

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ З ДИСЦИПЛІНИ
"ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ"
(для студентів напрямів «Інженерна механіка» та «Машинобудування»)**

Розглянуто на засіданні кафедри
"Основи проектування машин"
Протокол № від 8 лютого 2011 р.

Затверджено на засіданні учбово-
видавничої Ради ДонНТУ
Протокол № від 2011 р.

УДК 621.75-182+621.75:658.516+621.753(071)

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» (для студентів напрямів підготовки «Інженерна механіка» та «Машинобудування»). Автори: Клименко І.В., Хіценко Г.І., Голдобін В.О. - Донецьк: ДонНТУ, 2011. – 143 с.

Дані методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання», є рекомендаціями з послідовності й обсягу окремих розділів роботи. Наведений перелік стандартів, що рекомендуються для використання і список літературних джерел.

Посібник може бути використаний студентами при виконанні курсових і дипломних проектів з напрямів підготовки "Інженерна механіка" та «Машинобудування».

Автори : к.т.н., доц. І.В. Клименко, к.т.н., доц. Г.І. Хіценко, ас. В.О. Голдобін.

Рецензент:

ЗМІСТ

	ВСТУП	5
1	Обсяг і зміст курсової роботи	6
2	Технічний опис складальної одиниці	7
3	Загальні вимоги до розробки технічних вимог до виробу (машини), його складальних одиниць та деталей	8
4	Рекомендації з призначення посадок для гладких циліндричних з'єднань	11
4.1	Розрахунок загальних характеристик посадки	-
4.2	Посадки з зазором	15
4.2.1	Рекомендації з призначення посадок з зазором	-
4.2.2	Розрахунок посадки з зазором (підшипник ковзання)	17
4.3	Посадки з натягом	21
4.3.1	Рекомендації з призначення посадок з натягом	-
4.3.2	Розрахунок посадки з натягом	22
4.4	Перехідні посадки	26
4.4.1	Рекомендації з призначення перехідних посадок	-
4.4.2	Розрахунок імовірності виникнення натягу в перехідній посадці	27
5	Рекомендації з призначення посадок стандартних деталей машин	31
5.1	Рекомендації з призначення посадок підшипників кочення	-
5.2	Рекомендації з призначення посадки нарізних з'єднань	35
5.3	Рекомендації з призначення посадки шпонкових з'єднань	38
5.4	Рекомендації з призначення посадок шліцьових з'єднань	41
6	Проектування спеціальних вимірювальних засобів для контролю деталей	43
6.1	Розрахунок гладких калібрів для контролю деталей	-
6.2	Розрахунок шліцьових калібрів	48
7	Вимоги до оформлення робочих креслень деталей	54
7.1	Рекомендації з оформлення робочого креслення вала	-
7.1.1	Нормування відхилень форми циліндричної поверхні	-
7.1.2	Нормування відхилень розташування	57
7.1.3	Нормування шорсткості поверхні	58
7.1.4	Незазначені граничні відхилення	60
7.2	Рекомендації з оформлення робочих креслень зубчастих та черв'ячних коліс	-
7.2.1	Визначення чисельних характеристик технічних вимог	-
7.2.2	Контроль точності виготовлення циліндричних зубчастих коліс	63
7.2.3	Контроль точності виготовлення конічних зубчастих коліс	69
7.2.4	Контроль точності виготовлення черв'ячних коліс	72
7.2.5	Шорсткість поверхонь і точність обробки	74
7.3	Рекомендації з оформлення робочих креслень стаканів і кришок	75
7.3.1	Втулки і кільця	-
7.3.2	Стакани	78
7.3.3	Кришки підшипників	81
8	Призначення універсальних вимірювальних засобів для контролю деталей	86
9	Складання і розрахунок розмірних ланцюгів	92

9.1	Складання розмірного ланцюга. Умовне графічне зображення розмірного ланцюга	-
9.2	Розрахунок розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності	94
9.3	Розрахунок розмірних ланцюгів теоретико-ймовірносним методом	98
9.4	Розрахунок розмірних ланцюгів методом регулювання	102
10	Вказівки до оформлення курсової роботи	106
11	Порядок представлення і захисту курсової роботи	107
12	Перелік рекомендованої літератури	108
12.1	Перелік державних стандартів СРСР, які можуть бути використаними при виконанні курсової роботи	110
12.2	Перелік державних стандартів СЕВ, які можуть бути використаними при виконанні курсової роботи	111
13	Контрольні питання	113
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	114
	ДОДАТКИ	115
	Додаток А - Приклад виконання курсової роботи	-
	Додаток Б - Приклади креслень	141

ВСТУП

Курсова робота з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» (ВСТВ) є однією з перших конструкторсько-технологічних розробок, що виконуються студентами механічних спеціальностей у навчальних цілях.

Мета курсової роботи — систематизувати і закріпити знання, отримані при вивченні як дисципліни ВСТВ так і дисциплін «Інженерна і комп'ютерна графіка», «Теорія машин та механізмів», «Матеріалознавство», «Деталі машин» та інших.

Однією з основних задач конструктора в процесі проектування нових виробів є вирішення проблеми взаємодії деталей в складальній одиниці, їх установки, центрування, забезпечення характеристик поверхонь, що контактують, осьової гри та інше. Ці проблеми вирішуються при проектуванні та правильній підготовці графічної документації, що сприяє забезпеченню необхідної технологічності і високої якості виробів. Рішення цієї задачі пов'язано з обґрунтованим вибором необхідної точності виготовлення виробів, розрахунком розмірних ланцюгів, вибором шорсткості поверхні, а також вибором допусків форми і розташування поверхонь. Курсова робота передбачає критичний аналіз складальної одиниці середнього рівня складності, розробку складального креслення вузла і робочих креслень його деталей типу «вал», «вал-шестерня», «зубчасте колесо», «втулка» та ін., розробку контрольного комплексу для забезпечення необхідної точності виробів.

У відповідності зі складальним кресленням і службовим призначенням машини, у яку входить складальна одиниця, студент представляє технічний опис і технічні вимоги до складальної одиниці та її деталей. У результаті студент здобуває навички по розробці й обґрунтуванню технічних вимог стосовно до широко розповсюджених конструкцій складальних одиниць і деталей, на стадії розробки робочої документації відповідно до вимог Системи конструкторської документації (СКД), Системи допусків і посадок (СДП) і Основних норм взаємозамінності (ОНВ).

Мета методичних вказівок - спростити процес виконання курсової роботи, багато в чому виключити необхідність використання наявних нормативних документів, оскільки основні довідкові дані приводяться, дати основи теоретичних знань з ВСТВ.

Методичні вказівки можуть бути корисні і при виконанні курсових (конструкторських і технологічних) і дипломних проектів студентами з напряму підготовки «Інженерна механіка» та «Машинобудування».

1 ОБСЯГ І ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота виконується студентами напрямів підготовки "Інженерна механіка" та «Машинобудування». Конкретний обсяг роботи залежить від спеціальності і рівня підготовки. Наведено максимально можливий очікуваний обсяг роботи.

1) Дати технічний опис конструкції складальної одиниці. Розробити специфікацію та технічні вимоги до складальної одиниці. Описати послідовність її складання та регулювання.

2) Обґрунтувати та визначити (при необхідності привести розрахунок) посадки гладких циліндричних з'єднань (ГЦЗ). Зробити їх аналіз, намалювати схеми полів допусків, підрахувати зазори (натяги) у з'єднанні та допуск посадки, імовірність зазорів та натягів в переходних посадках.

3) Розрахувати посадки підшипників кочення. Зробити їх аналіз, намалювати схеми полів допусків, підрахувати зазори (натяги) у з'єднанні та допуск посадки.

4) Для заданого викладачем з'єднання намалювати схему розміщення полів допусків на виготовлення калібрів. Підрахувати виконавчі розміри калібрів для нанесення на креслення. У відповідності з ГОСТ розробити креслення робочих калібрів з основними розмірами, допустимою шорсткістю та технічними вимогами (кількість креслень визначається завданням).

5) Зробити розмірний аналіз складальної одиниці. Скласти два-три розмірні ланцюги. За завданням керівника розрахувати розмірний ланцюг одним чи декількома методами та вибрати економічно доцільний метод.

6) Нанести на складальне креслення посадочні розміри, розмірні ланцюги та технічні вимоги.

7) Визначити посадки та намалювати схеми полів допусків для шліцьових, шпонкових та нарізних з'єднань, проаналізувати їх.

8) Розробити робоче креслення деталей. Посадочні розміри нанести комплексним методом. Лінійні розміри нанести від основної та допоміжних баз на підставі розмірного аналізу. Розробити та нанести на креслення технічні вимоги до деталі.

9) Вибрати комплекс універсальних вимірювальних засобів для контролю діаметральних та лінійних розмірів однієї з деталей. Вибрати контрольний комплекс для зубчастого колеса та універсальні контрольно-вимірювальні засоби для контролю параметрів цього контрольного комплексу.

10) Текстова частина 20...25 сторінок розрахунків. Графічна частина - загальний обсяг - листи формату А3 (від 3 до 6).

11) **Оформлення курсової роботи провести у відповідності до вимог ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення».** Це один з найважливіших компонентів оцінки курсової роботи.

2 ТЕХНІЧНИЙ ОПИС СКЛАДАЛЬНОЇ ОДИНИЦІ

Для виконання курсової роботи з ВСТВ студент отримує індивідуальне завдання, календарний план роботи. Після цього студент вибирає, призначає і погоджує з викладачем наступні вихідні дані:

- частоту обертання вала або окружну швидкість на зубчастому колесі;
- температурний режим і інші спеціальні вимоги до складальної одиниці;
- модуль і число зубців зубчастих коліс;
- обертний момент або інші силові характеристики;
- реакції в опорах підшипників;
- тип виробництва (індивідуальне, серійне, масове).

У текстову частину роботи вноситься принципова схема заданої складальної одиниці, на якій зображуються основні деталі з вказівкою їх позицій, вказуються сили, що діють на зубчасте колесо, реакції в опорах, обертаючі моменти і т.і.

Для заданої складальної одиниці вказується: її назва і призначення окремих деталей. Після назви деталі необхідно вказати цифру, що відповідає номеру позиції даної деталі по специфікації, опис функціонування складальної одиниці, способів пило-вологозахисту, а також змащення тертьових поверхонь. Описується послідовність складання і застосовуване оснащення, оцінюється технологічність складальних операцій та заміни окремих деталей під час ремонту, способи регулювання функціональних зазорів і інших параметрів.

Опис містить відомості про типи зубчастих передач, що використовуються, обґрунтування прийнятих типів підшипників, видів нарізних, шліцьових і шпонкових з'єднань, дані про конструкторські бази основних деталей, призначення запропонованого розмірного ланцюга.

3 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО РОЗРОБКИ ТЕХНІЧНИХ ВИМОГ ДО ВИРОБУ (МАШИНИ), ЙОГО СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ ТА ДЕТАЛЕЙ

При проектуванні виробів машинобудування технічні, соціальні та економічні вимоги до виробу (машини) розробляють на підставі вимог експлуатації та вимог виробництва, що закладені в технічне завдання на проектування нової машини.

До загальних вимог експлуатації відносять:

- вимоги функціонування;
- вимоги виконання штатних робіт;
- вимоги технології та організації технічного обслуговування;
- вимоги технології та організації ремонту;
- вимоги утілізації.

Вимоги експлуатації найчастіше відображають в експлуатаційних характеристиках машини в технічному завданні на проектування.

Умови експлуатації обумовлюють такі основні спеціальні вимоги:

- відповідність габаритів машин, агрегатів та складальних одиниць розмірам робочого простору;
- можливість розбирання машини на агрегати, механізми, узли, складальні одиниці;
- достатній запас міцності деталей для сприймання значних навантажень при транспортуванні, монтажу і експлуатації;
- можливість задовільного змащення поверхонь тертя з'єднань деталей;
- наявність пристроїв для забезпечення самогальмування;
- захист внутрішніх порожнин машин від проникнення пилу та води;
- застосування електроустаткування з врахуванням вимог безпеки;
- зручне технічне обслуговування та ремонт в умовах експлуатації.

Для забезпечення розрахункового рівня ефективності виробництва конструкція повинна відповідати основним вимогам виробництва:

- основного та допоміжних технологічних процесів;
- обслуговування основного та допоміжних технологічних процесів;
- організації виробництва.

Виконання всіх вимог експлуатації та виробництва у повному обсязі найчастіше неможливе. Тому потрібно знаходити компромісні рішення, які б найбільш повно задовольняли найважливіші вимоги. Оптимальний рівень задоволення вимог експлуатації та виробництва необхідно обґрунтовувати техніко-економічними розрахунками. Треба мати на увазі, що ці рішення є оптимальними тільки для певного рівня розвитку науки і техніки, а також для певних умов виробництва.

Під час проектування нових машин на стадії розробки робочої документації проекту повинні бути розроблені та наведені в технічних умовах (ТУ), а також на відповідних кресленнях такі технічні вимоги до конструкції машини (виробу), щоб в технічному відношенні машина була на рівні сучасних досягнень науки і техніки, забезпечувала задану ефективність в конкретних умовах експлуатації, тобто відповідала функціональному призначенню та мала основні параметри якості не нижчі, ніж в існуючих зразках, в тому числі і по параметрам екологічної безпеки.

Конструкція машини також повинна відповідати сучасним соціальним вимогам: створювати безпечні умови праці як при виготовленні машини, при прийнятному рівні витрат фізичної енергії людини, так і під час експлуатації машини, а також в процесі технічного обслуговування та ремонту машини.

Економічні вимоги до конструкції машини повинні забезпечити підвищення ефективності суспільного виробництва.

Технічні вимоги до машини розробляють на основі службового призначення, технічних характеристик, а також інших стандартизованих показників якості машини відповідного технічного завдання (ТЗ). Ці вимоги повинні бути базою для розробки технічних вимог до складальних одиниць машини, котрі в свою чергу визначають технічні вимоги до деталей.

Основну групу технічних вимог як до виробу (машини), так і до складальних одиниць та деталей становлять вимоги до геометричних параметрів якості. Це ступіні точності для зубчастих передач, класи точності підшипників кочення, квалітети посадок з'єднань, вимоги до осьової гри валів, зазорів (натягів) в з'єднаннях двох і більшої кількості деталей і т.і. - для складальних одиниць; вимоги до точності розмірів, форми, розташування, хвилястості та шорсткості поверхонь - для деталей.

Для більшості складальних одиниць машин і устаткування технічні вимоги до геометричних параметрів якості деталей зумовлені точністю зубчастих передач та підшипників.

Технічні вимоги до геометричних параметрів якості деталей гідравлічних двигунів, домкратів, дроселів і т.і. зумовлені особливостями їх призначення та експлуатації. При їх розробці найчастіше використовують метод аналогів.

Технічні вимоги до геометричних параметрів якості розміщують на кресленнях в вигляді ступенів точності, класів точності, посадок, діапазонів, або ж полів допусків геометричних параметрів якості в відповідності з діючими стандартами.

У відповідності до стандартів конструкторської документації технічні вимоги до складальної одиниці рекомендується групувати в такій послідовності:

- вимоги, що визначають відносні положення складових частин під час складання:

- ступіні точності зубчастих передач;
- вимоги до радіальних зазорів та співвісності циліндричних з'єднань;
- вимоги до осьових зазорів, осьової гри валів, а також розмірів, які визначають розміщення елементів в з'єднаннях трьох і більшого числа деталей;
- вимоги до регулювання або наладки;
- інші вимоги, наприклад, до шумності, вібрацій, самогальмування;
- умови та методи випробування (при необхідності);
- правила транспортування та зберігання;
- посилання на документи, що містять технічні вимоги, які поширюються на вказаний даний виріб, але не приведені на кресленні.

На складальних кресленнях та кресленнях загального виду технічні вимоги до геометричних параметрів якості розміщують:

- в вигляді посадок стандартизованих з'єднань (плоских, циліндричних, конічних, шліцьових, шпонкових, нарізних);
- в вигляді тексту з позначенням полів допусків відповідних параметрів

якості (допускається нанесення осьової гри, осьових зазорів з граничними відхиленнями безпосередньо на проекції креслення).

Першу групу технічних вимог умовно названо стандартизованими, тому що вони мають позначення відповідно до стандартів, другу - спеціальними.

4 РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ З'ЄДНАНЬ

Курсова робота передбачає самостійне призначення системи, квалітета і посадки для всіх гладких циліндричних з'єднань (ГЦЗ), що є у заданій складальній одиниці.

При виконанні цієї частини роботи варто мати на увазі, що посадки в ЄСДП, як правило, призначаються в системах отвору чи вала, причому застосування системи отвору має перевагу з економічних міркувань. Система вала застосовується рідко. Прикладом її застосування може служити з'єднання циліндричної ділянки вала одного діаметра з декількома деталями, якщо з'єднання цих деталей з валом вимагає різних посадок. У системі вала здійснюється і з'єднання зовнішнього кільця підшипника кочення з отвором корпусних деталей.

Рекомендовані в ЄСДП посадки приведені в табл. 4.1 і 4.2. Серед них виділені переважні посадки, які слід призначати в першу чергу.

У практиці проектування призначення посадок для рухомих або нерухомих з'єднань здійснюється на підставі попередніх розрахунків, експериментальних досліджень чи за аналогією з подібними з'єднаннями, що працюють приблизно в тих же умовах, або з використанням табличного методу призначення посадок.

Нижче наведені найбільш загальні характеристики посадок, рекомендованих в ЄСДП. При призначенні посадок доцільно також користуватися довідковою літературою [1, 2].

4.1 Розрахунок загальних характеристик посадок ГЦЗ

Перш за все визначимо поняття розміру. Розміри бувають: ті, що визначають точність деталі, ті, що визначають точність розташування поверхонь одна відносно іншої; координувальні і складальні розміри; габаритні і монтажні розміри; технологічні розміри.

Кожний з видів розмірів важливий на своєму етапі життєвого циклу виробу від виготовлення (технологічні) до контролю, складання й експлуатації. Крім того розрізняють наступні види розмірів, що визначають точність деталей:

Номінальний розмір (що позначається D - внутрішній діаметральний розмір - отвір, d - зовнішній діаметральний розмір - вал, l - розмір лінійний і т.д.) - загальний для деталей з'єднання основний розмір отриманий у результаті розрахунку (на міцність, твердість і т.і.) і округлений відповідно до діючого стандарту (ряди R 40, 20, 10, 5). Номінальний розмір є початком відліку відхилень, щодо його визначають граничні розміри.

Дійсний розмір - це розмір отриманий у результаті обробки й вимірний із допустимою похибкою.

Реальні деталі утворені циліндричними, конічними, плоскими, сферичними та іншими видами поверхонь. При цьому також розрізняють номінальні поверхні (ідеальні) і дійсні поверхні (виготовлені на будь якому устаткуванні). Чим ближче дійсна поверхня до номінальної - тих точніше деталь, тим більшої кількості переходів при обробці вона вимагає, тим вона дорожча.

Таблиця 4.1 Рекомендовані посадки в системі основного отвору при номінальних розмірах від 1 до 500 мм.

Основний отвір	Основні відхилення валу (рекомендовані)																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	j_s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z	
Посадки																					
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{j_s4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$									
H6						$\frac{H6}{f5}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{j_s5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$						
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}, \frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{j_s6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u6}$				
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7}, \frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h7}, \frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{j_s7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$					$\frac{H8}{u8}$		$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$	
				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$													
H9			$\frac{H9}{d9}$		$\frac{H9}{e8}, \frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}, \frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}, \frac{H9}{h9}$													
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9}, \frac{H10}{h10}$													
H11	$\frac{H11}{a11}$																				
H12		$\frac{H12}{b12}$																			

Примітка: □ - переважні посадки.

Таблиця 4.2 Рекомендовані посадки в системі основного вала при номінальних розмірах від 1 до 500 мм.

Основні відхилення отвору (рекомендовані)																		
Основний вал	A	B	C	D	E	F	G	H	J _s	K	M	N	P	R	S	T	U	
	Посадки																	
<i>h</i> 4							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{J_{s5}}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$						
<i>h</i> 5						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{J_{s6}}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$					
<i>h</i> 6				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$, $\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{J_{s7}}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$		
<i>h</i> 7				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{J_{s8}}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$					$\frac{U8}{h7}$	
<i>h</i> 8				$\frac{D8; D9}{h8}$, $\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8; E9}{h8}$, $\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8; F9}{h8}$, $\frac{F9}{h8}$, $\frac{F9}{h8}$, $\frac{F9}{h8}$		$\frac{H8; H9}{h8}$, $\frac{H9}{h8}$										
<i>h</i> 9				$\frac{D9; D10}{h9}$, $\frac{D10}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H8; H9; H10}{h9}$, $\frac{H9}{h9}$, $\frac{H10}{h9}$										
<i>h</i> 10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$										
<i>h</i> 11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$										
<i>h</i> 12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$										

Примітка: □ - переважні посадки.

Граничні розміри деталі - два допустимі граничні розміри між якими повинний знаходитися або яким може дорівнювати дійсний розмір придатної деталі (D_{max} і d_{max} найбільші граничні розміри отвору і вала відповідно; D_{min} і d_{min} найменші граничні розміри отвору і вала відповідно). Тобто ці розміри допускаються вимогами креслення. Але на кресленнях незручно показувати відразу три розміри (номінальний, найбільший, найменший), тому для спрощення креслень уведеш поняття: **верхнє граничне відхилення ES , es** ; **нижнє граничне відхилення EI , ei** (отвір і вал відповідно).

$$ES = D_{max} - D; \quad es = d_{max} - d;$$

$$EI = D_{min} - D \quad ei = d_{min} - d.$$

На кресленнях розміри і їхні відхилення проставляються в міліметрах за наступною схемою: D_{EI}^{ES} (наприклад, $50_{-0,020}^{+0,005}$)- Можливе позначення граничних відхилень у виді шифру (наприклад, $50h8$, $50H7$ - вал і отвір відповідно), чи одночасно шифру і цифр (наприклад, $50h8(-0,042)$, $50H7(+0,030)$). Граничні відхилення розмірів і дійсні розміри можна зображувати графічно у виді схеми полів допусків, де нульова лінія - лінія, що відповідає номінальному розміру, позитивні відхилення - нагору, а негативні - вниз.

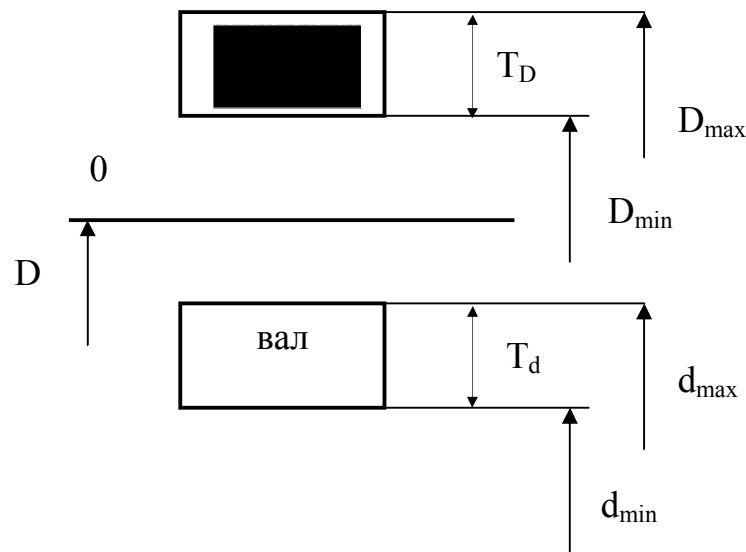


Рисунок 4.1 - Графічне зображення типової схеми полів допусків

Допуск (T - toleranse, IT - international toleranse) - різниця між найбільшим і найменшим значеннями розмірів, що допускаються, чи між верхнім і нижнім граничними відхиленнями.

$$T_D = D_{max} - D_{min} = ES - EI;$$

$$T_d = d_{max} - d_{min} = es - ei.$$

Допуск завжди величина позитивна.

Термін **«вал»** позначає зовнішні (охоплювані) елементи поверхонь деталей. (Основний вал - верхнє відхилення $es=0$). Термін **«отвір»** - внутрішні (охоплюючі) елементи поверхонь деталей. (Основний отвір - нижнє відхилення $EI=0$).

Дві або більше рухливо чи неухливо з'єднані деталі називають спряженими. По характеру спряжених деталей з'єднання бувають: циліндричні,

плоскі, конічні, сферичні, складні.

Посадка - характер з'єднання деталей, обумовлений значенням зазорів, що реалізуються у ньому, чи натягів, характеризує можливість відносного переміщення деталей, що з'єднуються, або ступінь опору взаємному зсуву.

Існують посадки трьох видів: з зазором, з натягом, перехідні.

4.2 Посадки з зазором

4.2.1 Рекомендації з призначення посадок із зазором

Посадки з зазором широко застосовуються в машинобудуванні для забезпечення відносного переміщення з'єднаних деталей під час роботи машини або для їх переміщення під час регулювання вузла, або для полегшення складання і розбирання. Різноманітність задач, зміна швидкостей відносного переміщення в широких межах, коливання температурного режиму роботи з'єднання, різні вимоги до точності центрування роблять цю групу посадок найбільш поширеною.

Посадки типу становлені у всіх квалітетах, що передбачають комендовані посадки, тобто в 4...12 квалітетах. Вони забезпечують мінімальні зазори в з'єднанні (гарантований найменший зазор дорівнює нулю), їх застосовують при частому розбиранні вузла, наприклад, коли деталь, що приєднується - змінна. Застосовуються вони і при нерухомому з'єднанні деталей, якщо вимоги до центрування невеликі, а передача зусиль і моментів забезпечується додатковим кріпленням (штифти, шпонки і т. ін.), їх використовують, коли при складанні та настроюванні необхідно регулювати взаємне розташування сполучених деталей.

Посадки високої точності $\frac{H5}{h4}$ і $\frac{H6}{h5}$ застосовують при особливо високих вимогах до точності центрування одночасно з необхідністю легкості складання і розбирання. Так установлюють, наприклад, еталонні зубчасті колеса на шпинделях зубцевимірних приладів, так з'єднується піноль з корпусом задньої бабки токарського верстата. У загальному машинобудуванні використовуються рідко.

Посадка $\frac{H7}{h6}$ застосовується при високих вимогах до центрування з'єднань, що часто піддаються розбиранню чи регулюванню. Приклади використання: зубчасті колеса на валах верстатів чи редукторів, поверхні що центрують корпуси під підшипники кочення, кулачки на валах, фрикційні муфти і дистанційні кільця на валах і т.ін.

Посадка $\frac{H7}{h7}$ забезпечує високу легкість складання і регулювання вузла, але дає меншу точність центрування.

Посадки $\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h9}$, $\frac{H9}{h8}$, $\frac{H9}{h9}$ часто застосовуються в машинах і механізмах зниженої точності, де не потрібно точне центрування, а також при центруванні циліндричних виступів у фланцевих з'єднаннях і т.ін. Вони забезпечують легке складання і регулювання. З їхньою допомогою встановлюються змінні шківні на валах і змінні колеса на валах сільськогосподарських машин.

Посадки $\frac{H10}{h9}, \frac{H10}{h10}$ застосовуються досить рідко. Найчастіше вони замінюють посадку $\frac{H9}{h9}$, якщо умови роботи з єднання допускають деяке зниження точності.

Посадки низької точності $\frac{H11}{h11}, \frac{H12}{h12}$ застосовуються в нерухомих з'єднаннях для фланців кришок, що центрують, і корпусів з'єднань арматури, для з'єднань під наступне зварювання чи пайку.

Посадки типу $\frac{H}{g}$ гарантують невеликий зазор при збереженні важливості центрування. Дуже чутливі до збільшення зазору, тому передбачені тільки в точних квалітетах. Найчастіше застосовуються для забезпечення осьового переміщення сполучених деталей. Рекомендованих посадок у системі отвору три: $\frac{H5}{g4}, \frac{H6}{g5}, \frac{H7}{g6}$.

Приклади застосування: шпинделі точних верстатів у направляючих ковзання, рухливі зубчасті колеса на валах коробок швидкостей, золотникові пари гідро- і пневмоапаратури.

Посадки типу $\frac{H}{f}$ гарантують зазор, достатній для обертання з'єднаних деталей із середньою швидкістю.

Високоточна посадка $\frac{H6}{f6}$ застосовується рідко - у точних машинах і механізмах.

Посадки $\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{f8}$ застосовуються значно частіше, особливо перша. Їх використовують для підшипників ковзання при середній швидкості обертання, для зубчастих коліс, що вільно обертаються на валах, для з'єднання шатуна з пальцем кривошипа та у багатьох інших випадках.

Якщо вимоги до точності центрування знижені, то застосовують посадки зниженої точності: $\frac{H8}{f8}, \frac{H8}{f9}, \frac{H9}{f9}, \frac{H9}{f8}$, наприклад, для з'єднання з валами шківів, що вільно обертаються, зчїпних муфт, а також для підшипників ковзання зі збільшеною довжиною з'єднання. Посадки цієї групи не дуже чутливі до збільшення зазору.

Посадки $\frac{H}{e}$ забезпечують значно більший мінімальний зазор, ніж посадки $\frac{H}{f}$. Застосовуються в сполученні деталей, що швидко обертаються, при значній довжині сполучення, їх використовують також у випадках багатоопорних валів.

Посадки $\frac{H7}{e7}, \frac{H7}{e8}, \frac{H8}{e8}$ використовують в опорах валів турбогенераторів, відцентрових насосів, у підшипниках корінних шийок колінчатих валів і розподільного вала двигунів внутрішнього згорання.

Посадки зниженої точності $\frac{H8}{e9}, \frac{H9}{e8}, \frac{H9}{e9}$ застосовуються в підшипниках ковзання невідповідальних машин.

Посадки типу $\frac{H}{d}$ забезпечують великий гарантований зазор і застосовуються, в основному, у тих випадках, коли необхідно компенсувати похибки складання чи температурні деформації.

Точні посадки $\frac{H7}{d8}, \frac{H8}{d8}$ використовуються обмежено. Вони застосовуються для точних з'єднань, що працюють при значному перепаді температур і важких режимах роботи. Приклади: підшипники турбін, валків прокатних станів і т. ін.

Посадки $\frac{H8}{d9}$ і $\frac{H9}{d9}$ використовуються при монтажі приводних валів у підшипниках, для з'єднання холостих шківів з валами і в інших аналогічних випадках.

Посадки низької точності $\frac{H10}{d10}, \frac{H11}{d11}$ застосовуються у випадку не точних рухливих з'єднань.

Посадки типів $\frac{H}{a}, \frac{H}{b}, \frac{H}{c}$ характеризуються дуже великими гарантованими зазорами. Застосовуються, в основному, у грубих квалітетах 11 і 12, у зв'язку з чим коливання зазорів дуже великі, їх зрідка використовують для легкого з'єднання невідповідальних деталей для компенсації похибок складання, температурних деформацій, для забезпечення відносного переміщення деталей в умовах забруднення і т. ін.

4.2.2 Розрахунок посадок з зазором (підшипник ковзання)

Даним розрахунком передбачається визначення оптимального зазору для забезпечення рідинного тертя в з'єднанні вал-вкладиш, а також найменшого і найбільшого зазору і вибір стандартної посадки.

На рисунку 4.2, а представлено положення вала в підшипнику в стані спокою під дією зовнішнього навантаження і власної ваги. Вал видавлює змащення і контактує з підшипником по нижній утворюючій, по верхній частині утвориться зазор S і вісь вала знаходиться нижче осі вкладиша на величину $S/2$.

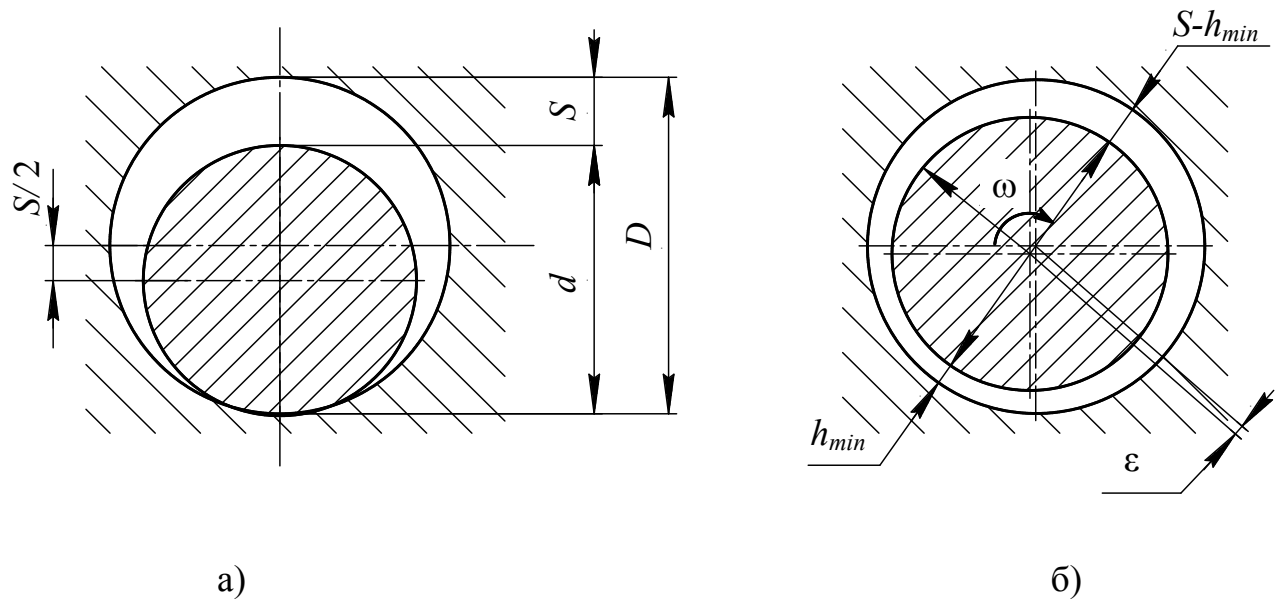


Рисунок 4.2 - З'єднання вал-вкладиш (підшипник ковзання)

У парі, що працює, олива прагне потрапити в зазор між валом і вкладишем, розклинює їхні поверхні і зміщує вал у бік обертання. При цьому товщина шару оливи буде визначатися величиною h_{min} , а зазор на протилежній стороні буде дорівнювати $S-h_{min}$ (рис. 4.2, б).

Послідовність розрахунку наведено нижче.

1) Визначити оптимальний зазор, що забезпечує максимальну товщину шару оливи, мм,

$$S_{opt} = \psi_{opt} \cdot d,$$

де d - номінальний діаметр з'єднання, мм;

ψ_{opt} - оптимальний відносний зазор:

$$\psi_{opt} = 0,293 K_{\varphi c} \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}},$$

де μ - динамічна в'язкість олиї, Па, (табл. 4.3);

Таблиця 4.3 - Значення в'язкості олиї

Марка олиї індустріальної	Динамічна в'язкість μ (при $t = 50^\circ\text{C}$), Па·с	Кінематична в'язкість ν (при $t = 50^\circ\text{C}$) $10^6, \text{m}^2/\text{c}$
12	0,009...0,013	10...14
20	0,015...0,021	17...23
30	0,024...0,030	27...33
40	0,034...0,047	38...52
50	0,038...0,052	42...58

n - частота обертання, хв^{-1} ;

R - радіальне навантаження на підшипники, Н;

l - довжина підшипника, мм;

K_{φ_c} - коефіцієнт, що враховує кут охоплення і відношення l/d (табл.4.4).

Таблиця 4.4 - Значення K_{φ_c} для половинних підшипників

Кут охоплення	Відношення l/d								
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
180°	0,608	0,706	0,794	0,87	0,94	1,0	1,05	1,12	1,14

Для значень температури, відмінної від 50 °С, динамічну в'язкість варто підрахувати по формулі

$$\mu = \mu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^m,$$

де t - фактична температура олії;

m - показник ступеня, що залежить від кінематичної в'язкості (табл. 4.5) олії ν , приймати по табл. 4.3;

Таблиця 4.5 - Значення показника ступеня m

ν_{co}	20	30	40	50	60	70
m	1,9	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9

P - середній тиск на опорі, Па:

$$P = \frac{R}{d \cdot l}$$

Параметр R необхідно приймати в Ньютонах, d і l - у метрах.

2) Визначити максимально можливу товщину шару олії між поверхнями тертя:

$$h_{max} = H_{max} \cdot d$$

де H_{max} - максимально можлива для даного режиму відносна товщина шару олії (безрозмірна величина):

$$H_{max} = 0,252 \psi_{ont}$$

3) Розрахувати середній зазор при номінальній температурі (20 °С) для вибору посадки зі стандартних полів допусків.

$$S_{CP} = S_{ont} - S_t$$

де $S_t = (\alpha_A - \alpha_B) - (t - 20)d$, мм;

α_A і α_B - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів відповідно вкладишу і валу;

t - температура олії; можна прийняти її рівною 50 °С, що в цілому відповідає промисловим умовам експлуатації підшипників ковзання.

4) По таблицях ГОСТ 25347-82 вибрати посадку, у якій середній зазор (при середніх значеннях допусків вала і отвору) найбільш близький до розрахункового S_{CP} , а коефіцієнт відносної точності η максимальний:

$$n = \frac{S_{CP}}{T_{\Delta}},$$

де T_{Δ} - допуск посадки.

При виборі посадок рекомендується, щоб по можливості:

а) посадка відносилася до системи отвору або вала, а поля допусків відносилися до переважних;

б) при неоднакових допусках отвору і вала в посадці, необхідно більший допуск був у отвору, і допуски отвору і вала відрізнялися не більше ніж на два квалітета.

При визначенні S_{CP} можна користуватися [3].

5) Обчислити мінімальне і максимальне значення зазору з урахуванням шорсткості поверхонь, що сполучаються, а також їх температурних деформацій, *мкм*

$$S_{\partial_{min}} = S_{min} + S_t + 8(R_{a_D} + R_{a_d});$$

$$S_{\partial_{max}} = S_{max} + S_t + 8(R_{a_D} + R_{a_d}).$$

б) Визначити товщину шару олії (*мкм*) при $S_{\partial_{min}}$ і $S_{\partial_{max}}$

$$h_{\partial_{min}} = \frac{S_{\partial_{min}}}{2}(1 - \varepsilon'); \quad h_{\partial_{max}} = \frac{S_{\partial_{max}}}{2}(1 - \varepsilon'').$$

де ε' і ε'' - значення відносного ексцентриситету вибираються з табл. 4.6. у залежності від коефіцієнта навантаження C_R підшипника:

Таблиця 4.6 - Значення коефіцієнта навантаження C_R

l/d	Відносний ексцентриситет ε										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925
0,2	0,0237	0,0380	0,0589	0,0942	0,121	0,161	0,225	0,335	0,548	1,034	1,709
0,3	0,0522	0,0826	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074	3,352
0,4	0,0893	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,079	1,775	3,195	5,055
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,75
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186	11,91
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,5451	10,091	14,34

$$C'_R = 9,4 \frac{P\Psi^2}{\mu \cdot n}; \quad C''_R = 9,4 \frac{P\Psi^2}{\mu \cdot n};$$

$$\Psi_{\partial_{min}} = \frac{S_{\partial_{min}}}{d}; \quad \Psi_{\partial_{max}} = \frac{S_{\partial_{max}}}{d}.$$

Точні значення ε' і ε'' знаходять при використанні методу екстраполяції.

7) Перевірити умову наявності рідинного тертя, обчисливши коефіцієнт запасу надійності по товщині шару олії (необхідно, щоб $K_{жст} \geq 2$):

$$K_{жст} = \frac{h_{\partial_{min}}}{R_{aD} + R_{ad} + \Delta_g}$$

де Δ_g - добавка, що враховує вплив прогину вала й інші невраховані фактори, $\Delta_g = (2-3) \text{ мкм}$.

Визначену посадку необхідно проаналізувати за методикою, що викладена в розділі 4.1, а приклад розрахунку наведений в додатку А.

4.3 Посадки з натягом

4.3.1 Рекомендації з призначення посадок з натягом

Посадки з натягом призначені для нерухомих нероз'ємних з'єднань. Вони застосовуються для передачі з'єднанням осьового навантаження чи обертаючого моменту, як правило, без додаткового кріплення. Простота конструкції і технології складання роблять цю групу посадок широко розповсюдженою в усіх галузях машинобудування.

Спочатку у промислових умовах за методикою попереднього розрахунку посадок з натягом [4-6] призначається стандартна посадка, після чого звичайно здійснюється її експериментальна перевірка.

Посадки з натягом використовуються в 5, 6, 7 і 8 квалітетах. ЄСДП передбачає 13 рекомендованих посадок у системі отвору, з них 3 – переважні.

Посадки $\frac{H}{p}$ характеризуються мінімальним гарантованим натягом і застосовуються для з'єднання тонкостінних деталей для передачі невеликих зусиль і моментів. Посадки дуже чутливі до зміни натягу, у зв'язку з чим розміри вала виконуються по 5...6 квалітету, а отвору - по 6...7. Посадка $\frac{H7}{p6}$ є кращою; більш

точна посадка $\frac{H6}{p5}$ застосовується рідко.

Посадки $\frac{H}{r}, \frac{H}{s}, \frac{H}{t}$ (а також посадки в системі вала) забезпечують середнє значення натягу, що дозволяє передати досить значні навантаження і обертові моменти, без додаткового кріплення. Із посадок, що рекомендуються, у системі отвору дві посадки $\frac{H7}{s6}$ і $\frac{H7}{r6}$ є переважними.

Посадки цієї групи застосовуються для запресовування втулок у шківів і зубчасті колеса, для з'єднання постійних кондукторних втулок з корпусом кондуктора, для закріплення зубчастих коліс на валах коробок швидкостей, для встановлення бронзових вінців черв'ячних коліс і т. ін.

Посадки $\frac{H}{u}, \frac{H}{x}, \frac{H}{z}$ характеризуються дуже великими натягами і значними коливаннями їх значень. Призначені для передачі великих навантажень і моментів при важких умовах роботи без додаткового кріплення. Посадки цієї групи звичайно не розраховують; рекомендується експериментальна перевірка призначеної посадки. Для зменшення коливання натягу в з'єднанні практикується сортування деталей за розмірами і селективне складання. ЄСДП рекомендує в системі отвору чотири рекомендовані посадки цієї групи:

$$\frac{H7}{u7}, \frac{H8}{u8}, \frac{H8}{x8}, \frac{H8}{z8}$$

4.3.2 Розрахунок посадки з натягом

Точний розрахунок посадки можливий лише тоді коли повністю відомі умови навантаження складальної одиниці. Найбільш часто він проводиться при використанні в конструкції тонкостінних деталей, що можуть бути зруйновані великими деформуючими силами, що виникають при створенні посадки натягом.

Посадки з натягом призначені для нерухомих нероз'ємних (що розбираються лише в окремих випадках, наприклад при ремонтах) з'єднань деталей без додаткового кріплення гвинтами, штифтами, шпонками і т.п. Відносна нерухомість деталей при цих посадках досягається за рахунок напружень, що виникають у матеріалі деталей, що сполучаються, унаслідок дії деформацій їхніх контактних поверхонь (рис. 4.3).

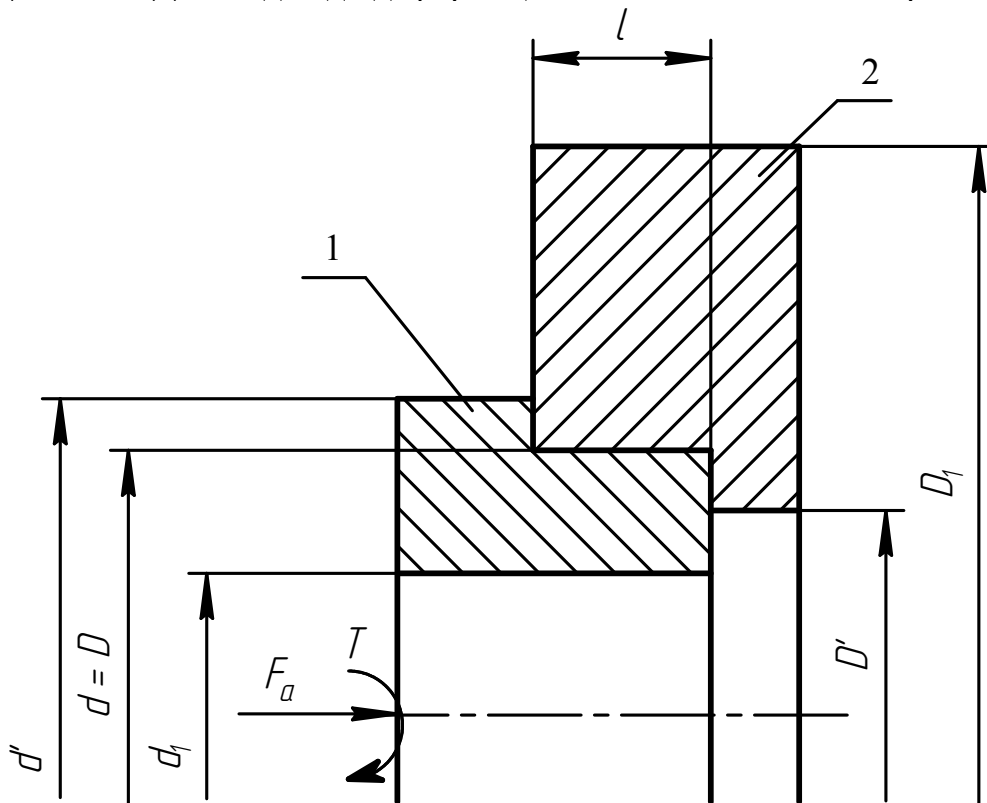


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема з'єднання з натягом

Розрахунок посадок з натягом виконується з метою забезпечення міцності з'єднання, тобто забезпечення відсутності зсуву деталей, що сполучаються, під дією зовнішніх навантажень і міцності деталей, що сполучаються. З першої умови визначається мінімальний допустимий натяг N_{min} , необхідний для сприйняття і передачі зовнішніх навантажень. З другої умови визначається максимальний допустимий натяг N_{max} , при якому, як правило, відсутні пластичні деформації. Пропонується такий алгоритм розрахунку.

1) За заданим значенням зовнішніх навантажень F_a , T і розмірам з'єднання d , l визначається необхідний мінімальний питомий тиск, P_{a} :

при дії T

$$[P_{min}] = \frac{2T}{\pi d^2 l f};$$

при дії F_a

$$[P_{min}] = \frac{F_a}{\pi d l f};$$

при одночасній дії F_a і T

$$[P_{min}] = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f};$$

де F_a - поздовжня осьова сила, що прагне зрушити одну деталь відносно іншої, $кН$;

T - обертовий момент, що прагне повернути одну деталь відносно іншої, $Нм$;

d - діаметр з'єднання, $м$;

l - довжина контакту поверхонь, що сполучаються, $м$;

f - коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресовки чи провертання; значення коефіцієнта тертя f приведені в табл. 4.7.

При розрахунках рекомендовано вибирати середні значення.

Таблиця 4.7 - Значення коефіцієнтів тертя

Матеріал деталей, що сполучаються	Коефіцієнт тертя
Сталь - сталь	0,06 ... 0,13
Сталь - чавун	0,07 ... 0,12
Сталь - латунь	0,05 ... 0,10
Сталь - бронза	0,07
Сталь - магнієво-алюмінієві сплави	0,03 ... 0,05

2) За отриманим значенням $[P_{min}]$ визначається необхідна величина найменшого розрахункового натягу

$$N'_{min} = [P_{min}] \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right);$$

де E_1 , E_2 - модулі пружності матеріалів, відповідно охоплюваної деталі (вала) і деталі, що охоплює (отвору втулки), $МПа$;

C_1, C_2 — коефіцієнти, обчислювані по формулах:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{D}{D_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{D_1}\right)^2} + \mu_2;$$

d_1, d_2 - дивись на рисунку 4.3;

μ_1, μ_2 - коефіцієнти Пуассона відповідно для охоплюваної і охоплюючої деталей.

Значення E і μ приведені в табл. 4.8.

3) Визначається величина припустимого мінімального натягу з урахуванням ряду складових

$$[N_{min}] = N'_{min} + U_1 + U_2 + U_3 + U_4;$$

де U_1 - складова, що враховує змінання нерівностей контактних поверхонь деталей при запресовуванні:

$$U_1 = 1,2(R_{zD} + R_{zd}) \cong 5(R_{aD} + R_{ad}).$$

Таблиця 4.8 - Значення E, σ_T, μ для деяких матеріалів

Матеріал	$E, \text{МПа}$	$\sigma_T, \text{МПа}$	μ
Сталь 30	$(1,96 \dots 2,06) \cdot 10^5$	294	0,3
Сталь 35	$(1,96 \dots 2,06) \cdot 10^5$	314	0,3
Сталь 40	$(1,96 \dots 2,06) \cdot 10^5$	334	0,3
Сталь 45	$(1,96 \dots 2,06) \cdot 10^5$	353	0,3
Сталь 50	$(1,96 \dots 2,06) \cdot 10^5$	364	0,3
Чавун СЧ 18	$(0,74 \dots 1,05) \cdot 10^5$	180	0,25
Чавун СЧ 28	$(0,74 \dots 1,05) \cdot 10^5$	280	0,25
Бронза	$0,84 \cdot 10^5$	392	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^5$	343	0,38

U_2 - складова, що компенсує зменшення натягу при повторних запресовуваннях, визначається експериментальним шляхом. Оскільки завданням повторне запресовування не передбачається, то поправку U_2 можна не враховувати;

U_3 - складова, що враховує ослаблення натягу під дією відцентрових сил (істотна для великих деталей, що швидко обертаються). Цю складову для сталевих деталей діаметром до 500 мм, що обертаються зі швидкістю до 30 м/с (як у випадку наведеному в завданні), можна не враховувати;

U_4 - складова, що враховує розходження робочої температури деталей і температури складання, розходження коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей, що з'єднуються. (У завданнях на курсову роботу прийняті близькі температурні умови складання і роботи з'єднання при експлуатації, тому поправка U_4 не враховується).

Отже, допустимий мінімальний натяг

$$[N_{min}] = N'_{min} + 1,2(R_{z_D} + R_{z_d});$$

4) Для визначення допустимого максимального натягу необхідно знайти найбільший питомий тиск на контактних поверхнях деталей.

На підставі теорії найбільших дотичних напружень визначається максимальний допустимий питомий тиск P_{max} , при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей. У якості P_{max} береться найменше з двох значень P_1 і P_2 , МПа:

$$P_1 = 0,58\sigma_{T1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]$$

$$P_2 = 0,58\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{D}{D_1} \right)^2 \right]$$

де σ_{T1} і σ_{T2} - границя текучості охоплюваної деталі та тієї, що охоплює, (див. табл. 4.8).

5) Визначається величина найбільшого розрахункового натягу N'_{max} , м:

$$N'_{max} = [P_{max}] \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right);$$

6) Визначається величина максимального допустимого натягу з урахуванням поправок до N'_{max} :

$$[N_{max}] = N'_{max} \cdot U_{y\partial} + U_1 - U_4;$$

де $U_{y\partial}$ - коефіцієнт, що враховує збільшення питомого тиску біля торця деталі, що охоплює, при $l/d < 1$. Приймається за графіком (рис. 4.4) у залежності від відношення l/d і d_1/d . При $l/d \geq 1$; $U_{y\partial} = 1$.

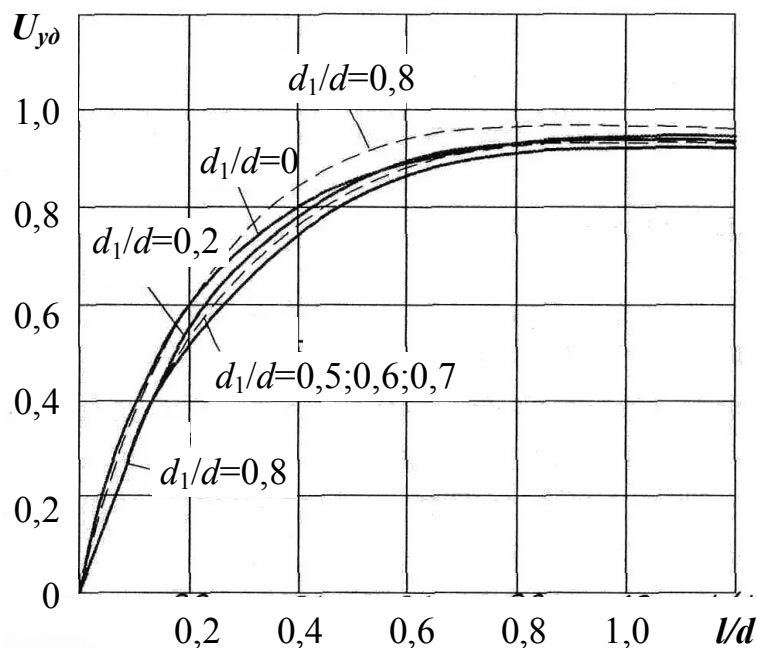


Рисунок 4.4 - Графік для визначення коефіцієнта $U_{y\partial}$

7) По [3] вибрати посадку. Умови підбора посадки наступні:

а) максимальний натяг N_{max} у вибраній посадці повинний бути не більше $[N_{max}]$

$$N_{max} \leq [N_{max}];$$

б) мінімальний натяг N_{min} у вибраній посадці з урахуванням можливих коливань навантаження, що діє, й інших факторів повинний бути

$$N_{min} \leq [N_{min}].$$

Далі необхідно розрахувати зусилля запресовування R_n і питомий тиск P у з'єднанні:

$$R_n = f_n \cdot P_{max} \cdot \pi dl$$

де f_n - коефіцієнт тертя при запресовуванні $f_n = (1,15 \dots 1,2)f$.

Питомий тиск P_{max} при максимальному натягу N_{max} у посадці варто визначати по формулі

$$P_{max} = \frac{N_{max} - U_1}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}$$

Приклад розрахунку наведений у додатку А.

4.4 Перехідні посадки

4.4.1 Рекомендації з призначення перехідних посадок

Перехідні посадки повинні забезпечувати легке складання і демонтаж нерухомих з'єднань при високій точності центрування. Поєднати ці вимоги важко, тому що легкість складання і демонтажу вимагає зазору в з'єднанні, а це знижує точність центрування. У перехідних посадках поля допусків отвору і вала перекриваються і у з'єднанні можлива поява як зазору, так і натягу. Величина максимального натягу значно нижче, ніж у нерухомих посадок, і складання деталей звичайно можливо за допомогою молотка. Найбільший можливий у з'єднанні зазор також не великий, він незначно погіршує центрування. Передача зусиль і моментів у з'єднанні досягається за допомогою штифтів, шпонок і т.ін.

Перехідні посадки дуже чутливі до зміни натягу і зазору, тому передбачені тільки в точних квалітетах (4...8).

Посадки типу $\frac{H}{j_s}$ у з'єднанні майже завжди дають зазор (близько 99% випадків). Застосовуються при частому розбиранні з'єднання. Задовільне центрування може бути отримано лише при малих навантаженнях.

Посадки високої точності $\frac{H5}{j_s4}, \frac{H6}{j_s6}$ використовуються у відповідальних вузлах точних приладів і машин досить рідко.

Посадка $\frac{H7}{j_s6}$ застосовується в змінних зубчастих колесах на валах, знімних шківках і муфтах тощо.

Посадка $\frac{H8}{j_s6}$ іноді застосовується при зниженні вимог до точності центрування.

Посадки типу $\frac{H}{k}$ характерні тим, що імовірність появи в з'єднанні зазору або натягу приблизно однакова. Забезпечують добре центрування при досить легкому складанні (за допомогою молотка). З цієї причини застосовуються частіше інших перехідних посадок.

Посадки підвищеної точності $\frac{H5}{k4}$ і $\frac{H6}{k5}$ мають обмежене застосування – у відповідальних з'єднаннях чи високоточних приладах.

Посадка $\frac{H7}{k6}$ використовується в з'єднаннях зубчастих коліс, зірочок, шківів, муфт із валами, причому передача обертового моменту, забезпечується штифтами, шпонками, гвинтами.

Посадка меншої точності $\frac{H8}{k8}$ може застосовуватися, коли вимоги до точності центрування знижені.

Посадки типу $\frac{H}{m}$ займають проміжне положення між посадками $\frac{H}{k}$ і $\frac{H}{n}$. Вони характеризуються значно більшою імовірністю появи в з'єднанні натягу (близько 96 %), ніж зазору. Однак це ускладнює складання і розбирання з'єднання в порівнянні з посадками $\frac{H}{k}$, що забезпечують цілкомзадовільне центрування. З іншого боку, натяги в з'єднанні порівняно малі і не дозволяють передати помітних обертаючих моментів, без додаткового кріплення.

Рекомендовані посадки: $\frac{H5}{m4}$, $\frac{H6}{m5}$, $\frac{H7}{m6}$, $\frac{H8}{m7}$. Приклади застосування: посадки штифтів, з'єднання тонкостінних втулок з валами тощо.

Посадки типу $\frac{H}{n}$ дають натяг у 99 % випадків. Вони є найбільш міцними з перехідних посадок. Розбирання з'єднань відбувається рідко. Можуть передавати зусилля і моменти середньої величини без додаткового кріплення при спокійних умовах роботи. Посадки, що рекомендуються: $\frac{H5}{n4}$, $\frac{H6}{n5}$, $\frac{H7}{n6}$, $\frac{H8}{m7}$.

Приклад застосування: з'єднання кондукторних втулок з корпусом, муфт на валах електродвигунів, черв'ячних коліс на валах тощо.

4.4.2 Розрахунок імовірності виникнення натягу або зазору в перехідній посадці

Трудомісткість складання і розбирання з'єднань з перехідними посадками, так само як і характер цих посадок, багато в чому визначається імовірністю одержання

в них натягів і зазорів. При розрахунку імовірності натягів і зазорів звичайно виходять з нормального закону розподілу розмірів деталей при виготовленні. Розподіл натягів і зазорів у цьому випадку також буде підкорятися нормальному закону (рис. 4.5), а імовірності їхнього одержання визначаються за допомогою інтегральної функції імовірності $\Phi(z)$ (див табл 4.9)

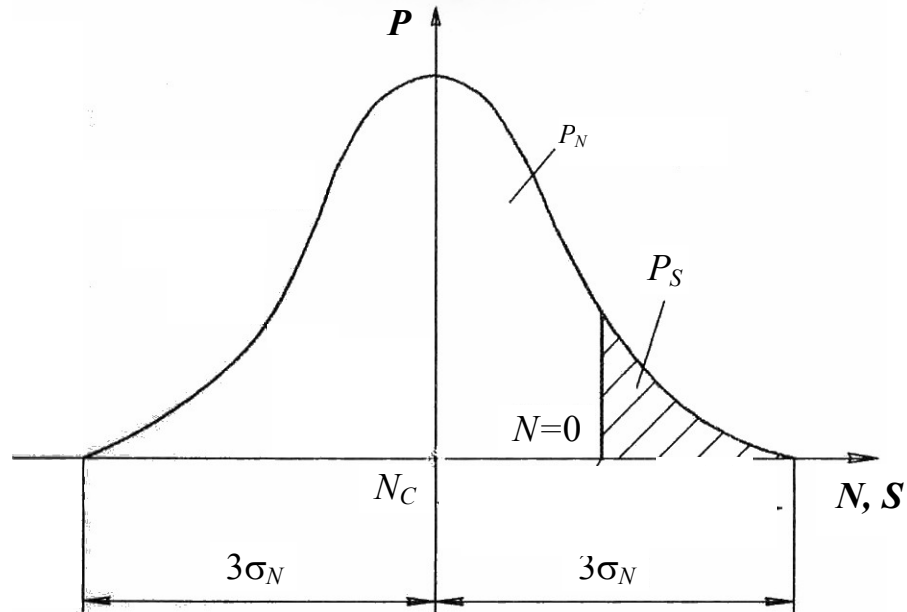


Рисунок 4.5 - Нормальний закон розподілу натягів та зазорів

Розрахунок проводиться в такій послідовності:

1) Розраховується посадка і визначаються найбільший, найменший і середній натяг у з'єднанні (N_{max} , N_{min} , N_c), допуски на виготовлення отвору і вала (T_D , T_d).

2) Визначається середнє квадратичне відхилення натягу (зазору) по формулі

$$\delta_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2}.$$

3) Визначається межа інтегрування, рівна (при $N_i=0$)

$$z = \frac{N_c}{\delta_N}$$

4) З таблиці 4.9 за знайденим значенням z визначається функція $\Phi(z)$.

5) Розраховується імовірність натягів (чи відсоток натягів) і імовірність зазору (чи відсоток зазорів):

- імовірність натягу P'_N

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z), \text{ якщо } z > 0;$$

$$P'_N = 0,5 - \Phi(z), \text{ якщо } z < 0;$$

- відсоток натягів (відсоток з'єднань з натягом)

$$P_N = 100P'_N;$$

- імовірність зазору P'_S

$$P'_S = 0,5 - \Phi(z), \text{ якщо } z > 0;$$

$$P'_S = 0,5 + \Phi(z), \text{ якщо } z < 0;$$

- відсоток зазорів (відсоток з'єднань із зазором)

$$P_S = 100P'_S.$$

Приклад. Розрахувати очікувану при складанні частку з'єднань з натягом (імовірність натягу) і частку з'єднань із зазором (імовірність зазору) для посадки

$$60 \frac{H7}{m6} \begin{pmatrix} +0,030 \\ +0,030 \\ +0,011 \end{pmatrix}.$$

1) Визначаємо найбільший, найменший і середній натяг у з'єднанні (N_{max} , N_{min} , N_c), допуски на виготовлення отвору і вала (T_D , T_d).

$$N_{max} = 0,030 - 0 = 0,030 \text{ мм} = 30 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = 0,011 - 0,030 = -0,019 \text{ мм} = -19 \text{ мкм};$$

$$N_c = \frac{0,030 + (-0,019)}{2} = 0,0055 \text{ мм} = 5,5 \text{ мкм};$$

$$T_D = 0,030 - 0 = 0,030 \text{ мм} = 30 \text{ мкм};$$

$$T_d = 0,030 - 0,011 = 0,019 \text{ мм} = 19 \text{ мкм}.$$

2) Визначаємо середнє квадратичне відхилення натягу (зазору)

$$\delta_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{0,030^2 + 0,019^2} = 0,0059 \text{ мм} \approx 6 \text{ мкм}.$$

3) Визначаємо межу інтегрування

$$z = \frac{N_c}{\delta_N} = \frac{0,0055}{0,006} \approx 0,91.$$

4) З таблиці 4.9 за знайденим значенням z визначається функція $\Phi(z)$

$$\Phi(0,91) = 0,3186.$$

Розраховується імовірність натягів (чи відсоток натягів) та імовірність зазорів (чи відсоток зазорів). Тому що $z > 0$, знаходимо

$$P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,3186 = 0,8186 \quad P'_S = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,3186 = 0,1814.$$

Отже, при складанні приблизно 81,86% усіх з'єднань будуть з натягами і 18,14% з'єднань - із зазорами (рис. 4.6).

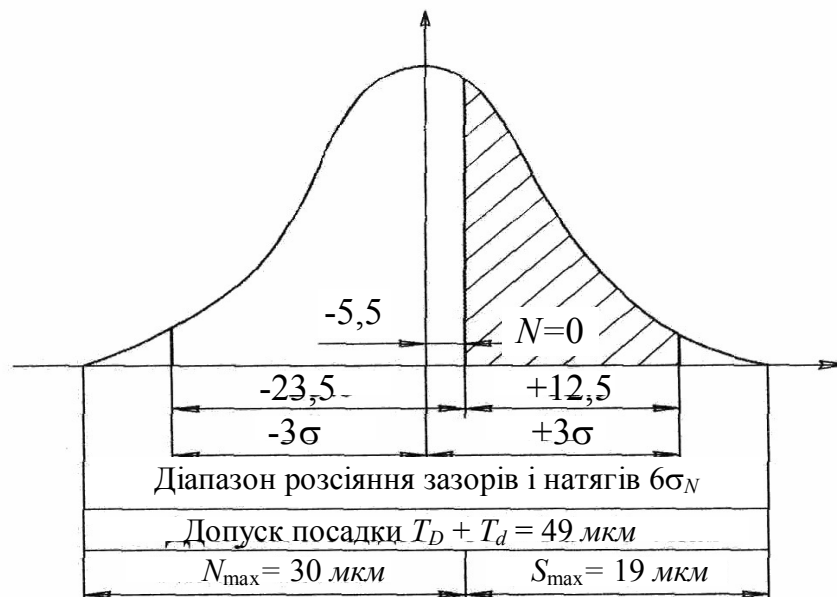


Рисунок 4.6 - Визначення ймовірності виникнення зазорів і натягів в посадці $\text{Ø}60H7/m6$

Таблиця 4.9 - Значення функції $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$	z	$\Phi(z)$
0,01	0,004	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,8	0,4641
0,02	0,008	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,012	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,9	0,4713
0,04	0,016	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,8	0,2881	2	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,1	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,2	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,148	0,86	0,3051	2,3	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,4	0,4918
0,1	0,0398	0,4	0,1554	0,9	0,3159	2,5	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,6	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,7	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,8	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,17	0,98	0,3365	2,9	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1	0,3413	3	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,2	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,1	0,3643	3,4	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,6	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,2	0,3849	3,8	0,499928
0,2	0,0793	0,5	0,1915	1,25	0,3944	4	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,3	0,4032	4,5	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5	0,4999997
0,23	0,091	0,56	0,2123	1,4	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,219	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,6	0,2257	1,5	0,4332		
0,26	0,102	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,6	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,7	0,4554		
0,3	0,1179	0,7	0,258	1,75	0,4599		

5 РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПРИЗНАЧЕННЯ ПОСАДОК СТАНДАРТНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

У заданій для виконання курсової роботи складальній одиниці є, як правило підшипники кочення, нарізні, шпонкові і шліцьові з'єднання, для яких необхідно вибрати і позначити на складальному кресленні стандартні посадки, що забезпечують їх функціонування, а також позначити на робочих кресленнях вала або зубчастого колеса відповідні нарізні елементи, шпонковий паз чи шліцьову ділянку вала.

Вибір посадок здійснюється відповідно до стандартів на підставі рекомендацій, що приводяться нижче.

5.1 Рекомендації з призначення посадок підшипників кочення

По точності розмірів приєднувальних поверхонь і точності обертання підшипники кочення підрозділяються на класи точності, що встановлюються ГОСТ 520-71 (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4, 2. Стандарт устанавлює п'ять класів точності: *P0*, *P6*, *P5*, *P4* і *P2*, причому допускається позначати їх відповідно: 0, 6, 5, 4 і 2.

У загальному машинобудуванні звичайно застосовують класи 0 і 6. Підшипники класів точності 5 і 4 застосовуються як опори шпинделів, прецизійних верстатів, високооберткових двигунів і т.ін, а класу точності 2 - у високоточних приладах, наприклад гіроскопах.

З'єднання підшипників кочення з валами і корпусами роблять у відповідності до стандарту. У залежності від призначення підшипника і характеру діючого на нього навантаження для з'єднання внутрішнього кільця підшипника із шийкою вала і зовнішнього кільця з отвором корпуса можуть бути призначені посадки з зазором, з натягом чи перехідні. Різні посадки отримують зміною розмірів вала чи отвору корпуса. Саме тому посадки зовнішнього кільця підшипника в корпус здійснюють у системі вала, а посадки внутрішнього кільця на вал - у системі отвору.

На рис. 5.1 наведена схема розташування рекомендованих полів допусків отворів корпуса і валів для підшипників класів точності 0 і 6. З неї видно, що поле допуску діаметра отвору внутрішнього кільця підшипника розташовано гранично асиметрично, але не в „тіло” кільця, як для основного отвору, а униз, від неї. Таке розташування змінює характер посадки кільця на вал. Так, якщо шийка вала виготовлена з допуском по *g6*, з'єднання внутрішнього кільця з валом відбувається по перехідній посадці, а не по посадці з гарантованим зазором. Якщо шийка вала виготовлена з допуском по *k6*, *m6* чи *n6*, то; з'єднання виконується не по перехідних посадках, а по посадках з невеликим натягом.

Вибір посадок кілець підшипників визначається характером їх навантаження. У залежності від того, обертається або не обертається кільце щодо діючого на нього радіального навантаження, розрізняють три види навантаження: місцеве, циркуляційне чи коливальне. На рисунку 5.2 зображені епюри напружень при місцевому (а) та циркуляційному (б) навантаженні кілець підшипників.

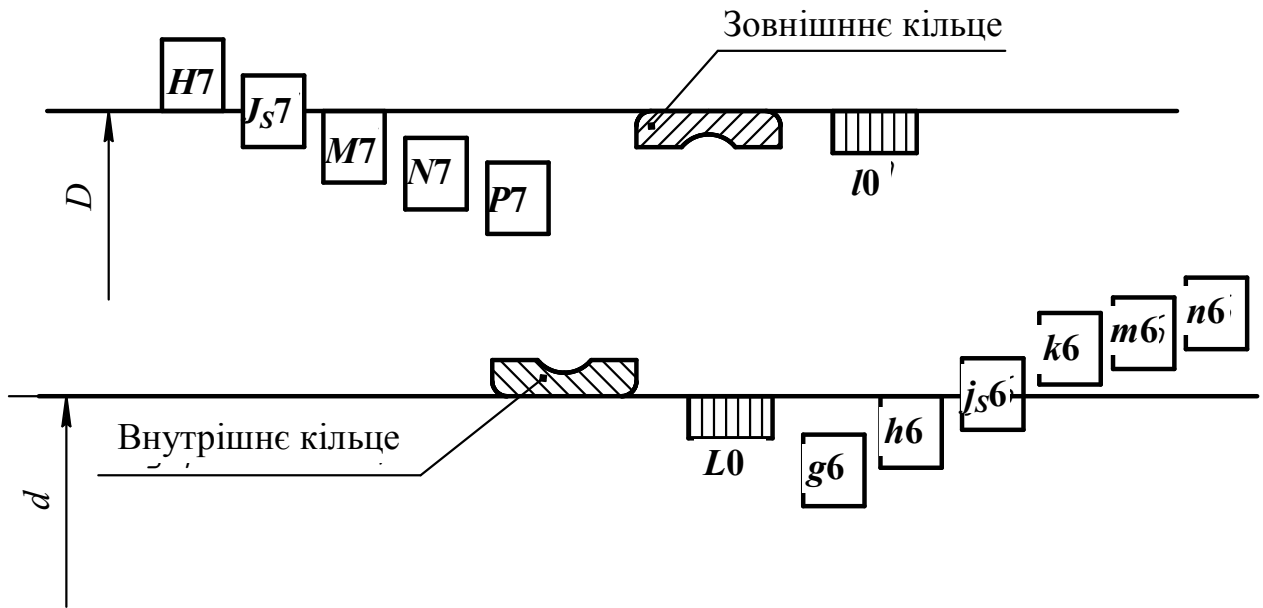


Рисунок 5.1 – Схема розташування полів допусків при посадках підшипників на вали та в отвори корпусів на прикладі підшипника 0-го класу точності

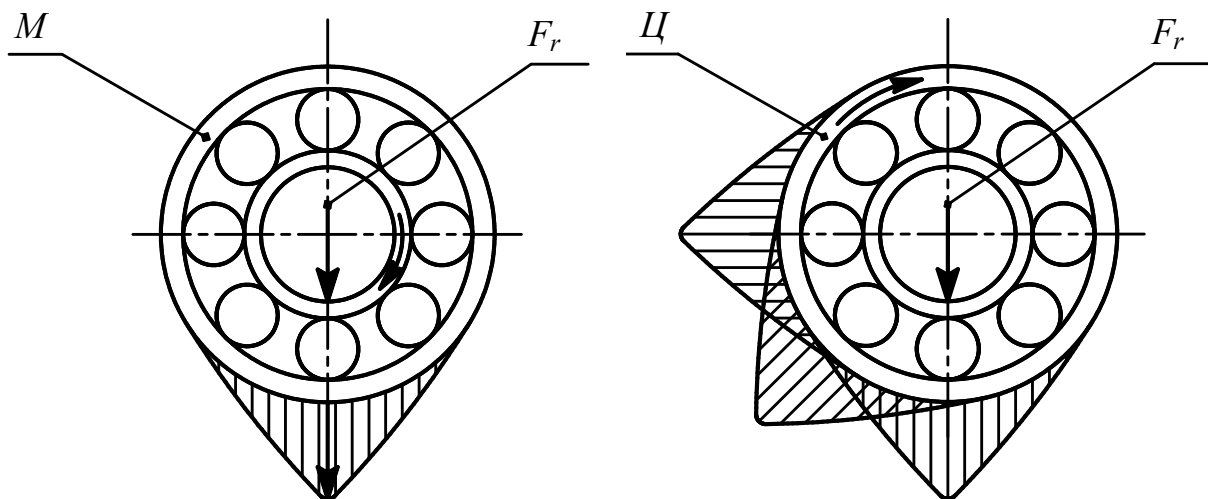


Рисунок 5.2 – Епюри напружень при місцевому (а) та циркуляційному (б) навантаженні кілець підшипників

Місцевим навантаженням кільця називається таке, при якому сумарне радіальне навантаження, що діє на підшипник, постійно сприймається тією самою обмеженою ділянкою доріжки кочення цього кільця (у межах зони навантаження) і передається відповідній ділянці посадкової поверхні вала чи корпусу. Такий вид навантаження має місце, коли кільце не обертається відносно навантаження, що діє (рис.5.2, а).

Циркуляційним навантаженням кільця називають такий вид навантаження, при якому сумарне радіальне навантаження, що діє на підшипник, послідовно сприймається всією окружністю доріжки кочення і послідовно передається всій посадковій поверхні вала чи корпусу. Такий вид навантаження виникає, коли кільце обертається відносно радіального навантаження (рис.5.2, б).

Нарешті, якщо на кільце підшипника одночасно діють два навантаження: постійне по напрямку P_c і обертове P_v , причому $P_v \leq P_c$, то в цьому випадку кільце сприймає коливальне навантаження. Кільце сприймає сумарне навантаження P_r ,

обмеженою ділянкою окружності доріжки і передає його обмеженій ділянці посадкової поверхні вала чи корпуса.

Вибір посадок внутрішнього кільця підшипника класів точності *P0* і *P6* у залежності від виду навантаження і режиму роботи приведений у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 - Поля допусків, що рекомендовані для встановлення кулькових підшипників класу точності *P0* й *P6* на вал

Вид навантаження	Режим роботи	Діапазон діаметрів отвору підшипника, мм	Переважні поля допусків	Приклади машин і підшипникових вузлів
Місцеве навантаження	Легкий і нормальний	Усі діапазони	<i>g6</i>	Ролики стрічкових транспортерів конвеєрів, підвісних доріг, барабан самописів.
	Важкий і нормальний		<i>js6, h6, g6, f6</i>	Передні і задні колеса автомобілів тракторів, літаків, вагонеток.
			<i>h6</i>	Блоки вантажно-підйомних маши ролики рольгангів, валки прокатні станів.
Циркуляційне навантаження (обертвий вал).	Легкий чи нормальний	Понад 18 до 100	<i>k6, js6</i>	Коробки швидкостей верстатів тощо.
		Понад 100 до 140	<i>k6, h6, js6</i>	
		Понад 140 до 250	<i>m6</i>	
Циркуляційне чи коливальне навантаження (обертвий вал).	Нормальний чи важкий	Понад 100 до 140	<i>k6, js6</i>	Деревообробні машини, кривошипно-шатунні механізми коробки передач тракторів та автомобілів, шпинделі верстатів електродвигуни до 100 кВт, великі редуктори, вентилятори, турбокомпресори.
		Понад 140 до 200	<i>m6, n6</i>	
		Понад 200 до 250	<i>n6, p6</i>	

Призначення посадок зовнішнього кільця підшипників тих же класів точності здійснюється за табл. 5.2.

Таблиці складені для найбільш розповсюджених варіантів використання

кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників.

Таблиця 5.2 - Поля допусків, що рекомендуються для установки радіальних підшипників кочення класів точності *P0* і *P6* в отвір корпусу

Вид навантаження	Режим роботи	Рекомендовані поля допусків	Приклади машин і підшипникових вузлів
Циркуляційн навантаження зовнішнього кільця (обертвий корпус)	Важкий, конструкція тонкостінна	<i>P7</i>	Колеса літаків, основні барабани гусеничних машин, колеса баштових піднімальних кранів.
	Нормальний чи важкий.	<i>N7</i>	Передні колеса автомашин, колінчаті вали, канатні і натяжні шківви.
	Нормальний.	<i>M7</i>	Ролики стрічкових транспортерів, колеса мостових піднімальних кранів.
Коливальне (обертвий корпус чи випадок комбінованого обертання)	Важкий, навантаження динамічне.	<i>M7</i>	Електродвигуни, тягові електродвигуни.
	Нормальний чи важкий.	<i>K7</i>	Електродвигуни, насоси, коробки передач, задні мости автомобілів.
Місцеве навантаження (обертвий вал)	Важкий чи нормальний	<i>J_s7</i>	Електродвигуни, насоси, шпинделі металорізальних верстатів.
	Навантаження динамічне.	<i>J_s7, H7</i>	Колісні пари залізн. транспорту і трамваїв, більшість підшипникових вузлів загального машинобудування.
	Нормальний чи легкий	<i>G7</i>	Сушильні циліндри папіроробних машин.
		<i>H8</i>	Трансмійні вали, сільськогосподарські машини.

Умовне позначення посадок зовнішнього і внутрішнього кілець підшипників кочення приведене на рис. 5.3, а.

На рис 5.3 б, показаний приклад позначення розмірів посадкових поверхонь - шийки вала і розточення корпусу. До точності форми цих поверхонь ставляться

підвищені вимоги. Для підшипників кочення класів точності 0 і 6 погрішність форми посадкових поверхонь не повинна перевищувати половини допуску розміру: $T_{\phi} = 0,5T_{D(d)}$.

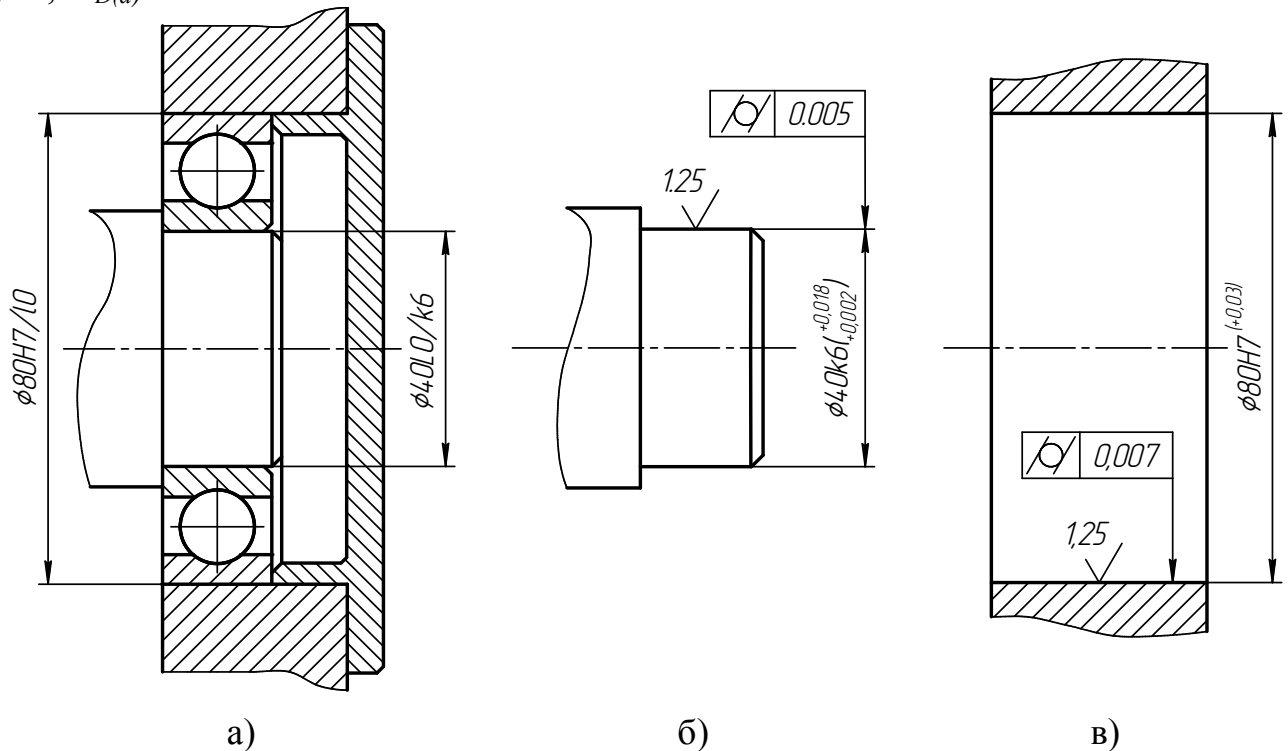


Рисунок 5.3 – Фрагменти креслень підшипників кочення, що пояснюють позначення посадок

5.2 Рекомендації з призначення посадок нарізних з'єднань

В усіх галузях машино- і приладобудування найчастіше застосовуються циліндричні метричні нарізи діаметрами від 1 до 600 мм, із профілем за ГОСТ 9150-81. Діаметри і кроки нарізей приведені в ГОСТ 8724-81, основні розміри нарізей в ГОСТ 24705-81.

На практиці застосовуються посадки нарізей із зазором, натягом і перехідні, однак, у запропонованих у курсовій роботі вузлах застосовані тільки посадки нарізей із зазором, як найбільш поширені. Саме для цих посадок і приводяться рекомендації до їх вибору.

Допуски і граничні відхилення нарізей для ковзних посадок і з зазором нормуються ГОСТ 16093-81. Допуски діаметрів нарізей установлюються по ступенях точності, що позначаються цифрами (табл. 5.3).

Установлено ряди основних відхилень верхніх es для зовнішньої нарізі і нижніх EI для внутрішньої, які визначають розташування полів допусків діаметрів нарізей щодо номінального профілю. Основні відхилення приводяться в табл. 5.4 і на рис. 5.4, *a* - для болтів і 5.4, *б* - для гайок.

Таблиця 5.3 - Ступіні точності діаметрів нарізей згідно з ГОСТ16093-81

Вид нарізі	Позначення діаметра	Ступінь точності									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зовнішня	d_1	-	4	-	6	-	8	-	10*)		
	d_2	3	4	5	6	7	8	9			
Внутрішня	D_1	-	4	5	6	7	8	9*)	-		
	D_2	-	4	5	6	7	8	-	-		

*) - тільки для нарізі на деталях з пластмас

Таблиця 5.4 - Основні відхилення метричних нарізей із зазорами згідно з ГОСТ 16093-81

Вид нарізі	Діаметр нарізі	Основне відхилення	Вид нарізі	Діаметр нарізей	Основне відхилення
Зовнішня	d d_2	d, e, f, g d, e, f, g, h	Внутрішня	D_2 D_1	E, F, G, H E, F, G, H

Примітка. 1. Верхнє відхилення діаметра d_1 повинне відповідати основному відхиленню d_2 .

2. Нижнє відхилення D повинне відповідати основному відхиленню D_2 .

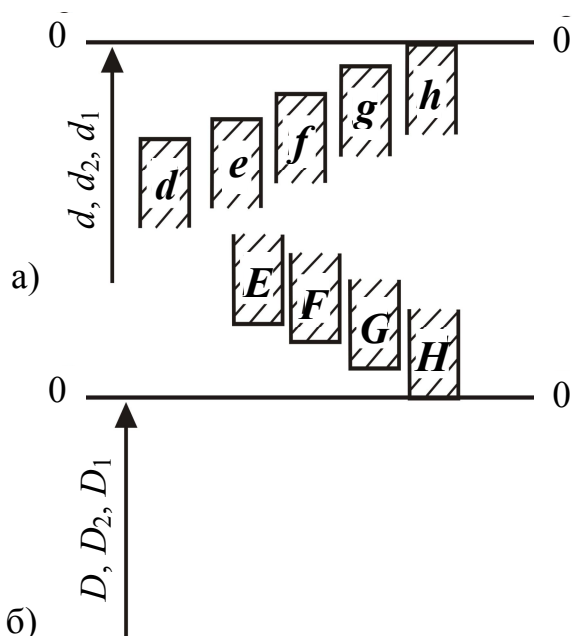


Рисунок 5.4 – Основні відхилення болтів і гайок

Поле допуску різьб утворюється сполученням поля допуску середнього діаметра з полем допуску діаметрів виступів (d - для болтів і D_1 - для гайок), і поле допуску діаметра нарізі - сполученням допуску з основним відхиленням. Тоді позначення нарізі

буде наступне:

$M12 - 7h$ - болт, у якого позначення полів допусків середнього зовнішнього діаметрів однакові;

$M12 - 7h6h$ - болт, у якого середній діаметр виконаний по $7h$, зовнішній по $6h$;

$M12 - 6H$ - гайка, у якої позначення полів допусків середнього і внутрішнього діаметра однакові;

$M12 - 5H6H$ - гайка, у якої середній діаметр виконаний по $5H$, внутрішній - по $6H$.

Різьбова посадка утвориться шляхом сполучення поля допуску болта з полем допуску гайки і позначається так $M12-6H/6g$.

Установлено довжини згвинчування: короткі S , нормальні N і довгі L . Якщо довжина згвинчування відрізняється від нормальної, то це вказується на кресленні, наприклад, $M12-7g6g-30$, де 30 - це довжина згвинчування, що відрізняється від нормальної.

Поля допусків згідно з ГОСТ 16093-81, встановлені в класах точності "точний", "середній" і "грубий" та в залежності від довжин згвинчування, приведені в табл. 5.5, причому поняття про класи точності умовне, що використовується для порівняльної оцінки точності нарізних деталей з різними полями допусків.

У нарізних сполученнях рекомендується сполучати поля допусків одного класу точності.

Поля допусків "точного" класу варто призначати для відповідальних статично навантажених нарізних сполучень, при високих вимогах до стабільності характеристик посадки чи забезпеченню по нарізі підвищеної співвісності (при відхиленнях h і H). "Середній" включає кращі поля і є основним для нарізей загального застосування. "Грубий" використовують рідко, для невідповідальних з'єднань чи при нарізці нарізі в складних умовах, наприклад, на гарячекатаних прутках.

Таким чином, якщо, орієнтуючись на дані табл. 5.5, була обрана посадка $M16 - 6H/6g$, то на складальному кресленні вона так і проставляється. На кресленні вала його нарізна частина повинна бути позначена $M16-6g-25$.

На рисунку 5.5 зображені фрагменти креслень з прикладами позначень посадок нарізних з'єднань.

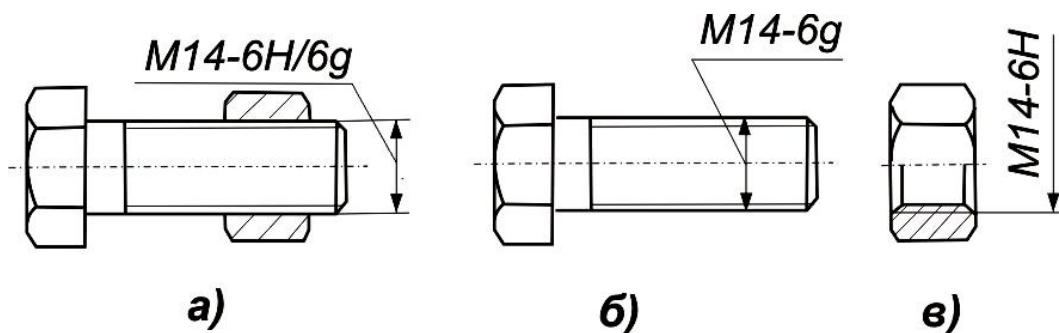


Рисунок 5.5 - Фрагменти креслень, що пояснюють позначення посадок нарізних з'єднань

Таблиця 5.5 - Поля допусків посадок із зазором згідно з ГОСТ 16039-81

Ступінь точності	Довжина згвинчування	Поля допусків нарізі	
		Зовнішньої	Внутрішньої
точний	<i>S</i>	(3h4h)	4H5H, 5H 6H
	<i>N</i>	4g, 4h	
	<i>L</i>	(5h4h)	
середній	<i>S</i>	5g6g, 5h6h	(5G), 5H6G, 6H (7G), 7H
	<i>N</i>	6d, 6e, 6f, 6g, 6h	
	<i>L</i>	(7e6e), 7g6g, (7h6h)	
грубий	<i>N</i>	8g, (8h) (9g8g)	7G, 7H (8G), 8H
	<i>L</i>		

Примітка. 1. \square - переважні поля допусків
 2. Застосування полів допусків, які наведені в дужках, треба по можливості обмежити.

5.3 Рекомендації з призначення посадок шпонкових з'єднань

Шпонкове з'єднання застосовується в тих випадках, коли вимоги центрування відносно невисокі.

Працездатність шпонкових з'єднань визначається в основному точністю посадок по ширині шпонки b , тому стандарти встановлюють норми точності посадок згідно з цим розміром. Допуски форми і розташування пазів необхідно визначати при конструюванні з'єднань у залежності від вимог до них.

За формою стандартні шпонки розділяються на призматичні, клинові, сегментні і тангенціальні, однак, оскільки найбільше застосування знаходять призматичні і сегментні, зупинимося на рекомендаціях із призначення посадок саме цих типів. На рис. 5.6, а, приведені параметри призматичних, а на рис. 5.6, б - сегментних шпонок.

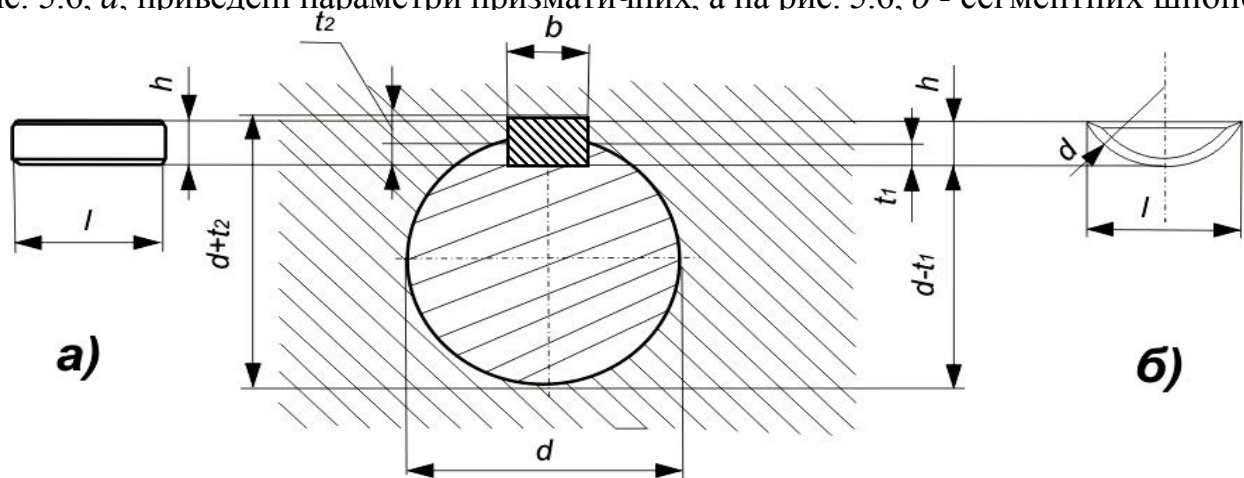


Рисунок 5.6 - Розміри пазів і перерізів шпонок

Розміри пазів і перерізів шпонок, а також їхньої довжини в залежності від діаметра вала нормуються ГОСТ 23360-78 для призматичних шпонок і ГОСТ 24071- для сегментних.

Для шпонкових пазів втулок на кресленнях проставляють розмір $d+t_2$, як загальний і зручний для контролю; на валах переважно необхідно вказувати t_1 , але допускається розмір $d-t_1$. Граничні відхилення розмірів по глибині пазів приведені в табл. 5.6.

Для розмірів призматичних шпонок встановлено такі поля допусків: по ширині $b - h9$, по висоті $h - h9$ при $h=2 - 6$ мм і $h11$ при $h>6$ мм, по довжині $l - h14$. Для довжини шпонкового паза встановлене поле допуску $H15$.

Таблиця 5.6 - Граничні відхилення пазів і розмірів, пов'язаних із глибиною паза

Висота шпонки h , мм	Глибина паза на валу t , мм	Граничні відхилення розмірів, мм	
		t_1 чи $(d-t_1)$	$(d+t_2)$
Від 2 до 6	Від 1,2 до 3,5	+0,1 чи (-0,1)	+0,1
Понад 6 до 18	Понад 3,5 до 11	+0,2 чи (-0,2)	+0,2
Понад 18 до 50	Понад 11 до 31	+0,3 чи (-0,3)	+0,3

Для розмірів сегментних шпонок установлені наступні поля допусків: для ширини $b - h9$, для висоти $h - h11$, для діаметра $d - h12$.

Поля допусків пазів визначаються в залежності від типу шпонкового з'єднання. Стандартом установлені три типи з'єднань: вільне, нормальне і щільне. Типи з'єднань зведені в табл. 5.7 і приведені на рис. 5.7.

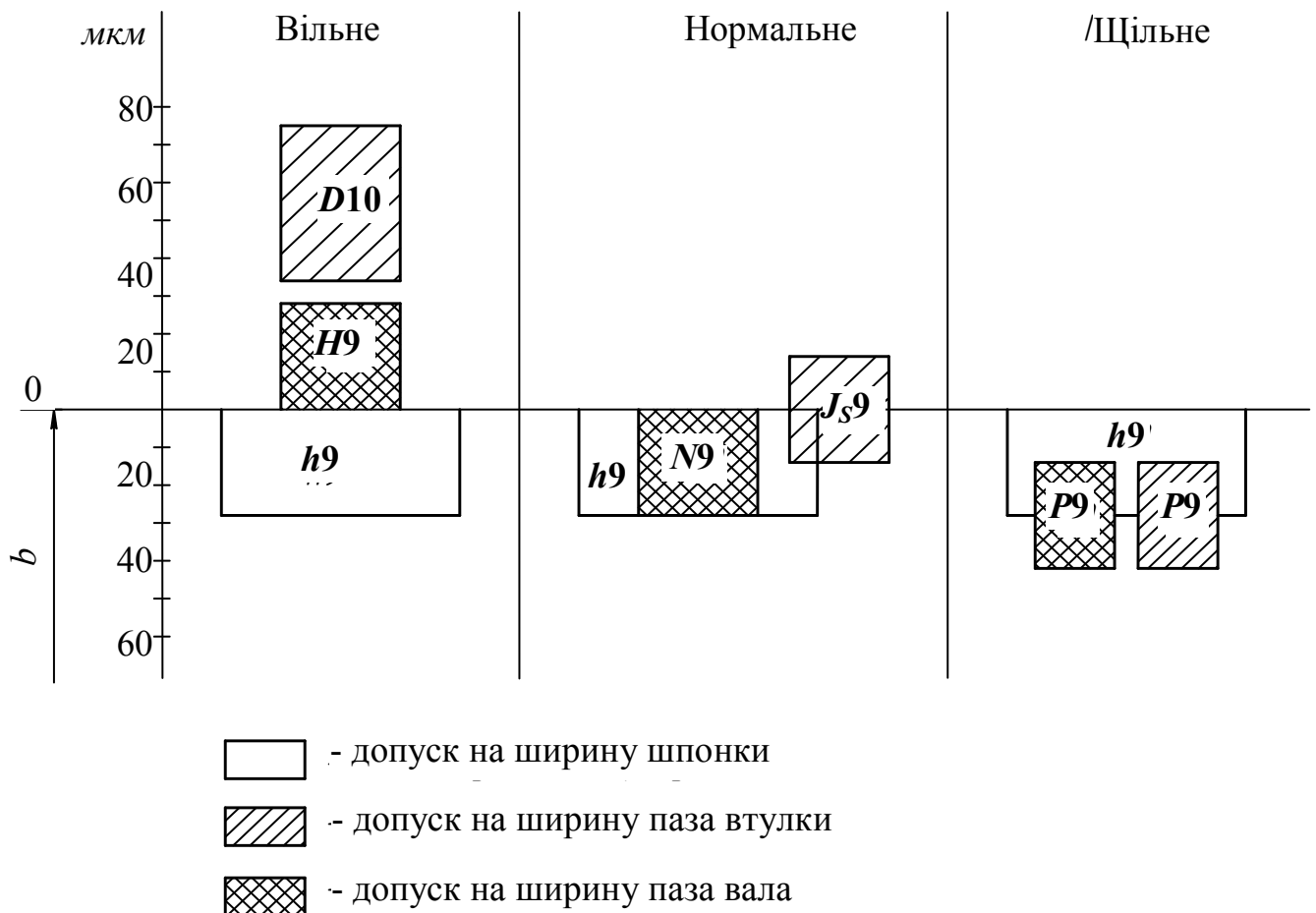


Рисунок 5.7 – Типи шпонкових з'єднань

Таблиця 5.7 - Допуски і види шпонкових з'єднань

Вид з'єднання	Позначення полів допусків		
	Ширина шпонки	Паз валу	Паз втулки
Вільне	<i>h9</i>	<i>H9</i>	<i>D10</i>
Нормальне	<i>h9</i>	<i>N9</i>	<i>Js9</i>
Щільне	<i>h9</i>	<i>P9</i>	<i>P9</i>

Для призматичних шпонок застосовуються всі три типи з'єднань, причому для напрямних шпонок головним чином вільне; для сегментних - нормальне і щільне. Граничні відхилення полів *h9*, *h12*, *h14*, *H9*, *D10*, *N9*, *Js9*, *P9* і *H15* - у ГОСТ 25347-82.

На робочих кресленнях вала і втулки повинні встановлюватися допуски симетричності розташування пазу щодо посадкових циліндричних поверхонь вала і втулки. Приклади виконання креслень вала (а) і втулки (б) приведені на рис. 5.7.

Величину допуску симетричності можна підрахувати по формулі [2]:

$$e_1 + e_2 = \frac{k_1 S_{\min 1} + k_2 S_{\min 2}}{2},$$

де e_1 і e_2 - допуски симетричності паза втулки і вала;

$S_{\min 1}$ і $S_{\min 2}$ - зазори в з'єднаннях відповідно в пази втулки і в пази вала;

k_1 і k_2 - коефіцієнти використання зазорів, які можна прийняти $k_1 = k_2 = 0,4 \dots 0,6$.

Прийнявши $e_1 = e_2$, розрахункове значення варто відкоригувати згідно з ГОСТом.

На рисунку 5.8 наведені фрагменти креслень, що пояснюють позначення шпонкових з'єднань.

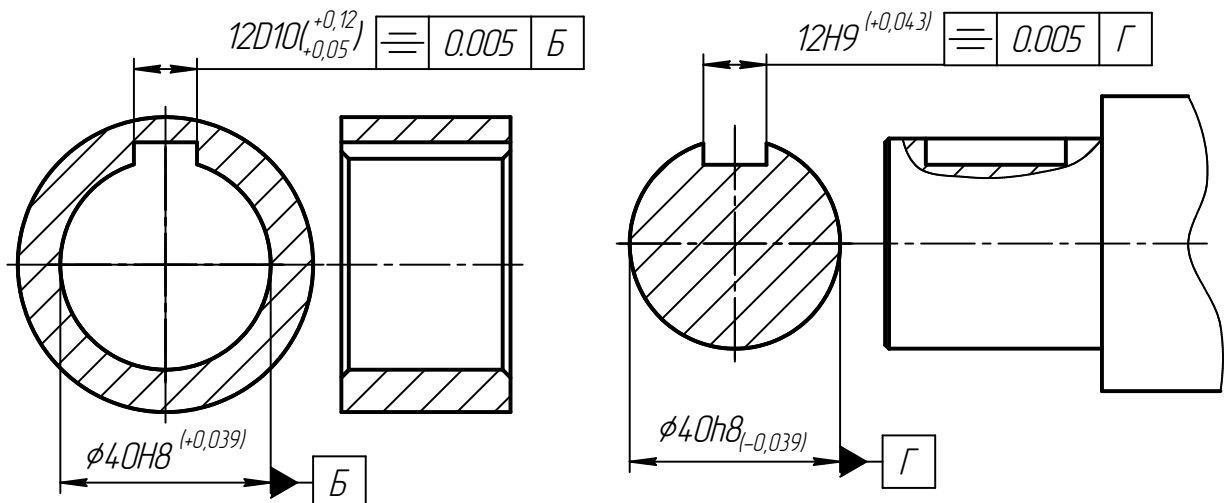


Рисунок 5.8 - Позначення шпонкових з'єднань

5.4 Рекомендації з призначення посадок шліцевих з'єднань

Шліцеві з'єднання в порівнянні зі шпонковими передають великі обертові моменти, мають велику міцність втомі і високу точність центрування і напрямку. Застосовуються прямобочні, евольвентні і трикутні шліцеві з'єднання, однак найбільше поширення мають прямобочні, тому обмежимося рекомендаціями з вибору посадок тільки для них.

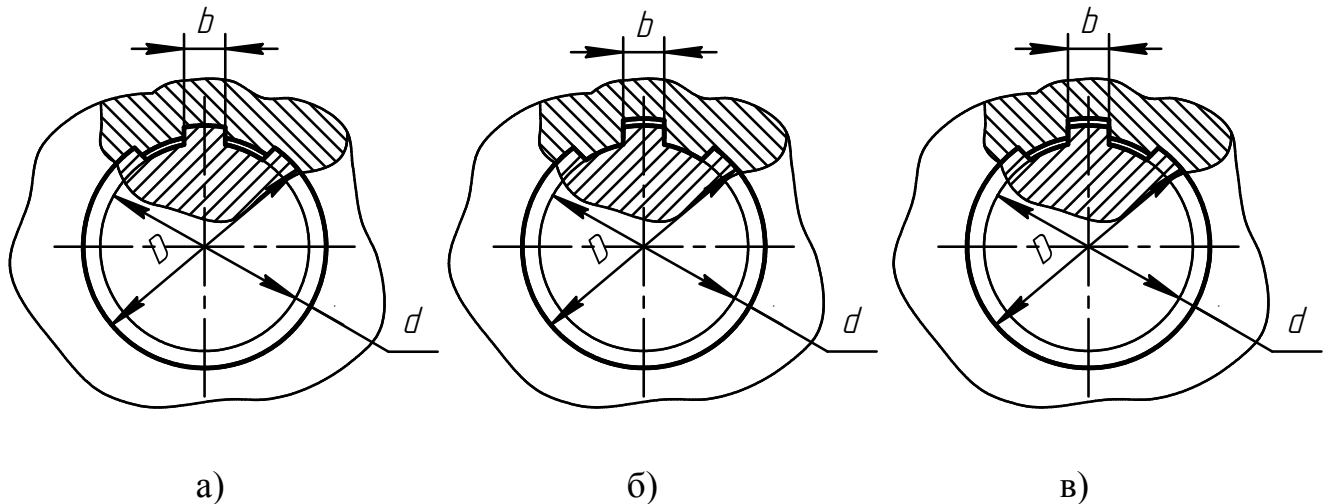


Рисунок 5.9 – Способи центрування шліцевих з'єднань

Існує три способи центрування (рис. 5.8): за зовнішнім діаметром шліців D (а) (зазор по внутрішньому діаметру), за внутрішнім діаметром d (б) (зазор по зовнішньому діаметру) і по бокових сторонах шліців b (в) (зазори по зовнішньому і внутрішньому діаметрах). Вид центрування вибирається з конструктивних і технологічних міркувань.

Там, де пред'являються високі вимоги до кінематичної точності, застосовують центрування по d чи D . Центрування по d забезпечує точне центрування і застосовується звичайно для рухомих з'єднань, а центрування по D - для нерухомих з'єднань чи для рухомих, що сприймають невеликі навантаження. Центрування по b застосовують, коли точність збігу вісей може бути невелика, але потрібно забезпечити достатню міцність з'єднання в експлуатації чи коли вимагаються мінімальні зазори по ширині шліців, наприклад, при знакозмінних навантаженнях чи реверсивному русі. Найчастіше використовують центрування по d чи D .

Основні розміри прямобочних шліцевих з'єднань нормовані ГОСТ 1139-80, причому в залежності від числа зубців Z вони підрозділяються на три серії: при $Z= 6,8$ і 10 - легка і середня; при $Z= 10, 16$ і 20 - важка.

Посадки шліцевих з'єднань із прямобочним профілем будують в системі отвору. їх виконують по циліндричній поверхні, що центрує, і одночасно по бокових поверхнях западин втулки і зубців вала (тобто, по d і b , по D і b чи тільки по b). Відхилення розмірів отвору і вала відраховують від номінальних розмірів d , D і b , основні відхилення і поля допусків для яких узяті у відповідності з ГОСТ 25346-82.

Стандарт рекомендує посадки в залежності від способів центрування, виділяючи з них кращі, на яких ми і зупинимось.

Так, при центруванні по D посадка центруючого елемента може

вибиратися з ряду $\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{j_s6}$, а при centruванні по d - з ряду $\frac{H7}{e8}, \frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}$.

Посадка по ширині шліців вибирається:

при centruванні по b з ряду: $\frac{F8}{j_s7}, \frac{D9}{e8}, \frac{D9}{f8}, \frac{F10}{d9}, \frac{F10}{f8}$;

при centruванні по D з ряду: $\frac{F8}{f7}, \frac{F8}{f8}, \frac{F8}{j_s7}$;

при centruванні по d з ряду: $\frac{D9}{h9}, \frac{D9}{j_s7}, \frac{D9}{k7}, \frac{F10}{j_s7}, \frac{F10}{k7}$

Для елементів, що не центрують, установлені такі поля допусків: для D при centruванні по d і b $a11$ - для вала і $H12$ - для втулки; для d при centruванні по D чи b $H11$ - для втулки.

Позначення шліцьових з'єднань валів і втулок на кресленнях повинне містити літеру, що позначає поверхню centruвання, число зубців і номінальні розміри d , D і b , позначення полів допусків чи посадок діаметрів, а також розміру b , розташовані після відповідних розмірів. Допускається не вказувати в позначенні допуски діаметрів, що не центрують.

Так, умовне позначення з'єднання з числом зубців $Z=8$, внутрішнім діаметром $d=36$ мм, зовнішнім діаметром $D=40$ мм, шириною зубця $b=7$ мм, записується в такий спосіб:

- при centruванні по d :

$$d - 8 * 36 \frac{H7}{e8} * 40 \frac{H12}{a11} * 7 \frac{D9}{f8}$$

- при centruванні по D :

$$D - 8 * 36 * 40 \frac{H8}{h7} * 7 \frac{F10}{h9}$$

-при centruванні по b :

$$b - 8 * 36 * 40 \frac{H12}{a11} * 7 \frac{D9}{h8}$$

При centruванні по d умовне позначення втулки таке: $d-8*36H7*40H12*7D9$; а умовне позначення вала має вигляд $d-8*36e8*40a11*7f8$.

6 ПРОЕКТУВАННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ДЕТАЛЕЙ

6.1 Розрахунок гладких калібрів для контролю деталей

Для одного зі сполучень, для якого на складальному кресленні була проставлена посадка, необхідно розрахувати виконавчі розміри гладких граничних калібрів (пробки і скоби), контрольних калібрів (пробок) для контролю робочої скоби і дати робочі креслення робочих калібрів (пробки і скоби) і схему розташування полів допусків

Виконавчими розмірами є ті розміри калібру, за якими виготовляється новий калібр. Для визначення цих розмірів на кресленні скоби проставляється найменший граничний розмір з позитивним відхиленням; для пробки і контрольного калібру - їх найбільший граничний розмір з від'ємним відхиленням. Отже, відхилення на кресленні проставляють у "тіло" калібру, забезпечуючи тим самим максимум металу на виготовлення і велику імовірність одержання придатних калібрів.

Розміри калібрів для розмірів деталей до 500 мм визначаються відповідно до даних і формул, приведених в ГОСТ 24853-81.

ГОСТ 24853-81 встановлює допуски на виготовлення: H - робочих калібрів (пробок) для отворів, H_1 - калібрів (скоб) для валів і H_p - контрольних калібрів для скоб.

Для прохідних калібрів, що у процесі контролю зношуються, крім допуску на виготовлення, передбачається допуск на їх знос. Знос калібрів ПР із допуском до IT8 включно може виходити за межі поля допуску деталі на величину Y для пробок і Y_1 - для скоб; для калібрів ПР квалітетів IT9 і грубіше знос обмежується прохідною межею, тобто $Y=0$ і $Y_1=0$.

У всіх прохідних калібрів поля допуску H и H_1 зсувають усередину поля допуску деталі на величину Z для пробок і Z_1 - для скоб.

При номінальних розмірах понад 180 мм поле допуску непрохідного калібру також зсувають усередину поля допуску деталі на величину α для пробок і α_1 - для скоб, компенсуючи тим самим погрешності контролю калібрами розмірів понад 180 мм. Для розмірів менше 180 мм $\alpha=0$ і $\alpha_1=0$.

Таким чином, у залежності від квалітету і розміру контрольованої деталі може бути чотири варіанти схем розташування полів допусків калібрів пробок і скоб.

Величини H , H_1 , Z , Z_1 , Y , Y_1 , α і α_1 в залежності від розміру і квалітета приведені в таблицях ГОСТ 24853-81. Фрагмент цієї таблиці для найчастіше застосовуваних на практиці розмірів і квалітетів представлений у табл. 6.1.

Формули і методику розрахунку розглянемо на прикладі розрахунку виконавчих розмірів калібрів (пробок і скоб) для посадки $\text{Ø}25 \frac{H7}{k6}$.

З таблиць ГОСТ 25347-82 визначаємо граничні відхилення отвору $\text{Ø}25^{+0.021}$ і вала $\text{Ø}25_{+0.002}^{+0.015}$. Тоді граничні розміри отвору будуть

$$D_{max} = 25,021 \text{ мм і } D_{min} = 25,000 \text{ мм.}$$

$$\text{Граничні розміри вала } d_{max} = 25,015 \text{ мм і } d_{min} = 25,002 \text{ мм.}$$

Таблиця 6.1 - Допуски та відхилення гладких калібрів по ГОСТ 24853-81

Квалітет допусків виробів	Позначення	Інтервали розмірів, мм							Допуск на форму калібру
		від 10 до 18	від 18 до 30	від 30 до 50	від 50 до 80	від 80 до 120	від 20 до 180	від 180 до 250	
6	Z	2	2	2,5	3	3	4	5	
	Y	1,5	1,5	2	3	3	3	4	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	2	
	Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y ₁	2	3	3	3	4	4	5	
	H	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT1
	H ₁	3	4	4	5	6	8	10	IT2
H _p	1,5	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	IT1	
7	Z, Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y, Y ₁	2	3	3	3	4	4	6	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	3	
	H, H ₁	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	IT1
8	Z, Z ₁	4	5	6	7	8	9	12	
	Y, Y ₁	4	4	5	5	6	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	IT3
	H _p	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT1
9	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	21	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	4	
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	IT3
	H _p	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT1
10	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	24	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	IT3
	H _p	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT1

З таблиці ГОСТ 24853-81 визначаємо (див. табл. 6.1) $Z=3, Y=3, H=4, Z_1=3, Y_1=3, H_1=4$ і $H_p=1.5$ мкм. Схема розташування полів допусків калібрів пробок (а) і скоб (б) для посадки $\varnothing 25 \frac{H7}{k6}$ приведена на рис. 6.1.

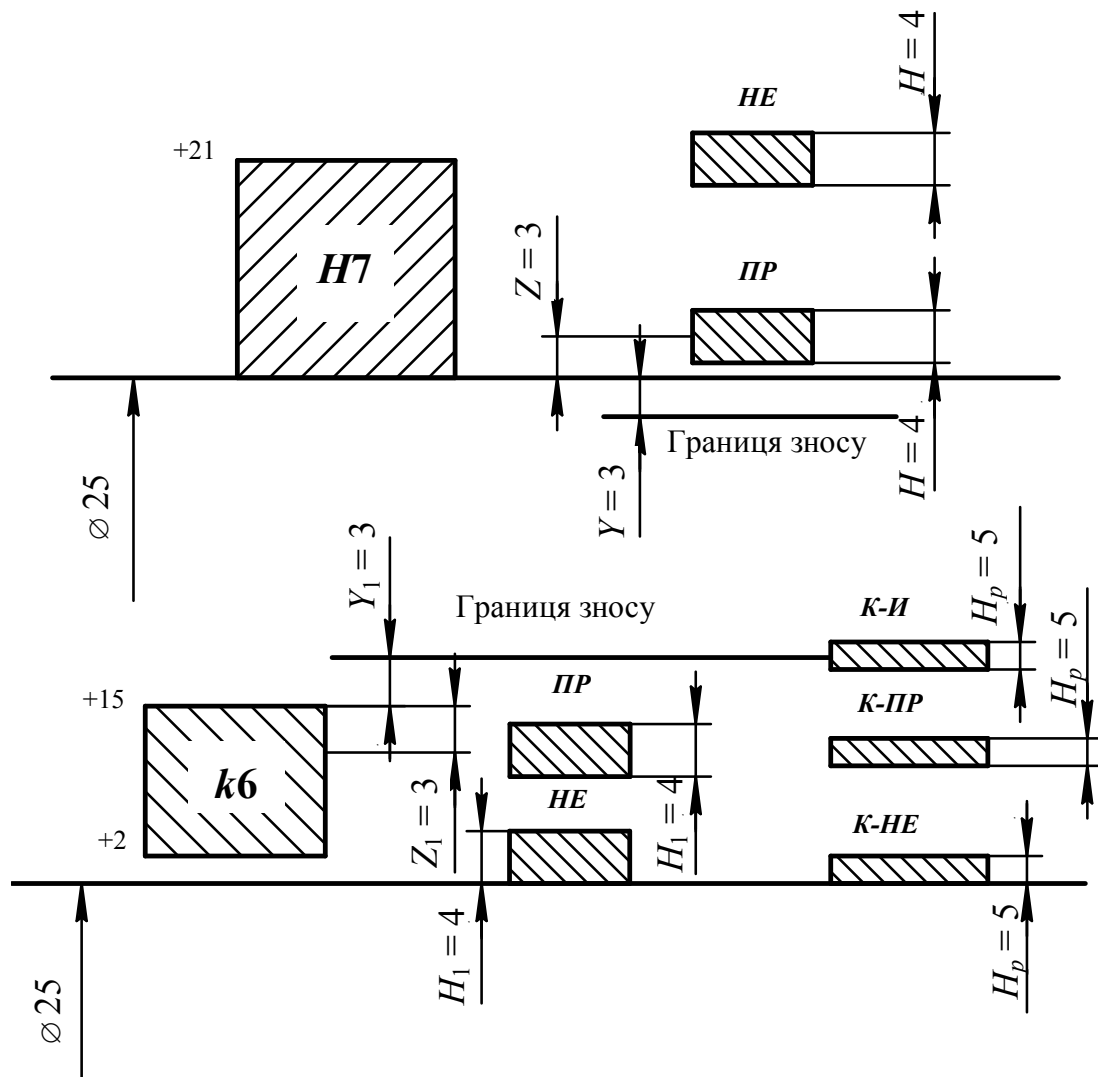


Рисунок 6.1 - Схема розташування полів допусків калібрів пробок (а) і скоб (б) для посадки $\text{Ø}25 \text{ H7/k6}$

Найбільший розмір нової прохідної пробки:

$$PP_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 25,000 + 0,003 + \frac{0,004}{2} = 25,005 \text{ мм.}$$

Виконавчий розмір пробки, що проставляється на кресленні, дорівнює $25,005_{-0,004}$ мм.

Найменший розмір зношеної прохідної пробки:

$$PP_{зн} = D_{min} - Y = 25,000 - 0,003 = 24,997 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір нової непрохідної пробки:

$$HE_{max} = D_{max} + \frac{H}{2} = 25,021 + \frac{0,004}{2} = 25,023 \text{ мм.}$$

Розмір непрохідної пробки, що проставляється на кресленні, дорівнює $25,023_{-0,004}$ мм.

Найменший розмір нової прохідної скоби:

$$PP_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 25,015 - 0,003 - \frac{0,004}{2} = 25,010 \text{ мм.}$$

Розмір прохідної скоби, що проставляється на кресленні, дорівнює

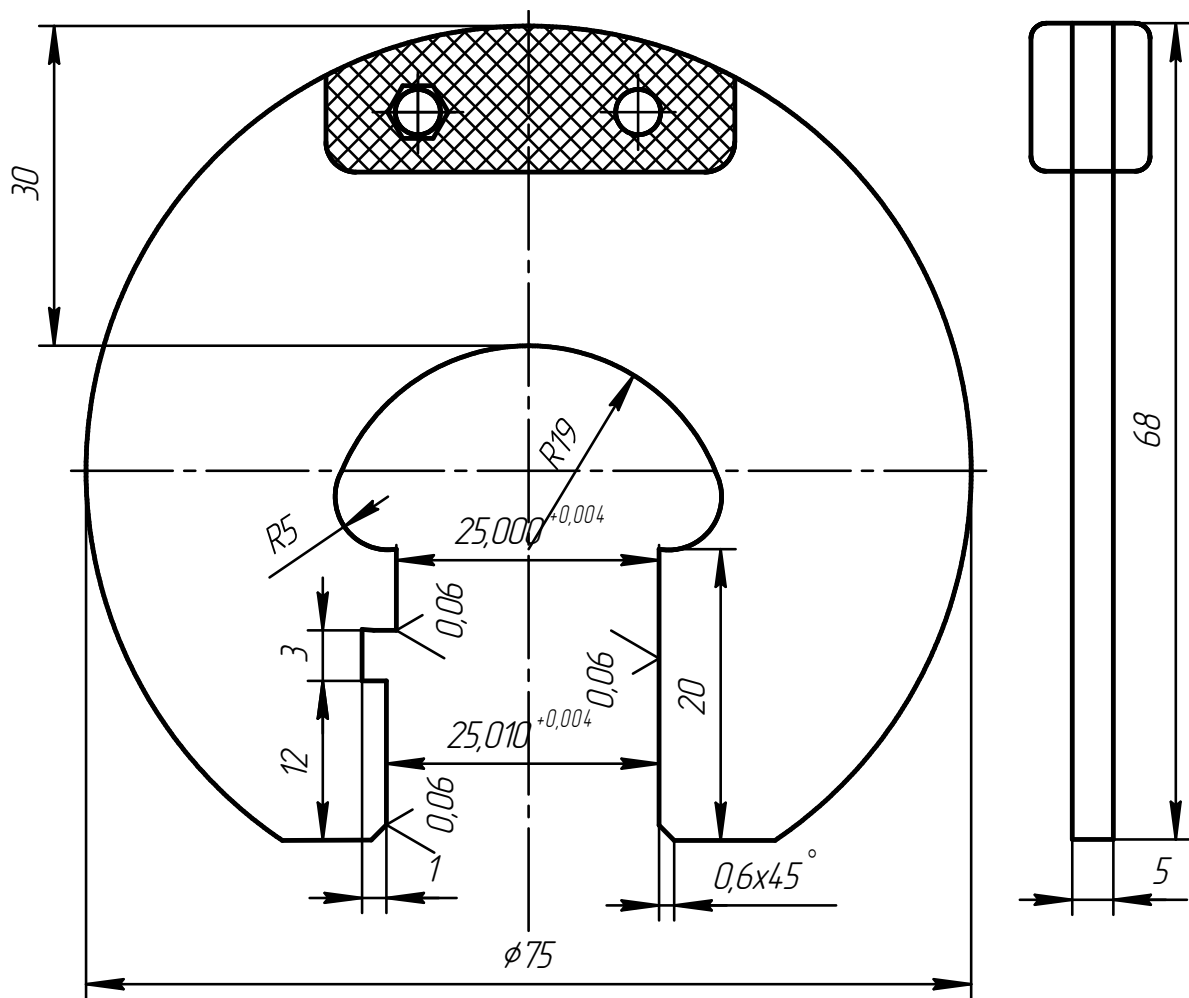


Рисунок 6.3 – Калібр скоба для вала $\varnothing 25k6$

Відхилення форми (відхилення від циліндричності) робочих поверхонь калібрів проставляється відповідно до даних табл. 6.1 (останній стовпець) і табл. 6.3.

При нанесенні маркіровки калібру (див. рис. 6.2) вказується контрольований розмір і його поле допуску і граничні відхилення контрольованого розміру, відповідно для прохідної і непрохідної сторін калібрів. Якщо калібр контрольний, то вказується, що це за калібр (К-ПР, К-НЕ або К-ЗН).

Таблиця 6.2 - Шорсткість поверхні калібрів

Квалітет контролюємої поверхні			Параметр шорсткості R_a , мкм, для номінальних розмірів, мм.	
Пробка	Скоба	Контрольний	0,1 ... 100	понад 100 до 360
6	-	6-9	0,04 (0,025)	0,08 (0,05)
7...9	6...9	10 та грубіше	0,08 (0,05)	0,16 (0,10)
10...12	-	-	0,16 (0,10)	
13 та грубіше			0,32 (0,20)	0,32 (0,20)

Таблиця 6.3 – Допуски форми та розташування поверхонь для калібрів

Інтервали номінальних розмірів, мм	Ступінь точності				
	1	2	3	4	5
	Допуски циліндричності, круглості, профілю поздовжнього перетину, мм				
	0,5	0,8	1,2	2	3
Понад 18 до 30	0,6	1	1,6	2,5	4
понад 30 до 50	0,8	1,2	2	3	5
понад 50 до 120	1	1,6	2,5	4	6
понад 120 до 250	1,2	2	3	5	8

6.2 Розрахунок шліцьових калібрів

Шліцьові з'єднання контролюють, як правило комплексними прохідними калібрами. Для прямобочних шліцьових калібрів прийняті наступні позначення (ГОСТ 7951-80):

D_k - номінальний зовнішній діаметр калібра-пробки і калібра-кільця;

d_k - номінальний внутрішній діаметр калібра-пробки і калібра-кільця;

b_k - номінальна товщина зубця калібра-пробки і ширина паза калібра-кільця;

D_{k-w} - граничні розміри зношених зовнішніх діаметрів калібра-пробки і калібра-кільця;

d_{k-w} - граничні розміри зношених внутрішніх діаметрів калібра-пробки і калібра-кільця;

b_{k-w} - граничні розміри зношеної товщини зубця калібра-пробки і зношеної ширини паза калібра-кільця;

H_d, H_D - допуск на виготовлення калібра-пробки по діаметрам d і D , що центрують;

$H_{D'}$ - допуск на виготовлення калібра-пробки по діаметру D , що не центрує;

H_b - допуск на виготовлення калібра-пробки по товщині зубця b ;

H_{1d}, H_{1D} - допуски на виготовлення калібра-кільця по діаметрам d і D , що центрують;

$H_{1D'}$ - допуск на виготовлення калібра-кільця по діаметру D , що не центрує;

H_{1b} - допуск на виготовлення калібра-кільця по ширині паза b ;

$Z_d, Z_D, Z_b, Z_{D'}$ - відстань від середини поля допуску на виготовлення калібра-пробки до відповідного найменшого граничного розміру втулки;

$Z_{1d}, Z_{1D}, Z_{1b}, Z_{1D'}$ - відстань від середини поля допуску на виготовлення калібра-кільця до відповідного найменшого граничного розміру вала;

Y_d, Y_D, Y_b - допустимий вихід розміру зношеного калібра-пробки за границю поля допуску втулки;

Y_{1d}, Y_{1D}, Y_{1b} - допустимий вихід розміру зношеного калібра-кільця за границю поля допуску вала.

Розташування полів допусків d_k або D_k калібрів-пробок для діаметрів d або D ,

що центрують, вказано на рис. 6.4. Допуски та величини, що визначають розташування полів допусків d_k або D_k калібрів-пробок для діаметрів, що центрують, наведені в табл. 6.4.

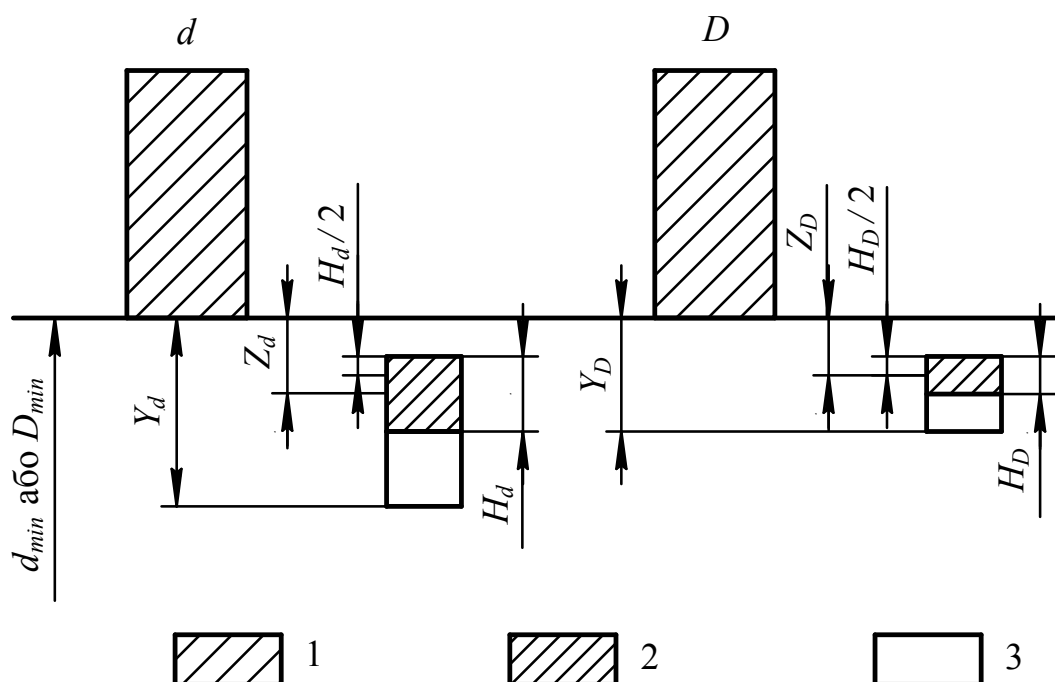


Рисунок 6.4 - Розташування полів допусків: 1 – діаметра, що центрує, d або D втулки; 2 - на виготовлення калібра-пробки; 3 - поле зносу калібра-пробки

Таблиця 6.4 - Допуски та координати розташування полів допусків

Номінальний діаметр d або D , мм.	Допуск діаметрів d і D , що центрують, втулки	d_k			D_k		
		Z_d	H_d	Y_d	Z_D	H_D	Y_D
		мкм					
понад 0 до 18	IT6	3,0	3	7,5	2,5	2,0	5,5
понад 18 до 30		3,5	4	9,5	3,0	2,5	7,0
понад 30 до 50		4,0	4	10,0	3,0	2,5	7,0
понад 50 до 80		4,5	5	12,0	3,5	3,0	8,0
понад 80 до 120		6,0	6	15,0	5,0	4,0	11,0
понад 120 до 180		7,0	8	19,0	5,5	5,0	13,0
понад 10 до 18	От IT7 до IT10	6,5	5	14,0	5,5	3,0	10,0
понад 18 до 30		7,0	6	16,0	6,0	4,0	12,0
понад 30 до 50		8,5	7	19,0	7,0	4,0	13,0
понад 50 до 80		9,0	8	21,0	7,5	5,0	15,0
понад 80 до 120		11,0	10	26,0	9,0	6,0	18,0
понад 120 до 180		12,0	12	30,0	10,0	8,0	22,0

Розташування поля допуску розміру b_k калібрів-пробок при будь-якому виді центрування вказано на рис. 6.5. Допуски та величини, що визначають розташування поля допуску розміру b_k , наведені в табл. 6.5.

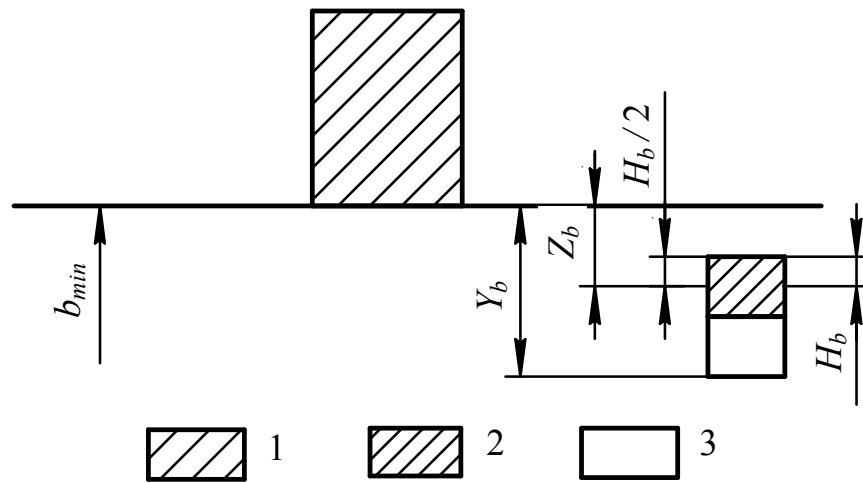


Рисунок 6.5 - Поля допусків на ширину шліця: 1 - розміру b втулки; 2 - на виготовлення калібру-пробки; 3 - поле зносу калібру-пробки

Таблиця 6.5 - Допуски та координати розташування полів допусків на ширину шліця

Номінальна ширина паза b , мм	Допуск розміру втулки b	Z_b , мкм	H_b , мкм	Y_b , мкм
до 3	IT6	6	2,0	9,0
понад 3 до 6		8	2,5	12,0
понад 6 до 10		8	2,5	12,0
понад 10 до 18		10	3,0	14,5
до 3	От IT7 до IT10	8	3,0	12,5
понад 3 до 6		10	4,0	16,0
понад 6 до 10		12	4,0	18,0
понад 10 до 18		16	5,0	23,5

Розташування полів допусків розмірів d_k і D_k комплексних калібрів-кілець для центруючих діаметрів d або D вказано на рис. 6.6. Допуски та величини, що визначають розташування полів допусків d_k або D_k калібрів-кілець для діаметрів, що центрують, наведені в табл. 6.6.

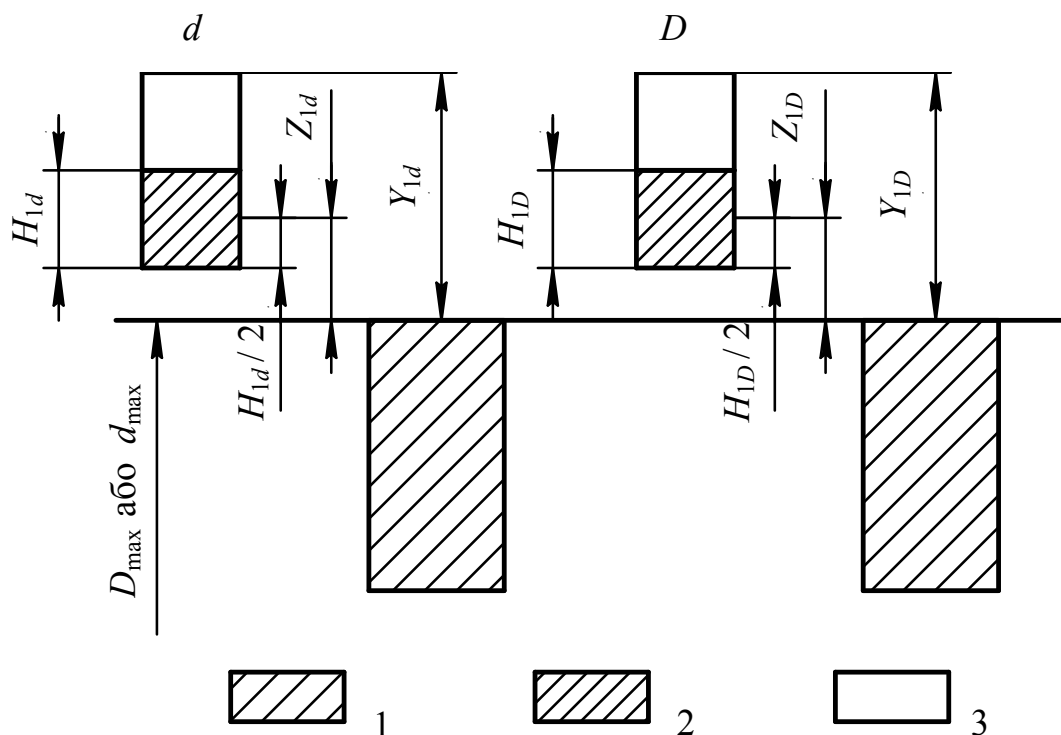


Рисунок 6.6 - Розташування полів допусків комплексних калібрів: 1 - діаметра d або D вала, що центрує; 2 - на виготовлення калібру-кільця; 3 - поле зносу калібру-кільця

Таблиця 6.6 - Допуски та величини, що визначають розташування полів допусків d_k або D_k калібрів-кільця

Номінальні діаметри d або D , мм	Допуск центруючих діаметрів d або D вала	$Z_{1d}=Z_{1D}$	$H_{1d}=H_{1D}$	$Y_{1d}=Y_{1D}$
		мкм		
понад 10 до 18	IT6; IT7	5,5	3	10
понад 18 до 30		6,0	4	12
понад 30 до 50		7,0	4	13
понад 50 до 80		7,5	5	15
понад 80 до 120		9,0	6	18
понад 120 до 180		10,0	8	22
понад 10 до 18	Від IT8 до IT10	6,5	5	14
понад 18 до 30		7,0	6	16
понад 30 до 50		8,5	7	19
понад 50 до 80		9,0	8	21
понад 80 до 120		11,0	10	26
понад 120 до 180		12,0	12	30

Розташування поля допуску розміру b_k калібрів-кільця при будь якому виді центрування вказано на рис. 6.7. Допуски та величини, що визначають розташування поля допуску розміру b_k , наведені в табл. 6.7.

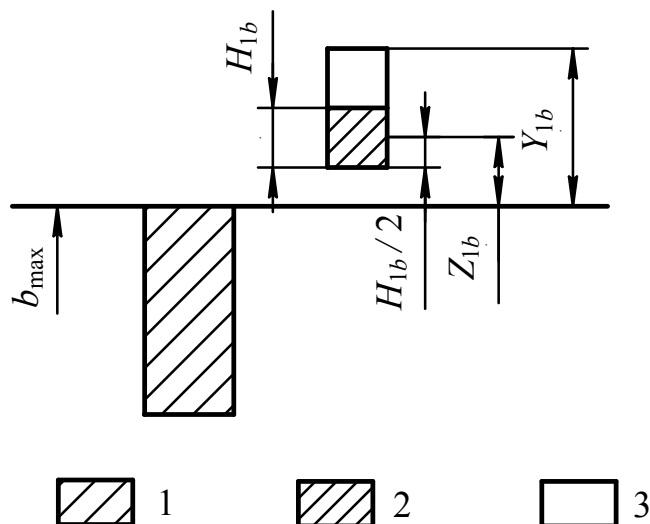


Рисунок 6.7 - Поля допусків: 1 - розміру b вала; 2 - калібра-кільця; 3 - поле зносу калібра-кільця на виготовлення

Таблиця 6.7 - Допуски та величини, що визначають розташування поля допуску розміру b_k

Номинальна товщина зубця b , мм	Допуск розміру b вала	Z_{1b} , мкм	H_{1b} , мкм	Y_{1b} , мкм
до 3	IT6; IT7	8	3	12,5
понад 3 до 6		10	4	16,0
понад 6 до 10		12	4	18,0
понад 10 до 18		16	5	23,5
до 3	От IT8 до IT10	8	4	14,0
понад 3 до 6		10	5	17,5
понад 6 до 10		12	6	21,0
понад 10 до 18		16	8	28,0

Допуски та величини, що визначають розташування полів допусків розмірів d_k або D_k для діаметрів, що не центрують, наведені в табл. 6.8. Розташування полів допусків розмірів d_k і D_k комплексних калібрів-пробок і калібрів-кільць для діаметрів d або D , що не центрують, вказано на рис. 6.8.

Таблиця 6.8 - Допуски та величини, що визначають розташування полів допусків розмірів d_k або D_k для діаметрів, що не центрують

Номинальний діаметр D , мм	Калібр - пробка		Калібр - кільце	
	Z_D , мкм	H_D , мкм	Z_{1D} , мкм	H_{1D} , мкм
понад 10 до 18	80	18	175	18
понад 18 до 30	80	21	180	21
понад 30 до 50	80	25	185	25
понад 50 до 80	85	30	200	30
понад 80 до 120	95	35	225	35
понад 120 до 180	115	40	265	40

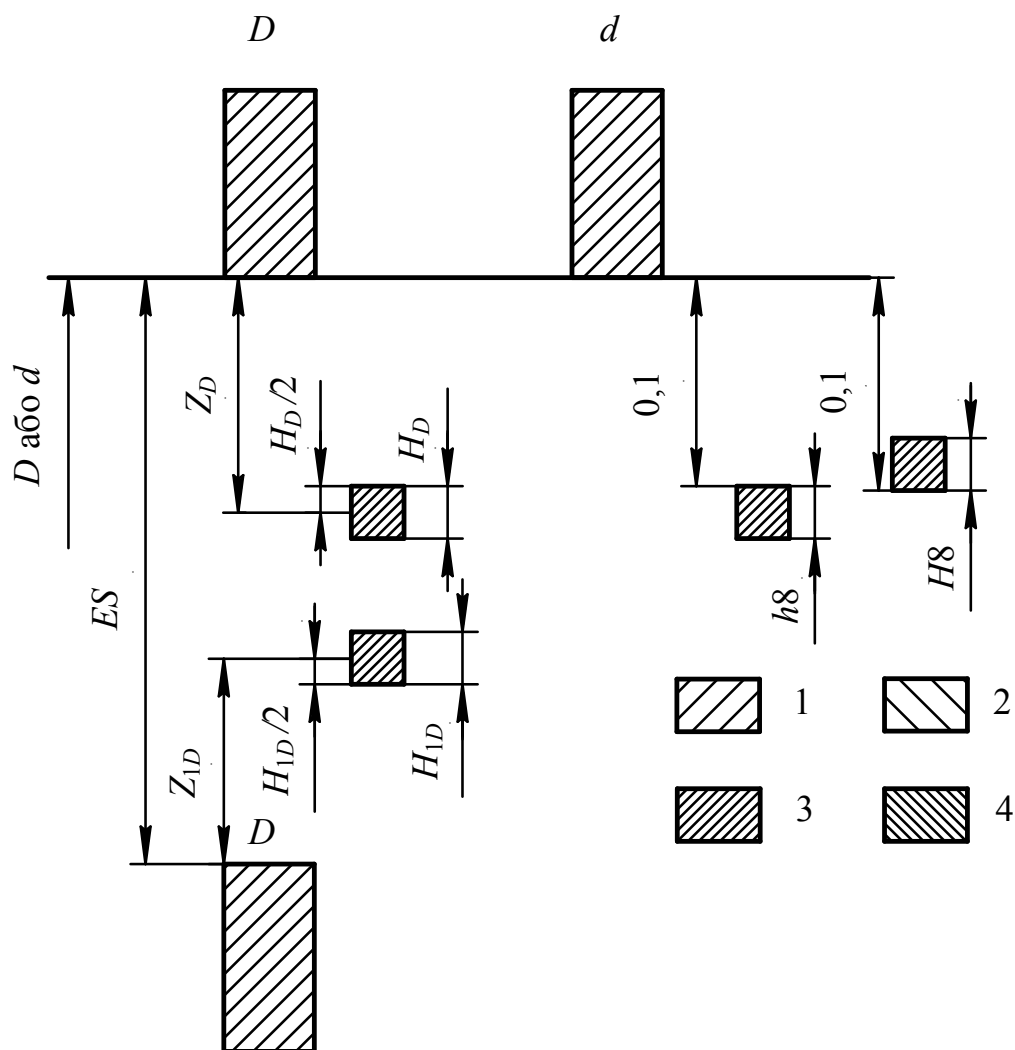


Рисунок 6.8 - Розташування полів допусків: 1 - діаметра D або d втулки, що не центрують; 2 - діаметра D вала, що не центрує; 3 - на виготовлення калібра-пробки; 4 - на виготовлення калібра-кільця

Таблиця 6.9 - Формули для розрахунку розмірів калібрів-пробок та калібрів-кільць

Параметр калібра, що визначається	Калібр-пробка		Калібр-кільце		
	Розмір	Граничні відхилення	Розмір	Граничні відхилення	
Діаметр d або D , що центрують	d_k	$d_{min}-Z_d$	$\pm H_d/2$	$d_{max}+Z_{1d}$	$\pm H_{1d}/2$
	d_{k-w}	$d_{min}-Y_d$	-	$d_{max}+Y_{1d}$	-
	D_k	$D_{min}-Z_D$	$\pm H_D/2$	$D_{max}+Z_{1D}$	$\pm H_{1D}/2$
	D_{k-w}	$D_{min}-Y_D$	-	$D_{max}+Y_{1D}$	-
Діаметр D або d , що не центрують	D_k	$D_{min}-Z_{D'}$	$\pm H_D/2$	$D_{max}+Z_{1D}$	$\pm H_{1D}/2$
	d_k	$d-0,1$	$h8$	$d-0,1$	$H8$
Розмір b	b_k	$b_{min}-Z_b$	$\pm H_b/2$	$b_{max}+Z_{1b}$	$\pm H_{1b}/2$
	b_{k-w}	$b_{min}-Y_b$	-	$b_{max}+Y_{1b}$	-

7 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕНЬ РОБОЧИХ КРЕСЛЕНЬ ДЕТАЛЕЙ

7.1 Рекомендації з оформлення робочого креслення вала

Відповідно до вимог з виконання курсової роботи необхідно привести робоче креслення вала, що входить до складальної одиниці. На кресленні вала необхідно проставити всі розміри, шорсткість поверхні, допуски форми і розташування поверхонь, вказати необхідні технічні вимоги. Приклад виконання креслення вала приведений на рис. 7.1.

Розміри вала проставляються відповідно до обраних раніше посадок. Граничні відхилення для розмірів та обраних посадок визначаються згідно з ГОСТ 25346-82. Інші розміри проставляються на підставі аналізу складальної одиниці і нанесених в завданні умовних співвідношень (з урахуванням масштабу) і коректуються згідно з ГОСТ 6636-69.

Різьбова ділянка вала, розмір і переріз шпонкового пазу, розмір шліцьової ділянки вала і переріз цієї ділянки оформлюються на підставі рекомендацій, приведених у розділі 5.

7.1.1 Нормування відхилень форми циліндричної поверхні

Вибір допуску форми залежить від конструктивних і технологічних вимог і зв'язаний з допуском розміру. Допуск форми циліндричної поверхні (допуск циліндричності, круглості, профілю поздовжнього перетину) призначається в тому випадку, коли його значення менше допуску на розмір цієї поверхні.

Встановлено такі рівні відносної геометричної точності форми і розташування, що характеризуються співвідношенням між допуском форми і допуском розміру: *A* - нормальна, коли для допуску форми використовується приблизно 60% від допуску розміру; *B* - підвищена (використовується приблизно 40% допуску розміру) і *C* - висока (використовується приблизно 25% допуску розміру). Для циліндричних поверхонь допуски форми для рівнів відносної геометричної точності *A*, *B* та *C* складають відповідно 30, 20 і 12% від допуску розміру, тому що допуск форми обмежує відхилення радіуса, а допуск розміру - відхилення діаметра.

Числові значення допусків форми циліндричних поверхонь приведені в ГОСТ 24643-81. Фрагмент таблиці стандарту для найбільш застосовуваних ступенів точності і розмірів приведений у табл. 7.1.

Таблиця 7.1 - Допуски циліндричності, круглості і профілю повздовжнього перетину згідно з ГОСТ 24643-81

Інтервали розмірів, <i>мм</i>	Ступінь точності								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	Допуски, <i>мкм</i>								
понад 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
понад 10 до 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
понад 18 до 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
понад 30 до 50	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80
понад 50 до 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100

Співвідношення між квалітетом розміру і ступенем точності форми для різних рівнів відносної геометричної точності приведені в табл. 7.2.

Таблиця 7.2 - Співвідношення між квалітетом розміру і ступенем точності форми

Квалітет	Рівень відносної точності	Ступінь точності	Квалітет	Рівень відносної точності	Ступінь точності	Квалітет	Рівень відносної точності	Ступінь точності
4	A	3	7	A	6	10	A	9
	B	2		B	5		B	8
	C	1		C	4		C	7
5	A	4	8	A	7	11	A	10
	B	3		B	6		B	9
	C	2		C	5		C	8
6	A	5	9	A	8	12	A	11
	B	4		B	7		B	10
	C	3		C	6		C	9

Застосування того чи іншого рівня геометричної точності визначається експлуатаційними вимогами:

A - у рухомих з'єднаннях при невеликих швидкостях переміщення і навантаженнях для поверхні з'єднань з натягом і перехідними посадками при частих складаннях і розбираннях;

B - у рухомих з'єднаннях при середніх швидкостях переміщення і навантаженнях, у з'єднаннях з натягом і перехідними посадками при підвищених вимогах до точності і міцності в умовах великих швидкостей і вібрацій;

C - у рухомих з'єднаннях при великих швидкостях і навантаженнях, у нерухомих з'єднаннях при високих вимогах до точності і міцності в умовах великих швидкостей і навантажень, ударів, вібрацій.

Вибір ступіню точності виконується відповідно до даних табл. 7.2 і за наступними рекомендаціями:

а) 3, 4 ступені точності - опорні і третьові поверхні відповідальних деталей, заплічки валів під особливо точні підшипники;

б) 5, 6 ступені точності - опорні і третьові поверхні відповідальних деталей, заплічки валів під точні підшипники, фланці валів двигунів;

в) 7 ступінь точності - опорні і третьові поверхні машинобудівних деталей, заплічки валів і корпусів під підшипники звичайної точності;

г) 8, 9 ступені точності - мало відповідальні робочі поверхні деталей;

д) 10, 12 ступені точності - плоскі поверхні під установлення прокладок, під арматуру і т.і., вільні поверхні.

7.1.2 Нормування відхилень розташування

З відхилень розташування на кресленні вала можуть бути проставлені: відхилення від співвісності, радіальне і торцеве биття, відхилення від симетричності шпонкового паза. Що стосується нормування відхилення від симетричності шпонкового паза, то відповідні рекомендації були приведені вище (див. підрозділ 5.3).

Відхилення від співвісності на валах проставляється відносно рідко. У більшості випадків для непрямого нормування співвісності застосовують радіальне биття, допуски якого призначають у тих випадках, коли воно безпосередньо впливає на функціональні властивості поверхні чи коли передбачається контроль биття. Вище вказані допуски розташування приведені в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 - Допуски співвісності, радіального биття і симетричності згідно з ГОСТ 24643-81

Інтервали номінальних розмірів, мм	Ступінь точності							
	3	4	5	6	7	8	9	10
	Допуски співвісності, радіального биття, симетричності, мкм							
Понад 3 до 10	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Понад 10 до 18	3	5	8	12	20	30	50	80
Понад 18 до 30	4	6	10	16	25	40	60	100
Понад 30 до 50	5	8	12	20	30	50	80	120
Понад 50 до 120	6	10	16	25	40	60	100	160

При виборі допуску радіального биття можна орієнтуватися на дані табл. 7.2 і наступні рекомендації:

а) 3, 4 ступені застосовуються для деталей гідравлічних машин, відповідальних деталей точних машин, виготовлених за 5 квалітетом;

б) 5, 6 ступені точності - точні машинобудівні деталі, виготовлені за 6 ... 7 квалітетом;

в) 7 ступінь точності - деталі, що виготовляються за 8 ... 9 квалітетом;

г) 8 ступінь точності - деталі, що виготовляються за 10...11 квалітетом;

д) 9, 10 ступені точності - деталі, що виготовляються за 12-13 квалітетом.

Перпендикулярність торцевих поверхонь деталей обертання найчастіше нормується допусками торцевого биття, значення яких приведені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4 - Допуски паралельності, перпендикулярності, торцевого биття згідно з ГОСТ 24643-81

Інтервали номінальних розмірів, мм	Ступінь точності							
	3	4	5	6	7	8	9	10
	Допуски паралельності, перпендикулярності, торцевого биття, мкм							
до 10	1	1.6	2.5	4	6	10	16	25
понад 10 до 16	1,2	2	3	5	8	12	20	30
понад 16 до 25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
понад 25 до 40	2,0	3	5	8	12	20	30	50
понад 40 до 63	2,5	4	6	10	16	25	40	60
понад 63 до 100	3	5	8	12	20	30	50	80

7.1.3 Нормування шорсткості поверхні

Для забезпечення взаємозамінності призначення шорсткості поверхні може виконуватися в залежності від точності сполучення (посадки) і точності обробки (квалітету). Прямого зв'язку між ними не існує, однак при виборі шорсткості поверхні варто враховувати, що значення R_z повинне складати деяку частину допуску відповідного розміру (T_p).

Шорсткість поверхні нормується ГОСТ 2789-73 і характеризується шістьма параметрами, однак на практиці в більшості випадків обмежують лише висотні параметри R_a і R_z , переважні значення яких приведені в табл. 7.5.

Таблиця 7.5 - Переважні значення параметрів шорсткості згідно з ГОСТ 2789-73

Параметр	Переважаючі значення, мкм
R_z, R_{max}	400; 200; 100; 50; 25; 12.5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8; 0,6; 0,4; 0,2; 0,05; 0,025
R_a	100; 50; 25; 12,5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8; 0,4; 0,2; 0,1; 0,05; 0,025; 0,012

Вибір параметрів R_z, R_m і R_a доцільно робити саме з переважних значень, тому що їм відповідають номінальні значення шорсткості зразків порівняння.

На підставі практичного досвіду рекомендовано вибирати величину R_z в залежності від квалітета деталі за співвідношеннями: для 5-10 квалітетів $R_z < 0,25T_p$; для квалітетів грубіше 10 $R_z < 0,125T_p$. Якщо обмежується відхилення форми (T_ϕ) чи відхилення розташування (T_n), то відповідно повинна бути обмежена і шорсткість поверхні. У цьому випадку $R_z = (0,2-0,5)T_\phi$ і $R_z = (0,2-0,5)T_n$. Ці міркування ілюструються табл. 7.6.

Позначення шорсткості поверхні на кресленні проставляється за ГОСТ 2.309-73.

У табл. 7.6 як параметр шорсткості дається R_a . Якщо є необхідність простановки на кресленні параметра R_z , то його можна вибрати, орієнтуючись на

дані табл. 7.7.

Таблиця 7.6 - Мінімальні вимоги до шорсткості поверхні в залежності від допуску розміру і форми

Допуск розміру по квалітету	Допуск форми в % від допуску розміра	Номінальні розміри, мм			
		До 18	Понад 18 до 50	Понад 50 до 120	Понад 120 до 500
		Значення R_a , мкм не більш			
IT3	100	0,2	0,4	0,4	0,8
	60	0,1	0,2	0,2	0,4
	40	0,05	0,1	0,1	0,2
IT4	100	0,4	0,8	0,8	1,6
	60	0,2	0,4	0,4	0,8
	40	0,1	0,2	0,2	0,4
IT5	100	0,4	0,8	1,6	1,6
	60	0,2	0,4	0,8	0,8
	40	0,1	0,2	0,4	0,4
IT6	100	0,8	1,6	1,6	3,2
	60	0,4	0,8	0,8	1,6
	40	0,2	0,4	0,4	0,8
IT7	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	1,6	3,2
	40	0,4	0,8	0,8	1,6
IT8	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	3,2	3,2
	40	0,4	0,8	1,6	1,6
IT9	100 і 60	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT10	100 і 60	3,2	6,3	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT11	100 і 60	6,3	6,3	12,5	12,5
	40	3,2	3,2	6,3	6,3
	25	1,6	1,6	3,2	3,2
IT12 і IT13	100 і 60	12,5	12,5	25	25
	40	6,3	6,3	12,5	12,5
IT14 і IT15	100 і 60	12,5	25	50	50
	40	12,5	12,5	25	25
IT16 і IT17	100 і 60	25	50	100	100

Таблиця 7.7 - Співвідношення значень параметрів R_a і R_z

R_a , мкм	R_z, R_{max} , мкм
до 0,025	до 0,10
понад 0,025 до 0,4	понад 0,1 до 1,6
понад 0,4 до 3,2	понад 1,6 до 12,5
понад 3,2 до 12,5	понад 12,5 до 50
понад 12,5 до 100	понад 50 до 400

7.1.4 Незазначені граничні відхилення

Граничні відхилення, незазначені безпосередньо після номінальних розмірів, а обумовлені загальним записом у технічних вимогах креслення, називаються незазначеними граничними відхиленнями і нормуються відповідним ГОСТом. Вони відносно низької точності. Їх числові значення можуть призначатися на підставі рядів допусків двома способами:

- 1) за квалітетами ГОСТ 25346-62 і ГОСТ 25348-82, причому для розмірів від 1 до 10000 мм використовуються квалітети з 12 до 17;
- 2) за спеціальними класами точності, встановленими згідно з ГОСТом, умовно названими "точний" ($t1$), "середній" ($t2$), "грубий" ($t3$) і "дуже грубий" ($t4$).

З чотирьох варіантів простановки незазначених граничних відхилень найбільш раціональним можна вважати такий, коли для отворів і валів допуск проставляється в тіло деталі і задається за квалітетами ГОСТ 25346-82 чи ГОСТ 25348-82, а для розмірів, що не відносяться до отворів і валів, призначаються симетрично за одним з класів точності.

Приклад запису незазначених граничних відхилень у технічних вимогах креслення: «Незазначені граничні відхилення розмірів $H14, h14, \pm \frac{T14}{2}$ »

7.2 Рекомендації з оформлення робочих креслень зубчастих та черв'ячних коліс

На робочих кресленнях циліндричних, конічних і черв'ячних коліс проставляється наступний комплекс технічних вимог (дивись додаток):

- допуск круглості і циліндричності базових отворів;
- допуск торцевого биття зубчастого вінця на діаметрі ділильного кола;
- допуск радіального биття зовнішніх поверхонь зубчастих вінців;
- допуск торцевого биття торців маточини;
- допуск паралельності і симетричності шпонкового паза щодо його осі.

7.2.1 Визначення чисельних значень технічних вимог

Допуск круглості і циліндричності базових отворів визначається:

$$T = (0,25 \dots 0,4) T_d,$$

де T_d - допуск базового отвору (табл. 7.8.).

Таблиця 7.8 – Значення допуску базового отвору T_d , мм

Номинальний розмір, мм	Квалітети				
	H6	H7	H8	H9	H10
Понад 10 до 18	0,011	0,018	0,027	0,043	0,070
Понад 18 до 30	0,013	0,021	0,033	0,052	0,084
Понад 30 до 50	0,016	0,025	0,039	0,062	0,100
Понад 50 до 80	0,019	0,030	0,046	0,074	0,120
Понад 80 до 120	0,022	0,035	0,054	0,087	0,140
Понад 120 до 180	0,0250	0,040	0,063	0,100	0,160
Понад 180 до 250	0,029	0,046	0,072	0,115	0,185

Допуск торцевого биття зубчастого вінця на діаметрі ділильного кола визначається по формулі

$$T = T_T \frac{d}{100},$$

де T_T - табличне значення допуску, обирається з табл. 7.9;

d - діаметр ділильного кола колеса, мм.

Таблиця 7.9 - Допуск торцевого биття зубчастого вінця, мм

Ступінь точності по нормам контакту	Ширина зубчастого колеса або полушеврона, мм					
	До 40	40... 100	100...160	160...250	250...400	400...630
6	0,020	0,010	0,0064	0,005	0,0038	0,0028
7	0,024	0,012	0,008	0,006	0,0045	0,0034
8	0,040	0,020	0,0128	0,010	0,0071	0,0055
9	0,064	0,032	0,020	0,016	0,012	0,009

Допуск радіального биття зовнішніх поверхонь циліндричних і конічних зубчастих коліс визначається за табл. 7.10.

Таблиця 7.10 - Допуск радіального биття зовнішніх поверхонь зубчастих коліс, мм

Ступінь кінематичної точності	Діаметр колеса d_a , мм				
	50... 80	80...120	120...200	200...320	320...500
7	0,025	0,032	0,036	0,042	0,050
8	0,040	0,050	0,055	0,065	0,080

Допуск радіального биття зовнішньої поверхні черв'ячних коліс визначається за табл. 7.11.

Таблиця 7.11 - Допуск радіального биття зовнішньої поверхні черв'ячних коліс, мм

Ступінь кінематичної точності	Діаметр колеса d_a , мм		
	50... 120	120...200	200...500
7	0,038	0,042	0,055
8	0,055	0,065	0,075

Допуск торцевого биття торця маточини, якщо він не є базою для підшипника кочення, визначається:

- а) при $\frac{l_{cm}}{d} \geq 1,0$ по табл. 7.12;
- б) при $\frac{l_{cm}}{d} < 1,0$ по табл. 7.13.

Таблиця 7.12 - Допуск торцевого биття торців маточини, мм

Ступінь кінематичної точності	Діаметр отвору d , мм		
	До 50	50...80	80... 120
6...7	0,02	0,03	0,04
8...9	0,03	0,04	0,05

Таблиця 7.13 - Допуск торцевого биття маточини, мм

Діаметр вала d , мм	Допуск, мм
До 50	0,02
50... 80	0,03
80... 120	0,04

Якщо торець маточини служить базою для підшипника кочення і відношення $\frac{l_{cm}}{d} \geq 1,0$, то допуск торцевого биття визначається:

- а) для торця, що контактує з валом по табл. 7.12;
- б) для торця, що контактує з підшипником по табл. 7.14.

Якщо маточина колеса симетрична, то допуск на обидва торці визначають по табл. 7.12.

Якщо торець колеса служить базою для підшипника кочення і відношення, $\frac{l_{cm}}{d} < 1,0$, то допуск торцевого биття маточини визначається d розрахунковим шляхом.

Таблиця 7.14 - Допуск торцевого биття торців маточини, мм

Діаметр вала d , мм	Клас точности підшипника	
	0, 6	5
До 50	0,020	0,010
50...120	0,025	0,012

Допуск паралельності площини симетрії шпонкового паза щодо його осі дорівнює:

$$\delta_{II} = 0,5T_{III} .$$

Допуск симетричності шпонкового паза щодо його осі дорівнює:

$$\delta_C = 0,5T_{III} ,$$

де T_{III} - допуск на ширину шпонкового паза, що вибирається за ГОСТ 26360-78 чи по табл. 7.15. (при вільному з'єднанні по $D10$, при нормальному з'єднанні по J_s9 , при щільному з'єднанні по $P9$).

Таблиця 7.15 - Допуск на ширину шпонкового паза, мм

Ширина паза, мм	1...3	3...6	6...10	10...18	18...30
Допуск при з'єднанні по $D10$	0,040	0,048	0,058	0,070	0,084
Допуск при з'єднанні по $P9$	0,025	0,030	0,036	0,043	0,052
Допуск при з'єднанні по J_s9	0,024	0,030	0,036	0,042	0,052

7.2.2 Контроль точності виготовлення циліндричних зубчастих коліс

Для контролю точності виготовлення циліндричних зубчастих коліс на робочих кресленнях проставляються наступні дані:

- довжина загальної нормалі в нормальному перетині з граничними відхиленнями - негативними для зовнішнього зачеплення

$$\left[\begin{array}{l} W - E_{wms} \\ -(E_{wms} + T_{wm}) \end{array} \right]$$

і позитивними для внутрішнього зачеплення

$$\left[\begin{array}{l} W + E_{wms} \\ +(E_{wms} + T_{wm}) \end{array} \right]$$

- допуск на коливання довжини загальної нормалі T_{wb} ;

- допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r ;

- граничні відхилення кроку зачеплення $\pm f_{pt}$;

- допуск на напрямок зубця F_{β} .

Номинальний розмір довжини загальної нормалі в залежності від числа зубців колеса Z і числа зубців, охоплюваних при вимірі Z_n для зубчастих коліс з модулем $m_n=1$ мм, наведений у табл. 7.16.

Для коліс з модулем $m_n > 1$ мм, довжина загальної нормалі визначається:

$$W = W_I \cdot m_n .$$

Найменше відхилення середньої загальної нормалі:

$$E_{wms} = E_{wms}^I + E_{wms}^{II} .$$

Додаток E_{wms}^I для зубчастих коліс з $m_n > 1$ мм визначається по табл. 7.17.

Додаток E_{wms}^{II} для зубчастих коліс $m_n > 1$ мм визначається по табл. 7.18 у залежності від допуску на радіальне биття зубчастого вінця.

Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r для циліндричних коліс вибирається по табл. 7.19

Таблиця 7.16 - Значення довжини загальної нормалі W_x для прямозубих й косозубих колес при $m_n = 1$ мм, $\alpha = 20^\circ$ и $x = 0$ мм

Z	Z_n	$W_1, \text{мм}$	Z	Z_n	$W_1, \text{мм}$	Z	Z_n	$W_1, \text{мм}$	Z	Z_n	$W_1, \text{мм}$
8	2	4,54024	38	5	13,81678	68	8	23,09333	98	11	32,36987
9	2	4,55424	39	5	13,83079	69	8	23,10733	99	11	32,38387
10	2	4,56825	40	5	13,84479	70	8	23,12134	100	12	35,35001
11	2	4,58225	41	5	13,85880	71	8	23,13534	101	12	35,36407
12	2	4,59626	42	5	13,87280	72	8	23,14935	102	12	35,37808
13	2	4,61026	43	5	13,88681	73	9	26,11548	103	12	35,39208
14	2	4,62427	44	5	13,90081	74	9	26,12949	104	12	35,40609
15	2	4,63827	45	5	13,91482	75	9	26,14349	105	12	35,42009
16	2	4,65228	46	6	16,88095	76	9	26,15750	106	12	35,43410
17	2	4,66628	47	6	16,89496	77	9	26,17150	107	12	35,44810
18	2	4,68029	48	6	16,90896	78	9	26,18551	108	13	38,41424
19	3	7,64642	49	6	16,92297	79	9	26,19951	109	13	38,42825
20	3	7,66043	50	6	16,93697	80	9	26,21352	110	13	38,44225
21	3	7,67443	51	6	16,95098	81	9	26,22752	111	13	38,45626
22	3	7,68844	52	6	16,96498	82	10	29,19366	112	13	38,47026
23	3	7,70244	53	6	16,97899	83	10	29,20766	113	13	38,48427
24	3	7,71645	54	6	16,99299	84	10	29,22167	114	13	38,49827
25	3	7,73045	55	7	19,95913	85	10	29,23567	115	13	38,51228
26	3	7,74446	56	7	19,97313	86	10	29,24968	116	13	38,52629
27	3	7,75846	57	7	19,98713	87	10	29,26368	117	14	41,49242
28	4	10,72460	58	7	20,00114	88	10	29,27769	118	14	41,50643
29	4	10,73860	59	7	20,01515	89	10	29,29169	119	14	41,52043
30	4	10,75261	60	7	20,02915	90	10	29,30570	120	14	41,53444
31	4	10,76661	61	7	20,04316	91	11	32,27183	121	14	41,54844
32	4	10,78062	62	7	20,05716	92	11	32,28584	122	14	41,56245
33	4	10,79462	63	7	20,07117	93	11	32,29984	123	14	41,57646
34	4	10,82264	64	8	23,03730	94	11	32,31385	124	14	41,59046
35	4	10,83664	65	8	23,05131	95	11	32,32785	125	14	41,60447
36	4	10,83863	66	8	23,06531	96	11	32,34186			
37	5	13,80278	67	8	23,07932	97	11	32,35586			

Таблиця 7.17 - Найменше відхилення середньої довжини загальної нормалі (додаток E_{wms}^I)

Вид сполучення	Ступінь точності за нормами плавності	Ділильний діаметр, мм								
		До 80	80... 125	125... 180	180... 250	250... 315	315... 400	400... 500	500... 630	630... 800
<i>D</i>	7	0,035	0,040	0,050	0,055	0,060	0,070	0,070	0,080	0,100
	8	0,040	0,050	0,050	0,060	0,070	0,070	0,080	0,090	0,110
<i>C</i>	7	0,055	0,070	0,070	0,080	0,100	0,110	0,120	0,140	0,140
	8	0,060	0,080	0,080	0,100	0,100	0,120	0,140	0,140	0,160
	9	0,070	0,080	0,100	0,110	0,120	0,140	0,140	0,160	0,200
<i>B</i>	7	0,100	0,110	0,120	0,140	0,180	0,180	0,200	0,200	0,250
	8	0,100	0,110	0,140	0,140	0,180	0,200	0,200	0,250	0,280
	9	0,110	0,120	0,140	0,160	0,200	0,200	0,250	0,280	0,300
<i>A</i>	7	0,140	0,180	0,200	0,200	0,250	0,280	0,300	0,350	0,350
	8	0,160	0,200	0,200	0,250	0,280	0,300	0,350	0,350	0,400
	9	0,180	0,200	0,250	0,280	0,280	0,350	0,350	0,400	0,500

Таблиця 7.18 - Найменше відхилення середньої довжини загальної нормалі (додаток E_{wms}^{II}), мм

Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r , мм	Значення E_{wms}^{II}	Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r	Значення E_{wms}^{II}
0,012...0,016	0,003	0,050...0,060	0,014
0,016...0,020	0,004	0,060...0,080	0,018
0,020...0,025	0,005	0,080...0,100	0,022
0,025...0,032	0,007	0,100...0,125	0,025
0,032...0,040	0,009	0,125...0,160	0,035
0,040...0,050	0,011	0,160...0,200	0,045

Таблиця 7.19 - Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r , мм

Ступінь кінематичної точності	Модуль m_n , мм	Ділильний діаметр d , мм		
		До 125	125...400	400...800
7	1...3,5	0,036	0,050	0,063
	3,5...6,3	0,040	0,056	0,071
	6,3... 10,0	0,045	0,063	0,080
8	1...3,5	0,045	0,063	0,080
	3,5...6,3	0,050	0,071	0,090
	6,3... 10,0	0,056	0,080	0,100
9	1...3,5	0,071	0,080	0,100
	3,5...6,3	0,080	0,100	0,112
	6,3...10,0	0,090	0,112	0,125

Допуск на середню довжину загальної нормалі T_{wm} для зубчастих коліс з модулем $m_n > 1$ мм вибирається по табл. 7.20. Допуск на коливання довжини загальної нормалі T_w для зубчастих коліс з модулем $m_n > 1$ мм вибирається по табл. 7.21.

Таблиця 7.20 - Допуск на середню довжину загальної нормалі для зубчастих коліс, мм

Вид сполучення	Допуск на радіальне биття F_r , мм											
	0,012-0,016	0,016-0,020	0,020-0,025	0,025-0,032	0,032-0,040	0,040-0,059	0,050-0,060	0,060-0,080	0,080-0,100	0,100-0,125	0,125-0,160	0,160-0,200
<i>D</i>	0,025	0,028	0,030	0,035	0,040	0,040	0,040	0,060	0,070	0,080	0,100	0,120
<i>C</i>	0,035	0,040	0,045	0,045	0,050	0,060	0,070	0,090	0,110	0,120	0,140	0,180
<i>B</i>	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,070	0,100	0,100	0,120	0,140	0,200	0,250
<i>A</i>	0,055	0,060	0,060	0,080	0,090	0,100	0,110	0,140	0,150	0,180	0,240	0,280

В окремих випадках замість довжини загальної нормалі пропоставляють розміри зубця по постійній хорді з граничними відхиленнями.

Товщина зубця по постійній хорді S_c і вимірювальна висота до постійної хорди h_c для некоригованих коліс визначається:

$$S_c = 1,387 \cdot m_n;$$

$$h_c = 0,7476 \cdot m_n.$$

Таблиця 7.21 - Допуск на коливання довжини загальної нормалі для зубчастих коліс, мм

<i>D</i>	0,030	0,035	0,040	0,050	0,055	0,060	0,070	0,100	0,110	0,140	0,180	0,200
<i>C</i>	0,040	0,050	0,055	0,060	0,070	0,080	0,100	0,120	0,140	0,180	0,200	0,280
<i>B</i>	0,050	0,055	0,060	0,070	0,080	0,100	0,120	0,140	0,180	0,200	0,280	0,350
<i>A</i>	0,060	0,070	0,080	0,100	0,110	0,120	0,140	0,180	0,200	0,250	0,300	0,350

Для коригованих коліс зовнішнього зачеплення товщина зубця і висота хорди визначається:

$$S_c = m_n (1,387 + x \sin 2\alpha_w);$$

$$h_c = m_n (0,7476 - x \sin 2\alpha_w),$$

де *x* - коефіцієнт зсуву вихідного контуру.

Чисельні значення розмірів зубця по постійній хорді приведені в табл. 7.22.

Таблиця 7.22. - Розміри зубця по постійній хорді для некоригованих коліс

Модуль нормальний <i>m_n</i> , мм	Товщина зубця по постійній хорді <i>S_c</i> , мм	Висота до постійної хорди <i>A_c</i> , мм	Модуль нормальний <i>m_n</i> , мм	Товщина зубця по постійній хорді <i>S_c</i> , мм	Висота до постійної хорди <i>h_c</i> , мм
1,0	1,378	0,748	4,0	5,548	2,990
1,25	1,734	0,934	4,5	6,242	3,364
1,5	2,081	1,121	5,0	6,935	3,738
1,75	2,427	1,308	5,5	7,629	4,112
2,0	2,774	1,495	6,0	8,322	4,485
2,25	3,121	1,682	6,5	9,016	4,859
2,5	3,168	1,869	7,0	9,709	5,233
2,75	3,814	2,056	8,0	11,096	5,981
3,0	4,161	2,243	9,0	12,483	6,728
3,5	4,855	2,617	10,0	13,870	7,476

Найменше відхилення товщини зубця *E_c* вибирається по табл. 7.23.

Таблиця 7.23 - Найменше відхилення товщини зубця E_c , мм

Вид сполучення	Ступінь точності по нормах плавності	Ділильний діаметр d , мм								
		До 80	80... 125	125... 180	180... 250	250... 315	315... 400	400... 500	500... 630	630... 800
D	7	0,035	0,045	0,050	0,060	0,070	0,070	0,080	0,090	0,100
	8	0,040	0,050	0,060	0,070	0,070	0,080	0,090	0,100	0,120
C	7	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,120	0,140	0,140	0,160
	8	0,070	0,080	0,090	0,100	0,120	0,140	0,140	0,160	0,180
	9	0,070	0,090	0,100	0,120	0,140	0,140	0,140	0,180	0,200
B	7	0,100	0,120	0,140	0,140	0,180	0,180	0,200	0,220	0,250
	8	0,100	0,120	0,140	0,160	0,180	0,200	0,220	0,250	0,300
	9	0,120	0,140	0,160	0,180	0,200	0,220	0,250	0,300	0,300
A	7	0,150	0,180	0,200	0,220	0,250	0,300	0,350	0,350	0,400
	8	0,160	0,200	0,220	0,250	0,300	0,350	0,350	0,400	0,450
	9	0,180	0,200	0,250	0,300	0,300	0,350	0,350	0,450	0,500

Допуск на товщину зубця T_c вибирається по табл. 7.24.

Таблиця 7.24 - Допуск на товщину зубця T_c , мм

Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r , мм	Вид сполучення зубців			
	D	C	B	A
0,012...0,016	0,035	0,045	0,050	0,070
0,016... 0,020	0,040	0,050	0,060	0,070
0,020...0,025	0,045	0,060	0,070	0,080
0,025...0,032	0,050	0,070	0,070	0,100
0,032...0,040	0,060	0,070	0,090	0,120
0,040...0,050	0,070	0,090	0,100	0,140
0,050... 0,060	0,070	0,100	0,140	0,140
0,060...0,080	0,100	0,140	0,140	0,180
0,080...0,100	0,120	0,160	0,180	0,220
0,100...0,125	0,140	0,180	0,220	0,250
0,125...0,160	0,180	0,220	0,300	0,350
0,160...0,200	0,200	0,300	0,350	0,400

Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r вибирається по табл. 7.19.
Граничні відхилення кроку зачеплення $\pm f_{pt}$ - по табл. 7.25

Таблиця 7.25 - **Граничні відхилення кроку зачеплення, мм**

Ступінь точності по нормах плавності	Модуль зачеплення $m_n, мм$	Ділильний діаметр $d, мм$		
		До 125	125...400	400... 800
7	1,0...3,5	±0,014	±0,016	±0,018
	3,5...6,3	±0,018	±0,020	±0,020
	6,3...10,0	±0,020	±0,022	±0,025
8	1,0...3,5	±0,020	±0,022	±0,025
	3,5...6,3	±0,025	±0,028	±0,028
	6,3... 10,0	±0,028	±0,032	±0,036
9	1,0...3,5	±0,028	±0,032	±0,036
	3,5...6,3	±0,036	±0,040	±0,040
	6,3...10,0	±0,040	±0,045	±0,050

Допуск на напрямок зубця F_β для зубчастих коліс з модулем $m_n \geq 1 мм$ вибирається по табл. 7.26.

Таблиця 7.26 - **Допуск на напрямок зубця $F_\beta, мм$**

Ширина зубчастого вінця $b_w, мм$	Ступінь точності по нормах контакту			
	6	7	8	9
До 40	0,009	0,011	0,018	0,028
40... 100	0,012	0,016	0,025	0,040
100...160	0,016	0,020	0,032	0,050
160...250	0,020	0,025	0,040	0,063
250...400	0,025	0,028	0,045	0,071

7.2.3 Контроль точності виготовлення конічних зубчастих коліс

Для контролю точності виготовлення конічних коліс на робочих кресленнях пропоставляються наступні дані:

- товщина зубця по постійній хорді з граничними відхиленнями $S_{c-(E_c+T_c)}^{-E_c}$
- вимірювальна висота до постійної хорди h_c ;
- допуск на накопичену похибку кроку F_p ;
- граничні відхилення кроку зачеплення $\pm f_{pt}$;
- пляма контакту з зубцями еталонного зубчастого колеса у відсотках по довжині і висоті зубця.

Товщина зубця по постійній хорді S_c і вимірювальній висоті до хорди h_c вибираються по табл. 7.22.

Найменше відхилення товщини зубця E_c вибирають по табл. 7.27.

Таблиця 7.27 - Найменше відхилення товщини зубця E_c при 7-му ступені точності і сполученню зубців по H , мм

Середній номінальний модуль m_n , мм	Середній дільний діаметр d_m , мм								
	До 125			125...400			400...800		
	Кут дільного конуса δ , град.								
	До 20	20...45	45...90	До 20	20...45	45...90	До 20	20...45	45...90
1,0...3,5	0,020	0,020	0,022	0,028	0,032	0,030	0,036	0,050	0,045
3,5...6,3	0,022	0,022	0,025	0,032	0,032	0,030	0,038	0,055	0,045
6,3...10,0	0,025	0,025	0,028	0,036	0,036	0,034	0,040	0,055	0,050

При інших видах сполучення і ступенях точності табличні значення E_c необхідно помножити на коефіцієнт K (табл. 7.28).

Таблиця 7.28 – Таблиця вибору коефіцієнту K

Ступінь точності по нормах плавності	Види сполучень			
	D	C	B	A
	Коефіцієнт K			
7	2,0	2,7	3,8	5,5
8	2,2	3,0	4,2	6,0
9	-	3,2	4,6	6,6

Допуск на товщину зубця T_c для конічних коліс із $m_n > 1$ мм вибирається по табл. 7.29.

Таблиця 7.29 - Допуск на товщину зубця T_c для конічних коліс з $m_n > 1$, мм

Вид сполучення	Допуск на биття зубчастого вінця F_r , мм											
	0,012-0,016	0,016-0,020	0,020-0,025	0,025-0,032	0,032-0,040	0,040-0,050	0,050-0,060	0,060-0,080	0,080-0,100	0,100-0,125	0,125-0,160	0,160-0,200
D	0,032	0,036	0,042	0,048	0,055	0,065	0,075	0,090	0,110	0,130	0,160	0,200
C	0,040	0,045	0,052	0,060	0,070	0,080	0,095	0,110	0,140	0,170	0,200	0,260
B	0,052	0,058	0,065	0,075	0,085	0,100	0,120	0,130	0,170	0,200	0,250	0,320
A	0,065	0,075	0,085	0,095	0,110	0,130	0,150	0,180	0,220	0,260	0,320	0,400

Контроль зубців по постійній хорді здійснюється по середині зубчастого вінця. При вимірюванні товщини зубця і вимірювальної висоти на зовнішньому торці колеса найменше відхилення товщини зубця E_c і допуск на товщину зубця T_c

збільшують у відношенні $\frac{R_c}{R_m}$.

Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r для конічних коліс вибирається по табл. 7.30.

Таблиця 7.30 - Допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r для конічних коліс, мм

Ступінь кінематичної точності	Середній нормальний модуль m_n , мм	Середній ділильний діаметр d_m , мм		
		До 125	125...400	400...800
7	1,0...3,5	0,036	0,050	0,063
	3,5...6,3	0,040	0,056	0,071
	6,3... 10,0	0,045	0,063	0,080
8	1,0...3,5	0,045	0,063	0,080
	3,5...6,3	0,050	0,071	0,090
	6,3...10,0	0,056	0,080	0,100
9	1,0...3,5	0,056	0,060	0,100
	3,5...6,3	0,063	0,090	0,112
	6,3... 10,0	0,071	0,100	0,125

Граничне відхилення кроку зачеплення f_{pt} вибирають по табл. 7.31.

Таблиця 7.31 - Граничні відхилення кроку зачеплення f_{pt} , мм

Ступінь точності по нормах плавності	Середній нормальний модуль m_n , мм	Середній ділильний діаметр d_m , мм		
		До 125	125...400	400... 800
6	1,0...3,5	±0,010	±0,011	±0,013
	3,5...6,3	±0,013	±0,014	±0,014
	6,3... 10,0	±0,014	±0,016	±0,018
7	1,0...3,5	±0,014	±0,016	±0,018
	3,5...6,3	±0,018	±0,020	±0,020
	6,3... 10,0	±0,020	±0,022	±0,025
8	1,0...3,5	±0,020	±0,022	±0,025
	3,5...6,3	±0,025	±0,028	±0,028
	6,3...10,0	±0,028	±0,032	±0,036
9	1,0...3,5	±0,028	±0,032	±0,036
	3,5... 6,3	±0,036	±0,040	±0,040
	6,3...10,0	±0,040	±0,045	±0,050

Допуск на накопичену похибку кроку F_p вибирають по табл. 7.32.

Таблиця 7.32 - Допуск на накопичену похибку кроку F_p , мм

Ступінь кінематичної точності	Середній нормальний модуль m_n , мм	Середній ділительний діаметр d , мм					
		32...50	50...80	80... 160	160...315	315...630	630...1000
6	1...16	0,022	0,025	0,032	0,045	0,063	0,080
7	1...25	0,032	0,036	0,045	0,063	0,090	0,112
8	1...25	0,045	0,050	0,063	0,090	0,125	0,160

Сумарні розміри плями контакту по довжині і висоті зубця у відсотках вибирають по табл. 7.33.

Таблиця 7.33 - Сумарні розміри плями контакту

Ступінь точності за нормами контакту	По довжині зубців, % не менш	По висоті зубців, % не менш
6, 7	60	65
8, 9	50	55

7.2.4 Контроль точності виготовлення черв'ячних коліс

Для контролю точності черв'ячних коліс на робочих кресленнях проставляються наступні дані:

- допуск на накопичену похибку кроку F_p ;
- допуск на граничні відхилення кроку колеса $\pm f_{pt}$;
- граничне відхилення міжосьової відстані в передачі $\pm f_a$.

Значення допуску на накопичену похибку кроку F_p вибирають по табл. 7.34.

Таблиця 7.34 - Допуск на накопичену погрішність кроку F_p , мм

Ступінь кінематичної точності	Модуль m , мм	Ділительний діаметр черв'ячного колеса d_f , мм					
		50... 80	80... 160	160...315	315...630	630. ..1000	1000...1600
6	1...16	0,025	0,032	0,045	0,063	0,080	0,100
7	1...25	0,036	0,045	0,063	0,090	0,112	0,140
8	1...25	0,050	0,063	0,090	0,0125	0,160	0,200

Граничні відхилення кроку колеса $\pm f_{pt}$ вибирають по табл. 7.35.

Таблиця 7.35 - Граничні відхилення кроку колеса $\pm f_{pt}$, мм

Ступінь точності за нормами плавності	Модуль m , мм	Дільний діаметр черв'ячного колеса d , мм		
		До 125	125...400	400... 800
6	1,0...3,5	$\pm 0,010$	$\pm 0,011$	$\pm 0,013$
	3,5...6,3	$\pm 0,013$	$\pm 0,014$	$\pm 0,014$
	6,3... 10,0	$\pm 0,014$	$\pm 0,016$	$\pm 0,018$
7	1,0...3,5	$\pm 0,014$	$\pm 0,016$	$\pm 0,018$
	3,5...6,3	$\pm 0,018$	$\pm 0,020$	$\pm 0,020$
	6,3... 10,0	$\pm 0,020$	$\pm 0,022$	$\pm 0,025$
8	1,0...3,5	$\pm 0,020$	$\pm 0,022$	$\pm 0,025$
	3,5...6,3	$\pm 0,025$	$\pm 0,028$	$\pm 0,028$
	6,3... 10,0	$\pm 0,028$	$\pm 0,032$	$\pm 0,036$
9	1,0...3,5	$\pm 0,028$	$\pm 0,032$	$\pm 0,036$
	3,5...6,3	$\pm 0,036$	$\pm 0,040$	$\pm 0,040$
	6,3... 10,0	$\pm 0,040$	$\pm 0,045$	$\pm 0,050$

Граничне відхилення міжосьової відстані f_a вибирають за табл.7.36.

Таблиця 7.36 - Граничне відхилення міжосьової відстані f_a , мм

Ступінь точності по контакту	Міжосьова відстань a_w , мм									
	До 80	80... 120	120... 180	180... 250	250... 315	315... 400	400... 500	500... 630	630... 800	800... 1000
6	$\pm 0,028$	$\pm 0,032$	$\pm 0,038$	$\pm 0,042$	$\pm 0,045$	$\pm 0,050$	$\pm 0,053$	$\pm 0,056$	$\pm 0,063$	$\pm 0,067$
7	$\pm 0,045$	$\pm 0,050$	$\pm 0,060$	$\pm 0,067$	$\pm 0,075$	$\pm 0,080$	$\pm 0,085$	$\pm 0,090$	$\pm 0,095$	$\pm 0,105$
8	$\pm 0,071$	$\pm 0,080$	$\pm 0,090$	$\pm 0,105$	$\pm 0,110$	$\pm 0,125$	$\pm 0,130$	$\pm 0,140$	$\pm 0,160$	$\pm 0,170$
9	$\pm 0,110$	$\pm 0,130$	$\pm 0,150$	$\pm 0,160$	$\pm 0,180$	$\pm 0,200$	$\pm 0,210$	$\pm 0,240$	$\pm 0,250$	$\pm 0,260$

На довговічність роботи зубчастих передач впливає і точність одержання міжосьової відстані. Граничні відхилення міжосьової відстані $\pm f_a$ для зубчастих циліндричних коліс приведені в табл. 7.37.

Таблиця 7.37 - Граничне відхилення міжосьової відстані $\pm f_a$, мм

Вид спряження	Міжосьова відстань a_w , мм								
	До 80	80...125	125...180	180...250	250...315	315...400	400...500	500...630	630...800
<i>D</i>	$\pm 0,022$	$\pm 0,028$	$\pm 0,030$	$\pm 0,035$	$\pm 0,040$	$\pm 0,045$	$\pm 0,050$	$\pm 0,055$	$\pm 0,060$
<i>C</i>	$\pm 0,035$	$\pm 0,045$	$\pm 0,050$	$\pm 0,055$	$\pm 0,060$	$\pm 0,070$	$\pm 0,080$	$\pm 0,090$	$\pm 0,100$
<i>B</i>	$\pm 0,060$	$\pm 0,070$	$\pm 0,080$	$\pm 0,090$	$\pm 0,100$	$\pm 0,110$	$\pm 0,120$	$\pm 0,140$	$\pm 0,160$
<i>A</i>	$\pm 0,100$	$\pm 0,110$	$\pm 0,120$	$\pm 0,140$	$\pm 0,160$	$\pm 0,180$	$\pm 0,200$	$\pm 0,220$	$\pm 0,250$

Параметри зубчастих циліндричних і конічних, а також черв'ячних коліс містяться на робочому кресленні колеса в правому верхньому куті в спеціальну таблицю, приклад заповнення якої приведений в додатку.

Приклади оформлення робочих креслень зубчастих і черв'ячних коліс наведені в додатках.

7.2.5 Шорсткість поверхонь і точність обробки

Шорсткість поверхні базового отвору і робочих поверхонь зубців призначають у залежності від ступеня точності колеса (табл. 7.38).

Таблиця 7.38 - Шорсткість елементів зубців коліс і витків черв'яка R_a мкм

Елемент поверхні зубців (витків)	Ступінь точності по нормах плавності роботи передач			
	6	7	8	9
Профілі зубців циліндричних і черв'ячних коліс	0,4	0,8; 0,4	1,6; 0,8	3,2
Профілі зубців конічних коліс		0,4	0,8; 0,4	3,2; 1,6
Профілі витків черв'яка				-
Неробочі торцеві поверхні зубчастих і черв'ячних коліс $R_a = 6,3; 3,2$				

Вид сполучень циліндричних зубчастих коліс визначається величиною бокового зазору, що задається виходячи з умов експлуатації. ГОСТ 1643-81 передбачає 6 видів спряжень: *A, B, C, D, E* і *H*. З них *H* - з нульовим гарантованим зазором; *A* - зі збільшеним гарантованим зазором. Найчастіше використовується спряження виду «*B*». Він забезпечує мінімальну величину бокового зазору, при якому виключається можливість заклинювання сталеві і чавунної передач від нагрівання при різниці температур коліс і корпусу в 25°C.

Для конічних передач за ГОСТ 1758-81 установлені шість видів спряження: *A, B, C, D, E* і *H*. Спряження *D* і *E* рекомендуються для реверсивних передач. *B* і *C* при великих перепадах температур і різних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів коліс і корпусу.

Для черв'ячних коліс точність виготовлення регламентується за ГОСТ 3675-81. Основний вид спряження - *B* і *C* з нормальними гарантованими боковими зазорами.

Точність виготовлення діаметра вершин зубчастих і черв'ячних коліс приведені в табл. 7.39.

Таблиця 7.39 - Граничні відхилення діаметрів вершин зубчастих і черв'ячних коліс

Вид спряження	Відхилення діаметрів вершин при ступені точності			
	6	7	8	9
Циліндричні колеса				
<i>C</i>	$h6$	$h7$	$h8$	$h8$
<i>A, B</i>	$h7$	$h8$	$h8$	$h10$
Конічні колеса				
<i>A</i>	$h7$	$h8$	$h8$	-
	$h7$	$h8$	$h8$	$h10$
Черв'ячні колеса				
<i>B, C</i>	$h8$	$h9$	$h10$	$h12$

7.3 Рекомендації з оформлення робочих креслень стаканів і кришок

7.3.1 Втулки і кільця

Вище відзначено, що втулкою називають деталь, у якій відношення $l/d(D) \geq 0,8$, а кільцем — якщо це відношення менш, ніж 0,8.

Базовими поверхнями втулок і кілець є посадкові поверхні, а також торці. Одним з торців (торець *a* на рис. 7.2) ці деталі самі базуються по торцях суміжних деталей. Другий торець (торець *b*) служить базою для іншої суміжної деталі.

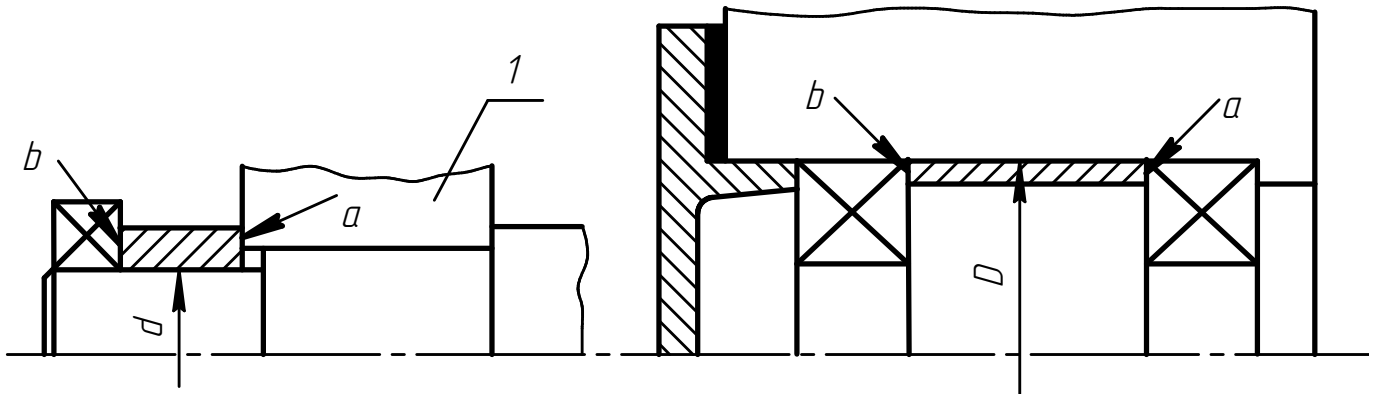


Рисунок 7.2 - Базові поверхні втулок і кілець

Розмір ширини кілець і довжини втулок часто є складовим розміром складального розмірного ланцюга. Граничні відхилення цього розміру визначають за результатами розрахунку відповідної розмірного ланцюга.

Відомо, що положення втулки на чи валу в отворі корпуса визначається сполученням по циліндричній поверхні. Посадки втулок повинні мати мінімальний чи зазор мінімальний натяг. При великому зазору втулка за своїми показниками перетворюється в кільце. При великому натягу ускладнюється складання деталей і ніяких експлуатаційних достоїнств така посадка не володіє.

Якщо вибір полів допусків отвору і вала нічим не обумовлений, то найбільш придатними посадками втулок на вал і в корпус є $H7/j_6$; $H7/k_6$; $H7/m_6$. Імовірність появи з'єднань із зазором і з натягом у цих посадках приведена в розділі 4.

Якщо ж поля допусків валів чи отворів задані в зв'язку з установкою сусідніх деталей, наприклад підшипників кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, приходиться підбирати такі поля допусків для отворів зовнішніх діаметрів втулок, щоб зазори чи натяги були мінімальні.

Відомо, що положення кільця на валу чи в отворі корпуса при будь-якій посадці, з натягом чи із зазором, визначається його торцями. При поджатті кільця до торця сусідньої деталі, наприклад до торця деталі 1 на рис. 7.2, відбувається поворот кільця до повного прилегання торців. При посадці з зазором поворот таких деталей відбувається безперешкодно. При посадці з натягом поворот деталі викликає зминання кромки і пружні деформації поверхонь вала й отвору кільця. Тому немає необхідності застосовувати для кілець посадки з натягом. Для зручності установки доцільно для них застосовувати тільки посадки з зазором.

При складанні кільце обов'язково зміщується радіально в межах посадкового зазору. Радіальний зсув кільця в отворі нерухомого корпуса не викликає небажаних

наслідків. Така неврівноваженість викликає вібрації і динамічні навантаження, що зростають зі збільшенням частоти обертання вала.

Якщо вибір полів допусків отвору і вала нічим не обумовлений, рекомендується приймати посадки кілець на вал $H11/d11$; $H10/d10$ чи $H9/d9$. При високій частоті обертання вала ($n > 1500 \text{ хв}^{-1}$) з метою зниження можливого дисбалансу посадки кілець на вал варто приймати $H8/h8$; $H8/h7$; $H7/h6$.

Якщо поля допусків валів задані в зв'язку з установкою сусідніх деталей, варто застосовувати для гарантії зазору поля допусків отворів кілець $D11$, $D10$ чи $D9$. Поле допуску зовнішнього діаметра кілець, встановлених в отворах корпусів, у всіх випадках варто приймати $d11$.

Приведемо кілька прикладів вибору полів допусків кілець. На рис. 7.3, а показана кінцева ділянка вала черв'ячного колеса, що обертається з частотою 100 хв^{-1} . На цій ділянці встановлені підшипник і мазеутримуюче кільце. Поле допуску вала прийняте $k6$ з умови посадки підшипника кочення. Цапфу вала доцільно виконувати по всій довжині по полю допуску $k6$. Поле допуску отвору кільця $D11$, а посадка $D11/k6$. Поле допуску посадкової поверхні вала для підшипника може бути не тільки $L6$, але й іншим, з числа що рекомендуються (див. табл. 7.40). Тоді і позначення посадки кільця інше, але поле допуску його отвору залишиться $D11$.

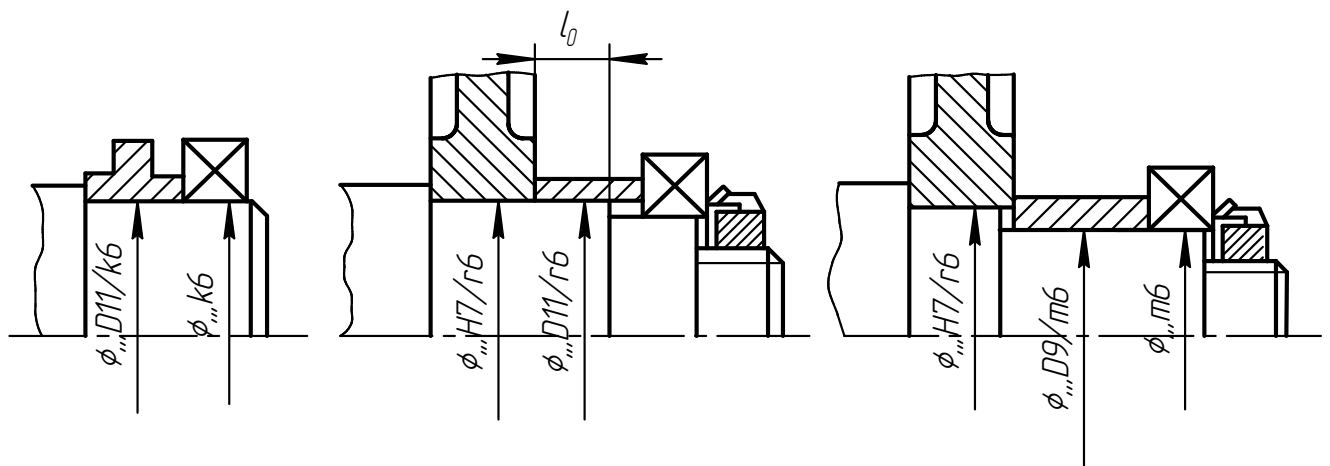


Рисунок - 7.3 - Приклади складальних одиниць

На рис. 7.3 б показані на валу зубчасте колесо, дистанційне кільце і підшипник кочення, що затягуються гайкою до упора в торець буртика вала. Частота обертання вала 700 хв^{-1} . При установці дуже вузького кільця ($l/d < 0,5$) на всій довжині посадкової ділянки вала зберігають поле допуску $r6$, як це потрібно для установки зубчастого колеса. Це спрощує шліфування поверхні вала. Тоді поле допуску отвору кільця призначають $D11$. При довжині кільця $0,5 < l/d < 0,8$ для нього задають посадку з зазором $H9/d9$. Така посадка полегшить також і установку колеса на вал.

Часто кільце розміщують на посадковій поверхні для підшипника кочення (рис. 7.3, в). Поле допуску на отвір кільця призначають у залежності від частоти обертання вала. Так, при частоті обертання вала $< 1500 \text{ хв}^{-1}$ поле допуску на отвір кільця $D9$, $D10$ або $D11$. При частоті обертання $> 1500 \text{ хв}^{-1}$ приймають поля допусків $H9$, $H10$, $H11$.

У прикладах конструкцій, показаних на рис. 7.4, поле допуску отвору прийняте $H7$ з умови посадки підшипника кочення. У зв'язку з цим посадка кілець $H7/d11$.

Викладені вище рекомендації з вибору посадок втулок і кілець для зручності зведені в табл. 7.40 і 7.41.

Таблиця 7.40 - Застосування посадок втулок

Область застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки втулок на вал незалежні	$H7/j_s6; H7/k6; H7/m6$	
	Вал	Отвір втулки
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	$j_s6; k6; m6$	$H7$
	$j_s7; k7; m7$	$H8$
	$j_s8; m7; n7$	$H9$
	$p6; r6; s6$	$F8$
	$s7; t6$	$D9; D10; D11$
	$u7; u8$	$E9$
Посадки втулок у корпус незалежні	$H7/j_s6; H7/k6$	$H7/m6$
	Отвір корпусу	Втулка
Посадки втулок в корпус, незалежні від посадок сусідніх деталей	$H7$	$j_s6; k6; m6$
	$H8$	$j_s7; k7; m7$
	$H9$	$j_s8; m7; n7$
	J_s7	j_s6
	J_s8	J_s7

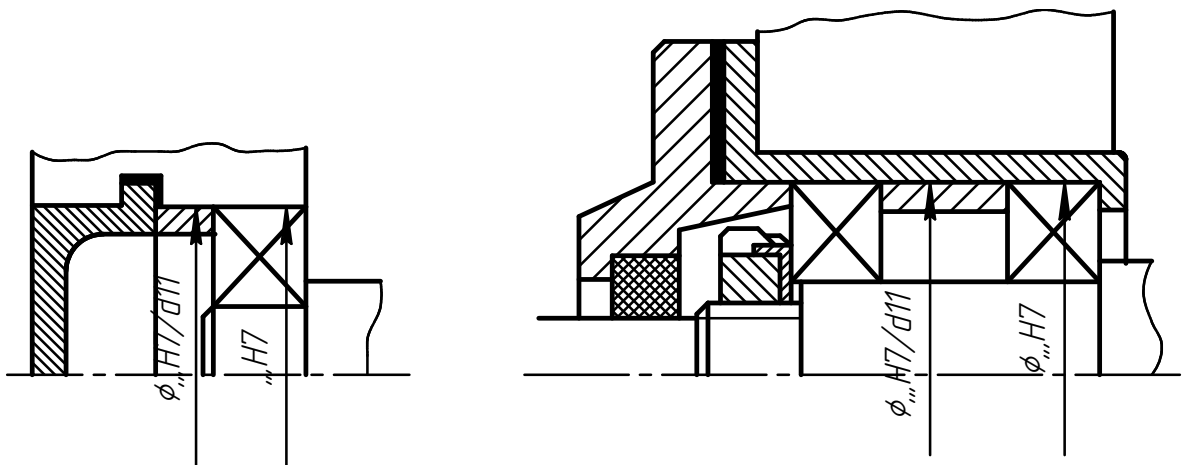


Рисунок 7.4 - Посадки дистанційних кілець

Таблиця 7.41 - Посадки дистанційних кілець

Область застосування	Обозначення посадок и полів допусків	
	Частота обертання вала $n, \text{хв}^{-1}$	
	<1500	≥ 1500
Посадки кілець на вал незалежні	$H11/d11; H10/d10; H9/d9$	$H8/h8; H8/h7; H7/h6$
Поля допусків отворів кілець, що залежать від сусідніх деталей	$D11; D10; D9; H11; H10; H9$	
Поле допуску наружного діаметра кілець в корпус	$d 11$	

Найчастіше торці деталей типу втулок і кілець є базовими для підшипників кочення. Тому на торці цих деталей потрібно призначати допуски розташування. Якщо між підшипником і торцем заплічка вала, торцем деталі, що сидить на валу з відношенням $l/d > 0,8$, чи між підшипником і корпусом розташоване кільце чи втулка, то квалітети для визначення допусків паралельності торців кільця приймають по табл. 7.42.

Тому що втулки - деталі симетричні, допуски перпендикулярності задають на обох торцях

Таблиця 7.42 - Посадки кілець і втулок, що контактують з підшипниками кочення

Вид допуску	Область застосування	Квалітет		
		Група підшипників		
		I	II	III
Паралельність торців колець на діаметрі D	Посадка колець на вал	6	5	4
	Посадка колець в корпус	7	6	5
Перпендикулярність торців втулок на діаметрі D	Посадка втулок на вал	7	6	5
	Посадка втулок в корпус	8	7	6

7.3.2 Стакани

На рис. 7.5 показані типові конструкції стаканів. У стаканах звичайно розміщують підшипники опори вала черв'яка, що фіксує, і опори вала конічної шестірні. Іноді стакани застосовують для зручності складання. Стакани для підшипників вала конічної шестірні, як правило, переміщують при складанні для регулювання осевого положення конічної шестірні. Інші стакани найчастіше після їхньої установки в корпус залишаються відносно нерухомими.

Деякі осьові лінійні розміри стаканів входять складовими розмірами в складальні розмірні ланцюги. Граничні відхилення цих розмірів визначають за результатами розрахунку відповідних розмірних ланцюгів або приймають по рекомендаціям. Тому що в отворах стаканів установлюють підшипники кочення, то поля допусків отворів вибирають відповідно до посадок підшипників.

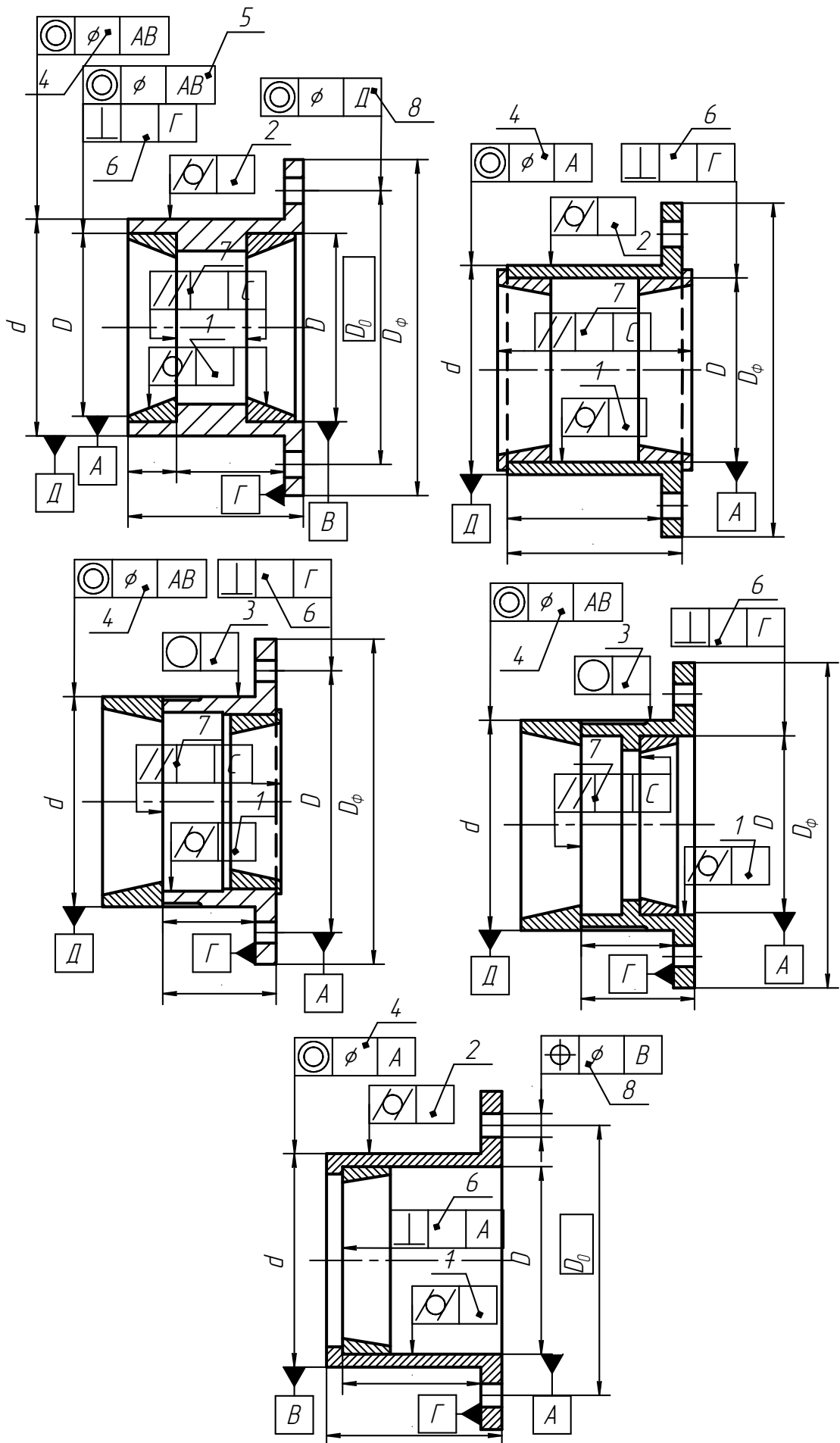


Рисунок 7.5 - Типи конструкцій стаканів

Для легкості установки стаканів у корпусні деталі бажане застосування посадок із зазором. Але тоді можливий їхній зсув у межах зазорів, що викликає зміну положення осі обертання вала і, як наслідок, збільшення концентрації навантаження. Тому в з'єднанні стаканів з корпусом зазори небажані. У зв'язку з цим рекомендується застосовувати наступні перехідні посадки для стаканів: нерегульованих в осьовому напрямку — $H7/k6$; $H7/m6$ регульованих в осьовому напрямку - $H7/js6$.

На діаметрі D_0 стаканів розташовані 4 чи 6 кріпильних отворів. Збіг цих отворів з отворами корпусної деталі, «умову складання» забезпечують у такий спосіб. При одиничному чи дрібносерійному виробництві (партія до 10 виробів) по отворах у стакані роблять розмітку для свердлення отворів у корпусі. У цьому випадку до точності розташування кріпильних отворів у стакані особливих вимог не пред'являють і їх виконують по допусках на вільні розміри. При середньо- чи крупносерійному виробництві кріпильні отвори як у стакані, так і в корпусі свердлять незалежно друг від друга в пристосуваннях на верстатах з числовим програмним керуванням. У цьому випадку для забезпечення «умови складання» на кресленнях стаканів і корпуса задають позиційний допуск розташування отворів. Числове значення допуску в діаметральному вираженні визначають по співвідношенню

$$T \approx 0,4(d_{омв} - d_{гв}),$$

де $d_{омв}$ і $d_{гв}$ - відповідно діаметри кріпильного отвору і гвинта. Осі отвору і зовнішньої циліндричної поверхні стакану повинні бути співосними. Відхилення від співвісності є причиною зсуву і повороту осей обертання валів і підвищення концентрації навантаження. Особливо це небажано в конічних зубчастих передачах. Тут відхилення від співвісності поверхонь склянок збільшує, крім того, неперетинання осей. Допуск співвісності поверхонь стакану в діаметральному вираженні варто приймати

$$T \approx 0,6T_D.$$

Тому що отвори стаканів є поверхнями для підшипників качення, вони повинні мати правильну геометричну форму. На отвори стаканів призначають допуск циліндричності

$$T \approx 0,3T_D.$$

Стакани - деталі не жорсткі. Відхилення геометричної форми зовнішньої поверхні стакану в сукупності з відхиленням форми отворів корпусних деталей можуть викликати перекручування геометричної форми посадкових отворів стаканів, тому на зовнішні поверхні стаканів задають наступні допуски:

- для стаканів на рис. 7.5 а,б допуск циліндричності $T \approx 0,3T_d$;

- для стаканів на рис. 7.5 в,г допуск круглості, $T \approx 0,3T_d$,

де T_d - допуск розміру зовнішньої поверхні.

Стакани - деталі порівняно короткі. Відношення довжини посадкової поверхні до діаметра найчастіше $l/d < 0,8$. Тому основною базою, що визначає відносне положення стаканів у корпусі, є торець фланця. Торці уступів склянок служать базою для установки зовнішніх кілець підшипників. Ці поверхні, щоб не було перекосу кілець підшипників, повинні бути паралельні базовому торцю фланця. Допуск паралельності задають на діаметрі D_ϕ . При відносно довгих стаканах

($l/d > 0,8$) торціступів повинні бути перпендикулярні осі посадкового отвору. Допуск перпендикулярності задають на діаметрі D отвору.

Квалітет приймають по рекомендаціях, приведеним вище. Іноді посадкові отвори стакана розділені виступом, як, наприклад, у стакані на рис. 7.5, *a*. Обидва отвори в таких стаканах, щоб не було перекосу кілець підшипників, повинні бути співвісними щодо їх загальної осі. Рекомендації з призначення посадок стаканів наведені у таблиці 7.43.

Таблиця 7.43 - Рекомендації з призначення посадок стаканів

Тип посадки	Рекомендуєма точність
Посадки стаканів у корпус: нерегульовані	$H7/k6$ (<i>m6</i>)
регульовані	$H7/js6$
Циліндричність посадкового отвору (1 на рис. 7.5)	$T \approx 0,3T_D$
Циліндричність зовнішньої поверхні (2 на рис. 7.5, <i>a, б, д</i>)	$T \approx 0,3T_d$
Круглість поверхні, що центрує, (3 на рис. 7.5, <i>в, з</i>)	$T \approx 0,3T_d$
Співвісність отвору і зовнішнього циліндра (4 на рис. 7.5)	$T \approx 0,6T_D$
Співвісність отворів щодо їх загальної осі (5 на рис. 7.5, <i>a</i>)	Квалітет*
Перпендикулярність базових торців осі отвору (6 на рис. 7.5)	Квалітет*
Перпендикулярність базових торців (7 на рис. 7.5, <i>a, з</i>)	Квалітет*
Розташування кріпильних отворів (8 на рис. 7.5, <i>a</i>)	$T \approx 0,4(d_{отв} - d_{зв})$

* Квалітет приймають у залежності від групи підшипників: I - 8-й квалітет, II - 7-й, III - 6-й.

7.3.3 Кришки підшипників

На рис. 7.6, *a, б* показані привертна і заставна кришки без отвору для проходу вала. Торцеві поверхні кришок на цьому рисунку вільні і не використовуються якості базових для установки підшипників кочення. Єдине призначення таких кришок - закрити отвір корпусної деталі. Точне центрування таких кришок по отвору корпуса не потрібно. Тому поле допуску поверхні приймають відповідно до ГОСТ 18511-73. Часто привертну кришку по рис. 7.6, *a* виконують узагалі без виступу, що центрує.

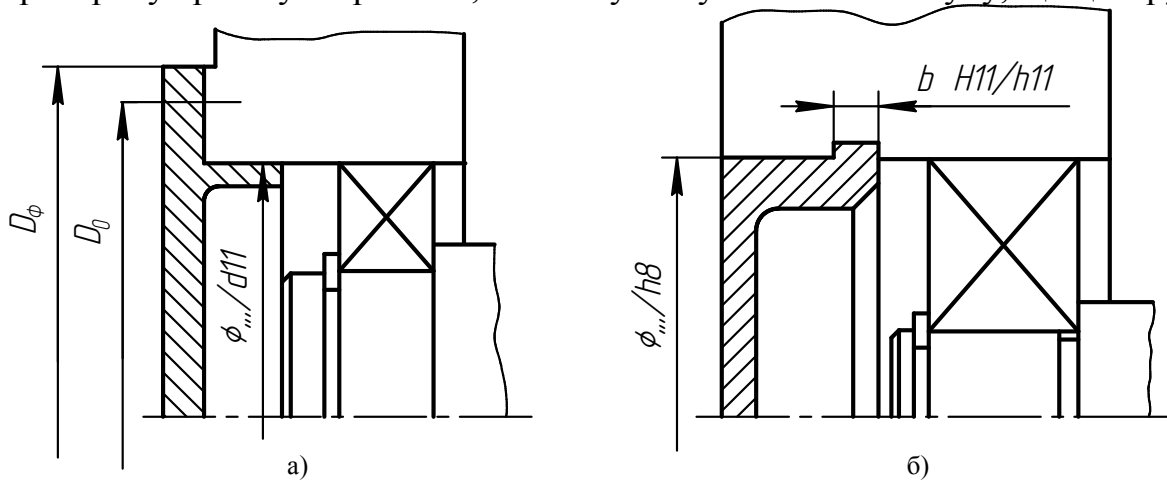


Рисунок 7.6 - Привертна і заставна кришки підшипникових вузлів

Ущільнення проти можливого витікання змащення створюється ущільнювальною прокладкою, розташованої під фланцем кришки.

Привертна і заставна кришки можуть виконуватися з отвором для проходу вала і з гніздом для розташування ущільнення манжетного типу. Для надійної роботи ущільнення манжета повинна бути співвісна осі обертання вала. Відхилення від співвісності викликають наступні дві основні причини: радіальний при складанні зсув кришки щодо осі отвору корпусу в межах посадочного зазора та відхилення від співвісності посадкової поверхні під манжету в кришці й осі поверхні, що центрує. Щоб обмежити радіальний зсув прикручуванням кришки, поле допуску поверхні, що центрує, за ГОСТ 18512-73 задають $h8$.

За ГОСТ 18514—73 на кресленнях кришок з манжетним ущільненням задають також допуск співвісності посадкової поверхні для манжети й осі поверхні, що центрує. Допуск співвісності в діаметральному вираженні на діаметрі D , приймають $T \approx IT8$. Важливо також, щоб манжета не була перекошена. Для цього задають допуск паралельності торця для базування манжети до поверхні фланця кришки. Поле допуску поверхні заставних кришок, що центрують, будь-якої конструкції з метою ущільнення проти витікання змащення також приймають $h8$. Допуск паралельності на діаметрі D кришки приймають $T \approx IT12$. На діаметр D_m посадкового місця під манжету задають за ГОСТ 18512 -73 поле допуску $H8$.

На рис. 7.7, а...в і 7.8, а, б представлені кришки підшипників, торці яких служать базою для установки підшипників кочення. Розмір h висоти поверхні таких кришок, що центрує, входить складовим розміром складального розмірного ланцюга. Граничні відхилення на цей розмір задають $\pm IT12/2$ по СТ СЭВ 145-75.

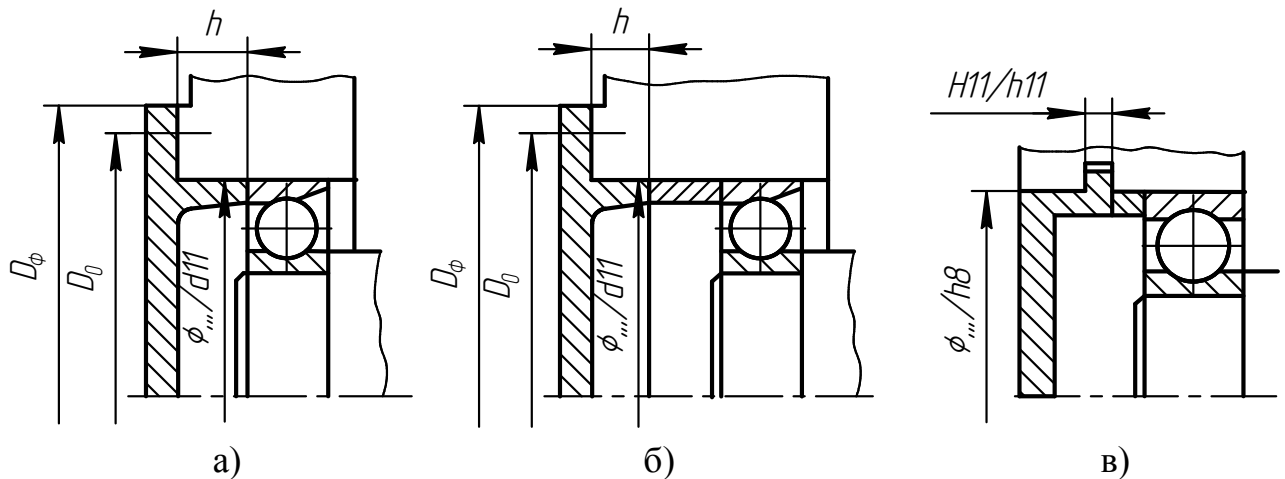


Рисунок 7.7 - Кришки для базування підшипників кочення

Щоб обмежити можливий перекоєс кілець підшипників, на кресленнях таких кришок задають допуск паралельності базових торців. Значення допусків паралельності задають на діаметрі фланця D_ϕ . Квалітети для кришок у різних груп підшипників: I - 8-й, II - 7-й, III - 6-й; або I - 7-й, II - 6-й, III - 5-й.

Загальним для всіх привертних кришок є кріплення їх до корпусу. На діаметрі D_0 розташовані 4 чи 6 кріпильних отворів. Збіг центрів отворів у кришці і корпусі забезпечується також, як у стаканах.

На рис. 7.9 показана заставна кришка з гвинтом для виконання регулювальних операцій. Торцеві поверхні кришки вільні. Тому до них не пред'являють вимог точності, як і до поверхонь кришок по рис. 7.6.

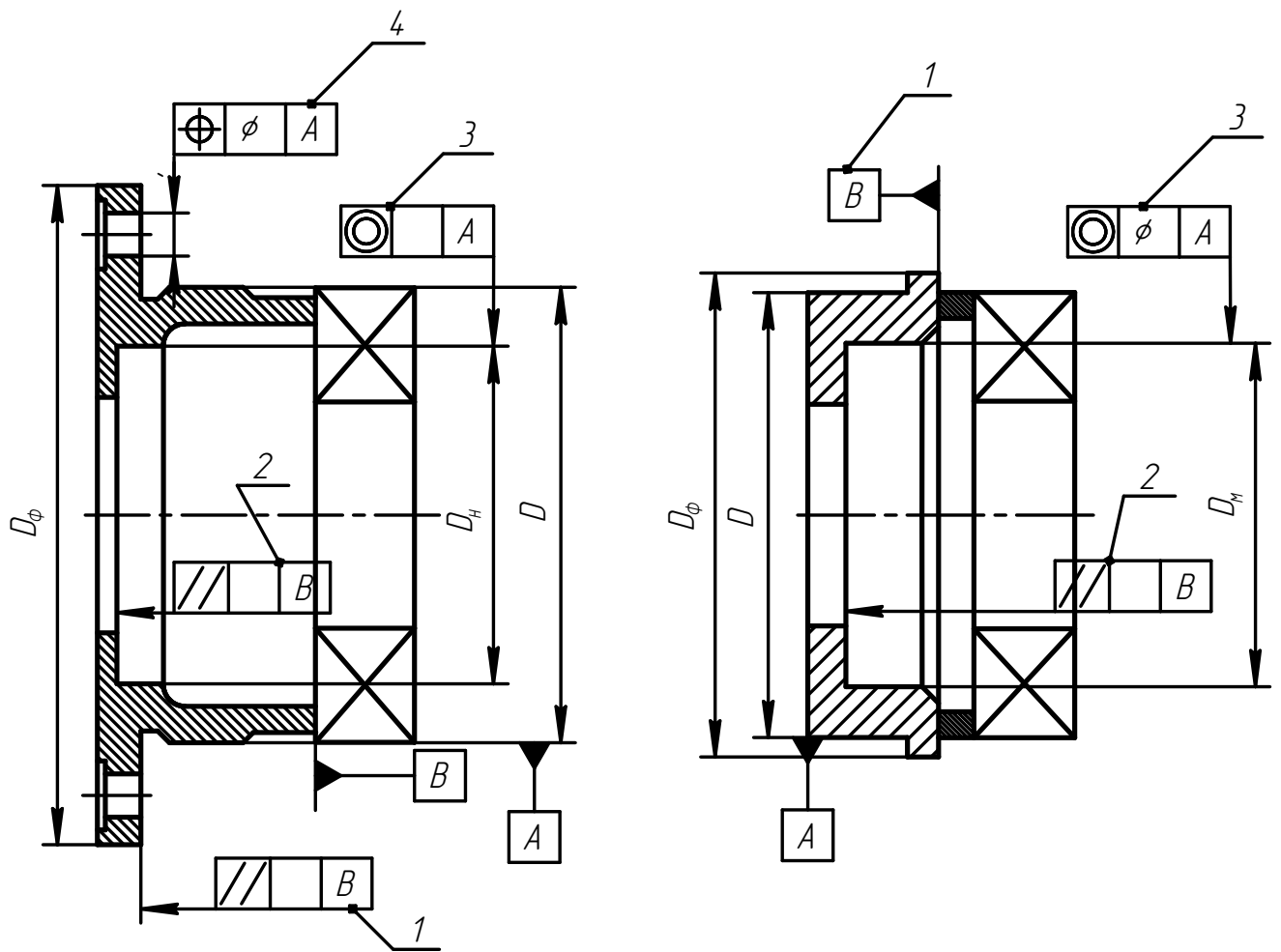


Рисунок 7.8 - Кришки з отворами

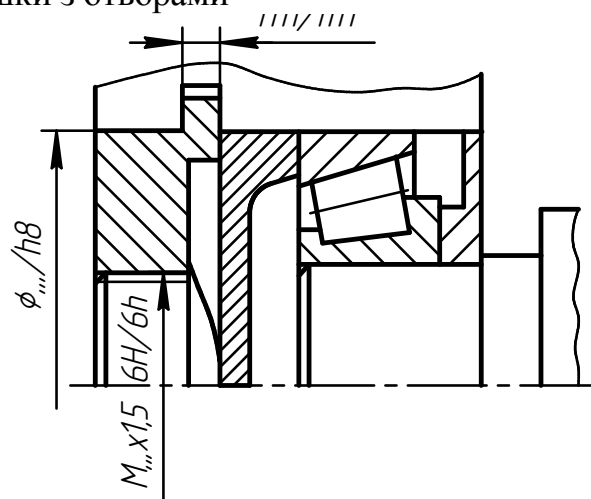


Рисунок 7.9 – Заставна кришка з гвинтом для регулювання

Осьові зазори в нарізному сполученні гвинта з кришкою небажані, тому що вони знижують точність регулювання. У зв'язку з цим варто призначати різьблення з дрібним кроком і задавати на діаметрі різьблення за ГОСТ 16093-70 посадку $6H/6h$.

На рис. 7.10 показані кілька конструкцій кришок підшипників кочення. За виконанням вони подібні кришкам, показаним раніше. Відмінність їх полягає в тому, що торці кришок використовують не для базування підшипників, а для поджима їх до базового торця корпусу. Самі кришки базуються по торцях кілець підшипників. Під фланці привертних кришок установлюють не регульовальні а м'які прокладки, що

ушільнюють. На кресленнях таких кришок задають допуски і поля допусків такі ж, як на кресленнях кришок по рис. 7.6...7.8.

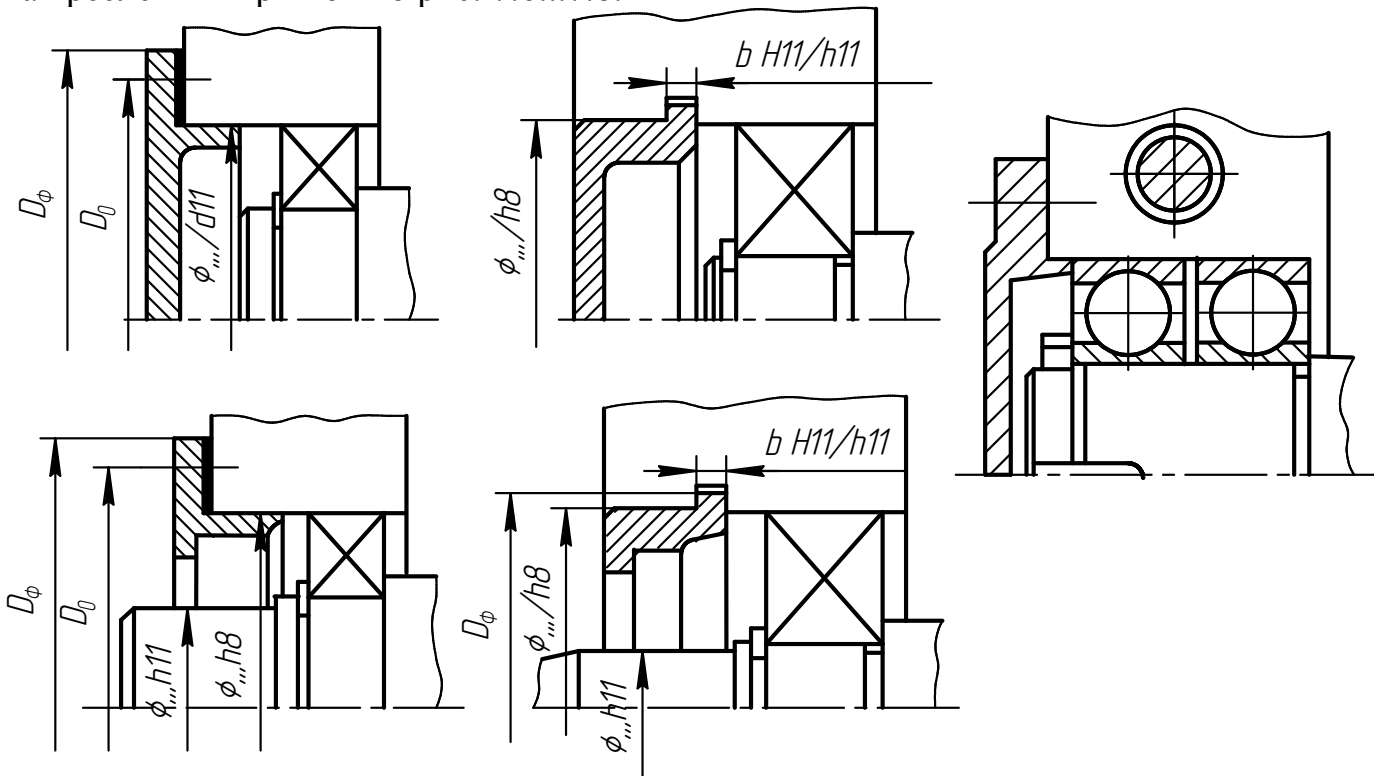


Рисунок 7.10 - Приклади конструкцій піджимних кришок

Усі рекомендації з вибору точності параметрів кришок підшипників, приведені вище, для зручності користування зведені в табл. 7.44. Приклад робочого креслення на рис. 7.11.

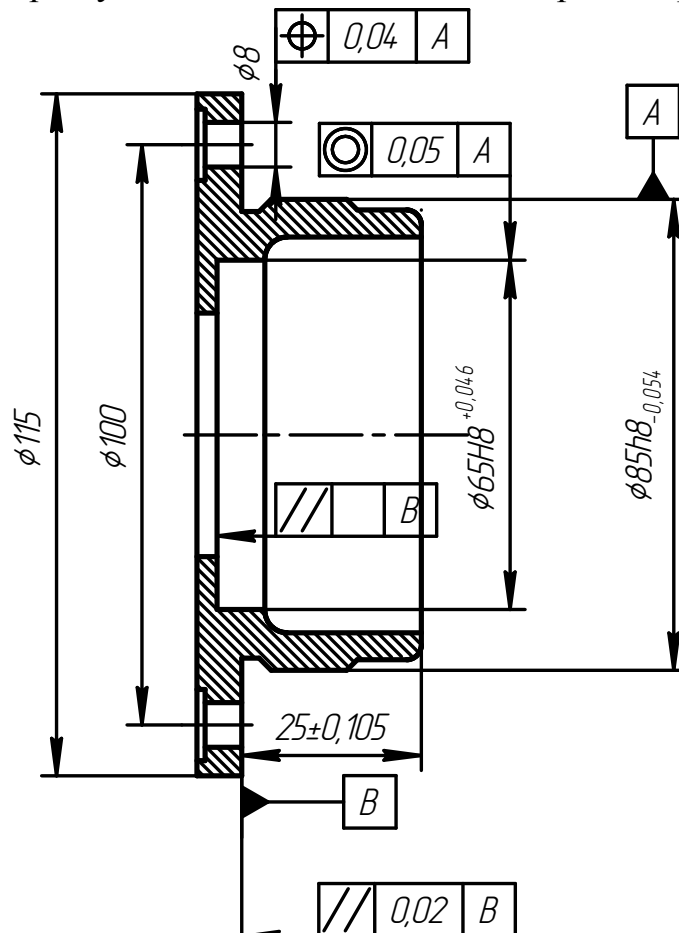


Рисунок 7.11 - Приклад креслення кришки

Таблиця 7.44 - Рекомендації з призначення посадок кришок

Параметр	Точність, що рекомендується
Розмір h (рис.7.7 ... 7.9). Граничні відхилення	$h \pm \frac{IT12}{2}$
Розмір b закладних кришок (рис. 7.6, 7.7, в, 7.8, б, 7.3.8). Посадки	H11/h11
Поверхні, що центрують. Поля допусків кришок:	
- глухих привертних (рис. 7.6, а, 7.7, а, б) з отворами під манжету	d11
- закладних (рис. 7.6, б, 7.7, в, 7.8)	h8
Розмір D_m для манжети (рис. 7.8). Поле допуску отвора	H8
Паралельність торців для манжети і базового торця кришки (2 на рис. 7.8)	$T=IT12$ на $\emptyset D_\phi$
Співвісність отвору для манжети (3 на рис. 7.8)	$T=IT8$ на $\emptyset D_m$
Розміщення кріпільних отворів (4 на рис. 7.8)	T по формулі
Різьбове сполучення гвинта (рис. 7.9). Посадки	$M... \times ... 6H/6h$

8 ПРИЗНАЧЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНИХ ВИМІРЮВАЛЬНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ДЕТАЛЕЙ

Вибір вимірювальних засобів визначається масштабом виробництва, точністю розмірів, вимогами до похибок форми контрольованих поверхонь.

Для однієї з деталей (за вказівкою керівника чи за завданням) вибираються універсальні вимірювальні засоби, необхідні для контролю всіх розмірів деталі. При виборі вимірювальних засобів необхідно враховувати похибку вимірювання, що допускається $\Delta_{ВИМ}$, що залежить від допуску на розмір і визначається за ГОСТ 8.051-81 (табл. 8.1). Установлені стандартом похибки вимірювання є найбільшими. Тому при виборі конкретного вимірювального засобу повинне дотримуватися умова

$$\Delta_{ВИМ} \leq \Delta_{lim},$$

де Δ_{lim} - гранична похибка приладу.

У такий спосіб вибір засобів вимірювання здійснюється в залежності від величини допуску на обробку з урахуванням допускаємої похибки вимірювання, а значення допускаємих похибок вимірювання встановлюються в залежності від допусків і номінальних розмірів вимірюваних виробів. Вони включають не тільки похибки вимірювальних засобів, але і похибки від інших джерел (похибки від настановних мір, базування, температурних деформацій і т.і.). Значення похибок для класифікацій 12... 17 наведені в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 - Похибки вимірювання лінійних розмірів, що допускаються, з незазначеними допусками

Номінальні розміри, мм	Похибки вимірювання, що допускаються, мкм, розмірів с незазначеними допусками, призначеними по класифікації			
	12 чи класу точності «точний»	13, 14 чи класу точності «середній»	15, 16 чи класу точності «грубий»	17 чи класу точності «дуже і грубий»
Понад 1 до 3	50	100	150	150
Понад 3 до 6	50	100	200	500
Понад 6 до 30	100	200	300	500
Понад 30 до 120	150	250	400	800
Понад 120 до 315	200	300	600	1000
Понад 315 до 500	300	500	1000	1500

Для проведення вимірювання з похибками, що не перевищують значень, що допускаються, необхідно мати відомості про значення похибок вимірювальних засобів, у різних умовах їхнього застосування. Деякі дані наведені в табл. 8.3 і 8.4, де зазначені абсолютні значення граничних похибок виміру, тобто дані граничні значення, на які результати вимірювання можуть відрізнятися від дійсного значення вимірюваної величини.

Варіанти використання вимірювальних засобів відрізняються різною похибкою засобів вимірювання в залежності від ряду факторів. До них відносяться класи і розряди встановлених мір, застосовувані штативи і стійки, температурний режим та ін.

Таблиця 8.1 - Допускна похибка вимірювань

Допускні похибки вимірювання лінійних розмірів (за ГОСТ 8.051-91)																			
Інтервали розмірів, мм																			
Від 1 до 3		пон. 3 до 6		пон. 6 до 10		пон. 10 до 18		пон. 18 до 30		пон. 30 до 50		пон. 50 до 80		пон. 80 до 120		пон. 120 до 180		пон. 180 до 250	
Допуски на обробку виробів Т і похибки вимірювання $\Delta_{ВИМ}$, мкм																			
<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$	<i>IT</i>	$\Delta_{ВИМ}$
1,2	0,4	1,5	0,6	1,5	0,6	2	0,8	2,5	6,0	2,5	1,0	3	1,2	4	1,6	5	2,0	7	2,8
2,0	0,8	2,5	1,0	2,5	1,0	3	1,2	4,0	1,4	4	1,4	5	1,8	6	2,0	8	2,8	10	4,0
3,0	1,0	4,0	1,4	4	1,4	5	1,6	6,0	2,0	7	2,4	8	2,8	10	3,0	12	4,0	14	5,0
4	1,4	5	1,6	6	2,0	8	2,8	9	3,0	11	4,0	13	4,0	15	5,0	18	6,0	20	6,0
6	1,8	8	2,0	9	2,0	11	3,0	13	4,0	16	5,0	19	5,0	22	6,0	25	7,0	29	8,0
10	3,0	12	3,0	15	4,0	18	5,0	21	6,0	25	7,0	30	9,0	35	10	40	12	46	12
14	3,0	18	4,0	22	5,0	27	7,0	33	8,0	39	10	46	12	54	12	63	16	72	18
25	6,0	30	8,0	36	9	43	10	52	12	62	16	74	18	87	20	100	30	115	30
40	8,0	48	10	58	12	70	14	84	18	100	20	100	30	140	30	160	40	185	40
60	12	75	16	90	18	ПО	30	130	30	160	40	190	40	290	50	250	50	290	60
100	20	120	30	150	30	180	40	210	50	250	50	300	60	350	70	400	80	460	100
140	30	180	40	220	50	270	60	330	70	390	80	460	100	540	120	630	140	720	160
250	50	300	60	360	80	430	90	520	120	620	140	740	160	870	180	1000	200	1150	240
400	80	480	100	580	120	700	140	840	180	1000	200	1200	240	1400	280	1600	320	1850	300
600	120	750	160	900	200	100	240	1300	280	1600	320	1900	400	2200	440	2500	500	2900	600
1000	200	1250	240	1500	300	800	380	2100	440	12500	500	3000	600	3500	700	4000	800	4600	1000

Таблиця 8.3 - Граничні похибки вимірювання внутрішніх лінійних розмірів універсальними вимірювальними засобами

Засоби вимірювання	Граничні похибки вимірювання, <i>мкм</i> , для діапазону розмірів, <i>мм</i>				
	пон. 3 до 18	пон. 18 до 50	пон. 50 до 120	пон. 120 до 250	пон. 250 до 500
Лінійки вимірювальні металеві	500				
Штангенциркуль з відліком по ноніусу 0,1мм	200	200	250	300	300
Мікрометри мікрометричні з величиною відліку 0,01 мм	-	-	15	20	30
Нутроміри індикаторні з ціною розподілу відлікового пристрою 0,01 мм	15	20	25	25	30
Оптиметри і довжиноміри горизонтальні, вимірювальні машини з ціною розподілу відлікового пристрою 0,001 мм	1,5	1,5	2,5	5	9

У виборі вимірювальних засобів повинні брати участь конструкторська, технологічна, метрологічна служби підприємства в межах виконуваних ними службових обов'язків.

Функції конструкторської служби у виборі вимірювальних засобів полягають тільки в правильному призначенні допусків на розмір деталі.

Технологічна служба зобов'язана забезпечити найбільш економічні технологічні процеси.

Метрологічна служба здійснює вибір конкретних вимірювальних засобів з урахуванням умов виміру.

Результати роботи з вибору засобів виміру для розмірів розробленого вала редуктора варто звести в табл. 8.5.

Таблиця 8.5 - Приклад таблиці для вибраних контрольних засобів

Найменування розмірів ділянок деталі	Допуск розміру	Допускна похибка вимірювання	Найменування інструмента і варіант використання	Гранична похибка засобу вимірювання	Висновок
	$T, \text{ мкм}$	$\Delta_{\text{ВИМ}}, \text{ мкм}$		$\Delta_{\text{СР.ВИМ}}$	

Таблиця 8.4 - **Граничні похибки вимірювання зовнішніх лінійних розмірів універсальними вимірювальними засобами**

Засоби вимірювання	Граничні похибки вимірювання, <i>мкм</i> , (для діапазону вимірювання, <i>мм</i>):								
	до 25	пон. 25 до 30	пон. 50 до 75	пон. 75 до 100	пон. 100 до 123	пон. 125 до 150	пон. 150 до 175	пон. 175 до 200	пон. 200 до 250
Лінійка вимірювальна металева ціною поділки 1 <i>мм</i>	500								
Штангенциркуль по ноніусу 0,1 <i>мм</i>	150	150	200	200	200	200	200	200	200
Штангенциркуль по ноніусу 0,05 <i>мм</i>			100	100					
Мікрометри гладкі з величиною відліку 0,01 <i>мм</i> при установці на нуль настановної міри (при роботі знаходяться в руках)	5	10	10	15	15	15	20	20	25
Скоби індикаторні з ціною розподілу 0,01 <i>мм</i>	12	15	15	20	2(1)	20	20	25	40
Мікрометри ричажні і скоби ричажні з ціною розподілу 0,002 <i>мм</i> при установці на нуль по кінцевих мірах довжини	4	7	9	12	14	17	18	21	26
Голівки вимірювальні пружинні з ціною розподілу 0,002 <i>мм</i> і межею вимірювання $\pm 0,060$ <i>мм</i>	1,5	2	2	2,5	2,5	-	-	-	-
Оптиметр вертикальний, оптиметр горизонтальний з ціною розподілу 0,001 <i>мм</i> і межею виміру по шкалі $\pm 0,1$ <i>мм</i> при відносному методі вимірювання	1	1	1	1	1	1	1	1,5	1,5
Мікроскопи інструментальні (велика і мала модель)	4	5	6	9	9	11	-	-	-
Штангенглибиномір з відліком по ноніусу 0,05 <i>мм</i>	100	100	150	150	150	150	150	150	150
Глибиноміри мікрометричні, абсолютний метод вимірювання	6	20	20	20	20	25	-	-	-
Глибиноміри індикаторні при відносному методі вимірювання з настроюванням по кінцевих мірах довжини	6	7	9	10	10	15	-	-	-

У пояснювальній записці повинні бути вказані схеми прийнятих вимірювальних засобів і описаний принцип їхньої роботи. Вказують схему контролю даного параметра за допомогою обраного універсального приладу.

На рисунках наведені деякі прибори та схеми вимірювання.

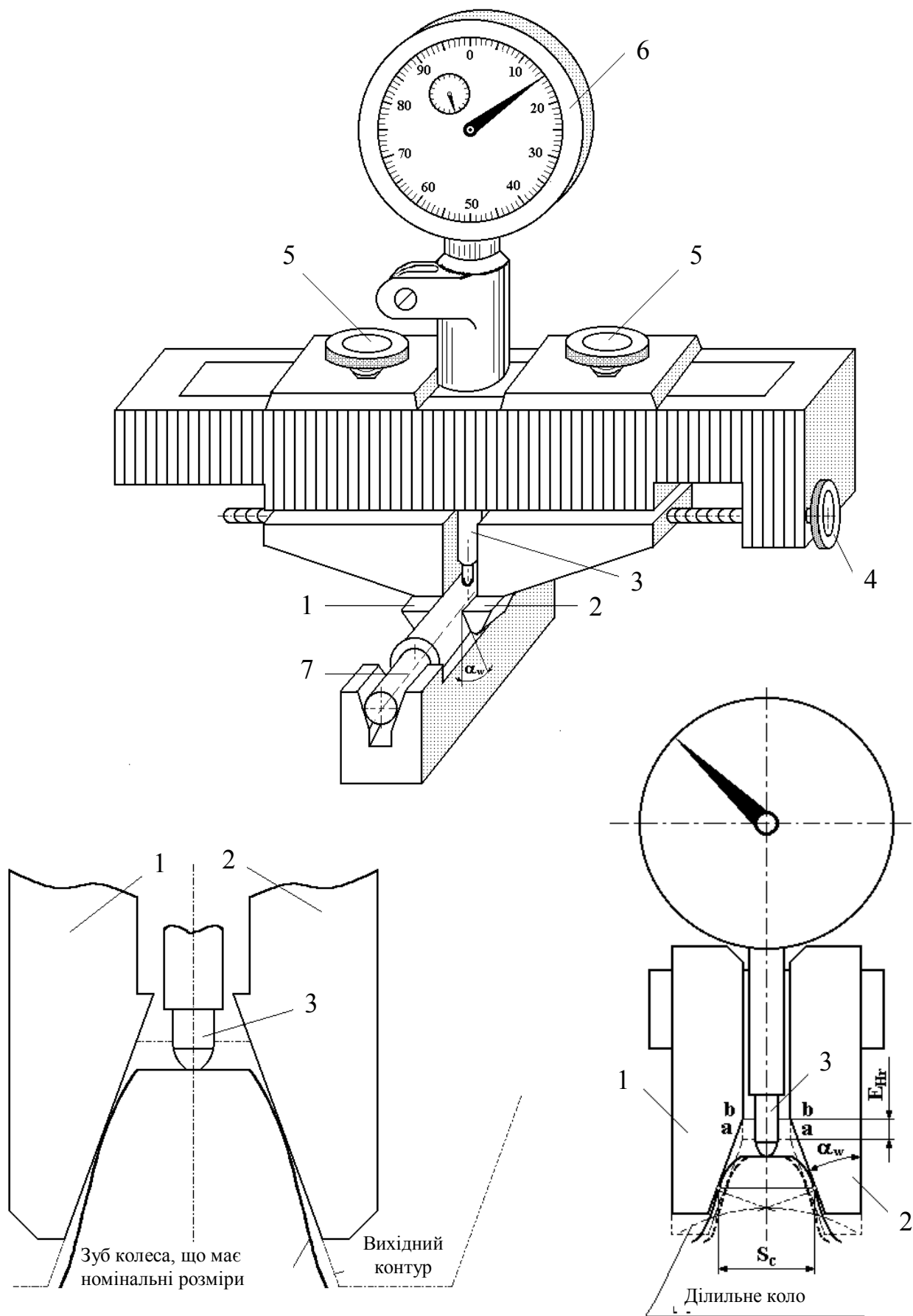


Рисунок 8.1 - Схема контролю зубоміром зміщення: 1,2 –вимірювальні губки; 3 – наконечник; 4,5 – гвинти; 6 – індикатор; 7 - ролик

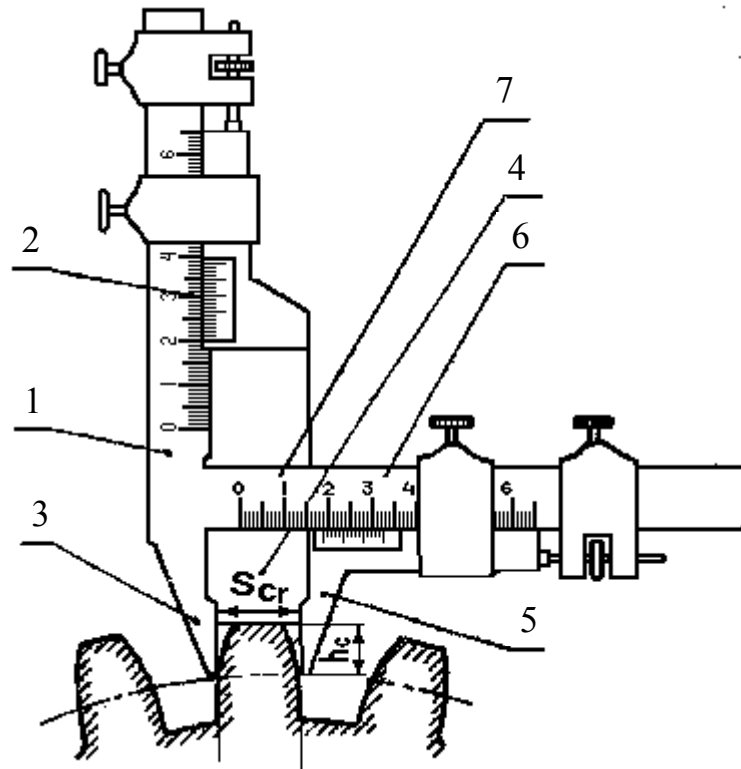


Рисунок 8.2 - Схема контролю хордовим зубоміром

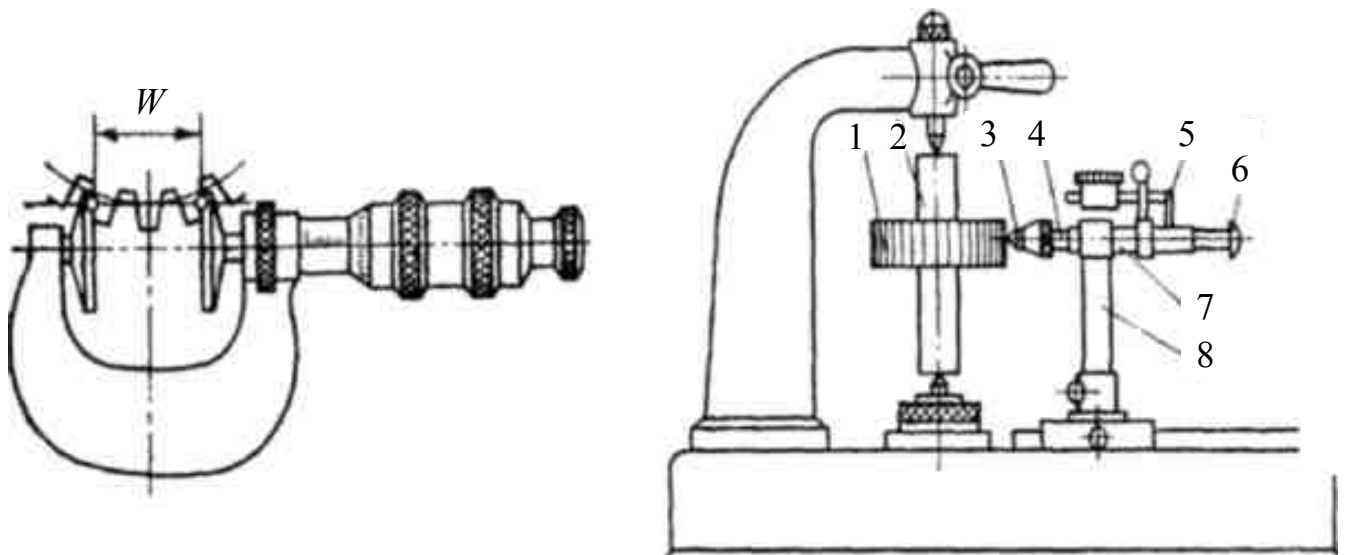


Рисунок 8.3 - Схема контролю вимірювання зубчастого вінця зубомірним мікрометром та биттеміром: 1 – зубчасте колесо; 2 - оправка; 3 - наконечник; 4 - вимірювальний стрижень; 5 - планка; 6 - наконечник індикатора; 7 - направляюча втулка.

9 СКЛАДАННЯ І РОЗРАХУНОК РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ

У практиці проектування часто зустрічаються випадки, коли працездатність вузла або виробу в цілому, а іноді навіть можливість їх складання, залежать від дійсних значень розмірів, що визначають розташування поверхонь, що взаємодіють і складають так званий розмірний ланцюг. От чому розділом курсової роботи є складання і розрахунок розмірних ланцюгів.

В завданні на виконання курсової роботи, як правило, указаний зазор, або розмір, який необхідно забезпечити при виконанні складальних операцій. Цей розмір визначає працездатність складальної одиниці і відхилення від точності його виконання недопустимі.

Розмірним ланцюгом називають сукупність розмірів, що утворюють замкнутий контур. Ці розміри визначають взаємне розташування поверхонь однієї досить складної деталі, або декількох деталей, що входять у вузол. У першому випадку ланцюг називають детальним, у другому - складальним. У курсовій роботі розглядаються складальні розмірні ланцюги.

Розміри, що входять у розмірний ланцюг, називаються ланками і позначаються прописними буквами. Ланка, одержана в розмірному ланцюзі останньою в результаті складання вузла, називається тією, що замикає, або вихідною. У складальному розмірному ланцюзі ланкою, що замикає, звичайно є зазор (іноді - натяг), що з'являється в результаті складання цього вузла.

Розміри, що складають розмірний ланцюг, крім ланки, що замикає, розділяються на ті, що збільшують і ті, що зменшують. Тією, що збільшує, називається ланка, зі збільшенням якої ланка, що замикає, збільшується, а тією, що зменшує, - зі збільшенням якої ланка, що замикає, зменшується.

Розрахунок розмірного ланцюга стає необхідним, якщо на складальному кресленні конструктор задає граничні значення розміру, що одержується після складання, тобто вихідної ланки чи тієї, що замикає.

Розрахунок починають з виявлення ланок і складання розмірного ланцюга. При складанні ланцюга необхідно виконувати кілька правил:

- а) кількість ланок повинна бути найменшою;
- б) кожна деталь може входити в ланцюг тільки 1 раз;
- в) не допускається наявність кількох замкнутих контурів;
- г) в цілому ланцюг повинен бути замкнутий.

9.1 Складання розмірного ланцюга. Умовне графічне зображення розмірного ланцюга

При складанні розмірного ланцюга звичайно прагнуть до того, щоб число ланок було мінімальним. Це досягається тоді, коли число ланок дорівнює числу деталей, що впливають на величину ланки, що замикає. Іншими словами, кожна деталь повинна входити в розмірний ланцюг одним розміром. Якщо цього правила не дотримуватися, то необхідна точність розмірів необгрунтовано завищується, а виготовлення деталей, звичайно ж, стає дорожчим.

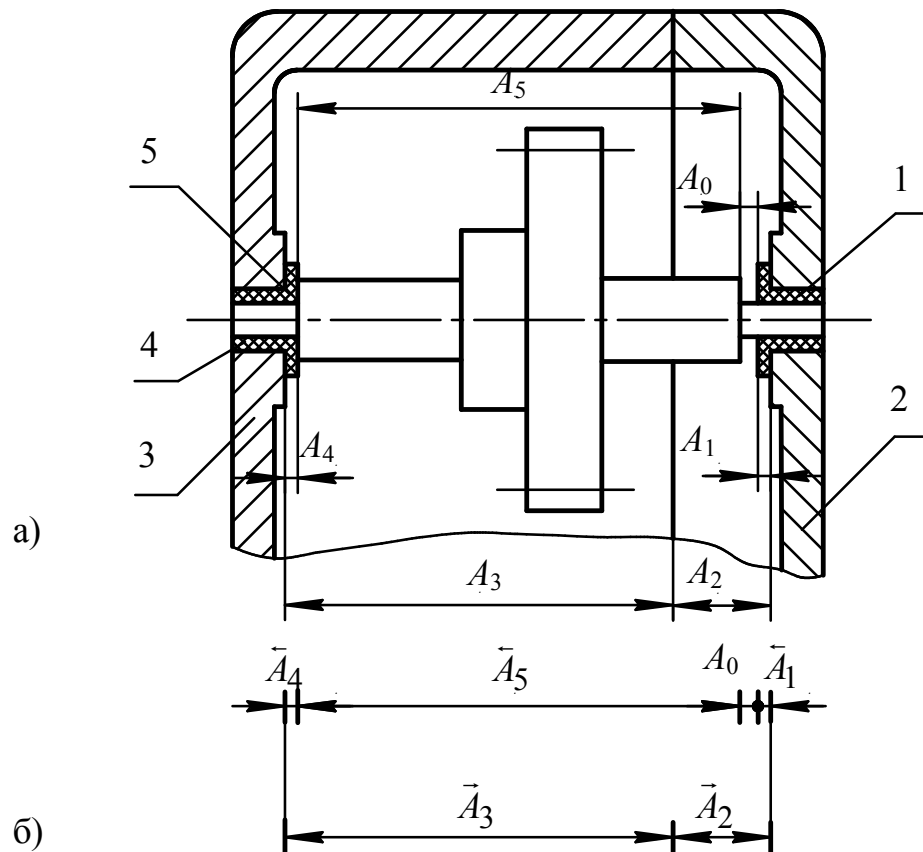


Рисунок 9.1 - Схематичне креслення редуктора й розмірний ланцюг

На рис. 9.1, а представлено схематичне креслення редуктора, у якому задана вихідна ланка або та, що замикає, A_0 . На цьому ж рисунку показані розміри A_1, A_2, \dots деталей, що впливають на величину A_0 . Розміри проставлені так, що вимога найменшого числа ланок ланцюга виконується (їх число дорівнює числу деталей). При складанні схеми розмірний ланцюг ланки має вигляд векторів довільної довжини без дотримання масштабу. Звичайно вони розташовуються паралельно. У випадку довільного розташування розміру в площині або просторі його заміняють проекцією на загальний напрямок інших розмірів. Складання схеми починають з обходу по контуру всього розмірного ланцюга. Його доцільно починати від однієї з поверхонь, що обмежують ланку, що замикає. Напрямок векторів призначають у залежності від обраного напрямку обходу. При обході за годинною стрілкою схема розмірного ланцюга редуктора буде мати вигляд, зображений на рис. 9.1, б. На схемі розмірного ланцюга всі ланки, що зменшують, мають той самий напрямок, що і ланка, що замикає, а всі ті, що збільшують - протилежний.

При розрахунку розмірних ланцюгів розглядається два типи задач: пряма і зворотня. При рішенні першої вважаються заданими номінальний розмір і граничні відхилення вихідної ланки чи тієї, що замикає, що призначаються з умов нормальної роботи вузла; визначаються допуск і граничні відхилення складових ланок. При рішенні другої задачі вважаються заданими номінальні розміри складових ланок і їх граничні відхилення, визначаються номінальний розмір і граничні відхилення ланки, що замикає. При проектуванні звичайно вирішується пряма задача, зворотно ж вирішують для перевірки правильності вирішення прямої.

У курсовій роботі вирішується пряма задача. Розрахунок розмірних ланцюгів здійснюється кількома методами. Найчастіше застосовують методи повної і неповної взаємозамінності.

9.2 Розрахунок розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності

Розрахунок визначеного завданням розмірного ланцюга рекомендується виконувати в наступній послідовності:

- 1) визначити номінальний розмір вихідної ланки;
- 2) визначити середнє число одиниць допуску;
- 3) призначити ув'язочну; ланку;
- 4) вибрати квалітети і призначити допуски на усі ланки, крім ув'язочної;
- 5) визначити допуск і граничні відхилення ув'язочної ланки.

Результати розрахунку краще звести у вигляді табл. 9.1.

Таблиця 9.1 - Результати розрахунку розмірного ланцюга (метод повної взаємозамінності)

Позначення розміру (ланки)	Номінальний розмір ланки, мм	Одиниця допуску i , мкм	Квалітет	Допуск розміру TA_i , мкм	Граничні відхилення розмірів, мм		Умовне позначення полів допусків по ГОСТ 25347-82
					верхнє ES_i	нижнє EI_i	

З рис. 9.1, б випливає, що ланка, яка замикає

$$A_0 = (A_3 + A_2) - (A_1 + A_4 + A_5).$$

Легко помітити, ланки A_2 і A_3 – ті, що збільшують, а A_1 , A_4 і A_5 – ті, що зменшують. У загальному виді можна записати, що

$$A_0 = \sum_{i=1}^m A_{i\text{ зб}} - \sum_{i=1}^n A_{i\text{ зм}}, \quad (9.1)$$

де m , n - числа ланок, що збільшують та зменшують, відповідно.

Очевидно, що

$$A_{0\text{ max}} = \sum_{i=1}^m (A_{i\text{ max}})_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n (A_{i\text{ min}})_{\text{зм}}; \quad (9.2)$$

$$A_{0\text{ min}} = \sum_{i=1}^m (A_{i\text{ min}})_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n (A_{i\text{ max}})_{\text{зм}}. \quad (9.3)$$

Почленно віднімаючи з виразу (9.2) рівняння (9.3), знайдемо допуск ланки, що замикає:

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i. \quad (9.4)$$

При розрахунку розмірних ланцюгів методом повної взаємозамінності допуск ланки, що замикає, дорівнює сумі допусків складових. Так вирішується зворотна задача.

Пряма задача вирішується на стадії проектування, коли конструктор, визначивши з умов нормальної експлуатації вузла виробу допуск вихідної ланки, визначає допуски складових ланок.

Рішення прямої задачі може бути виконано кількома способами. Найбільш обґрунтованим з технологічної точки зору є спосіб рівної точності. Він припускає, що всі складові розміри виконуються з однією точністю, в одному квалітеті. Якщо виразити допуск кожної складової ланки через одиницю допуску:

$$TA_1 = a_1 * i_1 = a_1(0,45 * \sqrt[3]{D_1} + 0,001 * D_1);$$

$$TA_2 = a_2 * i_2 = a_2(0,45 * \sqrt[3]{D_2} + 0,001 * D_2);$$

...

$$TA_i = a_i * i_i = a_i(0,45 * \sqrt[3]{D_i} + 0,001 * D_i), \quad (9.5)$$

де i - одиниця допуску, що залежить від номінального розміру складового ланки (табл.9.2);

a - число одиниць допуску, що характеризує квалітет.

Таблиця 9.2 - Значення одиниці допуску для різних інтервалів розмірів

Інтервали розмірів, мм	До 3	Понад 3 до 6	Понад 6 до 10	Понад 10 до 18	Понад 18 до 30	Понад 30 до 50	Понад 50 до 80	Понад 80 до 120	Понад 120 до 180	Понад 180 до 250	Понад 250 до 315
Одиниця допуску, мкм	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,9	3,2

Якщо прийняти $a_1=a_2=...=a_i=a$, що відповідає умові виконання всіх складових ланок в одному квалітеті, то рівняння (9.5) можна переписати так:

$$TA_0 = a \left(\sum_{i=1}^{m+n} (0,45 \sqrt[3]{D_i} + 0,001 D_i) \right). \quad (9.6)$$

Тоді

$$a = \frac{TA_0 - TA_{станд}}{\sum_{i=1}^{m+n} (0,45 \sqrt[3]{D_i} + 0,001 D_i)}, \quad (9.7)$$

де $TA_{станд}$ - допуск стандартних деталей у ланцюгу.

Отримане в такий спосіб число одиниць допуску порівнюють з числом одиниць по квалітету (табл. 9.3) для призначення необхідної точності.

Таблиця 9.3 - Кількість одиниць допуску a для 5... 16 квалітетів

квалітет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Звичайно обчислена величина a не відповідає визначеному квалітету, а розташована між двома сусідніми. Тоді частина розмірів виконується за точнішим, а частина - за грубішим квалітетом, однак при цьому рівняння (9.4), як правило, не

дотримується. От чому стандартний допуск призначають для всіх складових ланок (табл. 9.4), крім одної, яку називають ув'язочною. Допуск ув'язочної ланки визначається з формули (9.4):

$$TA_{ув'яз} = TA_0 - \sum_{i=1}^{m+n-1} TA_i \quad (9.8)$$

Таблиця 9.4 - Значення допусків, мкм, по ГОСТ 25346-82

Розміри, мм	Квалітет										
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
до 3	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
понад 3 до 6	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
"6 до 10	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
"10 до 18	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
"18 до 30	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
"30 до 50	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
"50 до 80	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
"80 до 120	35	54	87	140	220	350	540	840	1400	2200	3500
"120 до 180	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
"180 до 250	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
"250 до 315	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200

Нестандартна величина допуску не дозволяє використовувати для контролю ув'язочного розміру наявні калібри, тому рекомендується в якості ув'язочної ланки приймати розмір, контроль якого може виконуватися тільки універсальними вимірювальними приладами.

Найбільший і найменший розміри ув'язочної ланки визначають з формул (9.2) і (9.3), після чого знаходять його верхнє і нижнє відхилення.

При оформленні робочих креслень звичайно допуск на розміри складових ланок призначають "у тіло", тобто убік зміни розміру при продовженні обробки. Якщо при цьому розмір зменшується, то допуск ставиться в мінус, як на розмір вала. Якщо при продовженні обробки розмір збільшується, то допуск на нього ставлять, як на діаметр отвору, тобто в плюс.

Так, якщо розрахунком встановлено, що необхідна точність виконання складових ланок відповідає 10 квалітету, то для розмірів типу вала допуск призначається за $h10$, а для розмірів типу отвору - за $H10$. Якщо розмір не може бути віднесений ні до отвору, ні до вала, як, наприклад, у випадках відстані між осями циліндричних поверхонь чи віссю і площиною, то допуск варто розташовувати симетрично щодо номінального розміру $\pm \frac{IT10}{2}$.

Для кращого засвоєння розглянутої методики в якості приклада вирішимо пряму задачу для складальної одиниці, приведеної на рис. 9.1, а. Схема розмірного ланцюга зображена на рис. 9.1, б.

Дано: Номінальний розмір ланок:

$A_1=10$ мм, $A_2=20$ мм, $A_3=81$ мм, $A_4=10$ мм, $A_5=80$ мм. Граничні значення зазору

(вихідної ланки чи тієї, що замикає) $A_{0\ max}=1,400\ мм$, $A_{0\ min}=0,900\ мм$. Знайти допуски і граничні відхилення складових ланок.

1. Знаходимо номінальний розмір вихідної ланки. Зі схеми розмірного ланцюга видно, що

$$A_0 = (A_2 + A_1) - (A_3 + A_4 + A_5) = (20 + 81) - (10 + 10 + 80) = 1\ мм.$$

$$\text{Тоді } A_0 = 1_{-0.100}^{+0.400} \text{ і } TA_0 = 500\ мкм.$$

2. Визначаємо по формулі (9.7) середнє число одиниць допуску. Значення одиниць допуску для ланок беремо з табл. 9.2:

$$a = \frac{TA_0}{\sum_{i=1}^{n+m} i_i} = \frac{500}{(0,90 + 1,30 + 2,20 + 0,90 + 1,90)} = 69,4.$$

Отримане значення розташовується між 10 ($a=64$) і 11 ($a=100$) квалітетами (табл. 9.3).

3. Розмір A_2 приймаємо за ув'язочний.

4. Розміри A_1 і A_4 виконуємо по 11 квалітету, а розміри A_3 і A_5 по 10.

5. Визначаємо по формулі (9.8) допуск ув'язочної ланки A_2 . Величини допусків складових ланок беремо з табл. 9.4.

З табл. 9.4 видно, що точність виконання ланки A_2 близька до 9 квалітету, тобто вище, ніж у інших ланок. Таке завищення точності окремих ланок з технологічної точки зору недоцільно, тому вносимо коректування в розрахунок (розмір A_1 , виконуємо теж по 10 квалітету).

$$\text{Тоді } A_2 = 500 - (58 + 140 + 90 + 120) = 92\ мкм.$$

Тепер точність розміру близька до 10 квалітету, що є більш прийнятним.

Допуски складових ланок розташовуємо "у тіло". Оскільки A_1 , A_2 , A_5 відносяться до охоплюваних, допуск для них призначаємо відповідно по $h10$, $h11$. Розмір A_3 , розглядаємо як охоплюючий, тому що продовження обробки приводить до збільшення розміру, і допуск призначаємо по $H10$.

Граничні відхилення ув'язочної ланки A_2 визначаємо по формулах (9.2) і (9.3), з огляду на те, що розміри A_2 і A_3 , - ті, що збільшують, а - A_1 , A_4 , A_5 - ті, що зменшують.

$$A_{2\ max} = A_{\Delta\ max} - A_{3\ max} + (A_{1\ min} + A_{4\ min} + A_{5\ min}).$$

$$\text{Тоді } 1,400 - 81,140 + (9,942 + 9,910 + 79,880) = 19,992\ мм;$$

$$ES_2 = A_{2\ max} - A_2 = -0,008\ мм;$$

$$A_{2\ min} = A_{0\ min} - A_{3\ min} + (A_{1\ max} + A_{4\ max} + A_{5\ max}) = 0,900 - 81 + (10 + 10 + 80) = 199\ мм;$$

$$EI_2 = A_{2\ min} - A_2 = -0,100\ мм.$$

$$\text{Отже, ув'язочна ланка } A_2 = 20_{-0.100}^{-0.008}.$$

Остаточні результати розрахунку зводяться в табл. 9.5.

Таблиця 9.5 - Остаточні результати розрахунку розмірної ланки

Позначення розміру (ланки)	Номинальний розмір ланки, мм	Одиниця допуску i , мкм	Квалітет	Допуск розміру TA_i , мкм	Граничні відхилення розмірів, мм		Умовне позначення полів допусків по ГОСТ 25347-82
					Верхнє ES_i	Нижнє EI_i	
A_1	10	0,90	10	58	0	-0,058	$h10$
A_2	20	1,30	-	92	-0,008	-0,100	-
A_3	81	2,20	10	140	+0,140	0	$H10$
A_4	10	0,90	11	90	0	-0,090	$h11$
A_5	80	1,90	10	120	0	-0,120	$h10$
A_0	1	-	-	500	+0,400	-0,100	-

9.3 Розрахунок розмірних ланцюгів теоретико-імовірносним методом

При рішенні прямої задачі методом повної взаємозамінності можуть бути отримані занадто малі величини допусків складових розмірів, що є економічно недоцільним, а іноді просто нездійсненним. Такі високі вимоги до точності отримують тому, що в основу розрахунку покладене припущення про найнесприятливіше сполучення розмірів з'єднаних деталей. Усі складові ланки не тільки одночасно приймають екстремальні значення, але в одному складальному вузлі всі розміри, що збільшують, розглядаються максимальними, а ті, що зменшують, - мінімальними (чи навпаки). Такий випадок може бути, але імовірність його появи, як показує розрахунок, дуже малий.

Тому в багатьох випадках метод мінімуму-максимуму (так іноді називають метод повної взаємозамінності) розглядається як економічно недоцільна, необгрунтована перестраховка, а розмірні ланцюги розраховують методами неповної взаємозамінності (наприклад, ймовірносним методом). Він ґрунтується на тому, що розміри, що складають розмірний ланцюг, розглядаються як незалежні перемінні випадкові величини, а ланка, що замикає, - як сума незалежних перемінних. Розглядаються закони розсіювання значень розмірів, які складають розмірний ланцюг, і випадковий характер їхнього з'єднання при складальній операції.

Встановлено, що картина, розсіювання розмірів деталей яка спостерігається на практиці, при різних методах їх обробки може бути описана відомими в теорії ймовірностей законами рівної імовірності, рівнобедреного трикутника (закон Сімпсона) та ін., але найчастіше - законом нормального розподілу (законом Гауса).

При прийнятті деяких технологічно обгрунтованих допущень допуск ланки, що замикає, визначається з виразу

$$TA_0 = \frac{1}{3} \sqrt{t^2 \sum_{i=1}^{m+n} TA_i} \quad (9.9)$$

Тут t - безрозмірний коефіцієнт, обумовлений так званим відсотком ризику p . Під відсотком ризику розуміють відсоток вузлів або виробів, у яких в результаті складання дійсне значення ланки, що замикає, виходить за припустимі межі. Це іноді відбувається в тих випадках, коли дійсні значення складових розмірного ланцюга

розмірів дорівнюють гранично припустимим чи близькі до них, а сполучення розмірів найбільш несприятливе. Таке може статися, наприклад, коли всі розміри, що збільшують, у даному вузлі мають найменші значення в межах допуску, а ті, що зменшують, в цьому ж вузлі - максимальні значення. Отриманий при складанні брак можна виправити. Для цього досить розібрати вузол і замінити кілька деталей, щоб з'єднання дійсних розмірів стало більш сприятливим. Витрати на розбирання деякої кількості вузлів багаторазово перебиваються економічним ефектом від зниження вимог до точності розмірів, що входять у розмірний ланцюг. Розрахунок розмірних ланцюгів на основі теорії ймовірностей широко застосовується в промисловості.

Значення коефіцієнта t по заданому конструктором відсотку ризику p беруть з табл. 9.6.

Таблиця 9.6 - Значення коефіцієнту t при різних процентах ризику p

$p, \%$	0,01	0,05	0,1	0,2	0,27	0,4	0,5	0,6	0,7
t	3,89	3,48	3,29	3,12	3,00	2,88	2,81	2,75	2,70
$p, \%$	0,8	0,9	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0	32,0
t	2,65	2,61	2,57	2,43	2,33	2,17	1,96	1,65	1,00

Під час вирішення прямої задачі є заданими номінальні розміри всіх складових ланок, а також граничні розміри вихідної ланки. Потрібно визначити граничні відхилення складових ланок, враховуючи ймовірносний закон.

Задачу найчастіше вирішують також способом рівної точності, припускаючи, що всі складові розміри будуть виконуватися по одному квалітету. Спосіб виключає необгрунтоване завищення точності виконання деяких розмірів і технологічні труднощі, які впливають з цього. У виразах допуску складових ланок через одиницю допуску: (це було вже зроблено вище) приймаємо, що $a_1 = a_2 = \dots = a$. Тоді формула (9.9) прийме вид (за відсутності стандартних, покупних деталей з фіксованою величиною допуску):

$$TA_0 = \frac{ta}{3} \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} i_i^2} \quad \text{і} \quad a = \frac{3TA_0}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} i_i^2}} \quad (9.10)$$

Значення одиниць допуску для різних інтервалів беруться з табл. 9.2. Звичайно отримане значення a знаходиться між двома стандартними значеннями, що визначають квалітети (див. табл. 9.3). У цих випадках доцільно допуск частини складових ланок призначати по точнішому квалітету, а допуск інших - по грубішому. Допуск однієї ланки, так званої ув'язочної, приймають не стандартним, так, щоб рівняння (9.9) виконувалося.

З формули (9.9) допуск ув'язочної ланки

$$TA_{ув'яз} = \sqrt{\left(\frac{3TA_0}{t}\right)^2 - \sum_{i=1}^{m+n-1} TA_i^2} \quad (9.11)$$

Граничні відхилення ув'язочної ланки шукають на підставі теореми про математичні очікування. Відомо, що математичне очікування суми випадкових величин дорівнює сумі математичних очікувань цих величин. Вважаючи, що діапазон розсіювання розміру дорівнює його допуску, а математичне очікування

розміру збігається із серединою поля допуску, можна записати-

$$A_{0cp} = \sum_{i=1}^m A_{i зб cp} - \sum_{i=1}^n A_{i зм cp} \quad (9.12)$$

Для полегшення розрахунку вводять поняття про середнє відхилення розміру

$$E_{ci} = \frac{ES_i + EI_i}{2}. \quad (9.13)$$

Тоді

$$\begin{aligned} A_{1cp} &= A_1 + E_{c1}, \\ A_{2cp} &= A_2 + E_{c2}, \end{aligned} \quad (9.14)$$

.....

$$A_{icp} = A_i + E_{ci}$$

Після підстановки в (9.12) і перетворення остаточно одержуємо

$$E_{ci} = \xi' E_{c0} + \sum_{i=1}^{m+n-1} \xi' E_{ci}. \quad (9.15)$$

Тут коефіцієнт $\xi'=+1$ для ланок, напрямом яких протилежний напрямку ув'язочної ланки; $\xi'=-1$ для ланок, напрямом яких збігається з напрямком ув'язочної ланки.

Граничні відхилення ув'язочної ланки знаходять по формулах

$$ES_{ув'яз} = E_{cув'яз} + \frac{TA_{ув'яз}}{2}; \quad (9.16)$$

$$EI_{ув'яз} = E_{cув'яз} - \frac{TA_{ув'яз}}{2}. \quad (9.17)$$

Допуски на розміри складових ланок звичайно призначають "у тіло", як і при розрахунку методом повної взаємозамінності.

Розрахунок прямої задачі методом неповної взаємозамінності рекомендується виконувати в наступній послідовності:

- 1) визначити номінальний розмір вихідної ланки;
- 2) визначити середнє число одиниць допуску;
- 3) призначити ув'язочну ланку;
- 4) вибрати квалітети і призначити допуски на усі ланки, крім ув'язочної;
- 5) визначити допуск ув'язочної ланки;
- 6) визначити середнє і граничні відхилення ув'язочної ланки. Результати розрахунку зводяться в табл. 9.7.

Таблиця 9.7 - Таблиця для розрахунку теоретико-імовірносним методом

Позначення розміру (ланки)	Номінальний розмір ланки, мм	Одиниця допуску і, мкм	Квалітет	Допуск розміру TA_i , мкм	Відхилення розмірів, мм			Умовне позначення полів допусків
					Верхнє ES_i	Нижнє EI_i	Середнє E_{ci}	

Щоб отримати уяву про доцільність використання цього методу в якості

прикладу залишимо ті ж самі вихідні дані, що і в першому випадку.

Вирішимо пряму задачу для складальної одиниці, представленої на рис. 9.1, а. Умови задачі залишимо такими ж, як і при розрахунку методом повної взаємозамінності.

Дано: $A_1 = 10$ мм, $A_2 = 20$ мм, $A_3 = 81$ мм, $A_4 = 10$ мм, $A_5 = 80$ мм.

$A_{0max} = 1,400$ мм, $A_{0min} = 0,900$ мм, $p = 0,55\%$.

Знайти граничні відхилення складових ланок.

1) Знаходимо номінальний розмір замикаючої ланки. Зі схеми розмірного ланцюга (див. рис. 9.1, б) маємо

$$A_0 = (A_2 + A_3) - (A_1 + A_4 + A_5) = (20 + 81) - (10 + 10 + 80) = 1 \text{ мм.}$$

Тоді $A_0 = 1_{-0,100}^{+0,400}$ і $TA_0 = 500$ мкм.

2) Визначаємо по формулі (9.10) середнє число одиниць допуску. По заданому відсотку ризику з табл. 9.6 за допомогою інтерполяції знаходимо, що $t = 2,78$. (Стандартні, покупні деталі - відсутні в складальній одиниці).

Тоді

$$a = \frac{3TA_0}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} i_i^2}} = \frac{3 \cdot 500}{2,78 \cdot \sqrt{0,9^2 + 1,3^2 + 2,2^2 + 0,9^2 + 1,9^2}} = 157,3.$$

Знайдене значення (див. табл. 9.3) розташовується між 11 ($a=100$) і 12 ($a=160$) квалітетами. Але набагато ближче до 12 квалітету.

3) За ув'язочний розмір приймаємо A_2 .

4) Розмір A_5 виконуємо по 11 квалітету, а всі інші складові ланки - по 12. Допуски розмірів призначаємо "у тіло".

5) Визначаємо по формулі (9.11) допуск ув'язочної ланки

$$TA_2 = \sqrt{\left(\frac{3TA_0}{t}\right)^2 - \sum_{i=1}^{m+n-1} TA_i^2} = \sqrt{\left(\frac{3 \cdot 500}{2,78}\right)^2 - (150^2 + 350^2 + 190^2)} = 300 \text{ мкм.}$$

По табл. 9.4 встановлюємо, що отримана величина допуску знаходиться між 12 і 13 квалітетами. З технологічної точки зору це є досить прийнятним.

6) Визначаємо по формулі (9.15) середнє відхилення ув'язочної ланки. Враховуємо, що для нашого випадку $\xi = -1$ для ланки A_3 , для всіх інших ланок $\xi = +1$.

$$E_{c2} = E_{c0} + E_{c1} - E_{c3} + E_{c4} + E_{c5} = 0,150 - 0,075 - 0,175 - 0,075 - 0,095 = -0,270.$$

Тоді

$$ES_2 = E_{c2} + \frac{TA_2}{2} = -0,270 + \frac{0,300}{2} = -0,120 \text{ мм,}$$

$$EI_2 = E_{c2} - \frac{TA_2}{2} = -0,270 - \frac{0,300}{2} = -0,420 \text{ мм.}$$

Отже, ув'язочна ланка $A_2 = 20_{-0,420}^{-0,120}$.

Приведений приклад показує, що розрахунок методом неповної взаємозамінності дозволяє значно розширити допуски складових ланок у порівнянні з методом повної взаємозамінності (в середньому на 2 квалітети). Замість 10 квалітету можна виконувати розміри деталей за 12 квалітетом. Це робить виробництво більш дешевим. При цьому процент можливого браку буде дорівнювати 0,55%. Таким чином буде проводитися розкладання й нове складання приблизно 1 складальної одиниці з 200, що майже не

вплине на збільшення робочого часу.

Результати розрахунку зведені в табл. 9.8.

Таблиця 9.8 - Розрахунок розмірного ланцюга теоретико-імовірносним методом

Позначення розміру (ланки)	Номинальний розмір ланки, мм	Одиниця допуску i , мкм	Квалітет	Допуск розміру TA_i , мкм	Відхилення розмірів, мм			Умовне позначення полів допусків
					Верхнє ES_i	Нижнє EI_i	Середнє E_{ci}	
A_1	10	0,90	12	150	0	-0,150	-0,075	$h12$
A_2	20	1,30	-	300	-0,120	-0,420	-0,270	-
A_3	81	2,20	12	350	+0,350	0	+0,175	$H12$
A_4	10	0,90	12	150	0	-0,150	-0,075	$h12$
A_5	80	1,90	11	190	0	-0,190	-0,095	$h11$
A_0	1	-	-	500	+0,400	-0,100	+0,150	-

9.4 Розрахунок розмірних ланцюгів методом регулювання

Існує ще декілька методів розрахунку розмірних ланцюгів методом неповної взаємозамінності: метод пригонки (технологічного компенсатора), метод регулювання, метод групової взаємозамінності. Всі вони дозволяють отримати необхідні результати, а саме забезпечити необхідне значення замикаючої ланки розмірного ланцюга.

Розглянемо більш уважно метод регулювання. Для цього в розглянутому вище прикладі складальної одиниці встановимо між корпусом 2 та втулкою 1 набір регулюючих прокладок, що дозволить витримати заданий зазор в необхідних межах. В розрахунку ланцюга додатково появиться розмір $A_6=2$ мм, при цьому зменшимо розмір A_1 на ті ж самі 2 мм ($A_1=8$ мм).

Під методом регулювання розуміють такий розрахунок розмірних ланцюгів, при якому запропонована точність вихідного розміру досягається навмисною зміною (регулюванням) величини одного з заздалегідь вибраних складових розмірів, який називають тим, що компенсує. Роль компенсатора звичайно виконує спеціальна ланка у виді прокладки, регульованого упора і т.д. При цьому по всіх інших розмірах ланцюга деталі обробляють по розширених допусках, економічно прийнятним для даних виробничих умов. Недолік - ускладнення конструкції.

Номинальний розмір компенсатора (наприклад, набору змінних прокладок) визначаємо з рівняння:

$$A_0 = \sum_{i=1}^m A_{i\text{ зб}} - \sum_{i=1}^n A_{i\text{ зм}} \pm A_k. \quad (9.18)$$

Знак «+» відповідає випадку, коли A_k – ланка, що збільшує, знак «-» коли A_k – ланка, що зменшує.

Діапазон компенсування визначають з рівняння:

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i - V_k \quad (9.19)$$

де V_k - найбільша можлива розрахункова зміна компенсатора.

Граничні розміри в ланцюзі зв'язані співвідношеннями, що впливають з того, що якщо компенсатор є ланкою, що збільшує, то коли всі інші розміри деталей тих, які збільшують, що надходять на складання, мають найбільші припустимі величини, розмір A_k для компенсації їхніх погрешностей варто робити найменшим і навпаки.

Тому для A_k , що збільшує:

- координата середини поля допуску визначиться з рівняння

$$E_c(A_0) = \sum_{i=1}^m E_c(A_i)_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n E_c(A_i)_{\text{зм}} + E_c(A_k) \quad (9.20)$$

- граничні відхилення

$$ES(A_k) = E_c(A_k) + \frac{V_k}{2} \quad (9.21)$$

$$EI(A_k) = E_c(A_k) - \frac{V_k}{2} \quad (9.22)$$

- граничні розміри компенсатора

$$A_{0\text{ max}} = \sum_{i=1}^m (A_{i\text{ max}})_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n (A_{i\text{ min}})_{\text{зм}} + A_{k\text{ min}} \quad (9.23)$$

$$A_{0\text{ min}} = \sum_{i=1}^m (A_{i\text{ min}})_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n (A_{i\text{ max}})_{\text{зм}} + A_{k\text{ max}} \quad (9.24)$$

- граничні відхилення

$$ES(A_0) = \sum_{i=1}^m ES(A_i)_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n EI(A_i)_{\text{зм}} + EI(A_k) \quad (9.25)$$

$$EI(A_0) = \sum_{i=1}^m EI(A_i)_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n ES(A_i)_{\text{зм}} + ES(A_k) \quad (9.26)$$

Аналогічно для A_k , що зменшує:

- координата середини полюси допуску визначиться з рівняння

$$E_c(A_0) = \sum_{i=1}^m E_c(A_i)_{\text{зб}} - \sum_{i=1}^n E_c(A_i)_{\text{зм}} - E_c(A_k) \quad (9.27)$$

- граничні відхилення

$$ES(A_k) = E_c(A_k) + \frac{V_k}{2} \quad (9.28)$$

$$EI(A_k) = E_c(A_k) - \frac{V_k}{2} \quad (9.29)$$

- граничні розміри компенсатора

$$A_{0max} = \sum_{i=1}^m (A_{imax})_{зб} - \sum_{i=1}^n (A_{imin})_{зм} - A_{kmin} \quad (9.30)$$

$$A_{0min} = \sum_{i=1}^m (A_{imin})_{зб} - \sum_{i=1}^n (A_{imax})_{зм} + A_{kmax} \quad (9.31)$$

- граничні відхилення

$$ES(A_0) = \sum_{i=1}^m ES(A_i)_{зб} - \sum_{i=1}^n EI(A_i)_{зм} - EI(A_k) \quad (9.32)$$

$$EI(A_0) = \sum_{i=1}^m EI(A_i)_{зб} - \sum_{i=1}^n ES(A_i)_{зм} - ES(A_k) \quad (9.33)$$

Так як в наведених вище формулах невідомими звичайно є розміри і відхилення компенсатора, то при рішенні рівнянь ці величини варто переносити в ліву частину, а розміри і відхилення ланки, що замикає, - у праву.

В якості приклада підрахуємо розміри компенсатора для умов задачі на рисунку 9.1.

Усі розміри складових ланок задані. Прийmemo їхню точність за 13 квалітом.

Тоді:

- ланки, що збільшують $A_2 = 20^{+0,330}$, $A_3 = 81^{+0,540}$;

- ланки, що зменшують $A_1 = 8_{-0,220}$; $A_4 = 10_{-0,220}$; $A_5 = 80_{-0,460}$;

- ланка, що замикає $A_0 = 1_{-0,1}^{+0,4}$.

Номинальний розмір компенсатора знаходимо:

$$A_k = A_2 + A_3 - A_1 - A_4 - A_5 - A_\Delta = 20 + 81 - 8 - 10 - 80 - 1 = 2 \text{ мм.}$$

Діапазон компенсації:

$$V_k = \sum_{i=1}^{m+n-1} TA_i - TA_0 = 330 + 540 + 220 + 220 + 460 - 500 = 1270 \text{ мкм.}$$

Визначимо координату середини діапазону компенсації. Координати середин полів допусків ланок:

$$\text{- що збільшують } E_c(A_i)_{зб} = \frac{330 + 540}{2} = 435 \text{ мкм;}$$

$$\text{- що зменшують } E_c(A_i)_{зм} = \frac{-220 - 220 - 460}{2} = -450 \text{ мкм;}$$

$$\text{- що замикає } E_c(A_0) = \frac{400 - 100}{2} \text{ мкм.}$$

Враховуючи, що компенсатор – це ланка, що зменшує:

$$E_c(A_k) = \sum_{i=1}^m E_c(A_i)_{зб} - \sum_{i=1}^n E_c(A_i)_{зм} - E_c(A_\Delta) = 435 - (-450) - 150 = 735 \text{ мкм.}$$

Верхнє і нижнє граничні відхилення:

$$ES(A_k) = E_c(A_k) + \frac{V_k}{2} = 735 + 1270/2 = 1370 \text{ мкм;}$$

$$EI(A_k) = E_c(A_k) - \frac{V_k}{2} = 735 - 1270/2 = 100 \text{ мкм.}$$

Тоді розмір компенсатора

$$A_k = 2_{+0,100}^{+1,370}$$

Перевірку проведемо по формулі для верхнього граничного відхилення для ланки, що замикає:

$$EI(A_0) = \sum_{i=1}^m EI(A_i)_{зб} - \sum_{i=1}^n ES(A_i)_{зм} - ES(A_k) =$$

$$= 330 + 540 - (-220 - 220 - 460) - 1370 = 400 \text{ мкм.}$$

Правильність рішення доведена. Відхилення компенсатора знайдені вірно.

Щоб закінчити рішення задачі потрібно розрахувати число й товщину прокладок. Розмір компенсатора мінімальний можна прийняти за товщину постійної прокладки. Тоді

$$S_{ном} = 2,1 \text{ мм.}$$

Число змінних прокладок:

$$n_{np} = \frac{V_k}{TA_{\Delta}} + 1 = \frac{1270}{500} + 1 = 3,54.$$

Прийmemo $n_{np}=4$, тоді товщина змінних прокладок:

$$s = \frac{V_k}{n_{np}} = \frac{1270}{4} = 317,5 \approx 300 \text{ мкм.}$$

Таким чином набір прокладок буде складатися з 1 постійної прокладки і декількох змінних прокладок (від 0 до 4). Щоб визначити їх кількість можна скористуватись 2 методами:

- виміряти розміри всіх деталей ланцюга і вирахувати скільки змінних прокладок потребує конкретна складальна одиниця;
- провести складальну операцію, виміряти зазор і після цього визначити кількість змінних прокладок. Після чого повторюють операцію складання вже з необхідною кількістю прокладок.

Таким чином порівнюючи запропоновані методи розрахунку і виготовлення розмірних ланцюгів можна зробити такі висновки:

- найбільш економічним за обробкою деталей є метод регулювання (13 квалітет), а найменш економічним - повної взаємозамінності (10 квалітет);
- за критерієм складальних операцій навпаки, повна взаємозамінність не потребує розкладання і підбору деталей і прокладок, а також не допускає браку.

В курсовій роботі кількість ланцюгів і кількість методів розрахунку ланцюгів визначає студент разом з викладачем, встановлюючи оптимальний варіант виконання складальної одиниці.

10 ВКАЗІВКИ ПО ОФОРМЛЕННЮ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Виконана курсова робота пред'являється у вигляді зброшурованої пояснювальної записки і графічної частини, яка обов'язково включає складальне креслення вузла.

На складальному кресленні повинні бути проставлені посадки всіх з'єднань: гладких, різьбових, шпонкових і шліцьових. Для заданої ланки побудований розмірний ланцюг із вказівкою всіх складових ланок.

Пояснювальна записка повинна містити в собі наступні матеріали:

1. Пояснення до вибору кожної посадки гладких з'єднань, що повинні бути представлені в стислій формі, відбивати тільки головніший фактор вибору тієї чи іншої посадки і, якщо треба, містити посилання на літературу або таблиці.

2. Розрахунок гладких калібрів для будь-якого з'єднання, креслення калібрів, виконане за всіма правилами відповідно до рекомендацій (див. розд. 6), графічне зображення полів допусків калібрів.

3. Креслення вала, вала-шестерні, зубчастого колеса чи інших деталей виконане відповідно до пропонованих рекомендацій (див. розд. 7), і короткі пояснення вибору посадок різьбових, шпонкових і шліцьових з'єднань.

4. Розрахунок розмірних ланцюгів (пряма задача) методом, узгодженим з керівником роботи, що повинний містити графічне зображення розмірного ланцюга, необхідні розрахункові формули і таблиці (див. розд. 9).

5. Вибір універсальних вимірювальних засобів, що дозволяють здійснити контроль правильності виготовлення накреслених деталей.

Пояснювальна записка повинна виконуватися на аркушах формату А4 (крім схем і креслень, коли допускається більший формат).

Один з варіантів виконання курсової роботи наведений в додатку А в якості прикладу. Деякі приклади розрахунків для кращого викладу теоретичного матеріалу винесені безпосередньо в основний матеріал учбового посібника.

Слід мати на увазі, що обсяг роботи, конкретні розділи, які належить виконати, залежать від спеціальності студента, форми навчання, завдання на проектування та інших факторів. Тому обсяг роботи і календарний план її виконання і захисту погоджується з викладачем і затверджується при видачі бланку завдання на курсову роботу.

У курсовій роботі обов'язково приводиться перелік посилань на літературу, використану студентом при виконанні курсової роботи. Дані про джерела, що входять у перелік, необхідно давати відповідно до ГОСТ 7.1-76.

Список складається в тій послідовності, що визначається ходом курсової роботи. Слідом за порядковим номером літературного джерела вказується автор, потім його ініціали, найменування джерела, тім, місто, у якому видана книга, видавництво і рік видання, кількість сторінок.

У тексті курсової роботи посилання на літературні джерела робляться в квадратних дужках з цифрою усередині, що відповідає номеру цього джерела в «Переліку посилань».

У методичних вказівках приведений бібліографічний довідник, що містить основні літературні джерела.

11 ПОРЯДОК ПРЕДСТАВЛЕННЯ І ЗАХИСТУ КУРСОВОЇ РОБОТИ.

Студент повинний регулярно показувати курсову роботу керівнику. За пропуски консультацій без поважних причин за узгодженням із завідувачем кафедри студенту може бути видане нове завдання.

Курсова робота повинна бути переплетена і представлена керівнику одночасно з додатками у виді графічної частини.

На титульному листі повинний бути підпис студента і дата надання роботи. Якщо керівник вважає, що курсова робота відповідає всім запропонованим вимогам і може бути допущена до захисту він підписує її, ставить візу до захисту. Захист курсової роботи відбувається перед комісією, що призначається завідувачем кафедри. На захисті студент повинний мати при собі залікову книжку.

За якість курсової роботи, прийняті в ній рішення і виконання в термін відповідає студент - автор роботи. Керівник курсової роботи є консультантом. Він встановлює обсяг роботи, рекомендує при необхідності деякі варіанти технічних рішень, що надалі розробляються студентом, указує на допущені помилки і здійснює нормоконтроль графічної і текстової частин роботи.

При захисті курсової роботи студент коротко протягом 5-7 хвилин викладає основні положення роботи, а потім відповідає на питання. Робота оцінюється диференційовано. Рішення про оцінку виносяться на підставі представлених креслень, текстової частини, доповіді і відповідей автора на питання.

При незадовільному захисті автору вказуються помилки і недоліки і видається нове завдання на курсову роботу.

12 ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ГОСТ 24642-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы расположения поверхностей. Основные термины и определения.
2. ГОСТ 24643-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
3. ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.
4. ГОСТ 25069-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.
5. ГОСТ 520-89 Подшипники качения. Технические требования.
6. ГОСТ 3325-55 Подшипники качения. Поля допусков посадочных мест валов и отверстий корпусов.
7. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Шпонки призматические. Размеры допуски и посадки.
8. ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения зубчатые (шлицевые) прямозубые. Размеры и допуски.
9. ГОСТ 16093-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.
10. ГОСТ 8908-81 Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов.
11. ГОСТ 25307-82 Основные нормы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок для конических соединений.
12. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передатки зубчатые цилиндрические.
13. ГОСТ 8.051-81 Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500мм.
14. ДСТУ 1.0-93 Державна система стандартизації України. Основні положення.
15. ДСТУ 1.2-93 Державна система стандартизації України. Порядок розроблення державних стандартів.
16. ДСТУ 2234-93 Калібри. Терміни та визначення.
17. ДСТУ 2409-94 Вимірювання параметрів шорсткості. Терміни та визначення.
18. ДСТУ 2413-94 Основні норми взаємозамінності. Шорсткість поверхні. Терміни та визначення.
19. ДСТУ 2497-94 Основні норми взаємозамінності. Різьби і різьбові з'єднання. Терміни та визначення.
20. ДСТУ 2498-94 Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення.
21. ДСТУ 2499-94 Основні норми взаємозамінності. Конуси та конічні з'єднання. Терміни та визначення.
22. ДСТУ 2500-94 Основні норми взаємозамінності. Єдина система допусків та посадок. Терміни та визначення. Позначення і загальні норми.
23. ДСТУ 2681-94 Метрологія. Терміни та визначення.
24. ДСТУ 3021-95 Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення.
25. Дунаев П.Ф., Леликов О.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки.

Обоснование выбора: Учебное пособие. - М.: Высшая школа, 1984. - 112с.

26. Жабин А.И., Мартынов А.П. Сборка изделий в единичном и мелко-серийном производстве М. Машиностроение 1988,- 184с.

27. Жабин А.И., Мартынов А.П. Сборка типовых частей машин и меха-низмов.- В справочнике. «Сборка и монтаж изделий машиностроения». В 2-х т. - т. 1. Сборка изделий машиностроения (под ред. В.С. Корсакова, В.К. Замятина, 1983.- с. 238...269).

28. Зенкин А.С. Технологические основы сборки соединений с натягом -М.: Машиностроение, 1982. -48с.

29. Козловский Н.С., Виноградов А.М. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения - М.: Машиностроение, 1982. - 284с.

30. Мартынов А.П. Взаимозаменяемость, метрология, стандартизация: Конспект лекций. - Краматорск: ДГМА, 2001.-160с.

31. Справочное руководство по черчению. / В. Н. Богданов и др.-М.: Машиностроение, 1989.-864с.

32. Обработка металлов резанием. Справочник технолога. / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Войм и др. М.: Машиностроение, 1988. - 736с.

33. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500мм (по применению ГОСТ 8.051-81), РД 50-98-86-М.: Издательство стандартов, 1987. - 84с.

34. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Раздел: «Выбор и обозначение посадок подшипников качения и технических требований к сопрягаемым поверхностям» / Сост. Мартынов А.П. - Краматорск: КИИ, 1990.-32с.

35. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей, РД 50-635-87-М.: Издательство стандартов, 1987. -46с.

36. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию и лабораторным работам. Допускаемые погрешности измерения и выбор универсальных измерительных средств / Сост. Мартынов А.П.: ДГМА, 1996 -59с.

37. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию (для студентов всех специальностей направления "Инженерная механика Порядок построения размерных цепей / Сост. Мартынов А.П. - Краматорск: ДГМА, 2000. - 24с.

38. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию (для студентов всех специальностей направления "Инженерная механика"). Расчеты размерных цепей для обеспечения точности изготовления и сборки по методам полной и неполной взаимозаменяемости / Сост. Мартынов А.П. -Краматорск: ДГМА, 2000. 46с.

39. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Предельные калибры для контроля поверхностей деталей. Расчеты, проектирование и эксплуатация / Сост. Мартынов А.П., Абрамова Л.Н. - Краматорск: ДГМА, 2000 - 36с.

40. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Шероховатость поверхностей деталей. Выбор параметров и обозначение в чертежах /Сост. Абрамова Л.Н. - Краматорск: ДГМА, 2001 - 28с.

41. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Взаимозаменяемость, стандартизация, метрология и управление качеством», ч. 1 /Сост. Мартынов А.П., Кислов В.М., Субботина Л.П. — Краматорск: КИИ, 1992.-48с.

42. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Автоматизированный выбор посадок с натягом на основе расчетов с использованием

ПЗВМ /Сост. Роганов Л. Л, Мартынов А.П. - Краматорск: ДГМА, 2000 -19с.

43. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. Автоматизированный расчет размерных цепей с использованием ПЗВМ /Сост. Мартынов А.П. - Краматорск: ДГМА, 2000 - 16с.

44. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов -: М.: Машиностроение, 1987,- 352с.

12.1 Перелік державних стандартів СРСР, які можуть бути використаними під час виконання курсової роботи

ГОСТ 2.105-79 Единая система конструкторской документации. Общие требования к текстовым документам.

ГОСТ 2.106-68 Единая система конструкторской документации. Тестовые документы

ГОСТ 2.108-68 Единая система конструкторской документации. Спецификация.

ГОСТ 2.109- 73 Единая система конструкторской документации. (СТ СЭВ 858-78) Основные требования к чертежам.

ГОСТ 2.307-68 Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений.

ГОСТ 2.308-79 Единая система конструкторской документации. (СТ СЭВ 368-76) Указание на чертежах предельных отклонений формы и расположение поверхностей.

ГОСТ. 2.309-73 Единая система конструкторской документации (СТ СЭВ 1632-79) Нанесение на чертежах обозначений шероховатости поверхностей.

ГОСТ 2.310-68 Единая система конструкторской документации. (СТ СЭВ 367-76) Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической обработки и других видов обработки.

ГОСТ 2.316-68 Единая система конструкторской документации. (СТ СЭВ 856-78) Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц.

ГОСТ 2.403-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.

ГОСТ 2.405-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес.

ГОСТ 2. 406-76 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес.

ГОСТ 2.407-75 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей червяков и глобоидных передач.

ГОСТ 2.409-74 Единая система конструкторской документации. (СТ СЭВ 650-77) Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений.

ГОСТ 2.420-69 Единая система конструкторской документации. Упрощение изображения подшипников качения на сборочных чертежах.

ГОСТ 2.422-70 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес, передач Новикова с двумя линиями зацепления.

ГОСТ 2.423-73 Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей элементов линейной формы и отливки.

ГОСТ 2.703-68 Единая система конструкторской документации. Правила Выполнения кинематических схем.

ГОСТ 16530-70 Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения.

ГОСТ 16531 -70 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.

ГОСТ 18498-73 Передачи червячные. Термины, определения, обозначения.

ГОСТ 15023-76 Передачи зубчатые цилиндрические, Новикова с двумя линиями зацепления. Исходный контур.

ГОСТ 2185-66 Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. (СТ СЭВ 228-75)

ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.

ГОСТ 17744-72 Передачи Новикова с двумя линиями зацепления цилиндрические. Расчет геометрии.

ГОСТ 16502-70 Передачи червячные глобоидные. Допуски.

ГОСТ 9369-77 Передачи глобоидные. Основные параметры.

ГОСТ 17696-72 Передачи червячные глобоидные. Расчет геометрии.

ГОСТ 19036-73 Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк.

ГОСТ 2144-76 Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры.

ГОСТ 16319-80 Цепи размерные. Термины и определения.

ГОСТ 16320-80 Цепи размерные. Методы расчета плоских цепей.

ГОСТ 7.32-81 Отчет о научно-исследовательской работе. Общие Требования и правила оформления.

12.2 Перелік стандартів СЕВ, які можуть бути використаними під час виконання курсової роботи

13-72 ЕСДП СЭВ Шпоночные соединения. Основные параметры.

57-73 ЕСДП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости (ОНВ). Шпоночные соединения. Допуски.

144-75 ЕСДП СЭВ Поля допусков и рекомендуемые посадки.

145-75 ЕСДП СЭВ Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

157-75 ЕСДП СЭВ Калибры гладкие для размеров до 500мм.

176-75 ЕСДП СЭВ Допуски углов.

180-75 ЕСДП СЭВ Профиль метрической резьбы.

181-75 ЕСДП СЭВ Резьба метрическая. Диаметры и шаги.

182-75 ЕСДП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные параметры.

185-75 ЕСДП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба трапецеидальная многозаходная. Основные размеры и допуски.

186-75 ЕСДП СЭВ Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски.

188-75 ЕСДП СЭВ Соединения шлицевые прямобочные. Основные параметры.

189-75 ЕСДП СЭВ Шпоночные соединения. Допуски и посадки.

259-76 ЕСДП СЭВ Соединения шлицевые звольвентные с углом профиля 30°. Допуски, посадки и условные обозначения.

266-76 ЕСП СЭВ Передачи червячные цилиндрические. Исходный контур и исходный производящий червяк.

267-76 ЕСП СЭВ Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметров червяка.

279-76 ЕСП СЭВ Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Номинальные диаметры, модули, числа зубьев.

301-76 ЕСП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски, формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.

302-76 ЕСП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости. Предельные отклонения размеров с нсказанными допусками.

303-76 ЕСП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости. Погрешности допускаемые при измерениях линейных размеров до 500 мм.

308-76 ЕСП СЭВ Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.

355-76 ЕСП СЭВ Контроль шлицевых деталей.

311 -76 ЕСП СЭВ Передачи червячные цилиндрические. Допуски.

641-77 ЕСП СЭВ Передачи зубчатые. Термины и определения при контроле.

13 КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть складові частини вузла.
2. Дайте характеристику складальної одиниці.
3. Сформулюйте технічні вимоги до складальної одиниці.
4. Які методи використані для призначення посадок гладких циліндричних з'єднань?
5. Чим посадки підшипників кочення відрізняються від посадок гладких циліндричних з'єднань?
6. Як призначається посадка кілець підшипників кочення на вал і в корпус?
7. Який метод центрування передбачений для шліцьового з'єднання?
8. По яким параметрам призначаються посадки нарізних з'єднань?
9. За допомогою якого метода проведено розмірний аналіз складальної одиниці?
10. Обґрунтувати вибір метода розрахунку розмірного ланцюга.
11. Назвати основні вимоги до розмірних ланцюгів.
12. Яка задача вирішувалась при проведенні розмірного аналізу складальної одиниці?
13. Який метод контролю бокового зазору у зубчастому зачепленні передбачений у даній роботі?
14. Як підготувати прилад для контролю бокового зазору у зубчастому зачепленні до використання?
15. Обґрунтувати ступінь точності зубчастого колеса.
16. За якими параметрами призначається ступінь точності зубчастого колеса?
17. Обґрунтувати вид спряження зубчастого колеса по бічному зазору.
18. Обґрунтувати вибір універсальних вимірювальних засобів для контролю розмірів деталей.
19. Що таке виконавчі розміри гладких робочих калібрів?
20. Обґрунтувати вибір контрольного комплексу для контролю параметрів зубчастого колеса.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Белкин И.М. Справочник по допускам и посадкам - М. - 320 с.
2. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. Справочник. - Л.: 1984.- 464с.
3. Допуски и посадки. Справочник. В 2-х ч. / В.Д. Мягков и др. - Л.: Машиностроение, 1982. – ч. I – 543 с.
4. ГОСТ 25346-82 ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
5. ГОСТ 25347-82 ЕСДП. Поля допусков и рекомендованные посадки.
6. ГОСТ 25348-82 ЕСДП. Ряды допусков, основные отклонения и поля допусков размеров свыше 3150 мм.
7. Допуски и посадки. Справочник, В 2-х ч. / В.Д. Мягков и др. - Л.: Машиностроение, 1983. - ч.2. – 448 с.
8. Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения/ А.Н. Виноградов, Ю. А. Воробьев, Л.Н. Вороцов и др. Под ред. А.И. Якушева. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 527с.

Приклад виконання курсової роботи

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН

ЗАВДАННЯ № -53

на курсову роботу з ВСТВ ст. Петровський гр. ТМ-04а

за темою 'Розробка технічних вимог до складальної одиниці

1. Розробити специфікацію та технічні вимоги до складальної одиниці. Описати послідовність її складання та регулювання
2. Обґрунтувати та визначити (при необхідності привести розрахунок) посадки гладких циліндричних з'єднань. Зробити їх аналіз, накреслити схеми полів допусків, підрахувати зазори, (натяги) у з'єднанні та допуск посадки.
3. Розрахувати посадки підшипників кочення. Зробити їх аналіз, накреслити схеми полів допусків, підрахувати зазори, (натяги) у з'єднанні та допуск посадки.
4. Для заданного з'єднання накреслити схему розташування полів допусків калібрів. Підрахувати виконавчі розміри калібрів для нанесення на креслення. У відповідності з ГОСТ розробити креслення робочих калібрів з основними розмірами, допустимою шорсткістю та технічними вимогами.
5. Виконати розмірний аналіз складальної одиниці. По завданню керівника розрахувати розмірний ланцюг економічно доцільним методом.
6. Розробити складальне креслення та нанести на нього посадочні розміри, розмірні ланцюги та технічні вимоги
7. Визначити посадки та накреслити схеми полів допусків для шліцьових, шпонкових та нарізних з'єднань, проаналізувати їх.
8. Розробити робочі креслення деталей. Посадкові розміри нанести комплексним методом. Лінійні розміри нанести від основної та допоміжних баз на підставі розмірного аналізу. Розробити та нанести на креслення технічні вимоги до деталі.
9. Вибрати універсальні вимірювальні засоби для контролю діаметральних та лінійних розмірів однієї з деталей. Вибрати контрольний комплекс для зубчастого колеса та універсальні контрольні - вимірювальні засоби для контролю параметрів цього комплексу.
10. Текстова частина 20...25 с. Графічна частина - загальний обсяг лист формату А1.

Таблиця А.1 - Вихідні дані

№ варіанта	Частота обертів, xv^{-1}	Вихідна ланка, мм	Підшипники				l , мм	Нарізне з'єднання, d_1 , мм	Шліцьове з'єднання, d_2 , мм
			Умовне позначення	Радіальне навантаження, H	Вид навантаження кілець				
					внутрішнє	зовнішнє			
51	165	$1^{+0,8}_{-0,5}$	206	800	циркуляційне	шліцьове	M24x1,5-6H/6g	$d-8 \times 32 \frac{H7}{h6} \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6$	
52	210	$1 \pm 0,8$	6-206	1000	- // -	- // -	-	-	
53	305	$2^{+0,6}_{-0,2}$	5-208	5000	- // -	- // -	M30x2-7H/8g	$8 \times 42 \times 46 \frac{H12}{a11} \times 8 \frac{F10}{h8}$	
54	420	$1^{+0,9}_{-0,5}$	6-207	2000	- // -	- // -	-	-	
55	480	$1^{+0,7}_{+0,3}$	208	2500	- // -	- // -	M33x1,5-6H/6g	$D-8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{h6} \times 7 \frac{D9}{f7}$	

Примітка: недостатніми даними задатися самостійно.

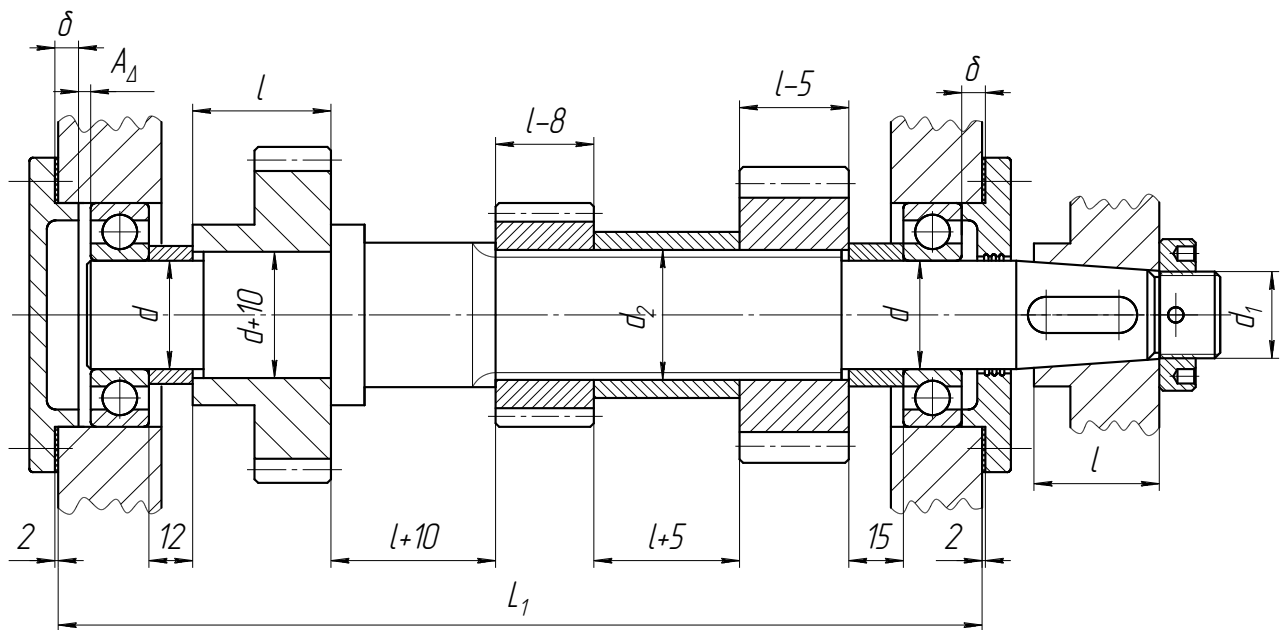


Рисунок А.1 – Вхідний вал коробки передач верстата

Вступ

Для забезпечення нормальної роботи коробки передач і взаємозамінності окремих деталей, що входять у коробку передач повинні задовольняти умовам і вимогам установленими стандартами і технічними вимогами коробки передач.

Зокрема ГОСТ 25346-82 визначає основні принципи взаємозамінності. Для забезпечення взаємозамінності на дійсні розміри деталей накладаються відповідно до ГОСТ обмеження - граничні відхилення. Для забезпечення заданих характеристик кожного з'єднання і коробки передач у цілому, розходження між дійсними і номінальними розмірами повинні знаходитися у встановлених межах. Межа відхилення характеризується якітетом точності і полем допуску - ці величини є мірою точності виготовлення деталей. Вони встановлюють максимальні та мінімальні дійсні розміри виготовлених деталей. У випадках невідповідності дійсного розміру максимальним та мінімальним розмірам, деталь бракується, тобто подальше використання такої деталі недоцільно в зв'язку з порушенням принципу взаємозамінності.

Для контролю дійсних розмірів деталей необхідне застосування вимірювальних засобів. Для отримання об'єктивної оцінки про придатність деталей, вимірювальні засоби повинні визначати положення дійсних розмірів в інтервалі обмеженому максимальними та мінімальними припустимими розмірами деталей. Найпростішими з вимірювальних засобів є калібри. Вони прості у виготовленні, в експлуатації, виконавчі розміри розраховуються під конкретний номінальний розмір з'єднання. ГОСТ 24853-81 накладає обмеження на розміри і допуски калібрів, а також визначає умови, яким повинні задовольняти зношені калібри для продовження їхньої експлуатації.

А.1 Вибір і обґрунтування посадок

А.1.1 Розрахунок і вибір посадок з натягом

Розрахунок посадок з натягом виконується з метою забезпечення міцності з'єднання, тобто при відсутності зсувів деталей, що сполучаються, під дією зовнішніх навантажень і міцності деталей, що сполучаються.

Дано з'єднання (рис.4.3): $D=d=0,05$ м - діаметр з'єднання; $D_1=0,07$ м - діаметр ступиці колеса; $l=0,1$ м - довжина контакту поверхонь, що сполучаються; $F_a=18$ кН - повздовжня осьова сила, що прагне зрушити одну деталь відносно іншої; матеріал вала - СЧ28; шорсткість поверхні вала $R_z=3,2$ мкм; матеріал колеса - Сталь 35; шорсткість поверхні колеса $R_z=6,3$ мкм.

З першої умови визначаємо мінімальний припустимий натяг N_{min} , необхідний для сприйняття і передачі зовнішніх навантажень. З другої умови визначаємо максимальний припустимий натяг N_{max} , при якому відсутні пластичні деформації.

Необхідний мінімальний питомий тиск при дії подовжньої осьової сили, визначаємо по формулі:

$$[P_{min}] = \frac{F_a}{\pi d l f},$$

де $f=0,1$ - коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресовки чи провертання (табл. 4.7).

$$\text{Тоді } [P_{min}] = \frac{18 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,1 \cdot 0,1} = 11,5 \text{ МПа.}$$

За отриманим значенням визначаємо необхідну величину найменшого розрахункового натягу

$$N'_{min} = [P_{min}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

де $E_1=1 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу охоплюваної деталі (вала), табл. 4.8; $E_2=2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу деталі, що охоплює, (колеса), табл. 4.8; C_1 і C_2 - коефіцієнти, розраховані по формулах:

$$C_1 = 1 - \mu_1$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{D}{D_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{D_1} \right)^2} + \mu_2,$$

$\mu_1=0,25$ - коефіцієнт Пуассона для охоплюваної деталі, табл. 4.8; $\mu_2=0,3$ - коефіцієнт Пуассона для деталі, що охоплює, табл. 4.8.

$$\text{Тоді } C_2 = \frac{1 + \left(\frac{0,05}{0,07} \right)^2}{1 - \left(\frac{0,05}{0,07} \right)^2} + 0,3 = 3,38.$$

$$C_1 = 1 - 0,25 = 0,75.$$

$$N'_{min} = 11,5 \cdot 0,05 \cdot \left(\frac{0,75}{1 \cdot 10^5} + \frac{3,38}{2 \cdot 10^5} \right) = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Припустимий мінімальний натяг з урахуванням добавок

$$[N_{min}] = N'_{min} + U_1,$$

де U_1 - добавка, що враховує змінання нерівностей контактних поверхонь деталей при запресовуванні:

$$U_1 = 1,2 \cdot (R_{zD} + R_{zd}) = 1,2 \cdot (6,3 + 3,2) \cdot 10^{-6} = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

$$\text{Тоді } [N_{min}] = (14 + 12) \cdot 10^{-6} = 26 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

На підставі теорії найбільших дотичних напружень визначаємо максимально припустимий питомий тиск P_{max} , при якому відсутня пластична деформація на контактних поверхнях деталей. У якості P_{max} беремо найменше з двох значень P_1 і P_2 :

$$P_1 = 0,58 \cdot \sigma_{T1};$$

$$P_2 = 0,58 \sigma_{T2} \left[1 - (D/D_1)^2 \right]$$

де $\sigma_{T1} = 280 \text{ МПа}$ - границя текучості охоплюваної деталі, табл. 4.8;

$\sigma_{T2} = 314 \text{ МПа}$ - границя текучості деталі, що охоплює, табл. 4.8.

$$\text{Тоді } P_1 = 0,58 \cdot 280 = 163 \text{ МПа};$$

$$P_2 = 0,58 \cdot 314 \left[1 - (0,05/0,07)^2 \right] = 89,2 \text{ МПа.}$$

$$P_1 > P_2 = [P_{max}].$$

Найбільший розрахунковий натяг:

$$N'_{max} = [P_{max}] \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 89,2 \cdot 0,05 \left(\frac{0,75}{1 \cdot 10^5} + \frac{3,38}{2 \cdot 10^5} \right) = 108 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Максимально припустимий натяг з урахуванням добавок

$$[N_{max}] = N'_{max} \cdot U_{y\delta} + U_1,$$

де $U_{y\delta} = 1$ - коефіцієнт, що враховує збільшення питомого тиску у торців деталі $l/d = 0,1/0,05 = 2 > 1$.

$$\text{Тоді } [N_{max}] = 108 \cdot 10^{-6} \cdot 1 + 12 \cdot 10^{-6} = 120 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

За рекомендацією стандарту вибираємо посадку з натягом при

$$[N_{min}] = 26 \text{ мкм та } [N_{max}] = 120 \text{ мкм.}$$

Приймаємо посадку в системі отвору $\frac{H7}{s6}$, тому що виконуються умови

$$N_{min} = 29 \text{ мкм} > [N_{min}] = 26 \text{ мкм.}$$

$$N_{max} = 70 \text{ мкм} < [N_{max}] = 120 \text{ мкм.}$$

Отже маємо з'єднання:

$$50 \frac{H7}{t6} \left(\begin{array}{c} 0,025 \\ 0,070 \\ 0,054 \end{array} \right).$$

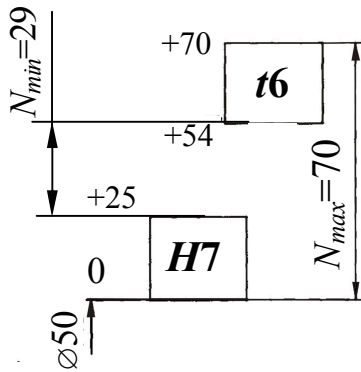


Рисунок А.2 - Схема полів допусків для посадки зубчастого колеса на вал

Схема розташування полів допусків показана на рисунку А.2.

Зусилля запресовування R_n у з'єднанні:

$$R_n = f_n P_{max} \pi d l,$$

де $f_n = f = 0,7$ - коефіцієнт тертя при запресовуванні.

Тоді $R_n = 0,1 \cdot 107 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,1 = 167 \text{ кН}$.

Питомий тиск при максимальному натягу в посадці

$$P_{max} = \frac{N_{max} - U_1}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{(120 - 12) \cdot 10^{-6}}{0,05 \left(\frac{0,75}{1 \cdot 10^5} + \frac{3,38}{2 \cdot 10^5} \right)} = 89 \cdot 10^6 \text{ Па} = 89 \text{ МПа}.$$

А.1.2 Розрахунок і вибір посадок із зазором

Визначимо оптимальний зазор для забезпечення рідинного тертя в з'єднанні вал-вкладиш, а також найменший і найбільший зазори. Дано з'єднання вал-вкладиш з параметрами (рис. 4.2): $d=80 \text{ мм}$ - номінальний діаметр з'єднання; $l=100 \text{ мм}$ - довжина підшипника; олія індустріальна 50; $R=5000 \text{ Н}$ - радіальне навантаження на підшипник; $n=750 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання; $R_{a_d}=1 \text{ мкм}$ - шорсткість поверхні вала; $R_{a_D}=2 \text{ мкм}$ - шорсткість поверхні отвору; $t=70^\circ\text{C}$ - робоча температура; матеріал вала - сталь 45, $\alpha_B = (11 \pm 2) \cdot 10^{-6}$; матеріал вкладиша - бронза БрАЖ9-4, $\alpha_A = (17,8 \pm 2) \cdot 10^{-6}$; α_B, α_A - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів. На рисунку 4.2, а показане положення вала в підшипнику в стані спокою під дією зовнішнього навантаження і власної ваги. Вал видавлює змащення і контактує з підшипником по нижній утворюючій, по верхній частині утвориться зазор S і вісь вала знаходиться нижче осі вкладиша на величину $S/2$.

В робочій парі (рис.4.2, б) олія прагне потрапити в зазор між валом і вкладишем, розклинити їхні поверхні і змістити вал у бік обертання. При цьому товщина масляного шару буде визначатися величиною h_{min} , а зазор на протилежній стороні буде дорівнювати $S-h_{min}$.

Оптимальний зазор, що забезпечує max товщину масляного шару:

$$S_{opt} = \psi_{opt} \cdot d,$$

де ψ_{opt} - оптимальний відносний зазор:

$$\psi_{opt} = 0,293 \cdot K_{\varphi e} \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{P}}$$

де $K_{\varphi e} = 1,13$ - коефіцієнт, що враховує кут охоплення і відношення $l/d = 100/80 = 1,25$;

$$\mu - \text{динамічна в'язкість оливи: } \mu = \mu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t_p} \right)^m,$$

де $\mu_{50}=0,05 \text{ Па}\cdot\text{с}$ - динамічна в'язкість при $t=50^\circ\text{C}$, табл. 4.3;
 $m=2,7$ - показник ступеня, що залежить від кінематичної в'язкості олії;
 $\nu=50\cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$ при $t=50^\circ\text{C}$, табл. 4.5;
 P - середній тиск на опору:

$$P = \frac{R}{d \cdot l} = \frac{5000}{0,08 \cdot 0,1} = 625 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Тоді

$$\mu = 0,05 \cdot \left(\frac{50}{70}\right)^{2,7} = 0,02$$

$$\psi_{onm} = 0,293 \cdot 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,02 \cdot 750}{625 \cdot 10^3}} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$S_{onm} = 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08 = 128 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Максимально можлива товщина масляного шару між третьюми поверхнями

$$h_{max} = H_{max} \cdot d$$

де $H_{max} = 0,252 \cdot \psi_{onm} = 0,252 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 10^{-4}$ - максимально можлива для даного режиму відносна товщина масляного шару.

$$\text{Тоді } h_{max} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,08 = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Середній зазор при нормальній температурі (20°C) для вибору посадки зі стандартних полів допусків:

$$S_{CP} = S_{onm} - S_t,$$

$$\text{де } S_t = (\alpha_A + \alpha_B) \cdot (t_p + 20^\circ) \cdot d = (17,8 - 11,6) \cdot 10^{-6} \cdot (70 - 20) \cdot 0,08 = 25 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

$$\text{Тоді } S_{CP} = 128 \cdot 10^{-6} - 25 \cdot 10^{-6} = 103 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 103 \text{ мкм.}$$

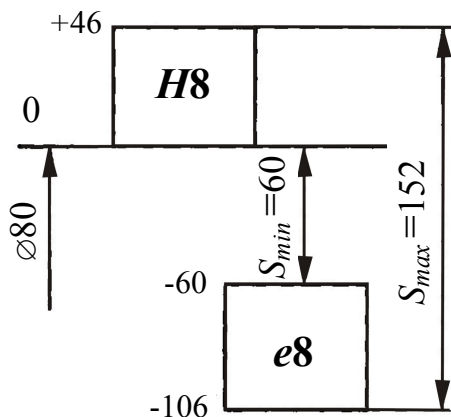


Рисунок А.3 – Схема полів допусків вала і отвору при посадці з зазором

По таблиці СТ СЭВ 144-75 [3] вибираємо посадку, у якій середній зазор найбільш близький до розрахункового S_{CP} та приймаємо посадку з зазором у системі отвору $80 \frac{H8}{e8} \left(\begin{matrix} 0,046 \\ -0,060 \\ -0,160 \end{matrix} \right)$.

Схема розташування показана на рисунку А.3.

$$\eta = \frac{S_{CP}}{T_s} = \frac{S_{CP}}{S_{max} - S_{min}} = \frac{103}{152 - 60} = 1,12.$$

$$S_C = 106 \text{ мкм} \approx S_{CP} = 103 \text{ мкм.}$$

$$S_{max} = 152 \text{ мкм}; S_{min} = 60 \text{ мкм.}$$

Мінімальне і максимальне значення зазору з урахуванням шорсткості поверхонь, що сполучаються, і їхніх температурних деформацій:

$$S_{\partial min} = S_{min} + S_t + 8 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) = 60 + 25 + 8 \cdot (2 + 1) = 109 \text{ мкм};$$

$$S_{\partial max} = S_{max} + S_t + 8 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) = 152 + 25 + 8 \cdot (2 + 1) = 201 \text{ мкм}.$$

Товщина масляного шару при S_{Dmin} і S_{Dmax} :

$$h_{\partial min} = \frac{S_{\partial min}}{2} \cdot (1 - \varepsilon'); \quad h_{\partial max} = \frac{S_{\partial max}}{2} \cdot (1 - \varepsilon''),$$

де ε' і ε'' - значення відносного ексцентриситету [1] у залежності від коефіцієнта навантаження C_R підшипника;

$$C'_R = 9,4 \cdot \frac{P\Psi_{\partial min}^2}{\mu \cdot n}; \quad C''_R = 9,4 \cdot \frac{P\Psi_{\partial max}^2}{\mu \cdot n}, \quad \text{де}$$

$$\Psi_{\partial min} = \frac{S_{\partial min}}{d} = \frac{109 \cdot 10^{-6}}{0,08} = 1,36 \cdot 10^{-3};$$

$$\Psi_{\partial max} = \frac{S_{\partial max}}{d} = \frac{201 \cdot 10^{-6}}{0,08} = 2,51 \cdot 10^{-3};$$

$$C'_R = 9,4 \cdot \frac{625 \cdot 10^3 \cdot (1,36 \cdot 10^{-3})^2}{0,02 \cdot 750} = 0,71;$$

$$C''_R = 9,4 \cdot \frac{625 \cdot 10^3 \cdot (2,51 \cdot 10^{-3})^2}{0,02 \cdot 750} = 2,47.$$

По довідковим даним (табл. 4.6) відносний ексцентриситет при $l/d=100/80=1,25$ і коефіцієнтах навантаження

$$C'_R = 0,71 \Rightarrow \varepsilon' = 0,4 - \frac{0,1}{0,2455} \cdot (0,7535 - 0,71) = 0,382;$$

$$C''_R = 2,47 \Rightarrow \varepsilon'' = 0,75 - \frac{0,05}{0,601} \cdot (2,914 - 2,47) = 0,7;$$

$$h_{\partial min} = \frac{109 \cdot 10^{-6}}{2} \cdot (1 - 0,382) = 33,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Тоді

$$h_{\partial max} = \frac{201 \cdot 10^{-6}}{2} \cdot (1 - 0,713) = 28,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Перевірка умови наявності рідинного тертя, обчисливши коефіцієнт запасу надійності по товщині масляного шару ($K_{ЖТ} > 2$):

$$K_{ЖТ} = \frac{h_{\partial min}}{4 \cdot R_{aD} + 4 \cdot R_{ad} + \Delta_g}$$

де $\Delta_g=2$ мкм - добавка, що враховує вплив прогину вала й інші невраховані фактори.

$$K_{ЖТ} = \frac{33,6}{4 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 2} = 2,4.$$

А.1.3 Розрахунок і вибір посадок підшипників кочення

Визначаємо приєднувальні розміри підшипників і їхні граничні відхилення. За номером підшипника 5-208 за довідником визначаємо приєднувальні розміри підшипника:

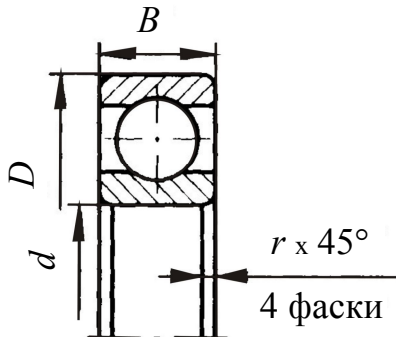


Рисунок А. 4 – Підшипник кочення

$D=80$ мм - діаметр зовнішнього кільця (рис. А.4); $d=40$ мм - діаметр внутрішнього кільця; $B=18$ мм - ширина підшипника; $r=2$ мм - фаска.

Відповідно до рекомендацій [3] визначаємо граничні відхилення на приєднувальні розміри підшипника: внутрішнє кільце $d=40$ мм, $es=0$, $ei=-8$ мкм, зовнішнє кільце $D=80$ мм, $ES=0$, $EI=-7$ мкм.

При циркуляційному навантаженні внутрішнього кільця підшипника посадки призначаємо по інтенсивності радіального навантаження на посадковій поверхні кільця:

$$P_{F_r} = \frac{F_r}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

де $F_r=5000$ Н - радіальна реакція опори на підшипник;

$b=B-2r=18-2-2=14$ мкм - ширина посадкової поверхні кільця;

$K_1=1$ - динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від характеру навантаження (при навантаженні до 150%);

$K_2=1$ - коефіцієнт, що враховує ступінь послаблення посадкового натягу при суцільному валі;

$K_3=1$ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження F_r , стор. 283-286 [7].

Тоді

$$P_{F_r} = \frac{5000}{14 \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 357 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}} = 357 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$$

За значенням розрахованої інтенсивності навантаження визначаємо посадку для отвору з ряду посадок, що рекомендуються, [7]:

$$D = 40 \text{ мм}; P_R = 357 \frac{\text{кН}}{\text{м}} \Rightarrow k5 \begin{pmatrix} +0,013 \\ +0,002 \end{pmatrix}.$$

З'єднання внутрішнього кільця з отвором: $\text{Ø}40 \frac{L5}{k5}$.

Для зовнішнього кільця підшипника, підданого місцевому навантаженню, у з'єднанні його з деталлю передбачаємо щільно рухливу посадку. За рекомендаціями приймаємо при $d=80$ мм і 5 ступені точності підшипника - $Js6 \begin{pmatrix} +0,0095 \\ -0,0095 \end{pmatrix}$.

З'єднання внутрішнього кільця з валом: $\text{Ø}80 \frac{Js6}{l5}$.

Схеми полів допусків для посадок зовнішнього та внутрішнього кілець підшипника з корпусом та валом відповідно показані на рисунках А.5 та А.6.

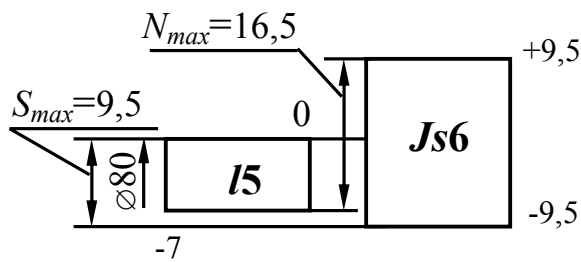


Рисунок А.5 - Схема розташування полів допусків для посадки зовнішнього кільця підшипника в корпус

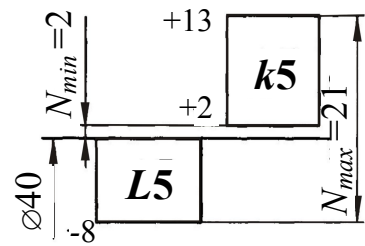


Рисунок А.6 - Схема розташування полів допусків для посадки внутрішнього кільця підшипника на вал

А. 1.4 Вибір і обґрунтування посадок різних з'єднань

Глуха кришка підшипника (позиція 10). Виходячи з конструкції підшипникового вузла вхідного вала коробки передач - очевидно, що кришка призначена для закриття вузла під час роботи коробки передач і регулювання зазору між торцями підшипника і кришки під час складання вихідного вала. Отже посадка кришки повинна забезпечувати мінімальний гарантований зазор для забезпечення рухливості з'єднання в умовах запилення і забруднення під час регулювання зазору A_0 .

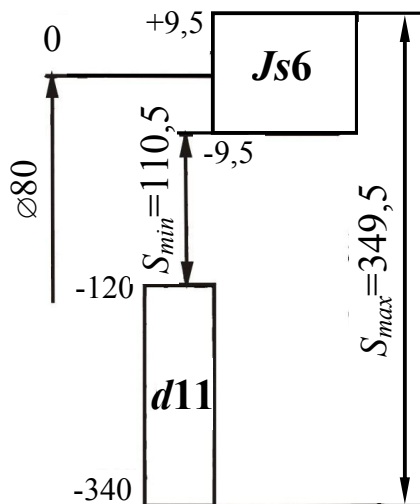


Рисунок А.7 - Схема полів допусків для посадки глухої кришки

На основі рекомендації [3] приймаємо посадку кришки в отвір корпусу коробки передач:

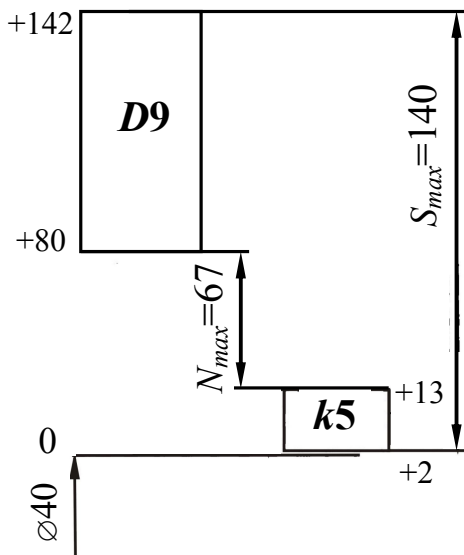
$$\text{Ø}80 \frac{Js6}{d11} \text{ (рис. А.7).}$$

Покажемо на схемі розташування полів допусків граничні відхилення, номінальні розміри і зазори для даного з'єднання.

Допуск посадки

$$T(s) = T_D + T_d = 0,019 + 0,22 = 0,239 \text{ мм.}$$

Втулка (позиція 2,4). Виходячи з конструкції вала, втулка призначена для центрування зубчастого колеса і вала, запобігання їхньої вібрації при обертанні із середніми швидкостями. Отже з конструктивних розумінь необхідне застосування перехідної посадки, але з умовою складання і розбирання без значних зусиль.



За рекомендацією [3] приймаємо: $\text{Ø}40 \frac{D9}{k5}$

Покажемо на схемі розташування полів допусків граничні відхилення, номінальні розміри з'єднання (рис. А.8).

Допуск посадки

$$T_{(N,S)} = T_D + T_d = 0,062 + 0,011 = 0,073 \text{ мм.}$$

Рисунок А.8 - Схема полів допусків для посадки втулки

Зубчасті колеса (позиція 6 і 7). Виходячи з конструкції шліцьового з'єднання посадка зубчастих коліс на шліці вимагає підвищеної точності співвісності елементів з'єднання. За рекомендацією [3] застосовуємо центрування по зовнішньому діаметру D . По тим же рекомендаціям, вибираємо посадки для розмірів D і b :

$$D - 8 \times 42 \times 46 \frac{H7}{js6} \times 8 \frac{F10}{js7}.$$

Так як внутрішній діаметр d є тим, що не центрує, призначається поле допуску на втулку $H11$.

Позначимо на схемах розташування полів допусків граничні відхилення і максимальні зазори, натяг для з'єднання (рис. А.9).

Допуск посадки $H7/js6$:

$$T_{(N,S)} = T_D + T_d = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм.}$$

Аналогічно для посадки шліцьового з'єднання по ширині шліців (рис. А.10)

Допуск посадки $F10/js7$:

$$T_{(S)} = T_D + T_d = 0,069 + 0,024 = 0,093 \text{ мм.}$$

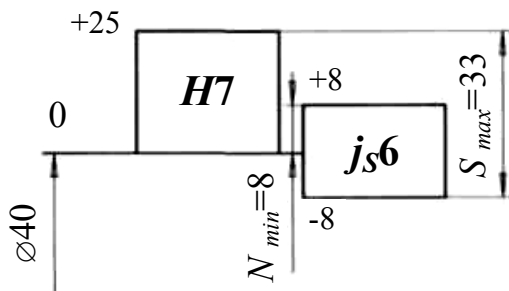


Рисунок А.9 - Схема полів допусків шліцьового з'єднання по зовнішньому діаметру

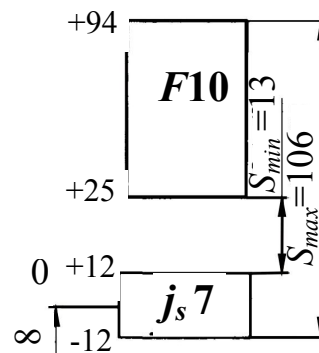
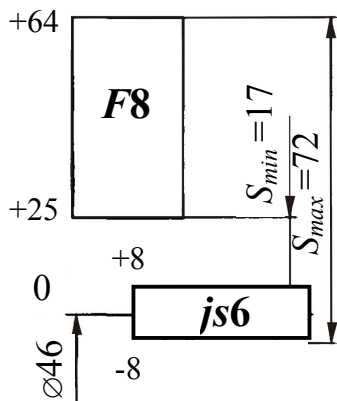


Рисунок А.10 - Схема полів допусків по ширині шліця

Втулка (позиція 3). Виходячи з конструктивних міркувань, втулка повинна забезпечувати відсутність осьового переміщення зубчастих коліс (5 і 12). Посадку вибираємо з урахуванням посадки зовнішнього діаметра D шліцьового вала, приймаємо

посадку з зазором:



$$\text{Ø}46 \frac{F8}{js6}$$

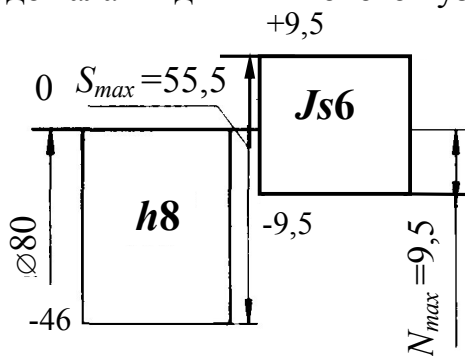
Позначимо на схемі розташування полів допусків (рис. А.11) граничні відхилення, номінальні розміри і зазори для з'єднання.

Допуск посадки

$$T_{(s)} = T_D + T_d = 0,039 + 0,016 = 0,055 \text{ мм.}$$

Рисунок А. 11 – Схема полів допусків для посадки втулки на вал

Наскрізна кришка підшипника (позиція 11). З конструкції підшипникового вузла видно, що наскрізна кришка призначена для закриття вузла під час роботи, регулювання положення підшипника під час складання (кришка упирається торцем у торець зовнішнього кільця підшипника). У кришці маєтья лабіринт для запобігання витікання змащення з вузла. Вище приведені умови роботи кришки повинні забезпечуватися посадкою перехідної яка може забезпечити точне центрування кришки щодо вала і підшипникового вузла.



За рекомендацією [3] приймаємо $\text{Ø}80 \frac{Js6}{d8}$.

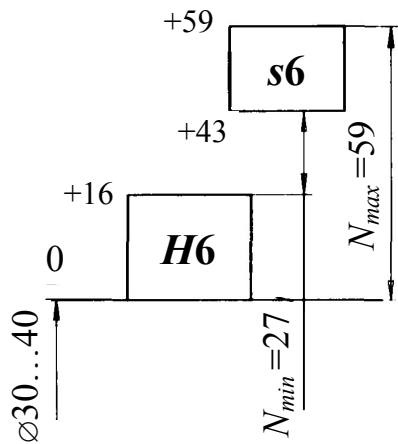
Позначимо на схемі розташування полів допусків граничні відхилення, номінальні розміри, зазори і натяги для з'єднання (рис. А.12).

Допуск посадки

$$T_{(N,S)} = T_D + T_d = 0,019 + 0,046 = 0,065 \text{ мм.}$$

Рисунок А. 12 - Схема полів допусків для посадки кришки в корпус

Шків (позиція 13). З конструктивних міркувань припускаємо, що з'єднання шківів з валом нерухоме кінцеве з'єднання призначене для виключення взаємного переміщення деталей і для передачі обертового моменту. Посадку вибираємо таким способом - спільним нормуванням усіх видів допусків (T_D) діаметра конуса в будь-якому перетині. У з'єднанні шківів з валом передбачене шпонкове з'єднання через наявність у з'єднанні вібрації. Значення граничних натягів приймаємо такими ж, як в аналогічній посадці циліндричного з'єднання. Отже необхідно прийняти посадку з малим натягом [3]



$$\text{Ø}36...40 \frac{H6}{s6}$$

Позначимо на схемі розташування полів допусків граничні відхилення, номінальні розміри і натяги

для з'єднання (рис. А.13).

Допуск посадки

$$T_{(N)} = T_D + T_d = 0,016 + 0,016 = 0,032 \text{ мм.}$$

Рисунок А. 13 - Схема полів допусків для посадки шків на вал

Шпонка (позиція 17). Виходячи з конструкції шпонкового з'єднання (рис. А.14), шпонку вибираємо відповідно до ГОСТ 12081-72. Шпонка 30x10x8 [7]: $d=40$ мм - діаметр вала; $l=45$ мм - довжина конічної частини вала; $l_1=70$ мм - довжина кінця вала на який закріплюється шків; $b=10$ мм - ширина перетину шпонки; $h=8$ мм - висота перетину шпонки; $t_1=5$ мм - глибина паза на валу (на відстані $l/2$); $t_2=4$ мм - глибина паза в отворі шкива (на відстані $l/2$).

Вибираємо посадку за рекомендацією [7] по ширині (b) шпонки: поле допуску на ширину шпонки $h9$; поле допуску на ширину паза $N9$; поле допуску на ширину паза втулки $Js9$.

Покажемо на схемі розташування полів допусків граничні відхилення, номінальні розміри і натяги для з'єднання (рис.А.15).

$$\text{Допуск посадки } T_{(N)} = T_D + T_d = 0,039 + 0,036 = 0,075 \text{ мм.}$$

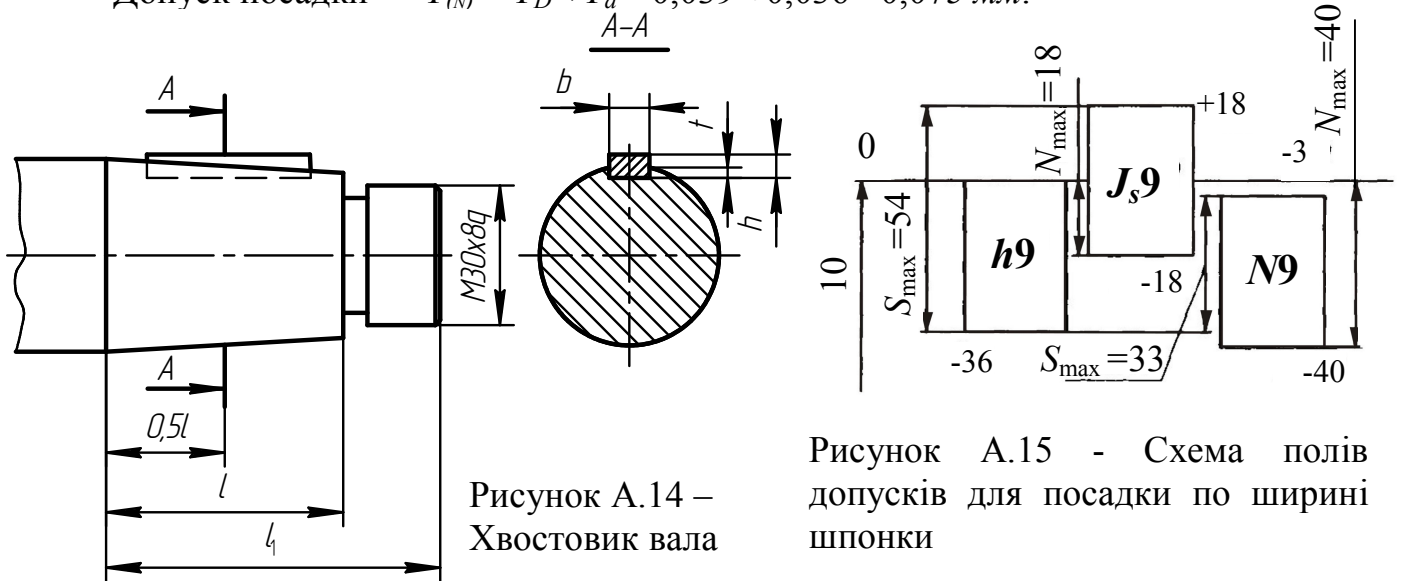


Рисунок А.14 – Хвостовик вала

Рисунок А.15 - Схема полів допусків для посадки по ширині шпонки

Кріпильна гайка (позиція 8). З конструкції хвостовика вала видно, що гайка призначена для закріплення шків, у свою чергу гайка стопориться шпилькою. З урахуванням конструктивних особливостей, умов роботи нарізному сполученню призначена посадка

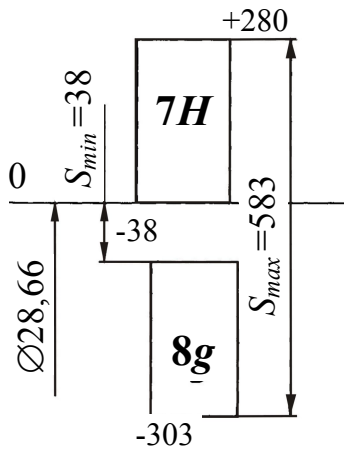


Рисунок А.16 - Схема полів допусків нарізного з'єднання

$$M30 \times 2 - \frac{7H}{8g}$$

Покажемо на схемі розташування полів допусків граничні відхилення, номінальні розміри і зазори для з'єднання (рис. А.16).

Допуск посадки

$$T_{(S)} = T_D + T_d = 0,28 + 0,265 = 0,293 \text{ мм.}$$

А.2 Розрахунок і проектування гладких граничних калібрів

Для даного з'єднання $\text{Ø}40 \frac{H7}{s6}$ розраховуємо і проектуємо калібр-пробку для контролю отвору.

У підрозділі А.1.4 був обгрунтований вибір посадки і розрахунок граничних розмірів деталей і граничних значень натягів. Використовуючи ці дані і рекомендації [8] будемо схеми розташування полів допусків на розміри деталей, усіх калібрів і контркалибрів.

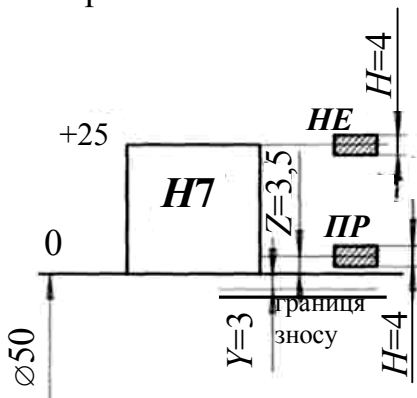


Рисунок А.17 - Схема полів допусків отвору і калібрів для його контролю

На схемі (рис. А.17) використовуються умовні позначки: H - допуск на виготовлення калібрів для отвору, $мкм$; Z - відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру, відносно найменшого граничного розміру виробу, $мкм$; Y - припустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для отвору за границю поля допуску виробу, $мкм$.

Розрахунок і проектування калібру-пробки робимо з урахуванням вимог, регламентованих ГОСТ 14807-69 і ГОСТ 14827-96.

Виконавчі розміри калібру-пробки для отвору:

Найбільший розмір прохідного калібру-пробки:

$$PR_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2} = 50 + 0,004 + \frac{0,005}{2} = 50,0065 \text{ мм.}$$

Розмір калібру ПР, що проставляється на кресленні: $50,0065_{-0,005} \text{ мм.}$

Виконавчі розміри: **max** 50,0065 мм і **min** 50,0015 мм.

Найбільший розмір зношеного прохідного калібру-пробки:

$$PR_{zn} = D_{min} - Y = 50 - 0,003 = 49,997 \text{ мм.}$$

Коли калібр ПР буде мати цей розмір, його потрібно вилучити з експлуатації.

Найбільший розмір непрохідного калібру-пробки:

$$HE_{max} = D_{max} + \frac{H}{2} = 50,025 + \frac{0,005}{2} = 50,0275 \text{ мм.}$$

Розмір калібру HE, що проставляється на кресленні: $50,0275_{-0,005}$ мм.

Виконавчі розміри: **max** 50,0275 мм і **min** 50,0225 мм.

Матеріал прийняли для непрохідних калібрів Сталь 20Х, а для прохідних - сплави ВК8, з метою підвищення зносостійкості прохідних калібрів. Креслення калібру-пробки дане в додатку.

Для даного з'єднання розраховуємо і проектуємо калібр-скобу для контролю вала.

У підрозділі А. 1.4 був обгрунтований вибір посадки і розрахунок граничних розмірів деталей і граничних значень натягів. Використовуючи ці дані і рекомендації [8] будемо схеми розташування полів допусків на розміри деталей, усіх калібрів і контр-калібрів. На схемі (рис.А.18) використовуються умовні позначки:

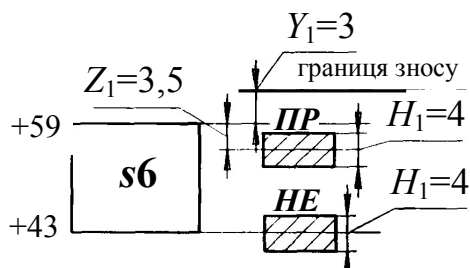


Рисунок А.18 – Схема полів допусків вала і калібрів для його контролю

H_1 - допуск на виготовлення калібрів для вала, мкм; Z_1 - відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру, вал щодо найбільшого фанічного розміру виробу, мкм; Y_1 - припустимий вихід розміру зношеного прохідного калібру для вала за кордон поля допуску виробу, мкм. Розрахунок і проектування калібру-скоби робимо з урахуванням вимог, регламентованих ГОСТ 18358-73 - ГОСТ 18369-73.

Виконавчі розміри калібру-скоби для вала:

Найменший розмір прохідного калібру-скоби:

$$PP_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 50,059 - 0,004 - \frac{0,005}{2} = 50,0525 \text{ мм.}$$

Розмір калібру ПР, що проставляється на кресленні: $50,0525^{+0,005}$ мм.

Виконавчі розміри: **max** 50,0575 мм і **min** 50,0525 мм. Найбільший розмір зношеного прохідного калібру-скоби:

$$PP_{zn} = d_{max} + Y_1 = 50,059 + 0,003 = 50,062 \text{ мм.}$$

Коли калібр ПР буде мати цей розмір, його потрібно вилучити з експлуатації.

Найменший виконавчий розмір непрохідного калібру-скоби:

$$HE_{min} = d_{min} - \frac{H_1}{2} = 50,043 - \frac{0,005}{2} = 50,0405 \text{ мм.}$$

Розмір калібру HE, що проставляється на кресленні: $50,0405^{+0,005}$ мм.

Виконавчі розміри: **max** 50,0455 мм і **min** 50,0405 мм.

Матеріал прийняли для непрохідних калібрів Сталь 20Х, а для прохідних сплави ВК8, з метою підвищення зносостійкості прохідних калібрів. Креслення калібру-скоби дане в додатку.

$$K - PP_{max} = d_{max} - Z_1 + \frac{H_P}{2} = 50,059 - 0,004 + \frac{0,002}{2} = 50,056 \text{ мм.}$$

Розмір калібру К-ПР, що проставляється на кресленні: 50,056_{-0,002} мм.

Граничний розмір непрохідного контрольного калібру:

$$K - HE_{max} = d_{min} + \frac{H_P}{2} = 50,043 + \frac{0,002}{2} = 50,044 \text{ мм.}$$

Розмір калібру К-НЕ, що проставляється на кресленні: 50,044_{-0,002} мм.

Граничний розмір зношеного контрольного калібру:

$$K - 3H_{max} = d_{max} + Y_1 + \frac{H_P}{2} = 50,059 + 0,003 + \frac{0,002}{2} = 50,063 \text{ мм.}$$

Розмір калібру К-ЗН, що проставляється на кресленні: 50,063_{-0,002} мм.

А.3 Розрахунок розмірного ланцюга

Метод max-min. Розрахунок розмірного ланцюга методом max-min проводимо в табличній формі (табл. А.2).

У першому рядку записуємо дані для вихідної ланки.

У наступні рядки таблиці заносимо розрахункові дані для складових ланок:

графа 1 - номер складової ланки;

графа 2 - характер складової ланки;

графа 3 - номінальний розмір складової ланки;

графа 4 - вносимо значення одиниць допусків складових ланок, виходячи з номінального розміру кожної ланки, відповідно до рекомендацій (див. розд. 9);

графа 5 - кількість одиниць допусків для складових ланок розмірного ланцюга, допуски і граничні відхилення яких підлягають визначенню:

$$a = \frac{T(A_0) - \sum_{i=1}^k |\xi_{станд}| \cdot TA_{станд}}{\sum_{i=1}^{m+n-k} i_i} = \frac{800 - 2 \cdot 120}{16,63} = 33,64;$$

графа 6 - квалітет розмірного ланцюга визначаємо по табл. 9.3 у залежності від кількості одиниць допуску (графа 5);

графа 7 - записуємо значення допусків розмірів складових ланок (крім 3), установленим по рекомендаціях [3];

графа 8 і 9 - граничні відхилення: верхні і нижні відповідно; заповнюємо керуючись правилами (див. розд. 9).

Граничні відхилення ланки, що залишилася (A_3), визначають як алгебраїчну різницю між граничними відхиленнями вихідної ланки і граничних відхилень усіх складових ланок по фафах 8 і 9:

$$ES(A_3) = ES(A_0) - \sum_{i=1}^{m+n-1} ES_i; \quad EI(A_3) = EI(A_0) - \sum_{i=1}^{m+n-1} EI_i;$$

графа 10 - визначення координат $E_c(A_i)$ $E_c(A_i)$ по формулах:

$$E_c(A_0) = \frac{ES(A_0) + EI(A_0)}{2}, \quad E_c(A_i) = \frac{ES(A_i) + EI(A_i)}{2}$$

Перевірка вірогідності отриманих даних проводиться рішенням зворотньої задачі

способом max-min:

Координата середини поля допуску ланки, що замикає:

$$E_c(A_0) = \sum_{i=1}^{m+n-1} \xi_i \cdot E_c(A_i)$$

Допуск ланки, що замикає:

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{m+n-1} |\xi_i| \cdot TA_i$$

де ξ_i - передатне відношення i -ої ланки розмірного ланцюга:

$\xi_i = -1$ - для складових ланок, що зменшують;

$\xi_i = 1$ - для складових ланок, що збільшують.

Тоді

$$TA_0 = 0,036 + 0,025 + 0,042 + 0,025 + 0,036 + 0,12 + 0,043 + 0,062 + 0,062 + 0,062 + 0,062 + 0,062 + 0,043 + 0,12 = 0,8 \text{ мм.}$$

Результати розрахунку даним методом приведені в таблиці А.2.

Теоретико-імовірносний метод. Рішення прямої задачі теоретико-імовірносним методом проводимо в табличній формі.

У даних розрахунках беруть участь усі ланки розмірного ланцюга, крім відомих (підшипників кочення).

У першому рядку записуємо дані для вихідної ланки.

У наступні рядки таблиці заносимо розрахункові дані для складових ланок:

граф 1 - номер складової ланки;

граф 2 - характер складової ланки;

граф 3 - номінальний розмір складової ланки;

граф 4 - вносимо значення квадрата одиниць допусків складових ланок, виходячи з номінального розміру кожної ланки, відповідно до рекомендацій, табл. 9.2;

граф 5 - кількість одиниць допусків для складових ланок розмірного ланцюга, допуски і граничні відхилення яких підлягають визначенню:

$$a = \frac{TA_0^2 - \sum_{i=1}^k \xi_{станд}^2 TA_{станд}^2}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m+n-k} i_i^2}},$$

де k - число стандартних складових ланок;

$\xi_{станд}$ - передатне відношення стандартних складових ланок розмірного ланцюга:

$\xi_i = -1$ - для складових ланок, що зменшують;

$\xi_i = 1$ - для складових ланок, що збільшують;

$TA_{станд}$ - допуски стандартних складових ланок розмірного ланцюга;

i_i - одиниця допуску i -ї ланки розмірного ланцюга.

Розраховуємо при нормальному законі розподілу відхилень (закон Гауса):

Таблиця А.2 - Розрахунок розмірного ланцюга методом повної взаємозамінності

№ ланки	Характеристика ланки	Номинальний розмір, мм	Одиниця допуску, і, мкм	Кількість одиниць допуску, а	Квалітет	Допуск, TA_i , мм	Граничні відхилення, мм		Координата поля допуску, мм
							верхнє ES_i	нижнє EI_i	
0	Вихідна	2	-	-	-	0,8	+0,6	-0,2	0,2
1	Зменшує	10	0,9	33,64	9	0,036	+0,036	0	0,018
2	Збільшує	2	0,54	33,64	9	0,025	0	-0,025	-0,0125
3	Збільшує	307	3,23	-	-	0,042	0	+0,05	0,25
4	Збільшує	2	0,54	33,64	9	0,025	0	-0,025	-0,0125
5	Зменшує	10	0,9	33,64	9	0,036	+0,036	0	0,018
6	Зменшує	18	-	-	станд	0,12	+0,12	0	0,06
7	Зменшує	15	1,08	33,64	9	0,043	+0,043	0	0,0215
8	Зменшує	40	1,56	33,64	9	0,062	+0,062	0	0,031
9	Зменшує	50	1,85	33,64	9	0,062	+0,062	0	0,031
10	Зменшує	36	1,56	33,64	9	0,062	+0,062	0	0,031
11	Зменшує	55	1,85	33,64	9	0,062	+0,062	0	0,031
12	Зменшує	45	1,56	33,64	9	0,062	+0,062	0	0,031
13	Зменшує	12	1,08	33,64	9	0,043	+0,043	0	0,0215
14	Зменшує	18	-	-	станд	0,12	+0,12	0	0,06
Σ	-	-	16,65	-	-	-	-	-	-

$$a = \frac{800^2 - (1 \cdot 120^2 + 1 \cdot 120^2)}{\sqrt{27,8275}} = 148,2$$

граф 6 - квалітет розмірного ланцюга визначаємо по табл. 9.3 у залежності від кількості одиниць допуску (граф 5);

граф 7 і 8 - граничні відхилення: верхні і нижні відповідно; заповнюємо керуючись правилами (див. главу 9);

граф 9 - визначаємо половину допуску для кожної ланки розмірного ланцюга.

Половину поля допуску залишившийся складової ланки (A_3), що є ув'язочною, визначаємо при $\lambda = \frac{1}{3}$, однаковому для всіх ланок, і при $t=3$ по формулі:

$$\frac{TA_{y6'яз}}{2} = \sqrt{\left(\frac{TA_0}{2}\right)^2 - \sum_{i=1}^{(m+n-1)-1} \left(\frac{TA_i}{2}\right)^2 \cdot \xi^2} = \sqrt{\left(\frac{0,8}{2}\right)^2 - 0,365} = 0,4$$

Результат записуємо в графу 9 для ланки A_3 .

графа 10 - зводимо в квадрат значення в графі 9 для кожної ланки, що входить в розмірний ланцюг;

графа 11 - визначаємо координати середин полів допусків усіх складових ланок:

$$E_c(A_0) = \frac{ES(A_0) + EI(A_0)}{2}, \quad E_c(A_i) = \frac{ES(A_i) + EI(A_i)}{2}.$$

Координата середини поля допуску залишившийся складової ланки:

$$E_c(A_{y6'яз}) = \left(E_c(A_0) + \sum_{i=1}^{m+n-1} E_c(A_{i зм}) \right) - \sum_{i=1}^{(m+n-1)-1} E_c(A_{i зб}) = (0,4 + 0,68) - 0,15 = 0,93.$$

Результат заносимо в графу 11.

Граничні відхилення складової ланки, що збільшує, яка залишилась:

$$ES_{y6'яз} = E_c(A_{y6'яз}) + \frac{TA_{y6'яз}}{2} = 0,15 + 0,4 = 0,55$$

$$EI_{y6'яз} = E_c(A_{y6'яз}) - \frac{TA_{y6'яз}}{2} = 0,15 - 0,4 = -0,25$$

Результати заносимо в графи 7, 8 відповідно.

Перевірка вірогідності отриманих даних - рішенням зворотної задачі теоретико-імовірносним методом:

Координата середини поля допуску ланки, що замикає:

$$E_{c0} = \sum_{i=1}^{m+n-1} \xi_i \cdot E_c(A_i).$$

Допуск ланки, що замикає:

$$TA_0 = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n-1} \xi_i^2 \cdot \lambda_i^2 \cdot TA_i^2},$$

де ξ_i - передатне відношення і-ї ланки розмірного ланцюга:

$\xi_i = -1$ - для складових ланок, що зменшують;

$\xi_i = 1$ - для складових ланок, що збільшують.

$$\text{Тоді } TA_0 = 3 \cdot \sqrt{1^2 \cdot \left(\frac{1}{3}\right)^2 \cdot 0,8^2} = 0,8.$$

У результаті розрахунку розмірного ланцюга методом max-min визначено, що лінійні розміри, що входять в розмірний ланцюг повинні бути виконані за 9-тим квалітетом точності.

Застосування 9-го квалітета точності при виготовленні деталей веде до збільшення собівартості робіт, необхідності застосування устаткування високої точності, а також до наявності висококваліфікованих робітників.

З результатів розрахунку імовірносним методом можна зробити висновок, що ті ж розміри в розмірному ланцюгу можна виконати за 12-тим квалітетом точності, що веде до зниження собівартості робіт, застосуванню устаткування середньої точності, при виконанні всіх робіт робітниками середньої кваліфікації.

Результати розрахунку наведені в таблиці А.3.

Таблиця А.3 - Розрахунок розмірного ланцюга теоретико-імовірносним методом

№ ланки	Характеристика ланки	Номінальний розмір, мм	Одиниця допуску, i^2 , мкм	Кількість одиниць допуску, a	Квалітет	Граничні відхилення, мм		Половина допуску, мм	Половина поля допуску в квадраті	Координата середини поля допуску, мм
						верхнє ES_i	нижнє EI_i			
0	Замикає	2	-	-	-	+0,6	-0,2	0,4	0,16	0,4
1	Зменшує	10	1,1664	148,2	12	0	-0,15	0,075	0,0056	0,075
2	Збільшує	2	0,2916	148,2	12	0	-0,1	0,05	0,0025	0,05
3	Збільшує	307	10,4329	-	-	+0,55	-0,25	0,4	0,16	0,93
4	Збільшує	2	0,2916	148,2	12	0	-0,2	0,1	0,01	0,1
5	Зменшує	10	1,1664	148,2	12	0	-0,25	0,075	0,0056	0,075
6	Зменшує	18	-	-	станд	0	-0,12	0,06	0,0036	-0,06
7	Зменшує	15	1,1664	148,2	12	0	-0,18	0,09	0,0081	0,09
8	Зменшує	40	2,4336	148,2	12	0	-0,25	0,125	0,0156	0,125
9	Зменшує	50	2,4225	148,2	12	0	-0,25	0,125	0,0156	0,125
10	Зменшує	36	2,4336	148,2	12	0	-0,25	0,125	0,0156	0,125
11	Зменшує	55	2,4225	148,2	12	0	-0,3	0,15	0,0225	-0,15
12	Зменшує	45	2,4336	148,2	12	0	-0,25	0,125	0,0156	0,125
13	Зменшує	12	1,1664	148,2	12	0	-0,18	0,09	0,0081	0,09
14	Зменшує	18	-	-	станд	0	-0,12	0,06	0,0036	0,06
Σ	-	-	27,8275	-	-	-	-	-	0,365	-

А.4 Вибір універсальних контрольно-вимірювальних приладів

Вибір універсальних контрольно-вимірювальних засобів, проводимо в табличній формі (табл. А.4). У графі таблиці заносимо дані про вимірювані величини і прилади для їхнього виміру:

графі 1 - вказуємо вид контрольованих параметрів;

граф 2 - указуємо номінальний контрольований розмір;
 граф 3 - указуємо допуск на виготовлення (дані для граф 1, 2, 3 установлюємо керуючись розробленими технічними вимогами до складальної одиниці);
 граф 4 - визначаємо квалітет (ступінь точності) виміру;
 граф 5 - визначаємо похибку, що допускається (у граф 4, 5 заносимо дані керуючись довідковими даними [8]);
 граф 6-8 - вибираємо вимірювальні засоби за рекомендацією [8]: записуємо найменування, тип, межу вимірювання і похибку.
 На рисунках у 8 розділі посібника наведені рисунки основних типів вимірювальних приладів. (Необхідні помістити в пояснювальній записці).

Таблиця А.4 - Комплекс контрольно-вимірювальних засобів

Вид контрольованих параметрів	Номінальний розмір, мм	Допуск, мм	Квалітет	Похибка вимірювання, що допускається	Тип вимірювального приладу	Характеристика вимірювального приладу	
						Межа вимірювання	Похибка вимірювання
Лінійні, діаметральні	55	0,062	8	12	Штангенциркуль ШЦ-I	0-125	0,1
	55	0,062	8	12	Штангенциркуль ШЦ-I	0-400	0,1
Шліцьове з'єднання	8x42x46x8	0,033	7	7	Прохідний, непрохідний калібри з прямобочним профілем шліців, ГОСТ 7951-59	-	-
Нарізне з'єднання	M30-2	0,293	12	50	Мікрометр із вставками типу МВМ для метричної нарізі, ГОСТ 4380-63	25...50	-
Шпонкове з'єднання	30x10x8	0,075	10	12	Прохідний, непрохідний калібр по ширині шпонкового паза	-	-
Зубчасті колеса	2,774	0,01	7	3	Прилад для контролю кінематичної погрішності БВ-5053	$d_a=10...200$	20%
					Крокомір для контролю кроку зачеплення 21501	$m=1,75...10$	20%
					Зубомір хордовий ЗІМ-16	$m=1...16$	20%

А.5 Технічний опис конструкції, технічні умови і послідовність складання складальної одиниці

У додатку Б представлено складальне креслення вхідного вала коробки передач верстата.

Технічний опис. Коробка передач призначена для одержання заданої частоти

обертання й обертового моменту на вихідному валу.

Вал встановлений у корпусі 9 коробки передач на шарикопідшипниках 15. На вал насаджені 3 зубчасті колеса: 5 - за допомогою посадки з натягом, 6 і 7 - за допомогою шліцьового з'єднання. Для запобігання осьового переміщення зубчастих коліс і вала 1 щодо підшипників кочення 15 і корпусу 9 на вал насаджені втулки 2, 3, 4 між зубчастими колесами і підшипниками кочення. Підшипникові вузли з двох сторін закриваються кришками з прокладками, що кріпляться болтами до корпусу коробки передач. Прокладки призначені для регулювання зазору між торцями кришки 10 і підшипника 15. Для забезпечення герметичності кришка підшипника 11 має лабіринт. Кінець вала має конічну ділянку, на який насаджений шків і закріплений шпонкою 17. Додаткове кріплення забезпечується кріпильною гайкою 8, що застопорена шплінтом 18.

Передача обертового моменту забезпечується через шків 13 на вал 1 і зубчасті колеса 6, 7, далі за допомогою зубчастої передачі на вихідний вал коробки передач. Наявність двох коліс 5 і 12 обумовлено необхідністю змінювати величину частоти обертання й обертового моменту. Вони мають різний модуль зачеплення і передатне число.

Умови і послідовність складання. Перед складанням внутрішню порожнину корпусу коробки передач ретельно очищають і покривають маслостійкою фарбою.

Складання вхідного вала роблять у відповідності зі складальним кресленням. Починають із запресовування шпонки 17 у паз на кінці вала. З лівої сторони вала напресовується зубчасте колесо 5, за допомогою преса, до упора в бурт вала. На шлицеву частину вала насаджується зубчасте колесо 6, потім втулка 3 і зубчасте колесо 7. Насадження зубчастих коліс здійснюється при додатку невеликого зусилля руки. Втулка 3 насаджується вільно без зусилля. Умова - відсутність зазору між торцями зубчастих коліс і втулки

На наступному етапі на вал надягають втулки 2 і 4 із двох сторін і встановлюють шарикопідшипники, попередньо нагріті в олії.

Зібрані вали укладають у корпус коробки передач і встановлюють кришку, закріпивши її кріпильними болтами.

На підшипникові камери ставлять кришки: праворуч глуху 10 із прокладкою 12, затягуючи болтами, що кріплять, 14; ліворуч наскрізну 11 із прокладкою 12, попередньо в проточки заклавши пластичне змащення. Кришку 11 також затягують болтами 14.

Умова складання - витримка зазору між торцями кришки 10 і підшипника 15 $A_0 = 2_{-0,2}^{+0,6}$ регулювання здійснюється підбором товщини прокладки 12.

Правильність складання вхідного вала коробки передач здійснюють перевіркою повертання вала і відсутністю заклинювання підшипників (вал повинний повертатися від руки).

На конічну частину вала встановлюють шків 13, кріплячи його додатково кріпильною гайкою 8, що у свою чергу стопориться шплінтом.

На останньому етапі складання в корпус коробки передач заливають оливу з наступною перевіркою змочування оливою всіх тертьових деталей і з'єднань, поверхні яких піддані зносу.

А.6 Обґрунтування технічних вимог до деталей

Технічні вимоги до складальної одиниці.

Призначаємо в залежності від окружної швидкості ступінь точності зубчастого колеса і вала [4]:

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 146 \cdot 305}{60 \cdot 1000} \cong 2,33 \text{ м/с} \quad - 8 \text{ ступінь точності,}$$

де v - окружна швидкість передачі м/с ;

d_w - діаметр початкової окружності, мм ;

n - частота обертання, хв^{-1} .

Визначаємо величину бічного зазору і вид сполучення для зубчастого колеса поз. 2 згідно [4].

Величина бічного зазору, що відповідає температурної компенсації визначається по [4]:

$$\begin{aligned} j_{n1} &= a_w [\alpha_{p1}(t_1 - 20^\circ) - \alpha_{p2}(t_2 - 20^\circ)] \cdot 2 \sin \alpha = \\ &= 141 [11,2 \cdot 10^{-6} \cdot (55^\circ - 20^\circ) - 10 \cdot 10^{-6} \cdot (30^\circ - 20^\circ)] \cdot 2 \cdot \sin 20^\circ = \\ &= 0,038 \text{ мм} = 38 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

де a_w - міжосьова відстань, мм ; $a_w = 141 \text{ мм}$;

t_1, t_2 - гранична температура відповідно зубчастого колеса і корпуса, $^\circ\text{C}$.

$t_1 = 55^\circ\text{C}$; $t_2 = 30^\circ\text{C}$;

α_{p1}, α_{p2} - коефіцієнти лінійного розширення для матеріалів відповідно зубчастого колеса і корпуса. $\alpha_{p1} = 11,2 \cdot 10^{-6} \text{ мм/}^\circ\text{C}$; $\alpha_{p2} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ мм/}^\circ\text{C}$ [7].

Бічний зазор для розміщення шару змащення приймаємо по [4]:

$$j_{n2} = 15m_n = 15 \cdot 2 = 30 \text{ мкм}.$$

Таким чином, гарантований бічний зазор вибираємо зі співвідношення по [4]:

$$j_{nmin} = 63 \text{ мкм} \geq j_{n1} + j_{n2} = 28 + 30 = 58 \text{ мкм}.$$

Отже, вид сполучення D , відхилення міжосьової відстані $\pm f_a = \pm 30 \text{ мкм}$.

У процесі експлуатації передача повинна працювати плавно, без шуму.

Осьова гра - осьове переміщення кільця підшипника з одного крайнього положення в інше при нерухомому парному кільці. Вибирається в залежності від експлуатаційних характеристик опор (вантажопідйомності, швидкості обертання, габаритних розмірів, умов монтажу і регулювання підшипників, посадкових натягів, температурних коливань у вузлі, виду змащення). Приймаємо осьову гру $0,15 \dots 0,3 \text{ мм}$.

Вал. Допуск циліндричності посадкового місця під колесо [8]:

$$T_\phi = 0,3T_d = 0,3 \cdot 0,025 = 0,0075 \text{ мм} \approx 0,008 \text{ мм}.$$

Допуск циліндричності посадкових місць під підшипники кочення класу точності 0 [8]:

$$T_\phi = 0,3T_d = 0,3 \cdot 0,013 = 0,0039 \text{ мм} \approx 0,004 \text{ мм}.$$

Допуски співвісності посадкових поверхонь:

- для підшипників кочення $T = 0,013 \text{ мм}$;

- для зубчастого колеса $T = 0,025 \text{ мм}$.

Допуск перпендикулярності торця вала для базування зубчастого колеса:

$$T = 0,013 \text{ мм}.$$

Допуск паралельності розташування шліцьового зубця під колесом

$$T = 0,5 \cdot T_{wln} = 0,5 \cdot 0,058 = 0,029 \text{ мм} \approx 0,03 \text{ мм}.$$

Допуск симетричності розташування шліцьового зубця під колесом

$$T = 2 \cdot T_{wln} = 2 \cdot 0,058 = 0,116 \text{ мм} \approx 0,12 \text{ мм}.$$

Допуск симетричності розташування шпонкового паза під напівмуфтою

$$T = 2 \cdot T_{w-n} = 2 \cdot 0,036 = 0,072 \text{ мм} \approx 0,07 \text{ мм}.$$

Допуск паралельності розташування шпонкового паза під напівмуфтою

$$T = 0,5 \cdot T_{w-n} = 0,5 \cdot 0,036 = 0,018 \text{ мм} \approx 0,02 \text{ мм}.$$

Зубчасте колесо. Допуск торцевого биття зубчастого вінця на діаметрі ділильної окружності [9]:

$$T = T_T \cdot \frac{d}{100} = 0,025 \cdot \frac{42}{100} = 0,010 \text{ мм}.$$

Допуск радіального биття зубчастого вінця [3]: $T = 0,055 \text{ мм}$.

Допуск торцевого биття торця маточини [3]: $T = 0,020 \text{ мм}$.

Допуск симетричності і паралельності паза маточини зубчастого колеса під шпонку приймаю аналогічними прийнятим для вала.

Контроль точності зубчастого колеса. Контролюють точність циліндричного прямозубого колеса з наступними параметрами: $m_n = 2,0 \text{ мм}$; $z = 73$; $\beta = 0^\circ$; $d = 146,0 \text{ мм}$; ступінь точності 9-D.

Контроль бічного зазору. Бічний зазор у зубчастій передачі визначається як зазор, що забезпечує вільний проворот зубчастого колеса при нерухомому зубчастому колесі. З метою забезпечення гарантованого бічного зазору здійснюється додатковий зсув вихідного контуру зубонарезного інструмента.

Бічний зазор можна контролювати хордовим зубоміром шляхом виміру товщини зубця по постійній хорді.

Визначаємо номінальну товщину зубця по постійній хорді [2]:

$$S_c = 1,387 \cdot m_n = 1,387 \cdot 2 = 2,774 \text{ мм}.$$

Висота до постійної хорди [2]:

$$h_c = 0,7476 \cdot m_n = 0,7476 \cdot 2 = 1,4952 \text{ мм}.$$

Найменше відхилення товщини зубця по постійній хорді [2]:

$$E_{cs} = -0,060 \text{ мм}.$$

Допуск на товщину зубця по постійній хорді при $F_r = 0,063 \text{ мм}$ [2]: $T_c = 0,100 \text{ мм}$.

Найбільше відхилення товщини зубця по постійній хорді:

$$E_{ci} = -(|E_{cs}| + T_c) = -(0,030 + 0,100) = -0,100 \text{ мм};$$

Таким чином, товщина зубця по постійній хорді, що проставляється в таблиці параметрів на робочому кресленні зубчастого колеса дорівнює:

$$S_C = 2,774_{-0,160}^{-0,060}.$$

Контроль кінематичної точності. В умовах одиничного виробництва в контрольний комплекс входять:

- контроль коливання довжини загальної нормалі F_{vwr} ;

- контроль радіального биття зубчастого вінця F_{rr} ;

- контроль накопиченої похибки окружного кроку F_{pr} .

Допуск на коливання довжини загальної нормалі F_{vW} [8]: $F_{vW} = 0,040 \text{ мм}$.

Визначаю допуск на радіальне биття зубчастого вінця F_r [8]: $F_r = 0,063 \text{ мм}$.

Для контролю радіального биття застосовується биттемір БВ-5050[8].

Допуск на накопичену похибку окружного кроку F_p [8]: $F_p = 0,090$ мм.

Контроль плавності роботи. У контрольний комплекс входять:

- контроль коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубці f_{ir}'' ;
- контроль похибки профілю f_f ;
- контроль відхилення кроку f_{ptr} .

Визначаємо допуски на ці величини [8]:

$$f_{ir}'' = 0,040 \text{ мм}; f_f = 0,011 \text{ мм}; f_{ptr} = \pm 0,022 \text{ мм}.$$

Для контролю параметрів f_{ir}'' і f_{ptr} застосовується межвісьомір МЦМ-630. Для контролю параметра f_f - крокомір БВ 5043 [8].

Контроль повноти контакту. Основним показником повноти контакту зубців є сумарна пляма контакту. Відносні розміри сумарної плями контакту [8]:

- по висоті зубців $F_{shr} > 40$ %;
- по довжині зубців $F_{slr} > 50$ %.

Контроль показників повноти контакту здійснюють на контрольно-обкатному приладі при зачепленні зі зразковим колесом.

Висновок

У ході виконання курсової роботи були визначені умови і вимоги для виготовлення, складання і експлуатації коробки передач верстата у відповідності зі стандартами на виготовлення, складання і експлуатацію подібних механізмів.

Для всіх з'єднань були обрані, розраховані й обґрунтовані посадки з урахуванням вимог до конструкції і режиму роботи коробки передач. Усі посадки задовольняють вимогам ГОСТ 25346-82, який визначає основні принципи взаємозамінності.

Складено розмірний ланцюг на лінійні розміри вхідного вала коробки передач. Для розмірів, що входять до складу розмірного ланцюга визначені: квалітет точності і допуск на виготовлення окремих деталей і складання вхідного вала коробки передач. Розрахунок зроблений двома методами: метод максимум-мінімум дав 9-ий квалітет, а теоретико-імовірносний – 12-ий квалітет на виготовлення і складання. З метою економічної доцільності краще прийняти результати розрахунку (граничні відхилення розмірів) для виготовлення і складання, отримані при розрахунку імовірносним методом. При необхідності забезпечення високої точності виготовлення й отже складання, роботи механізму варто приймати результати розрахунку методом максимум-мінімум, що приведе до збільшення собівартості виготовлення коробки передач.

Для контролю дійсних розмірів деталей були обрані й обґрунтовані універсальні вимірювальні засоби. За допомогою їх робітник на стадії виготовлення, складання і технічного обслуговування коробки передач може установити відхилення дійсного розміру від номінального і виявити причину дефекту, що веде до запобігання виходу з ладу механізму під час експлуатації.

Для складних профільних розмірів варто застосовувати калібри, що дозволяють з великою точністю і меншою витратою часу на вимірювальні операції визначити перебування дійсного розміру в межах відхилень, що допускаються, від номінального розміру. Коробки передач мають зубчасті передачі, для контролю точності виготовлення зубчастих коліс, точності зачеплення, плавності ходи застосовуються універсальні вимірювальні комплекси. Для інших ("найпростіших") лінійних і діаметральних розмірів використовуються - штангенциркулі з різними межами виміру.

Дотримання усіх установлених вимог на виготовлення, складання і експлуатацію коробки передач гарантує надійну роботу механізму без капітальних ремонтів і з малою імовірністю виходу з ладу в заданий термін експлуатації.

Формат Зона Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.		
					Справ. №		
		<u>Документация</u>					
A3	РК.ПВ.04.29.59.03.000СБ	Сборочный чертеж узла					
		<u>Детали</u>					
	1 РК.ПВ.04.29.59.03.001	Вал	1				
	2 РК.ПВ.04.29.59.03.002	Втулка	1				
	3 РК.ПВ.04.29.59.03.002	Втулка	1				
	4 РК.ПВ.04.29.59.03.003	Втулка	1				
	5 РК.ПВ.04.29.59.03.004	Колесо зубчатое	1				
	6 РК.ПВ.04.29.59.03.006	Колесо зубчатое	1				
	7 РК.ПВ.04.29.59.03.007	Колесо зубчатое	1				
	8 РК.ПВ.04.29.59.03.008	Гайка	1				
	9 РК.ПВ.04.29.59.03.009	Корпус	1				
	10 РК.ПВ.04.29.59.03.010	Крышка	1				
	11 РК.ПВ.04.29.59.03.011	Крышка	1				
	12 РК.ПВ.04.29.59.03.011	Прокладка	2	компл.			
	13 РК.ПВ.04.29.59.03.011	Шкив	1				
		<u>Стандартизованные изделия</u>					
	14	Болт М10 х 20 ГОСТ 7798-70	12				
	15	Подшипник 5-208 ГОСТ 8338-75	2				
	16	Шайба 10 Н ГОСТ 6402-70	12				
	17	Шпонка 12 х 8 х 36 ГОСТ 23360-78	1				
	18	Шплинт 6,3 х 45 ГОСТ 397-79	1				
		РК.ПВ.04.29.59.03.000					
Изм. Лист		№ док-м.	Подп.	Дата			
Разраб. Петровский					Лит.	Лист	
Пров. Зенкин					4	1	
Н.контр. Дунаев					Листов		
Утв.					Сборочный чертеж узла		
				ДонНТУ, каф. ОПМ,			
				гр. ТМ-04а			

Копировал

Формат А4

РК.ПВ.04.29.59.03.000СБ

Перед. примен.

Спроб. №

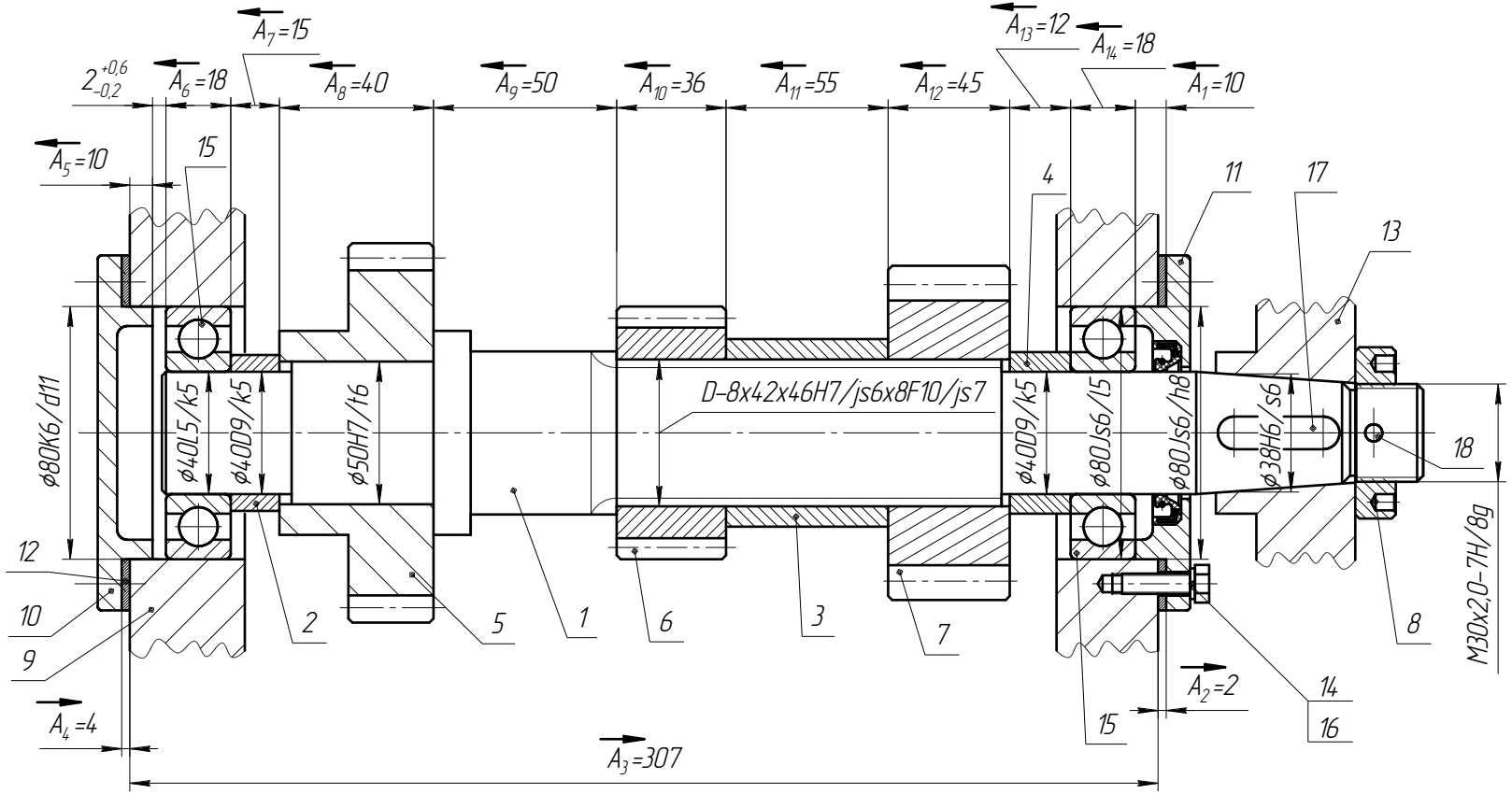
Подп. и дата

Инд. № инст. №

Взам. инст. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



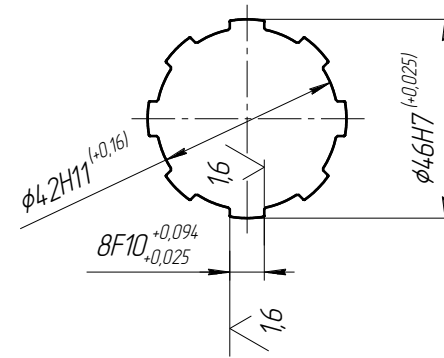
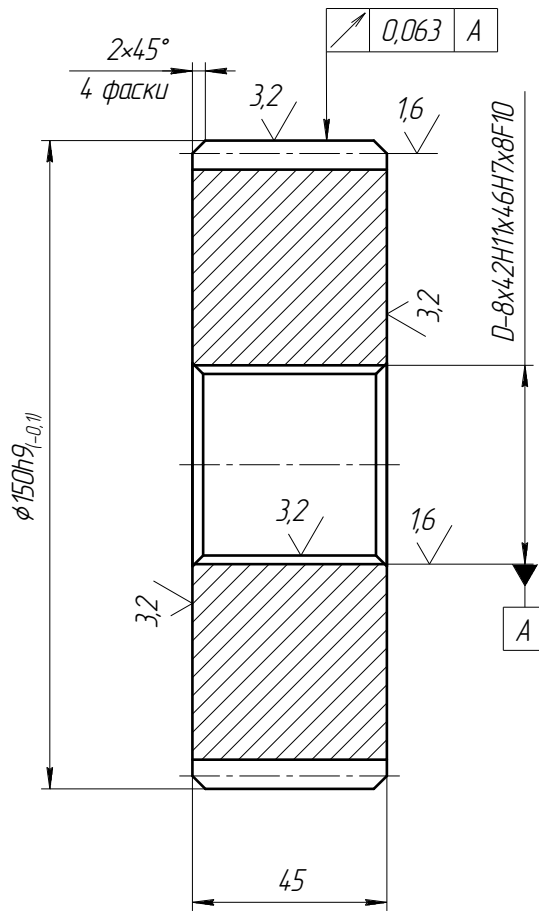
РК.ПВ.04.29.59.03.000СБ			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Петровский		
Проб.	Зенкин		
Т.контр.			
Н.контр.	Дунаев		
Утв.			
Сборочный чертеж узла			Лист
			Масса
			Масштаб
			1:1
			Лист
			Листов
			ДонНТУ, каф. ОПМ,
			гр. ТМ-04а

Копировал

Формат А3

РК.ПВ.04.29.59.03.007

6,3
√(√)



Модуль нормальный	m_n	2
Число зубьев	z	73
Угол наклона зубьев	β	0°
Направление линии зуба	—	—
Коэффициент смещения	x	0
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Степень точности ГОСТ 1643-81		8-D
Высота до пост. хорды	h_c	1,4952
Постоянная хорды зуба	S_c	2,774 ^{-0,06} _{-0,16}
Делительный диаметр	d	146

- 160...200 НВ; Зубья калибры ТВЧ НРС 45...50.
- Неуказанные радиусы скруглений 2 мм.
- Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий Н14, валов h14, остальных ±IT14/2.

Листов документа

Справка №

Полн. и дата

Изм. №

Взам. инв. №

Полн. и дата

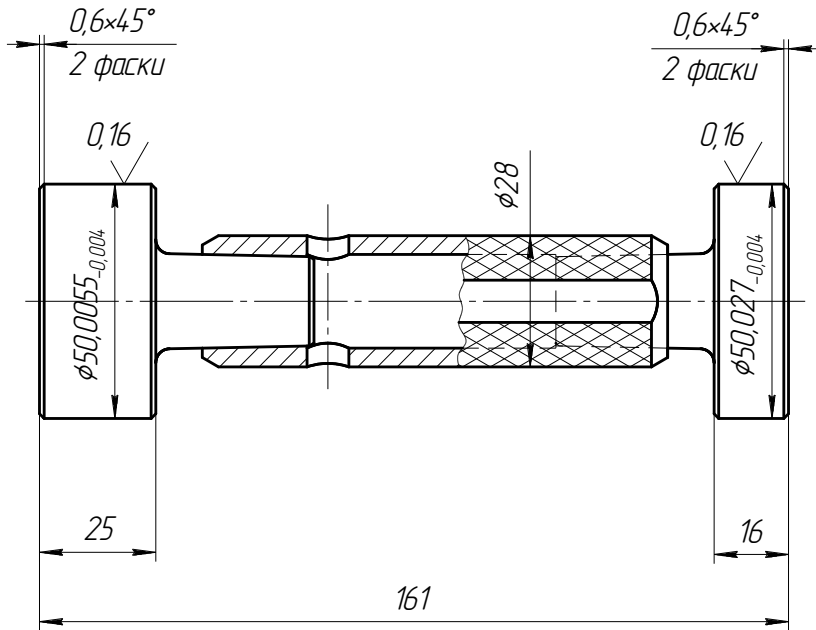
Изм. №

РК.ПВ.04.29.59.03.007			
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Петровский		
Проб.	Зенкин		
Т.контр.			
Н.контр.	Дунаев		
Утв.			
Колесо зубчатое		Лист	Масса
		5	1:1
Сталь 40 ГОСТ 1050-88		Лист	Листов
		ДонНТУ, каф. ОПМ гр. ТМ-04а	

Копировал

Формат А3

PK.ПК.04.29.59.05.000СБ



1. HRC 60...65. Цементация.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий Н14, валов h14, остальных $\pm \frac{IT_{14}}{2}$
3. Маркировать $\phi 50H7(\frac{+0.025}{0})$ ПР, НЕ.

PK.ПК.04.29.59.05.000СБ

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Петровский			1	0.91	1:1
Проб.	Зенкин					
Т.контр.						
Н.контр.	Дунаев					
Утв.						

Калибр-пробка 8133-0962
 $\phi 50 H7$ ГОСТ 14-810-69

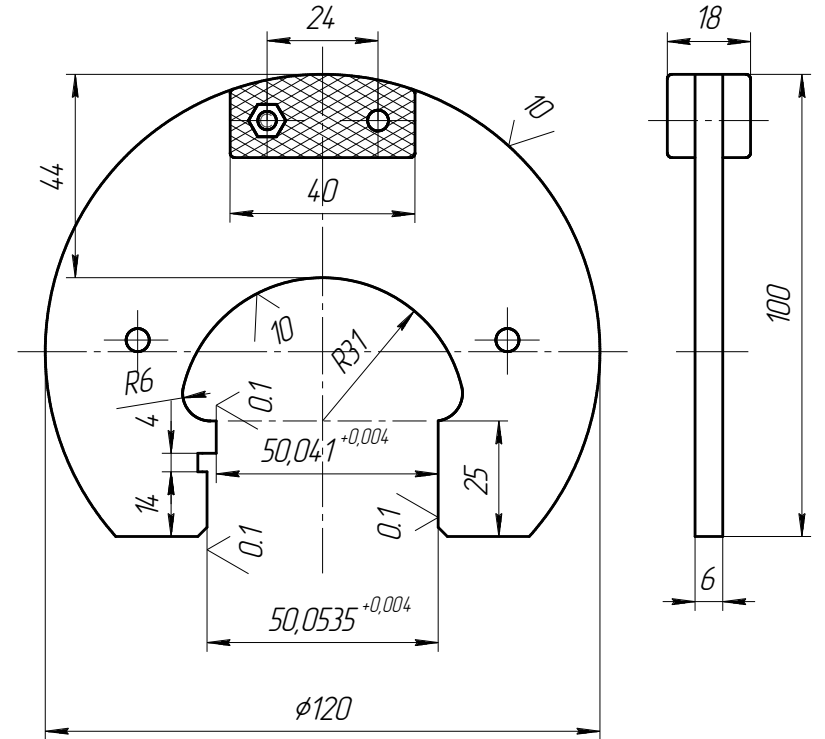
Лист 1
 Листов 1

ДонНТУ, каф. ОПМ,
 гр. ТМ-04а

Копировал

Формат А4

PK.ПМ.04.29.59.06.000СБ



1. HRC 50...55.
2. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий Н14, валов h14, остальных $\pm \frac{IT_{14}}{2}$
3. Маркировать $\phi 50s6(\frac{-0.059}{+0.043})$ ПР, НЕ

PK.ПМ.04.29.59.06.000СБ

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Петровский			1	0.36	1:1
Проб.	Зенкин					
Т.контр.						
Н.контр.	Дунаев					
Утв.						

Калибр-скода 8113-0140
 $\phi 50s6$ ГОСТ 18360-93

Лист 1
 Листов 1

ДонНТУ, каф. ОПМ,
 гр. ТМ-04а

Копировал

Формат А4