стандартного виду сполучення і виду допуску, у таблицях (див. табл. Д.Ж.5 додатка Ж) знаходимо значення $j_{n \min}$ найбільш близьке (але не менше) розрахованого j_n .

У розглянутому випадку, для передачі з $a_w = 200 \text{ мм}$ знаходимо $j_{n \min} = 115 \text{ мкм}$, що цілком відповідає мінімально необхідному зазору j_n . Цьому значенню $j_{n \min}$ відповідає вид сполучення «С», вид допуску «с» і граничне відхилення міжосьової відстані $f_a = \pm 55 \text{ мкм}$.

Для забезпечення такого зазору в передачі з 7-м ступенем норми кінематичної точності, ділильними діаметрами $d_4 = 160 \text{ мм}$, $d_6 = 240 \text{ мм}$ і допуском на радіальне биття зубчастого вінця $F_r = 71 \text{ мкм}$, з таблиць Д.Ж.6-Д.Ж.7 додатка Ж знаходимо табличні значення найменшого додаткового зсуву вихідного контуру E_{HS} і допуски на зсув вихідного контуру T_H (T_H визначається у

відповідності з видом сполучення і видом допуску бокового зазору. Якщо вид допуску бічного зазору не відповідає виду сполучення, T_H визначається згідно з видом допуску).

$$E_{HS4} = -110 \text{ мкм}; E_{HS6} = -140 \text{ мкм}; T_{H4} = T_{H6} = 180 \text{ мкм}.$$

З урахуванням цих значень найбільший можливий зазор у передачі

$$j_{n \max} \approx j_{n \min} + (T_{H4} + T_{H6} + 2 f_a) 2 \sin \alpha \quad (6.50)$$

$$j_{n \max} \approx 115 + (180 + 180 + 2 \times 55) 0,684 = 437 \text{ мкм}.$$

Допуск на радіальне биття діаметра вершин зубів E_{da} (числове значення E_{da} для зубчастих передач з видом спряження D можна вибирати таким, як і для спряження C)

$$E_{da4} = 25 \text{ мкм}; E_{da6} = 27 \text{ мкм};$$

граничні відхилення діаметра вершин (див. з таблиці Д.Ж.8 додатка Ж).

$$\Delta d_{a4} = -63 \text{ мкм}; \Delta d_{a6} = -72 \text{ мкм}$$

Числові значення Δd_a беруться з таблиць ДСТУ ISO 286-2:2002-81 [13].

4. Вільний кутовий поворот зубчастого колеса при складанні

Найменший вільний кутовий поворот зубчастого колеса 6

$$\Delta \phi_{\min_6} = \frac{2j_{n \min}}{m_n z_6 \cos \alpha'}$$

Найбільший вільний кутовий поворот зубчастого колеса 6

$$\Delta \phi_{\max_6} = \frac{2j_{n \max}}{m_n z_6 \cos \alpha'}$$

Приклад контрольованих елементів наведений на рисунку 6.9.

4. Отримані результати заносимо у таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Величини параметрів зубчастих коліс

Найменування параметра		Позначення	Розрахована величина
1		2	3
Модуль		m	
Кількість зубів		$z_1 =$ $z_2 =$	
Нормальний вихідний контур		—	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення вихідного контуру		l	
Ступінь точності за ГОСТ 1643–81		—	
Номінальна довжина загальної нормалі		W	
Допуск на середню довжину загальної нормалі		T_{Wm}	
Найменше відхилення довжини загальної нормалі		E_{Wmi}	
Допуск на радіальне биття зубчастого вінця		F_r	
Діаметр ділильного кола		d	
Товщина зуба за постійною хордою		S_C	
Допуск на товщину зуба		T_s	
Найменше відхилення товщини зуба		E_{Cs}	
Висота зуба за постійною хордою		h_C	
Гарантований боковий зазор		$j_{n \min}$	
Допуск на погрішність профілю зуба		f_b	
Граничне відхилення міжосьової відстані		f_a	
Допуск на зміщення вихідного контуру		T_H	
Найменше додаткове зміщення вихідного контуру		E_{Hs}	
Пляма контакту	вздовж висоти зуба	не менш	
	вздовж довжини зуба	не менш	

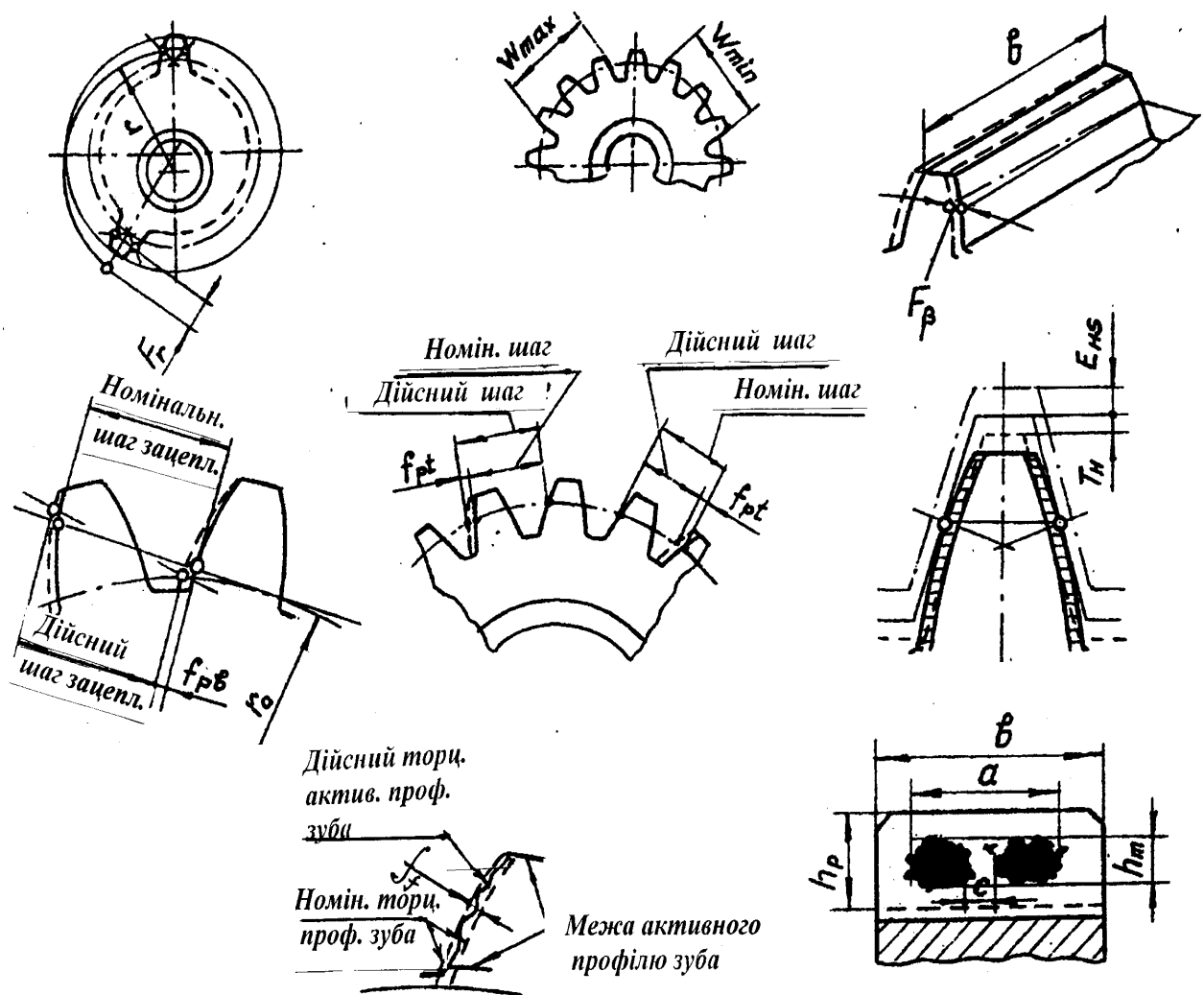


Рисунок 6.9 – Контрольовані елементи зубчастих коліс

6.7 Виконання креслення деталі і підбір інструмента для контролю її розмірів

Виконати креслення заданої деталі з позначенням у ньому точності розмірів, відхилів форми, розташування і шорсткості поверхонь. Підібрати придатний за точністю інструмент (прилад) для контролю її посадкового розміру в цехових умовах. Виконання цієї задачі включає:

Призначення номінальних розмірів.

1. Креслення деталі.
2. Позначення в кресленні показників точності і шорсткості поверхонь.
3. Вибір інструмента для контролю посадкового розміру.

Як приклад виконання креслення на рисунку 6.10. показана кришка підшипника поз. 1 (див. рис. 4.1).

6.7.1 Призначення номінальних розмірів

Для даної деталі відомі: зовнішній посадковий розмір центрувального буртика кришки D , що відповідає номінальному розміру зовнішнього діаметра зовнішнього кільця підшипника (див. п. 6.3.) і його довжина h , що входить складовим розміром розмірного ланцюга (див. п. 6.5). Розмір отвору d призначається у відповідності з діаметром валу d_b , що проходить через нього

$$d = d_b + 2 \text{ мм.} \quad (6.51)$$

Розмір D_M під манжетне ущільнення, призначається за розміром манжети, яка у свою чергу, вибирається згідно з діаметром ділянки вала, що ущільнюється. Інші розміри призначаються конструктивно, з урахуванням рекомендацій, приведених у літературі (7, 11).

6.7.2 Виконання креслення деталі

При виконанні креслень таких деталей підшипникового вузла, як кришка, стакан, кришка-стакан, втулка, достатньо показати головний вид. Креслення виконуються згідно з нормами та правилами ЄСКД.

6.7.3 Позначення у кресленні показників точності і шорсткості поверхонь

На кресленнях кришок, стаканів і кришок-стаканів указують граничні відхилення розмірів, форми, розташування і шорсткості поверхонь. Рекомендації з призначення величин допусків і відхилів приведені у [1-4]. У розглянутому випадку граничні відхилення розміру h відомі з розрахунку розмірного ланцюга (див. п. 6.3.). Граничні відхилення діаметра D центрувального буртика кришки) приймають по $h8$, а розміру D_M під манжетне ущільнення – по $H8$. Відхилення форми повинні призначатися тільки при наявності особливих вимог, що

впливають з умови роботи, виготовлення чи вимірювання деталі. Для правильної роботи підшипника в станині необхідно вказати овальність і конусоподібність посадкової поверхні під підшипник. Значення овальності і конусоподібності не повинні перевищувати половини допуску на розмір посадкової поверхні. В інших поверхнях відхилення форми в діаметральному вимірі повинні знаходитись у межах допуску на розмір і в кресленні особливо не обмовляються. На кресленні відхилення форми позначаються згідно з правилами ЄСКД. Відхилення розташування поверхонь також обмовляються лише при наявності особливих вимог, що впливають з умов роботи, виготовлення чи вимірювання деталі. При призначенні відхилів розташування поверхонь і осей погоджуються між собою основні поверхні, що сполучаються, і поверхні, що визначають складання. Рекомендації з призначення відхилів приведені у [2-4]. У розглянутому випадку, у складеному вузлі між торцем центрувального буртика кришки і кільцем підшипника є зазор. Базування по поверхнях Г та Д не здійснюється, тому вимоги точності до торців кришки не пред'являють. Якщо між торцем центрувального буртика кришки і кільцем підшипника немає зазору, на кресленні кришки вказують відхилення від паралельності торців Г та Д. У кришці підшипника виконане манжетне ущільнення. При такій конструкції кришки на кресленні вказують відхилення від співвісності поверхні Б щодо осі центрувального буртика і відхилення від паралельності торців В та Г. Відхилення від співвісності на діаметрі D_M приймають за $IT6$, а відхилення від паралельності торців на діаметрі D – за $IT9$. Числові величини їх беруть з ДСТУ ISO 286-1:2002-81 та ДСТУ ISO 286-2:2002-81 [12-13]. На кресленнях кришок та стаканів вказують також позиційне відхилення осей кріпильних отворів від номінального розташування. Зсув осей може призвести до неможливості кріплення кришки чи стакана до корпусу всіма болтами – порушенню складання. Точність розташування осей координат кріпильних отворів при свердлінні по кондукторах задають граничним припустимим зсувом осей отворів від номінального розташування – допуск залежний.

Величину допуску T на зсув приймають

$$T = 0,2 \times (D_{отв} - d_{зв}), \quad (6.52)$$

де $D_{отв}$ та $d_{зв}$ – відповідно, діаметр отвору та діаметр гвинта.

На кресленнях граничні відхилення розташування осей вказуються за правилами ЄСКД. Шорсткість поверхонь призначається виходячи з умов роботи сполучення. Числове значення параметрів R_z чи R_a повинне складати частку допуску розміру T_p чи допусків форми T_ϕ і розташування поверхонь T_n . У зв'язку з цим між допуском розміру T_p і параметром R_z в літературі [2-3] рекомендується додержуватись залежності (див. з таблиць Д.3.4-Д.3.5 додатка 3):

- для квалітетів $IT6 \div IT10$ $R_z \leq 0,25 T_p$;
- для квалітетів $IT11$ і грубіше $R_z \leq 0,125 T_p$

- Якщо в конструкції сполучення обмежуються відхилення форми чи розташування поверхонь у порівнянні з допуском на розмір, то відповідно повинна бути обмежена шорсткість поверхні. При цьому рекомендується призначати:

$$R_z \approx (0,2 \div 0,5) \times T_p \text{ чи } R_z \approx (0,2 \div 0,5) \times T_n \quad (6.53)$$

Перехід від параметра R_z до параметра R_a роблять за співвідношеннями:

$$R_a \approx 0,25 \times R_z \text{ якщо } R_z \geq 8 \text{ мкм}; \quad R_a \approx 0,2 \times R_z \text{ якщо } R_z < 8 \text{ мкм}.$$

Числові величини параметрів шорсткості призначаються згідно з ГОСТ 2789-73. На кресленнях позначення шорсткості поверхонь виконується відповідно до ГОСТ 2.309-79, зміна № 3 від 28.05.2002 р. Докладні відомості щодо вибору та призначення шорсткості поверхонь приведені у [1-3].

6.7.4 Вибір інструмента для контролю посадкового розміру

Інструмент для контролю вибираємо за величиною допуску контрольованого розміру з урахуванням граничної похибки методу виміру. При контролі розміру деталей у цехових умовах гранична похибка методу виміру повинна знаходитись в межах 20-30% величини допуску контрольованого розміру, виконаного за квалітетом $IT6$ і грубіше. Згідно з величиною граничної похибки вибираємо відповідний інструмент, похибка виміру якого не повинна перевищувати граничної. У розглянутому випадку треба підібрати відповідний за точністю

вимірювальний інструмент (прилад) для контролю в цехових умовах посадкового розміру кришки підшипника поз.1 (див рис 4.1.). Посадковим розміром кришки є центрувальний буртик діаметром 130 мм (див. п.6.3.) із граничними відхиленнями (див. п. 6.7.3). Для цього розміру і поля допуску (ДСТУ ISO 286-2:2002-81[13]) знаходимо граничні відхилення:

$$es = 0 ; ei = - 68 \text{ мкм.}$$

Допуск розміру

$$T_d = es - ei = 0 - (-68) = 68 \text{ мкм.}$$

Приймаємо припустиму граничну похибку методу виміру величиною 30% від допуску розміру і визначимо її чисельне значення:

$$\Delta_{lim} = 0,3 T_d = 0,3 \times 68 = 20,4 \text{ мкм.}$$

З таблиці Д.3.2 додатка 3 вибираємо мікрометр із відліком 0,01 мм при лінійному контакті. Мікрометр під час роботи знаходиться в руках. Температурний режим 20 ± 5 °С. Похибка виміру при настроюванні на нуль за установчою мірою складає ± 16 мкм. Приклад оформленого креслення наведено на рисунку 6.10.

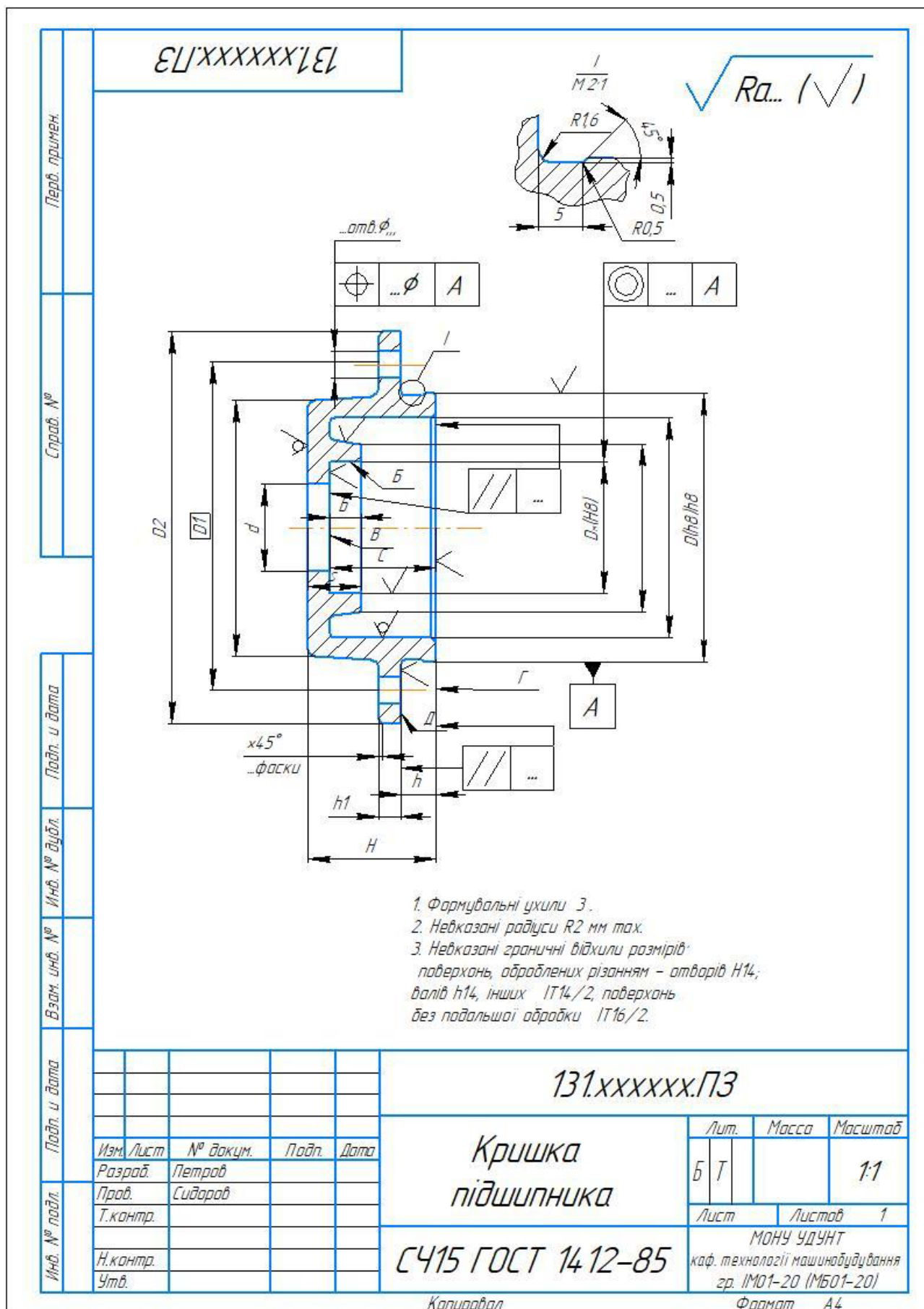


Рисунок 6.10 – Приклад оформленого креслення

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Анухин В. И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах : учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. СПб. : Изд-во СПбГТУ, 2001. 219 с.
2. Допуски и посадки : справочник. В 2-х ч. / В. Д. Мягкова, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6е изд., перераб. и доп. Л. : Машиностроение, Ленингр. отд.-ние, 1982. – Ч. 1. 543 с.
3. Допуски и посадки : справочник. В 2-х ч. / В. Д. Мягкова, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. Л. : Машиностроение, Ленингр. отд.-ние, 1983. – Ч. 2. 448 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М. : Высшая школа, 1978.
5. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.1 – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М. : Машиностроение, 2001. 920 с.
6. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.2 – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М. : Машиностроение, 2001. 912 с.
7. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.1 – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М. : Машиностроение, 2001. 864 с.
8. ДСТУ ISO 286-1:2002-81. Поля допусков и рекомендуемые посадки.
9. ДСТУ ISO 286-2:2002-81. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
10. ДСТУ 2500-94. Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
11. ДСТУ ISO 286-1-2002. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT).
12. ДСТУ ISO 286-2-2002. Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилень отворів і валів (ISO 286-2:1988.)
13. ДСТУ ISO 2768-1-2001. Основні допуски. Частина 1. Допуски на лінійні та кутові розміри без спеціального позначення допусків (ISO 2768-1:1989, IDT).

14. ДСТУ ISO 2768-2-2001 Основні допуски. Частина 2. Допуски геометричні для елементів без спеціального позначення допусків (ISO 2768-2:1989, IDT).
15. ДСТУ 2498-94. Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення.
16. ДСТУ 2499-94. Основні норми взаємозамінності. Конуси та конічні з'єднання. Терміни та визначення.
17. ДСТУ ISO 53-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур (ISO 53:1998, IDT).
18. ДСТУ ISO 54-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі (ISO 54:1996, IDT).
19. ДСТУ ISO 1122-1:2006. Передачі зубчасті. Словник термінів. Частина 1. Визначення, що стосуються геометрії (ISO 1122-1:1998, IDT).
20. ДСТУ ISO 1328-1:2006. Колеса зубчасті циліндричні. Системи точності ISO. Частина 1. Терміни та визначення понять і встановлені допуски відхилень бокових поверхонь зубців зубчастого колеса (ISO 1328-1:1995, IDT).
21. ДСТУ ISO 1328-2:2006. Колеса зубчасті циліндричні. Системи точності ISO. Частина 2. Терміни та визначення понять і встановлені допуски відхилень радіальних складових і биття (ISO 1328-2:1997, IDT).
22. ДСТУ 3175-95. (ГОСТ 30224-6) Передачі зубчасті Новікова циліндричні з твердістю поверхні зубців не менше ніж 35 HRC_э. Вихідний контур.
23. ДСТУ 3423-96. Передачі зубчасті. Похибки та допуски. Терміни та визначення.
24. ДСТУ 2497-94. Основні норми взаємозамінності. Різьба ірізьбові з'єднання. Терміни та визначення.
25. ДСТУ ISO 68-1:2005. Нарізі ISO загального призначення. Основний профіль. Частина 1. Нарізі метричні (ISO 68-1:1998, IDT).
26. ДСТУ ISO 261:2005. Нарізі метричні ISO загальної призначеності. Загальні положення (ISO 261:1998, IDT).
27. ДСТУ ISO 262:2005. Нарізі метричні ISO загальної призначеності. Вибір розмірів для гвинтів, болтів та гайок (ISO 262:1998, IDT).
28. ДСТУ ISO 888:2005. Болти, гвинти і шпильки. Номінальна довжини та довжини нарізей болтів загального призначення (ISO 888:1976, IDT).

29. ДСТУ ISO 1502:2006. Нарізі ISO метричні загальної призначеності. Калібри та калібрування (ISO 1502:1996, IDT).
30. ДСТУ ISO 965-1:2005. Нарізі метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 1. Основні характеристики (ISO 965-1:1998, IDT).
31. ДСТУ ISO 965-2:2005. Нарізі метричні ISO загального призначення. Допуски. Частина 2. Граничні розміри зовнішніх і внутрішніх нарізей. Середній клас точності (ISO 965-2:1998, IDT).
32. ДСТУ ISO 965-3:2005. Нарізі метричні ISO загальної призначеності. Допуски. Частина 3. Відхили (ISO 965-3:1998, IDT).

Додаток А – Розрахунок посадок для гладких циліндричних з'єднань
Таблиця Д.А.1 – Значення допусків, мкм

Інтервали розмірів, мм	Квалітет																		
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Від 3 до 6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Від 6 до 10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Від 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	4	8	11	18	23	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Від 18 до 30	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Від 30 до 50	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Від 50 до 80	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Від 80 до 120	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Від 120 до 180	1,2	2,0	3,5	5,0	8,0	12	18	22	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
Від 180 до 250	2,0	3,0	4,5	7,0	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Від 250 до 315	2,5	4,0	6,0	8,0	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Від 315 до 400	3,0	5,0	7,0	9,0	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Від 400 до 500	4,0	6,0	8,0	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Продовження додатка А.

Таблиця Д.А.2 – Значення коефіцієнтів $K_{\varphi e}$, що враховують кут охоплення і відношення l/d

Кут охоплення	Відношення l/d						
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\varphi = 360^\circ$	0,231	0,344	0,450	0,555	0,650	0,740	0,825
$\varphi = 180^\circ$	0,262	0,385	0,502	0,608	0,706	0,794	0,870
$\varphi = 120^\circ$			0,481	0,552	0,650	0,720	0,775
Кут охоплення	Відношення l/d						
	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2
$\varphi = 360^\circ$	0,905	0,975	1,040	1,100	1,150	1,250	1,430
$\varphi = 180^\circ$	0,940	1,000	1,050	1,120	1,140	1,210	1,320
$\varphi = 120^\circ$	0,820	0,860	0,895	0,920	0,945	0,985	

Таблиця Д.А.3 – В'язкість мастил

Найменування та марка масла	В'язкість при $t = 50^\circ\text{C}$	
	кінематична $\nu \times 10^6, \text{м/с}^2$	динамічна $\mu \times 10^{-3}, \text{Па}\cdot\text{с}$
Індустріальне:		
И-12К	10–14	9–13
И-20А	17–23	15–21
И-25А	24–27	22–24
И-30А	27–33	24–30
И-40А	38–52	34–47
И-50А	42–58	38–52
И-70А	65–75	59–68
Турбінне:		
Т22	20–23	18–21
Т30	28–32	25–29
Т46	44–48	40–43
Т57	55–59	50–53
Моторне Т	62–68	56–61
Сепараторне Л	6–10	56–61
До прокатних станів П-28	26–30	23–27

Продовження додатка А.

Таблиця Д.А.4 – Коефіцієнти лінійного розширення матеріалів

Марка матеріалу	Коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha \times 10^{-6}$	Марка матеріалу	Коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha \times 10^{-6}$
Сталь 30	$12,6 \pm 2$	Бронза БрАЖ 9-4 Бронза	18
Сталь 35	11 ± 1	БрС 30	18,5
Сталь 40	$12,4 \pm 2$	Латунь ЛАЖМц 66-6-3-2	$18,7 \pm 2$
Сталь 45	$11,6 \pm 2$		17 ± 1
Сталь 50	12 ± 1	Латунь ЛмцОс 58-2-2-2	17
Чавун	11 ± 1	Латунь ЛКС 80-3-3-3	27
Бронза Бр ОФ 10-1	17	Сплав ЦАМ 10-5 Бабіт	22
Бронза БрОцс6-6-3	$17,1 \pm 2$	Б83	24
Бронза БрОцс5-5-5	17	Бабіт Б16	28
Бронза БрОцс4-4-7	17,5	Бабіт Б6	36
		Бабіт БК	

Таблиця Д.А.5 – Значення коефіцієнтів тертя f (при охопленій деталі зі сталі).

Спосіб складання	Матеріал деталі, що охоплює іншу					
	Сталь	Чавун	Алюмінієві і магнієві сплави	Латунь	Бронза	Пластмаси
Механічний	0,06÷0,13	0,07÷0,12	0,02÷0,06	0,05÷0,1	0,1÷0,15	0,4÷0,5
При нагріванні (охолодженні) деталей, що з'єднуються	0,14÷0,16	0,07÷0,09	0,05÷0,06	0,05÷0,14	0,15÷0,17	
Гідропресовий	0,12	0,12				

Таблиця Д.А.6 – Значення модулів пружності E , коефіцієнтів Пуасона μ і границь текучості σ_T деяких матеріалів

Матеріал	$E \times 10^{11}$, Н/м ² (Па)	μ	$\sigma_T \times 10^8$, Н/м ² (Па)
Сталь 25	$(1,96 \div 2,2) \times 10^{11}$	0,3	$2,74 \times 10^8$
Сталь 30			$2,94 \times 10^8$
Сталь 35			$3,141 \times 10^8$
Сталь 40			$3,331 \times 10^8$
Сталь 45			$3,531 \times 10^8$
Сталь 65Г			$4,40 \times 10^8$
Сталь 35Х			$7,50 \times 10^8$
Сталь 30ХГСА			$8,50 \times 10^8$
Чавун 28	$(0,74 \div 1,05) \times 10^{11}$	0,25	$2,74 \times 10^8$
Чавунне лиття			
Бронза БрОФ10-1	$0,84 \times 10^{11}$	0,35	$3,92 \times 10^8$
Бронза БрАЖН1-6-6			
Латунь ЛМцОС58-2-2-2	$0,78 \times 10^{11}$	0,38	$3,43 \times 10^8$
Пластмаси	$(0,005 \div 0,35) \times 10^{11}$		

Продовження додатка А

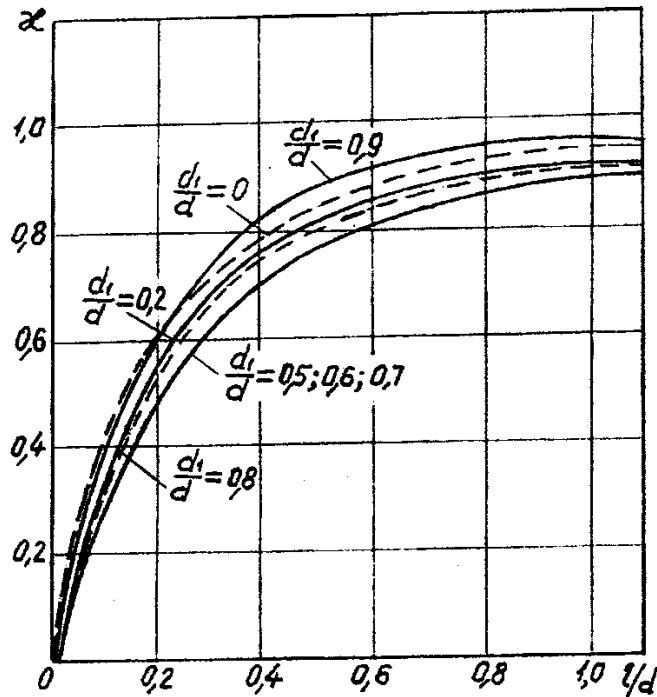


Рисунок Д.А.1 – Значення коефіцієнту χ , враховуючого збільшення питомого тиску біля торців деталі, що охоплює іншу

Таблиця Д.А.7 – Значення інтеграла $\Phi(z) = \frac{1}{2 \times \pi} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,00	0,0000	0,60	0,2257	1,80	0,4641
0,01	0,0040	0,65	0,2422	1,85	0,4678
0,02	0,0080	0,70	0,2580	1,90	0,4713
0,03	0,0120	0,75	0,2734	1,95	0,4744
0,04	0,0160	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,05	0,0199	0,85	0,3023	2,10	0,4821
0,06	0,0239	0,90	0,3159	2,20	0,4861
0,07	0,0279	0,95	0,3289	2,30	0,4893
0,08	0,0319	1,00	0,3413	2,40	0,4918
0,09	0,0359	1,05	0,3531	2,50	0,4938
0,10	0,0398	1,10	0,3643	2,60	0,4958
0,11	0,0438	1,15	0,3794	2,70	0,4965
0,12	0,0478	1,20	0,3849	2,80	0,4974
0,13	0,0517	1,25	0,3944	2,90	0,4981
0,14	0,0557	1,30	0,4032	3,00	0,49865
0,15	0,0596	1,35	0,4115	3,20	0,49931
0,20	0,0793	1,40	0,4192	3,40	0,49966
0,25	0,0987	1,45	0,4265	3,60	0,499841
0,30	0,1179	1,50	0,4332	3,80	0,499928
0,35	0,1368	1,55	0,4394	4,00	0,499963
0,40	0,1554	1,60	0,4452	4,50	0,4999966
0,45	0,1736	1,65	0,4505	5,00	0,4999997
0,50	0,1915	1,70	0,4554	—	—
0,55	0,2088	1,75	0,4699	—	—

Додаток Б – Розрахунок і вибір посадок шпонкового з'єднання

Таблиця Д.Б.1 – Основні розміри з'єднань з призматичними шпонками, мм

Діаметр валу d	Номінальні розміри шпонки					Номінальні розміри паза			
	$b \times h$ (ширина $\times$ висоту)	Фаска S		Інтервали довжини l		Глибина		Радіус закруглення або фаска, $S_l \times 45^\circ$	
		max	min	від	до	t_1 на валу	t_2 у втулці		
12 ÷ 17	5 × 5	0,40	0,25	10	56	3,0	2,3	0,25	0,16
17 ÷ 22	6 × 6			14	70	3,5	2,8		
22 ÷ 30	8 × 7			18	90	4,0	3,3		
30 ÷ 38	10 × 8	0,60	0,40	22	110	5,0	3,3	0,4	0,25
38 ÷ 44	12 × 8			28	140	5,0	3,3		
44 ÷ 50	14 × 9			36	160	5,5	3,8		
50 ÷ 58	16 × 10			45	180	6,0	4,3		
58 ÷ 65	18 × 11			50	200	7,0	4,4		
65 ÷ 75	20 × 12	0,80	0,60	56	220	7,5	4,9	0,6	0,4
75 ÷ 85	22 × 14			63	250	9,0	5,4		
85 ÷ 95	25 × 14			70	280	9,0	5,4		

Примітка: Довжини шпонок обирати з ряду:

...10;12;14;16;20;22;25;28;30;32;36;40;45;50;56;63;70;80;90;100;110;125;140;160;180;200;220;250;280;...

Продовження додатка Б.

Таблиця Д.Б.2 – Орієнтовне позначення посадок у з'єднаннях з призматичними шпонками

Характер шпонкового з'єднання	Поля допусків на ширину			Призначення посадок
	шпонки	паза валу	паза втулки	
1. Щільне	h9	P9	Js9	Індивідуальне, дрібно-серійне виробництво
2. Нормальне	h9	N9	Js9 D10	Масове виробництво
3. Вільне	h9	H9 N9	D10	Для направляючих шпонок

Таблиця Д.Б.3 – Граничні відхилення неспряжених розмірів з'єднань з призматичними шпонками

Висота шпонки	h11
Довжина шпонки	h14
Довжина паза валу під шпонку	H15

Таблиця Д.Б.4 – Рекомендовані граничні відхилення глибини пазів у валу та у втулки

Висота шпонки h, мм	Відхилення розмірів, мм	
	$d - t_1$	$d + t_2$
2 ÷ 6	– 0,1	+ 0,1
6 ÷ 8	– 0,2	+ 0,2
18 ÷ 50	– 0,3	+ 0,3

Додаток В – Розрахунок посадок підшипника кочення

Таблиця Д.В.1 – Значення коефіцієнта F_A нерівномірності розподілу навантаження

$\frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta$		F_A
понад	до	
	0,2	1,0
0,2	0,4	1,2
0,4	0,6	1,4
0,6	1,0	1,6
1,0		2,0

Таблиця Д.В.2 – Допустимі інтенсивності навантажень на посадкові поверхні вала та корпусу при циркуляційному навантаженні кілець (ГОСТ 3326–85)

Діаметр d отвору внутрішнього кільця підшипника, мм		Допустимі значення P_R , кН/м			
		Посадки на вал			
понад	до	$js6$	$k6$	$m6$	$n6$
18	80	До 300	300–1350	1350–1600	1600–3000
80	180	До 550	550–2000	2000–2500	2500–4000
180	360	До 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
360	630	До 900	900–3400	3400–4500	4500–8000
Діаметр D зовнішнього кільця, мм		Посадки у корпус			
		$K7$	$M7$	$N7$	$P7$
50	180	До 800	800–1000	1000–1300	1300–2500
180	360	До 1000	1000–1500	1500–2000	2000–3300
360	630	До 1200	1200–2000	2000–2600	2600–4000
630	1600	До 1600	1600–2500	2500–3500	3500–5500

Продовження додатка В.

Таблиця Д.В.3 – Вибір посадок для місцево навантажених кілець (ГОСТ 3326-85)

Розміри посадкових діаметрів, мм		Посадки			Тип підшипників
		На вал	У корпус		
понад	до		нероз'ємний	роз'ємний	
Навантаження спокійне або з помірними поштовхами та вібрацією					
	80	<i>h6</i>	<i>H7</i>	H7;H8*	Усі типи, крім штампованих голчастих
80	260	<i>g6, f7</i>	<i>G7</i>		
260	500	<i>f7*</i>			
500	1600		<i>F8</i>		
Навантаження з поштовхами та вібрацією					
	80	<i>h6</i>	<i>J_s7</i>	<i>J_s7</i>	Усі типи, крім штампованих голчастих, роликів конічних дворядних
80	260		<i>H7</i>		
260	500	<i>g6</i>			
500	1600				
	120	<i>h6</i>	<i>H7</i>	<i>J_s7</i>	Роликові конічні дворядні
120	1600	<i>g6</i>			

Примітка:* посадки *f7* и *H8* використовують, коли кількість обертів не перевищує 60% граничної кількості обертів підшипника

Таблиця Д.В.4 – Початкові радіальні зазори (контрольні) у радіальних підшипниках (ГОСТ 3326-85)

Діаметр <i>d</i> отвору внутрішнього кільця підшипника, мм		Радіальний зазор, мкм		Діаметр <i>d</i> отвору внутрішнього кільця підшипника, мм		Радіальний зазор, мкм	
понад	до	найм.	найб.	понад	до	найм.	найб.
2,5	10	5	16	65	80	14	34
10	18	8	22	80	100	16	40
18	24	10	24	100	120	20	46
24	30	10	24	120	140	23	53
30	40	12	26	140	160	23	58
40	50	12	29	160	180	24	65
50	65	13	33	180	200	29	75

Продовження додатка В.

Таблиця Д.В.5 – Граничні відхилення ширини B кілець шарикових радіальних і шарикових радіально-упорних підшипників (ГОСТ 520-81), мкм

Інтервали номінальних діаметрів d , мм	Клас 0		Клас 6		Клас 5	
	es	ei	es	ei	es	ei
0,6 ÷ 2,5	0	-40	0	-40	0	-40
2,5 ÷ 10	0	-120	0	-120	0	-40
10 ÷ 18	0	-120	0	-120	0	-80
18 ÷ 30	0	-120	0	-120	0	-120
30 ÷ 50	0	-120	0	-120	0	-120
50 ÷ 80	0	-150	0	-150	0	-150
80 ÷ 120	0	-200	0	-200	0	-200
120 ÷ 180	0	-250	0	-250	0	-250

Таблиця Д.В.6 – Граничні відхилення розмірів внутрішніх кілець d_{in} кулькових підшипників, мкм

Інтервали номінальних діаметрів d , мм	Клас 0		Клас 6		Клас 5		Клас 4		Клас 2	
	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
Понад 10 до 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-4
Понад 18 до 30	0	-10	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4
Понад 30 до 50	0	-12	0	-10	0	-8	0	-6	0	-4
Понад 50 до 80	0	-15	0	-12	0	-9	0	-7	0	-5
Понад 80 до 120	0	-20	0	-15	0	-10	0	-8	0	-5
Понад 120 до 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-6,5
Понад 180 до 250	0	-30	0	-22	0	-15	0	-12	0	-8
Понад 250 до 315	0	-35	0	-25	0	-18	0	0	0	0
Понад 315 до 400	0	-40	0	-30	0	-23	0	0	0	0

Таблиця Д.В.7 – Граничні відхилення розмірів зовнішніх кілець D_{in} кулькових підшипників, мкм

Інтервали номінальних діаметрів d , мм	Клас 0		Клас 6		Клас 5		Клас 4		Клас 2	
	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei	es	ei
Понад 6 до 18	0	-8	0	-7	0	-5	0	-4	0	-3
Понад 18 до 30	0	-9	0	-8	0	-6	0	-5	0	-4
Понад 30 до 50	0	-11	0	-9	0	-7	0	-6	0	-4
Понад 50 до 80	0	-13	0	-11	0	-9	0	-7	0	-4
Понад 80 до 120	0	-16	0	-13	0	-10	0	-8	0	-5
Понад 120 до 150	0	-18	0	-15	0	-11	0	-9	0	-5
Понад 150 до 180	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10	0	-6,5
Понад 180 до 250	0	-30	0	-20	0	-15	0	-11	0	-8
Понад 250 до 315	0	-35	0	-25	0	-18	0	-13	0	-10
Понад 315 до 400	0	-40	0	-28	0	-20	0	-15	0	-12

Додаток Г – Розрахунок нарізного з'єднання

Таблиця Д.Г.1 – Розміри середнього і внутрішнього діаметрів метричних різей

Крок різі, мм	Діаметри різі (болта та гайки), мм	
	Середній D ₂ , d ₂	Внутрішній D ₁ ,d ₁
0,75	d-1+0,513	d-1+0,188
0,8	d-1+0,480	d-1+0,134
1	d-1+0,350	d-2+0,917
1,25	d-1+0,188	d-2+0,647
1,5	d-1+0,026	d-2+0,376
1,75	d-2+0,863	d-2+0,106
2	d-2+0,701	d-3+0,835
2,5	d-2+0,376	d-3+0,294
3	d-2+0,051	d-4+0,752
3,5	d-3+0,727	d-4+0,211
4	d-3+0,402	d-5+0,670
4,5	d-3+0,077	d-5+0,129
5	d-4+0,752	d-6+0,587

Таблиця Д.Г.2 – Діаметри та кроки метричної різі

Номинальний діаметр різі d, мм			Крок P , мм									
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	Великий	Дрібний								
				6	4	3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5
6	—	—	1								0,75	0,5
8	—	—	1,25							1	0,75	0,5
10	—	—	1,5						1,25	1	0,75	0,5
12	—	—	1,75					1,5	1,25	1	0,75	0,5
—	14	—	2					1,5	1,25	1	0,75	0,5
—	—	15	—					1,5				
16	—	—	2					1,5		1	0,75	0,5
—	18	—	2,5					1,5		1	0,75	0,5
20	—	—	2,5				2	1,5		1	0,75	0,5
—	22	—	2,5				2	1,5		1	0,75	0,5
24	—	—	3				2	1,5		1	0,75	
—	—	25	—				2	1,5				
—	27	—	3				2	1,5		1	0,75	
30	—	—	3,5				2	1,5		1	0,75	
—	33	—	3,5				2	1,5		1	0,75	
—	—	35	—				2	1,5				
36	—	—	4			3	2	1,5		1		
—	39	—	4			3	2	1,5		1		
42	—	—	4,5			3	2	1,5		1		
—	45	—	4,5			3	2	1,5		1		
48	—	—	5			3	2	1,5		1		
—	52	—	5			3	2	1,5		1		
56	—	—	5,5		4	3	2	1,5		1		
—	60	—	—		4	3	2	1,5		1		
64	—	—	6		4	3	2	1,5		1		
—	68	—	6		4	3	2	1,5		1		
72	—	—	—	6	4	3	2	1,5		1		
80	—	—	—	6	4	3	2	1,5		1		
—	85	—	—	6	4	3	2	1,5		1		
90	—	—	—	6	4	3	2	1,5		1		

Продовження додатка Г

Таблиця Д.Г.3 – Граничні відхили діаметрів внутрішньої різі, мкм

Крок Р, мм	Номинальний діаметр різьби D, мм	Поля допусків																				
		4H/4h			6H			6G			7H			7G			8H			8G		
		EI		ES	EI		ES	EI		ES	EI		ES	EI		ES	EI		ES	EI		ES
		D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂	D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂	D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂	D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂	D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂	D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂	D, D ₁ D ₂	D ₁	D ₂
1.0	Понад 11.2 до 22.4	0	+190	+100	0	+236	+160	+26	+262	+186	0	+300	+200	+26	+326	+226	0	+375	+250	+26	+401	+276
	22.4 до 45.0			+106			+170			+196			+212			+238			+265			+291
	45.0 до 90.0			+118			+190			+216			+262			+262			+300			+326
1.25	Понад 5.6 до 11.2	0	+212	+100	0	+263	+160	+28	+293	+188	0	+335	+200	+28	+363	+228	0	+425	+250	+28	+453	+278
	11.2 до 22.4			+112			+180			+208			+224			+252			+280			+308
1.5	Понад 11.2 до 22.4	0	+236	+118	0	+300	+190	+32	+332	+222	0	+375	+236	+32	+407	+268	0	+475	+300	+32	+507	+332
	22.4 до 45.0			+125			+200			+232			+250			+282			+315			+347
	45.0 до 90.0			+132			+212			+244			+265			+297			+335			+367
1.75	Понад 11.2 до 22.4	0	+265	+125	0	+335	+200	+34	+369	+234	0	+425	+250	+34	+459	+284	0	+530	+315	+34	+564	+349
2.0	Понад 11.2 до 22.4	0	+300	+132	0	+375	+212	+38	+413	+250	0	+475	+265	+38	+513	+300	0	+600	+335	+38	+638	+373
	22.4 до 45.0			+140			+224			+262			+280			+318			+355			+393
	45.0 до 90.0			+150			+236			+274			+300			+338			+375			+413
2.5	Понад 11.2 до 22.4	0	+355	+140	0	+450	+224	+42	+492	+266	0	+560	+280	+42	+602	+332	0	+710	+355	+42	+752	+397
3.0	Понад 22.4 до 45.0	0	+400	+170	0	+500	+265	+48	+548	+313	0	+630	+335	+48	+618	+383	0	+800	+425	+48	+848	+473
	45.0 до 90.0			+180			+280			+328			+355			+403			+450			+498
3.5	Понад 22.4 до 45.0	0	+450	+450	0	+560	+280	+52	+613	+33	0	+710	+355	+53	+763	+408	0	+900	+450	+53	+953	+503

Продовження додатка Г

Таблиця Д.Г.4 – Граничні відхили діаметрів зовнішньої різі, мкм

Кваліт. P, мкм	Номинальний діаметр різьби d, мм	Поля допусків																				
		6h			6g			6f			6e			6d			7g6g			8g		
		es	ei		es	ei		es	ei		es	ei		ei	es		ei	es		ei	Es	
		d,d ₁ d ₂	d	d ₂	d,d ₁ d ₂	d	d ₂	d,d ₁ d ₂	d	d ₂	d,d ₁ d ₂	d	d ₂	d,d ₁ d ₂	d	d ₂	d,d ₁ d ₂	d	d ₂	d,d ₁ d ₂	d	d ₂
1.0	Понад 11.2 до 22.4	0	-18	-118	-26	-206	-144	-40	-220	-158	-80	-240	-178	-90	-270	-206	-26	-206	-176	-26	-306	-216
	22.4 до 45.0			-125			-151			-165			-185			-215			-186			-226
	45.0 до 90.0			-140			-166			-180			-200			-230			-206			-250
1.25	Понад 5.6 до 11.2	0	-212	-118	-28	-240	-146	-42	-154	-160	-63	-275	-181	-95	-307	-213	-28	-240	-178	-28	-363	-218
	11.2 до 22.4			-132			-160			-174			-195			-227			-198			-240
1.5	Понад 11.2 до 22.4	0	-236	-140	-32	-268	-172	-45	-281	-185	-67	-303	-207	-95	-331	-235	-32	-268	-212	-32	-407	-256
	22.4 до 45.0			-150			-182			-195			-217			-245			-222			-268
	45.0 до 90.0			-160			-192			-205			-227			-255			-232			-282
1.75	Понад 11.2 до 22.4	0	-265	-150	-34	-299	-184	-48	-313	-198	-71	-336	-221	-100	-365	-250	-34	-299	-224	-34	-459	-270
2.0	Понад 11.2 до 22.4	0	-280	-160	-38	-318	-198	-52	-332	-212	-71	-351	-231	-100	-380	-260	-38	-318	-238	-38	-488	-288
	22.4 до 45.0			-170			-208			-222			-241			-270			-250			-303
	45.0 до 90.0			-180			-218			-232			-251			-280			-265			-318
2.5	Понад 11.2 до 22.4	0	-355	-170	-42	-377	-212	-58	-393	-228	-80	-415	-250	-106	-441	-276	-42	-377	-254	-42	-572	-307
3.0	Понад 22.4 до 45.0	0	-375	-200	-48	-423	-248	-63	-438	-263	-85	-460	-285	-112	-487	-312	-48	-423	-248	-48	-648	-363
	45.0 до 90.0			-212			-260			-			-297			-324			-313			-383
3.5	Понад 22.4 до 45.0	0	-425	-425	-53	-478	-265	-	-	-	-90	-515	-302	-118	-543	-330	-53	-478	-318	-53	-723	-388

Додаток Д – Розрахунок розмірного ланцюга

Таблиця Д.Д.1 – Стандартні значення одиниці допуску i , мкм, для інтервалів розмірів у діапазоні 1-500 мм

Інтервали розмірів, мм	1÷3	3÷6	6 ÷10	10÷18	18÷30	30÷50	50÷80	80÷120	120÷180	180÷250	250÷315	315÷400	400÷500
i	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблиця Д.Д.2 – Кількість одиниць допуску "а", що міститься у стандартних допусках квалітетів IT5÷IT17

Квалітет	<i>IT 5</i>	<i>IT 6</i>	<i>IT 7</i>	<i>IT 8</i>	<i>IT 9</i>	<i>IT 10</i>	<i>IT 11</i>	<i>IT 12</i>	<i>IT 13</i>	<i>IT 14</i>	<i>IT 15</i>	<i>IT 16</i>	<i>IT 17</i>
Кількість одиниць допуску "а"	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Таблиця Д.Д.3 – Значення коефіцієнта t при нормальному розподілі розсіювання розмірів замикаючої ланки для різних відсотків ризику P

$P, \%$	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Продовження додатка Д.

Таблиця Д.Д.4 – Значення допусків для квалітетів ІТ6÷ІТ17 (ГОСТ 25347-81)

Інтервали розмірів, мм	Значення допусків для квалітетів, мкм												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0 ÷ 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
3 ÷ 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
6 ÷ 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	58	900	1500
10 ÷ 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
18 ÷ 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
30 ÷ 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
50 ÷ 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
80 ÷ 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
120 ÷ 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
180 ÷ 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
250 ÷ 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200

Додаток Ж – Визначення допусків зубчастих коліс передачі Визначення допусків зубчастих коліс передачі

Таблиця Д.Ж.1 – Допуски на радіальне биття зубчастого вінця F_r і коливання довжини загальної нормалі F_{VW} (ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Позначення відхилення	Модуль $m(m_n)$, мм	Діаметр ділильної окружності, мм		
			до 125	125 ÷ 400	400 ÷ 800
			Допуски, мкм		
6	F_r	1 ÷ 3,5	25	36	45
		3,5 ÷ 6,3	28	40	50
		6,3 ÷ 10	32	45	56
	F_{VW}	1 ÷ 16	16	28	45
7	F_r	1 ÷ 3,5	36	50	63
		3,5 ÷ 6,3	40	56	71
		6,3 ÷ 10	45	63	80
	F_{VW}	1 ÷ 25	22	38	63
8	F_r	1 ÷ 3,5	45	63	80
		3,5 ÷ 6,3	50	71	90
		6,3 ÷ 10	56	80	100
	F_{VW}	1 ÷ 56	28	50	80
9	F_r	1 ÷ 3,5	71	80	100
		3,5 ÷ 6,3	80	100	112
		6,3 ÷ 10	90	112	125
	F_{VW}	1 ÷ 56	36	63	90

Таблиця Д.Ж.2 – Граничні відхилення кроку зачеплення f_{pb} , кутового кроку f_{pt} і допуску на похибку профілю зуба f_f (ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Позначення відхилення	Модуль $m(m_n)$, мм	Діаметр ділильного кола, мм		
			до 125	125 ÷ 400	400 ÷ 600
			Допуски, мм		
6	f_{pb}	1,0 ÷ 3,5	± 10	± 10	± 13
		3,5 ÷ 6,3	± 11	± 14	± 14
		6,3 ÷ 10	± 13	± 16	± 18
	f_{pt}	1,0 ÷ 3,5	± 10	± 11	± 13
		3,5 ÷ 6,3	± 13	± 14	± 14
		6,3 ÷ 10	± 14	± 16	± 18
	f_f	1,0 ÷ 3,5	8	9	12
		3,5 ÷ 6,3	10	11	14
		6,3 ÷ 10	12	13	16
7	f_{pb}	1,0 ÷ 3,5	± 14	± 16	± 18
		3,5 ÷ 6,3	± 18	± 19	± 20
		6,3 ÷ 10	± 20	± 21	± 22
	f_{pt}	1,0 ÷ 3,5	± 14	± 16	± 18
		3,5 ÷ 6,3	± 18	± 20	± 20
		6,3 ÷ 10	± 20	± 22	± 25

Продовження додатка Ж
Продовження табл. Д.Ж.2

Ступінь точності	Позначення відхилення	Модуль $m(m_n)$, мм	Діаметр ділильного кола, мм		
			до 125	125 ÷ 400	400 ÷ 600
			Допуски, мм		
8	f_f	1,0 ÷ 3,5	11	13	17
		3,5 ÷ 6,3	14	16	20
		6,3 ÷ 10	17	19	24
	f_{pb}	1,0 ÷ 3,5	± 20	± 22	± 24
		3,5 ÷ 6,3	± 25	± 28	± 28
		6,3 ÷ 10	± 28	± 32	± 36
	f_{pt}	1,0 ÷ 3,5	± 20	± 22	± 25
		3,5 ÷ 6,3	± 25	± 28	± 28
		6,3 ÷ 10	± 28	± 32	± 36
9	f_f	1,0 ÷ 3,5	14	18	25
		3,5 ÷ 6,3	20	22	28
		6,3 ÷ 10	22	28	36
	f_{pt}	1,0 ÷ 3,5	± 28	± 32	± 36
		3,5 ÷ 6,3	± 36	± 40	± 40
		6,3 ÷ 10	± 40	± 45	± 50

Таблиця Д.Ж.3 – Норми контакту спряжених зубів за прямою контакту у % для всіх модулів, діаметрів і різних довжин контактної лінії (ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Напрямок виміру плями на зубі	Відносна величина плями контакту %, не менш
6	висота	50
	довжина	70
7	висота	45
	довжина	60
8	висота	40
	довжина	50
9	висота	30
	довжина	40

Таблиця Д.Ж.4 – Допуски на похибку напрямку зуба F_β (ГОСТ 1643-81)

Ступінь точності	Позначення відхилення	Модуль $m(m_n)$, мм	Ширина зубчастого колеса b_w (чи довжина контактної лінії), мм			
			до 40	40 ÷ 100	100 ÷ 160	160 ÷ 250
			Допуски, мкм			
6	F_β	1 ÷ 16	9	12	16	20
7	F_β	1 ÷ 25	11	16	20	25
8	F_β	1 ÷ 40	18	25	32	40
9	F_β	1 ÷ 55	28	40	50	63

Продовження додатка Ж.

Таблиця Д.Ж.5 – Гарантований бічний зазор $j_{n \min}$ граничні відхили міжосьової відстані $\pm f_a$ зубчастих передач з $m > 1$ мм (ГОСТ 1643-81)

Вид спряже- ння	Позна- чення	Міжосьова відстань a_w , мм								
		до 80	80 ÷ 125	125 ÷ 180	180 ÷ 250	250 ÷ 315	315 ÷ 400	400 ÷ 500	500 ÷ 630	630 ÷ 800
		Бічний зазор $j_{n \min}$, мкм								
Н	$j_{n \min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Е		30	35	40	46	52	57	63	70	80
Д		46	54	63	72	81	89	97	110	125
С		74	87	100	115	130	140	155	175	200
В		120	140	160	185	210	230	250	280	320
А		190	220	250	290	320	360	400	440	500
Вид спря- ження	Поз- на- чення	Міжосьова відстань a_w , мм								
		до 80	80 ÷ 125	125 ÷ 180	180 ÷ 250	250 ÷ 315	315 ÷ 400	400 ÷ 500	500 ÷ 630	630 ÷ 800
		Відхили f_a , мкм								
Н,Е	f_a	± 16	± 18	± 20	± 22	± 25	± 28	± 30	± 35	± 40
Д		± 22	± 28	± 30	± 35	± 40	± 45	± 50	± 55	± 60
С		± 35	± 45	± 50	± 55	± 60	± 70	± 80	± 90	± 100
В		± 60	± 70	± 80	± 90	± 100	± 110	± 120	± 140	± 160
А		± 100	± 110	± 120	± 140	± 160	± 180	± 200	± 220	± 250

Таблиця Д.Ж. 6 – Найменше додаткове зміщення вихідного контуру E_{HS} (ГОСТ 1643-81)

Вид спря- ження	Ступінь точності по нормах плавності	Діаметр ділильної окружності зубчастого колеса, мм						
		до 80	80 ÷ 125	125 ÷ 180	180 ÷ 250	250 ÷ 315	315 ÷ 400	400 ÷ 500
		Зміщення вихідного контуру E_{HS} , мкм						
Н	3-6	12	14	16	18	20	22	25
	7	14	16	18	20	22	25	28
Е	3-6	30	35	40	46	52	57	63
	7	35	40	45	50	55	60	70
Д	3-6	46	54	63	72	81	89	97
	7	50	60	70	80	90	100	110
	8	55	70	80	90	100	110	120
С	3-6	74	87	100	115	130	140	155
	7	80	100	110	120	140	160	180
	8	90	110	120	140	160	180	200
	9	100	120	140	160	180	200	200
В	3-6	120	140	160	185	210	230	250
	7	140	160	180	200	250	250	280
	8	140	160	200	220	250	280	300
	9	160	180	200	250	280	300	250
А	3-6	190	220	250	290	320	360	400
	7	200	250	280	300	350	400	450
	8	220	280	300	350	400	450	500
	9	250	280	350	400	400	500	500

Продовження додатка Ж.

Таблиця Д.Ж.7 – Допуски на зміщення вихідного контуру T_H , (ГОСТ 1643-81)

Вид спряження	Вид допуску бокового зазору	Допуски на радіальне биття зубчастого вінця F_r , мкм									
		16 ÷ 20	20 ÷ 25	25 ÷ 32	32 ÷ 40	40 ÷ 50	50 ÷ 60	60 ÷ 80	80 ÷ 100	100 ÷ 125	125 ÷ 160
		Допуски на зміщення вихідного контуру T_H , мкм									
H,E	h	40	45	50	60	70	80	110	120	160	200
D	d	55	60	70	80	90	100	140	160	200	250
C	c	70	80	90	100	120	140	180	200	250	300
B	b	80	90	100	120	140	180	200	250	300	400
A	a	100	110	140	160	1870	200	250	300	350	450
	z	120	140	160	180	220	250	300	350	450	550
	y	160	180	200	250	280	350	400	500	600	700
	x	200	220	250	300	350	400	500	600	700	900

94

Таблиця Д.Ж.8 – Допуски на радіальне биття E_{da} і граничні відхилення діаметра вершин зубів Δd_a да циліндричних коліс, мкм, коли діаметр вершин зубів служить базою для виміру товщини зубів чи вихідного контуру

Ступінь точності	Вид спря- ження	Модуль $m(m_n)$,мм	Діаметр вершин зубів d_a , мм							Граничні відхили діаметра вершин зубів Δd_a (ГОСТ 25346–82)
			до 50	50 ÷ 80	80 ÷ 120	120 ÷ 200	200 ÷ 320	320 ÷ 500	500 ÷ 800	
			Допуск на радіальне биття E_{da} , мкм							
6	С	$\geq 1 \div 10$	14	16	16	19	20	22	25	h6 ; h7
	В		18	21	21	24	27	28	32	h7; h8;h9
7	С		17	21	21	25	27	29	32	
	В		22	27	27	32	35	38	42	
8	С		22	26	26	30	36	42	45	
	В		26	31	35	37	41	45	53	
	А		32	40	40	46	51	56	63	
9	В		31	41	41	48	53	56	62	h10
	А		37	48	48	56	60	68	76	

Додаток 3 – Виконання креслення деталі і підбір інструмента для контролю її розмірів

Таблиця Д.3.1 – Похибки виміру $\pm \Delta_{\text{вим}}$ штангенінструментами і мікрометричними нутромірами, мкм

Діапазони розмірів, мм	Штангенциркулі при вимірі розмірів				Мікрометричні нутроміри з відліком 0,01
	зовнішніх		внутрішніх		
	Відлік по ноніусу				
	0,1	0,05	0,1	0,05	
До 10	150	80	200	150	15 15 20 20 27 27
10 ÷ 50	150	80	200	150	
50 ÷ 80	160	90	230	170	
80 ÷ 120	170	100	230	170	
120 ÷ 180	190	100	300	200	
180 ÷ 260	200	100	300	200	
260 ÷ 360	210	110	300	250	
360 ÷ 500	230	110	300	250	
Температурний режим			7°	7°	5°
Клас шорсткості поверхні			5	5	5

Таблиця Д.3.2 – Похибки виміру $\pm \Delta_{\text{вим}}$ мікрометрами з відліком 0,01 мм при площинному і лінійчатому контактах, мкм

Діапазони розмірів, мм	Мікрометри при роботі знаходяться					
	у руках		у стійці			
	При температурному режимі, °С					
	1°	5°	1°	5°	1°	5°
	На всій межі виміру при настроюванні на нуль по установочній мірі			У межах виміру 0,3 мм при настроюванні за кінцевими мірами 5-го розряду		
0 ÷ 25	4,5	5,5	4,5	5	3	3
25 ÷ 50	7	7,5	5	5,5	3	3,5
50 ÷ 75	8,5	9,5	5	6,5	3	4,5
75 ÷ 100	10	12	5	7,5	3,5	6
100 ÷ 125	12	14	5	9	3,5	7
125 ÷ 150	13	16	6	10	3,5	8,5
150 ÷ 175	15	18	6	11,5	3,5	10
175 ÷ 200	18	21	6,5	11,5	4	12
200 ÷ 225	20	24	7,5	15	4,5	13
225 ÷ 250	22	26	7,5	16	4,5	14
250 ÷ 275	24	28	7,5	17	5	16
275 ÷ 300	26	30	8	18	5	17
300 ÷ 400	38	44	10	22	6	21
400 ÷ 500	41	49	10	27	7	26

Продовження додатка З.

Таблиця Д.3.3 – Рекомендовані значення параметра відхилення форми і розташування, мкм (ГОСТ 24643-81)

						0,3	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800

Таблиця Д.3.4 – Мінімальні вимоги до величини шорсткості поверхні в залежності від допусків розміру і форми

Допуск розміру за квалітетами	Допуск форми від допуску розміру, %	Номинальні розміри, мм			
		0 ÷ 18	18 ÷ 50	50 ÷ 120	> 120
		Значення R_a , мкм, не більш			
IT6	50	0,8	1,6	1,6	3,2
	30	0,4	0,8	0,8	1,6
	20	0,2	0,4	0,4	0,8
IT7	50	1,6	3,2	3,2	3,2
	30	0,8	1,6	1,6	3,2
	20	0,4	0,8	0,8	1,6
IT8	50	1,6	3,2	3,2	3,2
	30	0,8	1,6	3,2	3,2
	20	0,4	0,8	1,6	1,6
IT9	50 і 30	3,2	3,2	6,3	6,3
	20	1,6	3,2	3,2	6,3
	12,5	0,8	1,6	1,6	3,2
IT10	50 і 30	3,2	6,3	6,3	6,3
	20	1,6	3,2	3,2	6,3
	12,5	0,8	1,6	1,6	3,2
IT11	50 і 30	6,3	6,3	12,5	12,5
	20	3,2	3,2	6,3	6,3
	12,5	1,6	1,6	3,2	3,2

Таблиця Д.3.5 – Шорсткість поверхонь валів і отворів корпусів

Номинальні діаметри, мм	Шорсткість поверхонь R_a , мкм)	Номинальні діаметри, мм	Шорсткість поверхонь R_a , мкм
до 80	0,63 ÷ 1,25	80 ÷ 500	1,5 ÷ 2,5

Таблиця Д.3.6 – Шорсткість вимірювальних поверхонь калібрів (ГОСТ 20150–84)

Квалітети калібрів			D_H , мм 0,1 ÷ 100	D_H , мм 100 ÷ 360
пробок	скоб	контркалібрів	значення шорсткості R_a , мкм	
6		6 ÷ 9	0,040	0,080
7 ÷ 9	6 ÷ 9	10 і грубіше	0,080	0,160
10 ÷ 12	10 ÷ 12		0,160	0,160

В шпонкових з'єднаннях та їх деталях шорсткість поверхонь залежить від точності виготовлення розміру.

Додаток К – Приклад оформлення титульного аркуша
Навчально-науковий інститут
«ІНСТИТУТ ПРОМИСЛОВИХ ТА БІЗНЕС ТЕХНОЛОГІЙ»
УКРАЇНСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО УНІВЕРСИТЕТУ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Кафедра технології машинобудування

Розрахунково – пояснювальна записка
індивідуального завдання з дисципліни
Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання

Виконав : студент гр.

підпис

/

П.І.Б. студента

/

Керівник:

підпис

/

П.І.Б. викладача

/

Дніпро 20____

Додаток Л – Специфікація роботи

[illegible]

* 131 – код спеціальності для груп ІМ01 – прикладна механіка (денна форма), ІМ901 – заочна форма,
133 – код спеціальності для груп МБ01 – галузеве машинобудування (денна форма), МБ901 – заочна
форма,

xxxxxx – номер індивідуального плану студента (залікова книжка).