

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**І. О. Шуляр
Л. Д. Пігулей
Б. Р. Шуляр**

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

ПРАКТИКУМ
Частина 1

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу**

Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

І. О. Шуляр

Л. Д. Пігулей

Б. Р. Шуляр

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ**

ПРАКТИКУМ

Частина 1

Івано-Франківськ

2024

УДК 621.71
ББК 34.417.2
Ш-95

Рецензент:
Одосій З.М.

кандидат технічних наук, професор кафедри технології нафтогазового машинобудування Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу

*Рекомендовано методичною радою університету
(протокол № від .)*

Шуляр І.О., Пітулей Л.Д., Шуляр Б.Р.

Ш-95 Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання: практикум. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2024. – 136 с.

МВ

Практикум містить методичні вказівки для проведення практичних занять з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання». Розроблений відповідно до робочої програми навчальної дисципліни.

Рекомендовано для здобувачів вищої освіти першого(бакалаврського) рівня, які навчаються за освітньою програмою 131 – Прикладна механіка всіх форм навчання.

УДК 621.71
ББК 34.417.2
Ш-95

© Шуляр І. О., Пітулей Л.Д., Шуляр Б.Р.
© ІФНТУНГ., 2024

З М І С Т

Вступ	6
Нормативні документи	7
1 Основні поняття єдиної системи допусків і посадок	8
1.1 Поверхні деталей	8
1.2 Елементи деталей	8
1.3 Основні терміни і визначення	11
1.3.1 Номінальний розмір	11
1.3.2 Дійсний і граничні розміри	13
1.3.3 Граничні відхилення	15
1.3.4 Допуски і поле допуску	16
1.3.5 Посадки	18
1.3.6 Нормальна температура	24
1.4 Побудова таблиці числових значень допусків	24
1.4.1 Одиниця допуску	25
1.4.2 Квалітети	28
1.5 Числові значення основних відхилень	29
1.5.1 Основні відхилення отворів	29
1.5.2 Основні відхилення валів	34
1.6 Поля допусків і рекомендовані посадки	37
1.6.1 Способи утворення посадок	37
1.6.1.1 Посадки системи отвору	39
1.6.1.2 Посадки системи вала	40
1.6.1.3 Позасистемні посадки	41
1.6.2 Вибір посадок	42
1.7 Граничні відхилення розмірів з невказаними допусками	48
1.8 Запитання для самоконтролю	52
2 Взаємозамінність, стандартизація відхилень форми і розміщення поверхонь та осей	55
2.1 Відхилення та допуски форми поверхонь	56
2.1.1 Відхилення форми циліндричних поверхонь	58
2.1.1.1 Відхилення від круглості	58
2.1.1.2 Відхилення профілю поздовжнього перерізу	60
2.1.1.3 Відхилення від циліндричності	62
2.2 Нормування допусків форми та розташування поверхонь	63
2.2.1 Рівні відносної геометричної точності	64
2.3 Залежні та незалежні допуски	68
Контрольні завдання	71

2.4	Запитання для самоконтролю	79
3	Калібри гладкі для розмірів до 500 мм	80
3.1	Нормативні документи	82
3.2	Допуски гладких граничних калібрів	82
3.3	Розрахунок виконавчих розмірів калібрів	84
3.3.1	Калібри для контролю отворів	85
3.3.2	Калібри для контролю валів	90
3.4	Запитання для самоконтролю	96
4.	Взаємозамінність нарізевих з'єднань	98
4.1	Класифікація нарізей	98
4.2	Основні параметри метричної циліндричної нарізі	98
4.3	Похибки метричної нарізі та їх вплив на згвинчування деталей	100
4.3.1	Відхилення кроку нарізі (E_p) та його діаметральна компенсація	101
4.3.2	Відхилення кута профілю нарізі та його діаметральна компенсація	101
4.3.3	Зведений середній діаметр нарізі	102
4.4	Системи допусків і посадок метричних нарізей	103
4.4.1	Основні відхилення та поля допусків нарізі	103
4.4.2	Квалітети допусків нарізі	105
4.4.3	Довжини згвинчування	105
4.4.4	Класи точності	106
4.5	Умовне позначення нарізі	107
4.6	Запитання для самоконтролю	116
5	Розмірні ланцюги	118
5.1	Класифікація розмірних ланцюгів	118
5.2	Методи досягнення заданої точності замикаючої ланки	119
5.2.1	Метод повної взаємозамінності	119
5.2.2	Способи розподілу допуску замикаючої ланки між складовими ланками	120
5.2.2.1	Спосіб рівних допусків	121
5.2.2.2	Спосіб допусків одного квалітету	121
5.3	Запитання для самоконтролю	125
	Додатки	127
	Додаток А	128
	Додаток Б	129
	Перелік використаних джерел	136

ВСТУП

Машини та механізми складаються з великої кількості деталей, які контактують одна з одною поверхнями різного виду: циліндричними, плоскими, гвинтовими, конічними та іншими. В основу організації сучасного промислового виготовлення виробів покладено серійність і масовість. Саме в умовах серійного і масового виробництва, коли на одному робочому місці виготовляється велика кількість однакових деталей, які потім складають у машини і механізми, використовуються принципами взаємозамінності.

Під взаємозамінністю розуміють такий принцип конструювання, виготовлення та експлуатації складальних одиниць і деталей, застосування якого дає можливість, з одної сторони, незалежно виробляти їх, а з другої, забезпечувати процес складення чи зміни при ремонтних роботах без припасовування, дотримуючись необхідних технічних вимог та заданих показників якості.

У більшості країн світу для потреб промислового виробництва використовують спільні, єдині принципи взаємозамінності, які сформульовані в стандартах ІСО 286-1, 286-2 і 2768-1, 2768-2. Систему допусків і посадок ІСО (ISO) розроблено міжнародною організацією із стандартизації (ISO – International Organization of Standartization) з метою уніфікації національних систем допусків і посадок для полегшення міжнародних технічних зв'язків в металообробці.

У 1992 році в Україні створено Державний комітет по стандартизації, метрології та сертифікації, в функції якого входить затвердження і видання державних стандартів України (ДСТУ). В сфері основних норм взаємозамінності до кінця 1994 року діяли міждержавні стандарти СРСР - ГОСТи. В майбутньому їх замінюють стандарти ДСТУ.

Міждержавні стандарти ГОСТ в області взаємозамінності базуються на стандартах і рекомендаціях ІСО

НОРМАТИВНІ ДОКУМЕНТИ

До впровадження стандартів ДСТУ на підприємствах України повинні використовуватись міждержавні стандарти єдиної системи допусків і посадок. Назва "Єдина система допусків і посадок (ЄСДП)" відноситься, як правило, до гладких циліндричних з'єднань. Виняток складає стандарт ДСТУ 2500-94 "Загальні положення, ряди допусків і основних відхилень", який розповсюджується не тільки на циліндричні поверхні, але і на поверхні, обмежені паралельними площинами.

До ЄСДП входить ряд стандартів (табл. 2.1), в яких роз'яснюються основи побудови системи, область розповсюдження, таблиці числових значень допусків і основних відхилень, інформаційні додатки з рекомендаціями.

Додатково до основних стандартів ЄСДП (див. табл. 2.1) розробленої використовується ДСТУ 25349-98, який встановлює поля допусків для гладких спряжуваних і неспряжуваних поверхонь деталей з пластмаси.

Таблиця – Стандарти єдиної системи допусків і посадок для гладких з'єднань.

Стандарт	Назва стандарту	Діапазони розмірів, мм	Область розповсюдження
ДСТУ 2500-94	ЄСДП. Загальні положення, ряди допусків і основних відхилень	0...3150	Гладкі елементи деталей, циліндричні і обмежені паралельними площинами
ДСТУ 2500-94	ЄСДП. Поля допусків і рекомендовані посадки	0...3150	Гладкі елементи деталей в посадках і неспряжуваних елементів.
ДСТУ 25348-98	ЄСДП. Ряди допусків, основних відхилень і поля допусків для розмірів вище 3150	3150...10000	Гладкі спряжані і неспряжані елементи деталей.
ДСТУ 25670-94	Основні норми взаємозамінності.. Графічні відхилення розмірів з невказаними допусками	1...10000	Гладкі елементи деталей, оброблені різанням, оговорені загальним записом в технічних вим.

1 ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ЄДИНОЇ СИСТЕМИ ДОПУСКІВ І ПОСАДОК

Основні поняття ЄСДП встановлені ДСТУ 2500-94 Цей нормативний документ формулює загальні положення всієї системи допусків і посадок гладких елементів деталей, а також ряди допусків і основних відхилень для номінальних розмірів до 3150 мм. Поміщені з цього стандарті терміни і визначення відносяться не лише до гладких з'єднань, а й до всіх інших.

1.1 Поверхні деталей

Складальні одиниці машин і механізмів складаються з різної форми деталей. Як правило, деталі в складальних одиницях рухомо або нерухомо з'єднуються одна з одною: вал вміщують у втулки або підшипники; на вал надягають зубчасті колеса, муфти, кулачки; гвинти загвинчують у деталі; шпонка заходить у шпонковий паз вала або колеса і т. ін.

Поверхні, по яких безпосередньо проходять з'єднання деталей, називають спряжуваними, а вся сукупність цих поверхонь називається спряженням. Решта поверхонь називають неспряжуваними (вільними). Відповідно до цього розрізняють розміри спряжуваних і неспряжуваних (вільних) поверхонь.

1.2 Елементи деталей

Деталі як складові елементи машин або механізму характеризуються формою і розмірами поверхонь. Вони включають окремі елементи, які неоднаково змінюють свої розміри при виготовленні та спрацюванні поверхонь.

Враховуючи тенденцію зміни розміру при виготовленні та спрацюванні поверхонь деталі елементи конструкції деталей ділять на три групи: отвори, вали та інші. На рис. 1.1 зображена деталь, яка включає усі елементи цієї класифікації.

1.2.1. **Отвір** – це термін, який умовно застосовується для позначення внутрішніх (*охоплюючих*) елементів деталей, включаючи: нециліндричні

елементи. Розміри поверхонь, які утворюють елемент деталі "отвір", при

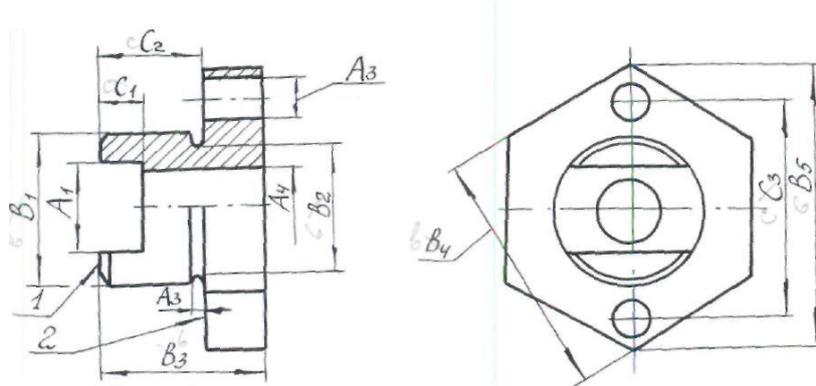


Рисунок 1.1 – Втулка

виготовленні різанням і при спрацюванні мають тенденцію до збільшення.

Для умовних позначень термінів, що відносяться до отворів, використовують великі букви алфавіту. На рис. 1.1 розміри отворів позначені A_1 , A_2 , A_3 , A_4 .

1.2.2. **Вал** – це термін, який умовно застосовується для позначення зовнішніх (охоплюваних) елементів деталей, включаючи також циліндричні елементи. Розміри поверхонь, які утворюють елемент деталі «вал», при виготовленні різанням і при спрацюванні мають тенденцію до зменшення.

Для умовних позначень термінів, що відносяться до валів, використовують малі букви алфавіту. На рис.1.1 розміри валів позначені b_1 , b_2 ,... b_5 .

1.2.3. Крім охоплюючих і охоплюваних елементів, які називають відповідно отворами і валами, деталі мають елементи, що не є ні отворами, ні валами. До них відносяться глибини отворів, пазів ;висоти і довжини виступів; міжосьові віддалі і др. Такі елементи деталей відносять до групи інші.

У стандартах ЄСДП не вказується, як позначати терміни, що відносяться до розмірів "інших" елементів деталей. Домовимось, позначити ці розміри так, як розміри валів. На рис.1.1 вони позначені c_1 , c_2 , c_3 .

Розглянемо, як буде змінюватись величина c_2 при виготовленні виступу втулки. При підрізуванні торця поверхні 1, розмір c_2 буде зменшуватись, а при підрізуванні торця поверхні 2 – збільшуватися.

ЗАДАЧА 1.1

На схемі поворотної частини настінного крана (див. рис.1.2) виділено вал поз.4. Зробіть аналіз елементів і поверхонь деталі - вала поз.4 (див.рис.1.3), обмежених розмірами, вказаними у варіантах задачі:

- | | | | |
|-------------------------|----------|------------------------|------------------------|
| 1. $\varnothing 45$; | 2. 5; | 3. 55; | 4. 25; |
| 5. $\varnothing 43$; | 6. 3; | 7. 80; | 8. 180; |
| 9. $\varnothing 42.5$; | 10. 1,9; | 11. 53; | 12. 18; |
| 13. $\varnothing 4$; | 14. 10; | 15. $\varnothing 10$; | 16. $\varnothing 60$. |

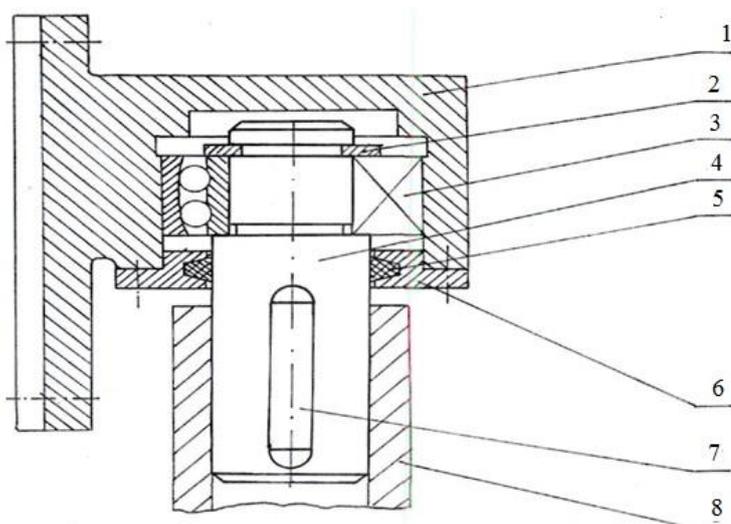


Рисунок 1.2 – Схема поворотної частини настінного крана

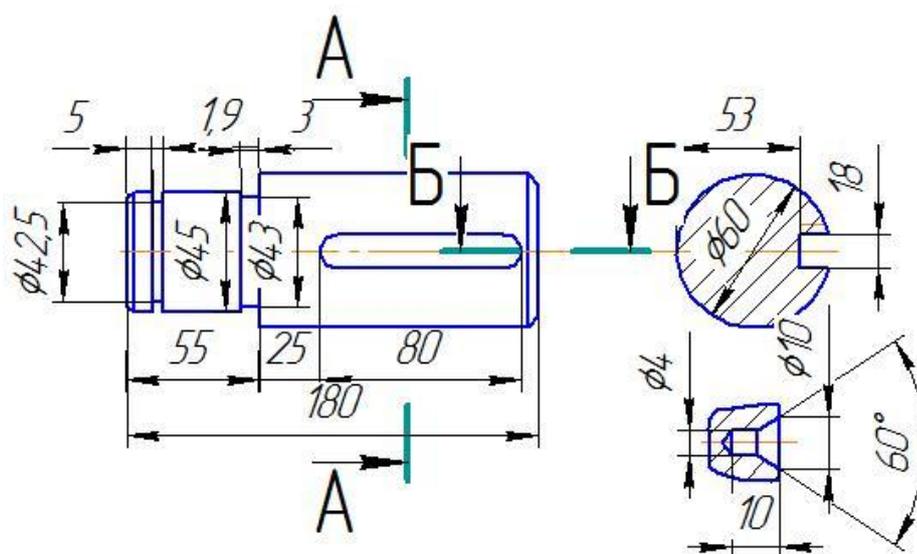


Рисунок 1.3 – Ескіз вала поз. 4

1.3 Основні терміни і визначення

1.3.1. Номінальний розмір

Кожна деталь, що є складовою частиною конструкції механізму характеризується певною формою поверхонь і розмірами. Проставлення розмірів на усіх поверхнях на кресленні деталі є необхідною, але недостатньою умовою, щоб виготовити певне число реальних взаємозамінних деталей.

Основні розміри, які визначають форму та контур поверхонь деталей, називають номінальними. Поряд з номінальними розмірами вказують відхилення, які обмежують коливання розміру реальної поверхні готової деталі.

Отже, в ЄСКД, **номінальний** розмір – це розмір, який служить початком відліку відхилень і відносно якого визначають граничні розміри поверхні.

Номінальні розміри вказують на кресленні деталі (див. рис.1.3)

Для їх визначення потрібно розрахувати на міцність дві або декілька деталей, що входять в складальну одиницю. Можливі також розрахунки на жорсткість, довговічність, втомну міцність і т. ін. В деяких випадках номінальні розміри визначають, виходячи з функціонального призначення механізму. Наприклад, можна розрізняти номінальні розміри деталей настінного і ручного годинників. Бувають випадки, коли номінальні розміри назначають, виходячи з конструктивної досконалості або зручності виготовлення деталі.

Вже на стадії розробки конструкції механізмів та їх складових частин - деталей, можна забезпечити економію коштів шляхом обґрунтованого вибору номінальних розмірів. Рекомендується номінальні розміри заокруглювати, користуючись стандартом ДСТУ 6636-94 "Нормальні лінійні розміри" (від 0,001 до 2000мм). Цей стандарт складено на основі базового ДСТУ 8032-94 "Переважні числа та їх ряди", який регламентує і взаємно пов'язує усі види продукції, розміри споруд, величини потужностей, вантажностей, частот обертання і інші параметри та їх характеристики.

Використання обох стандартів може забезпечити величезну економію коштів, бо дозволяє зменшити кількість типорозмірів різальних і вимірювальних інструментів, а також полегшити типізацію технологічних процесів.

Обидва стандарти містять чотири ряди чисел: R5, R10, R20 та R40, побудованих по геометричній прогресії. Кожен ряд має в кожному десятковому інтервалі відповідно 5, 10, 20, 40 різних чисел.

У ДСТУ 6636-94 величини до 500 мм для зручності заокруглені, що відмічається індексом "а" в позначенні ряду: Ra5, Ra10, Ra20 і Ra40 (табл.3.1). Значення цифр в інших десяткових інтервалах отримуються множенням або діленням вказаних в табл. 1.1 величина 10, 100, 1000 і т.д.

При виборі номінальних розмірів у першу чергу треба користуватись рядом з більш грубою градацією величин розмірів - Ra5, потім рядом Ra10 і т.д.

В окремих випадках, коли основні ряди розмірів не можуть задовольнити потреби, допускається застосовувати додаткові розміри, які відповідають додатковому ряду Ra80 ДСТУ 6636-94.

ЗАДАЧА 1.2

Зробіть аналіз номінальних розмірів деталі (див.рис.3.3), користуючись ДСТУ 6636-94 (або табл.1.1). Визначте, до якого ряду переважних чисел відноситься кожен номінальний розмір, вказаний у варіантах до задачі 1.1 (див. п.1.2).

Таблиця 1.1 – Нормальні лінійні розміри від 1 до 10 по ДСТУ 6636-94

Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1,0	1,0	1	1
			1,05
		1,1	1,1
			1,15
		1,2	1,2
			1,3
			1,4
1,6	1,6	1,6	1,6
			1,7
		1,8	1,8
			1,9
		2,0	2,0
			2,1
			2,2
	2,4		

Продовження табл. 1.1

2,5	2,5	2,5 2,8 3,2 3,6	2,5 2,6 2,8 3,0 3,2 3,4 3,6 3,8
4,0	4,0 5,0	4,0 4,50 5,00 5,60	4,0 4,2 4,5 4,8 5,0 5,3 5,6 6,0
6,3	6,30 8,00	6,3 7,1 8,0 9,0	6,3 6,7 7,1 7,5 8,0 8,5 9,0 9,5
10,0	10,0	10,0	10,0

1.3.2 Дійсний і граничні розміри

На сучасних заводах робоче креслення деталі є документом, по якому виготовляють певну кількість деталей залежно від величини серії випуску однакових виробів. В зв'язку з тим, що неможливо виготовити деталі з абсолютно точними розмірами, проставленими на кресленні, а також виміряти їх без внесення похибок, в ЄСДП введено термін - дійсний розмір деталі.

Дійсний розмір (D_o, d_o, l_o та ін.) - це розмір елемента деталі, визначений шляхом вимірювання. Термін "дійсний розмір" відноситься до розміру поверхні реальної, виготовленої деталі, виміряного з певним ступенем точності.

Наприклад, при вимірюванні штангенциркулем з точністю до 0,1 мм дійсні розміри вала з номіналом $d = 10$ мм були рівними: $d_{o1} = 9,9$ мм, $d_{o2} = 10,1$ мм, $d_{o3} = 10$ мм, $d_{o4} = 10,2$ мм і т.д. тобто різні в кожній деталі. При вимірюванні мікрометром перша деталь мала розмір $d_{o1} = 9,94$, при вимірюванні на

оптиметрі вертикальному - $d_{o1} = 9,943$ мм, а оптиметром – $d_{o1} = 9,9434$ мм. Отже, по-перше, дійсні розміри деталей в серії є різними, а по-друге, дійсний розмір кожної деталі зокрема ніколи не може дорівнювати заданому на кресленні, тобто номінальному.

Для забезпечення взаємозамінності деталей при складанні в готові вироби не обов'язково виготовляти розміри поверхонь абсолютно точно. Достатньо встановити два гранично допустимих розміри, між якими повинен знаходитись дійсний розмір поверхні придатної деталі.

Найбільший граничний розмір (D_{\max}, d_{\max}) – це найбільший допустимий розмір елемента деталі (рис. 1.4).

Найменший граничний розмір (D_{\min}, d_{\min}) – це найменший допустимий розмір елемента деталі (рис. 1.4).

Позначають їх D_{\max} і D_{\min} – для отворів, d_{\max} і d_{\min} – для валів. Порівняння дійсного розміру з граничними дає можливість судити про придатність деталі для забезпечення взаємозамінності:

для отворів $D_{\min} \leq D_{\dot{a}} \leq D_{\max}$,

для валів $d_{\min} \leq d_{\dot{a}} \leq d_{\max}$ (1.1)

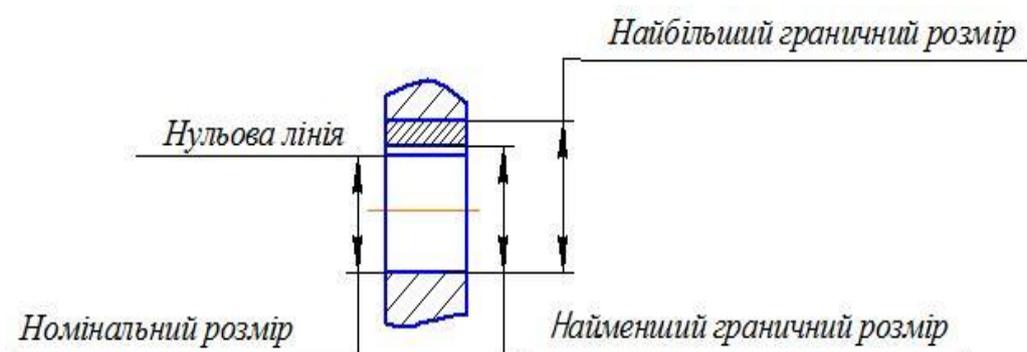


Рисунок 1.4 – Граничні розміри отвору деталі

Стандарт ДСТУ 2500-94 встановлює поняття границі максимуму і мінімуму матеріалу.

Границя **максимуму** матеріалу – це є термін, який відноситься до того з

граничних розмірів, якому відповідає найбільший об'єм матеріалу, тобто найбільшому граничному розміру вала d_{\max} або найменшому граничному розміру отвору D_{\min} .

Границя **мінімуму** матеріалу – це є термін, який відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найменший об'єм матеріалу, тобто найменшому граничному розміру вала d_{\min} або найбільшому граничному розміру отвору D_{\max} .

1.3.3 Граничні відхилення

Граничні розміри на кресленні деталі безпосередньо не задаються, бо над розмірними лініями вказувати одночасно три числа практично незручно.

Після номінального розміру записують граничні відхилення - алгебраїчну різницю між граничними і відповідним номінальним розмірами. Розрізняють верхнє та нижнє граничні відхилення.

В е р х н є відхилення (ES, es) – це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і відповідним йому номінальним розмірами (рис. 1.5):

$$\begin{aligned} \text{для отворів} \quad & ES = D_{\max} - D, \\ \text{для валів} \quad & es = d_{\max} - d \end{aligned} \quad (1.2)$$

Н и ж н є відхилення (EI, ei) - це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і відповідним йому номінальним розмірами (рис. 1.5.):

$$\begin{aligned} \text{для отворів} \quad & EI = D_{\min} - D, \\ \text{для валів} \quad & ei = d_{\min} - d \end{aligned} \quad (1.3)$$

Крім того, для реальних деталей використовується термін **дійсне** відхилення – як алгебраїчна різниця між дійсним і відповідним йому номінальним розмірами. Відхилення можуть бути додатними і від'ємними. Через граничні відхилення граничні розміри можна записати:

для отворів $D_{\max} = D + ES$,
 $D_{\min} = D + EI$,

(1.4)

для валів $d_{\max} = d + es$,
 $d_{\min} = d + ei$.

(1.5)

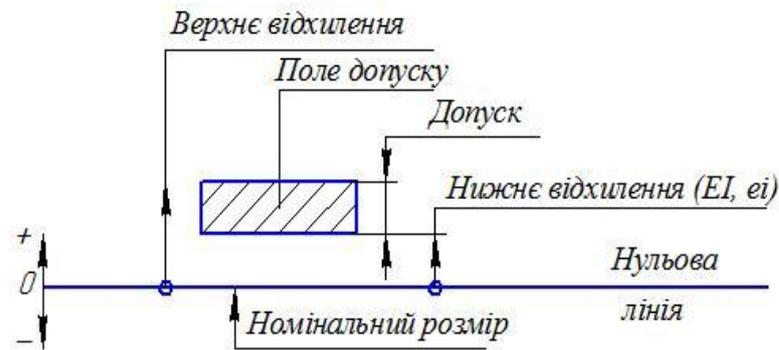


Рисунок 1.5 – Графічне зображення поля допуску

На практиці частіше користуються виразами (1.4), (1.5) бо в таблицях ЄСДП задаються граничні відхилення, а граничні розміри обчислюють.

Правила нанесення граничних відхилень розмірів встановлені ДСТУ 2.307-94. Відхилення, які вказані в цифровому виразі записуються безпосередньо після номінального розміру в долях міліметра і обов'язково із знаком, наприклад:

а) $10 \pm 0,2$ - при симетричному розташуванні відхилення вказуються одним числом із знаками \pm шрифтом того ж розміру (тут $es = + 0,2$ мм, а $ei = - 0,2$ мм;

б) $10_{-0,1}^{+0,2}$, $10_{+0,1}^{+0,5}$, $10_{-0,5}^{-0,1}$ – верхнє відхилення наноситься вгорі, а нижнє - внизу справа від номінального розміру;

в) $10^{+0,2}$, $10_{-0,5}$ – відхилення рівні нулю не вказуються;

г) $10_{-0,05}^{-0,01}$, $10_{-0,055}^{-0,010}$ – відхилення повинні мати після коми найменшу або однакову кількість знаків.

1.3.4. Допуски і поле допуску

Мірою точності виготовлення розмірів є допуск. В широкому значенні допуск - це діапазон допустимих відхилень дійсних значень вимірюваної величини (розміру, маси, потужності і т. ін.).

Діапазон коливання дійсних розмірів поверхні реальної деталі обмежується граничними розмірами (див. (1.1)).

$$\text{для отворів } D_{\min} \leq D_{\phi} \leq D_{\max} ,$$

$$\text{для валів } d_{\min} \leq d_{\phi} \leq d_{\max}$$

Тому визначення терміну «допуск» в ЄСДП відповідає способу його обчислення.

Д о п у с к (Т) – це різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами - або алгебраїчна різниця між верхнім і нижнім відхиленнями (див. рис.1.5):

$$\text{для отворів } T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI ;$$

$$\text{для валів } T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei \quad (1.6)$$

Стандартні допуски, тобто будь-які допуски, які встановлені стандартами ЄСДП (див. табл. 1.2), позначають IT.

Допуск завжди є додатнім. Величина допуску впливає на собівартість деталі: чим більша величина допуску, тим легше і дешевше-виготовити деталь, і навпаки, чим менша величина допуску, тим важче і дорожче виготовити її. Тому конструктор, назначаючи допуски, повинен знаходити оптимальні величини допусків, які задовольняли б вимоги до експлуатації, а також вимоги до виробництва деталі з найменшими затратами.

Одинакові номінальні розміри з однаковими допусками можуть мати різні граничні розміри, тобто різні границі діапазону коливання дійсних розмірів, наприклад:

$$d_1 = 10_{-0,04} , d_2 = 10_{+0,01}^{+0,05} , 10 \pm 0,2 .$$

Допуски цих трьох розмірів однакові. Якісну різницю таких допусків найкраще ілюструвати при допомозі полів допусків.

Для спрощення допуски можна зображати графічно відносно нульової лінії (див. рис. 1.6). При цьому вісь деталі завжди розташовується під схемою (на рис.1.6 не показана).

Нульова лінія – це лінія, яка відповідає номінальному розміру, від якої відкладаються відхилення розміру при графічному зображенні поля допуску. Якщо нульова лінія розташована горизонтально, то додатні відхилення відкладаються вгору від неї, а від’ємні - вниз.

Поле допуску – це поле, обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами і визначене величиною допуску та його розташуванням відносно номінального розміру. При графічному зображенні поле допуску замкнено між двома лініями, які відповідають верхньому та нижньому відхиленням відносно нульової лінії.

На схемах графічного зображення полів допусків розміри задають в міліметрах, а відхилення та допуск - в мікрометрах.

Поля допусків валів d_1, d_2, d_3 зображені на рис.1.6. На цій схемі наглядно видно, що розміщення поля допуску розміру відносно нульової лінії (номінального розміру), визначається величиною і знаками граничних відхилень.

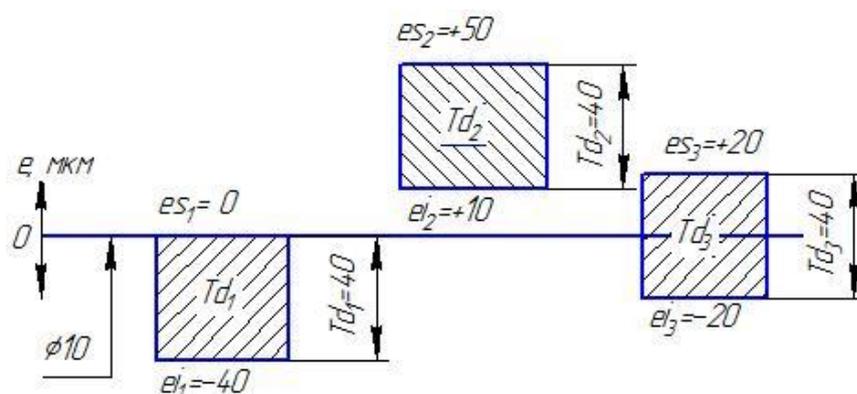


Рисунок 1.6 – Графічне зображення полів допусків валів d_1, d_2, d_3 з однаковими величинами допусків, але різними граничними розмірами

1.3.5 Посадки

У машинах і механізмах деталі працюють, як правило, в з'єднаннях. Залежно від експлуатаційних вимог та особливостей конструкції, складання з'єднань виконують з різними посадками.

П о с а д к о ю називають характер з'єднання двох деталей, який визначається різницею їх розмірів до складання.

Номінальний розмір посадки є номінальним розміром отвору і вала, які складають з'єднання (тобто для посадки $D = d$). Допуск посадки $(T_S, T_N, T_{S,N})$ представляє собою суму допусків отвору і вала, які входять в з'єднання.

В з'єднаннях, при посадці деталей, можуть виникати зазори або натяги.

З А З О Р (S) представляє собою різницю між розмірами отвору і вала, якщо розмір отвору більший від розміру вала. Для дійсних розмірів деталей посадки з зазором визначають дійсний зазор :

$$S_o = D_o - d_o \quad (1.7)$$

Н А Т Я Г (N) представляє собою різницю між розмірами вала і отвору, якщо розмір вала більший від розміру отвору. Коли відомі дійсні розміри вала і отвору, можна обчислити дійсний натяг в з'єднанні:

$$N_o = d_o - D_o \quad (1.8)$$

Натяг можна визначити як від'ємну різницю між розмірами отвору і вала за (1.7).

Залежно від взаємного розташування полів допусків отвору і вала посадки можуть бути трьох типів: з зазором (рис.1.7), з натягом (рис.1.8) і перехідні (рис.1.9).

Посадки з зазором

Посадка з зазором є посадкою, при якій в з'єднанні завжди утворюється зазор, тобто найменший граничний розмір отвору D_{\min} є більшим від найбільшого

граничного розміру вала d_{\max} або дорівнює йому. При графічному зображенні поле допуску отвору буде розташоване над полем допуску вала (див. рис.1.7)

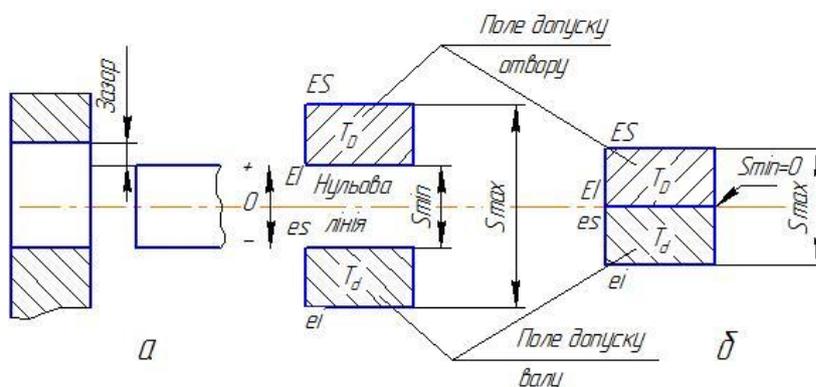


Рисунок 1.7 – Посадка з зазором

- а) зазор між отвором і валом;
- б) схема розташування полів допусків посадки з зазором

Постільки деталі, які поступають на складання, виготовлені з відхиленнями, величина дійсного зазору S_a в окремих з'єднаннях буде різною. Придатне з'єднання в граничних випадках може мати зазор, величина якого знаходиться між значеннями граничних зазорів S_{\max} і S_{\min} :

$$S_{\min} \leq S_a \leq S_{\max} \quad (1.9)$$

Характеристики посадки з зазором:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = ES - ei, \\ S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = EI - es \end{aligned} \quad (1.10)$$

Характеристики посадок з зазором показані на числовій осі вліво від точки "0", яка відділяє зазори і натяги (рис.1.10). В зв'язку з тим, що дійсний зазор посадки з зазором може коливатись в діапазоні (1.9), визначають допуск зазору або допуск посадки:

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = T_D - T_d \quad (1.11)$$

Посадки з натягом

Посадка, з натягом є посадкою, при якій в з'єднанні завжди утворюється натяг, тобто найбільший граничний розмір отвору є меншим найменшого граничного розміру вала або рівний йому. При графічному зображенні поле допуску отвору розташовується під полем допуску вала (рис.1.8).

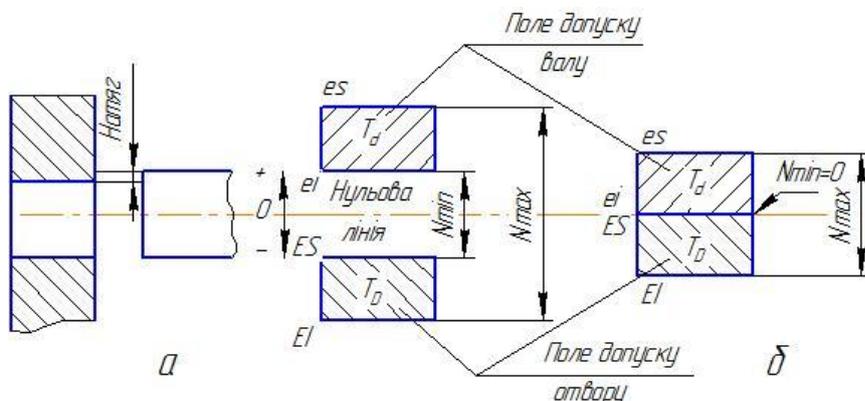


Рисунок 1.8 – Посадка з натягом

- а) натяг між отвором і валом;
- б) схема розташування полів допусків посадки з натягом

Аналогічно до посадок з зазором, в посадках з натягом величина дійсного натягу в окремих з'єднаннях буде різною. Придатне з'єднання в граничних випадках може мати натяг, величина якого знаходиться між значеннями граничних натягів

$$N_{\min} \leq N_{\dot{a}} \leq N_{\max} \tag{1.12}$$

Характеристики посадки з натягом:

$$\begin{aligned} N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = es - EI, \\ N_{\min} &= d_{\min} - D_{\max} = ei - ES \end{aligned} \tag{1.13}$$

Характеристики посадок з натягом показані на числовій осі вправо від точки "0", яка відділяє зазори і натяги (рис.1.10).

Довжина діапазону розсіяння значень натягів оцінюється допуском натягу (тобто допуском посадки з натягом) :

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d \tag{1.14}$$

Перехідні посадки

Перехідна посадка є посадкою, при якій можливо отримувати як зазор, так і натяг в з'єднанні, залежно від дійсних розмірів отвору і вала. При графічному зображенні поля допусків отвору і вала перекриваються повністю або частково (рис.1.9).

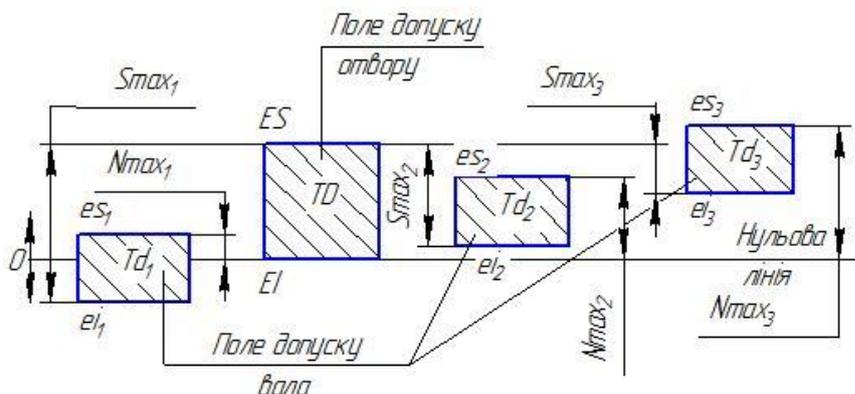


Рисунок 1.9 – Схема розташування полів допусків перехідної посадки

В окремих з'єднаннях перехідної посадки дійсний зазор буде коливатись в межах :

$$0 \leq S_{\partial} \leq S_{\max}, \quad (1.15)$$

а дійсний натяг - в межах :

$$0 \leq N_{\partial} \leq N_{\max} \quad (1.16)$$

Характеристиками перехідної посадки є S_{\max} і N_{\max} :

$$\begin{aligned} S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = ES - ei, \\ N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = es - EI \end{aligned} \quad (1.17)$$

З нерівностей (3.15) і (3.16) видно, що для перехідних посадок найменший зазор і натяг рівні нулю :

$$S_{\min} = N_{\min} = 0 \quad (1.18)$$

На числовій осі (див. рис.1.10) характеристики перехідних посадок знаходяться в околі точки "0". Діапазон коливання дійсних зазорів-натягів обмежується

вліво S_{\max} , а вправо – N_{\max} .

Довжина діапазону розсіювання дійсних зазорів–натягів перехідної посадки складається з двох частин (див.рис.1.10): $S_{\max} \dots 0$ і $0 \dots N_{\max}$. Тому допуск перехідної посадки як довжина діапазону коливання зазорів–натягів дорівнює:

$$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = T_D + T_d \quad (1.19)$$

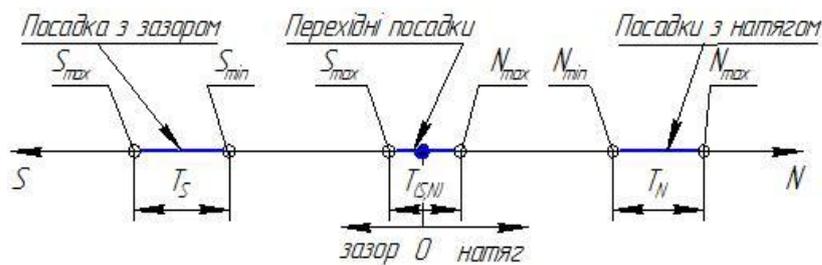


Рисунок 1.10 - Характеристики типів (груп) посадок

ЗАДАЧА 1.3

Для з'єднання з номінальним розміром $\varnothing 10$ мм задані величини (див. варіанти задачі № I, 2, ... 16). Необхідно:

- визначити граничні відхилення розмірів отвору і вала ;
- записати граничні відхилення після номінального розміру, дотримуючись вимог ДСТУ 2.307 - 94;
- побудувати схему розташування полів допусків посадки;
- визначити характеристики та допуск отриманої посадки;
- обчислити:

- для варіантів № I, ... 8 – границі максимуму матеріалу деталей;

- для варіантів № 9... 16 – границі мінімуму матеріалу деталей.

Варіанти задачі 3

- $T_D = T_d = 0,04$ мм, $es = 0$, $S_{\max} = 0,01$ мм.
- $T_D = 0,05$ мм, $T_d = 0,04$ мм, $EI = 0$, $S_{\max} = 0,07$ мм.
- $T_D = 0,06$ мм, $T_d = 0,04$ мм, $|EI| = |ES|$, $N_{\min} = 0,02$ мм.
- $T_D = 0,1$ мм, $T_d = 0,06$ мм, $|ei| = |es|$, $S_{\min} = 0,01$ мм.

5. $T_D = 0,05$ мм, $T_d = 0,04$ мм, $es = 0$, $N_{\max} = 0,09$ мм.
6. $T_D = 0,04$ мм, $T_d = 0,03$ мм, $EI = 0$, $S_{\max} = 0,12$ мм.
7. $T_D = 0,12$ мм, $T_d = 0,1$ мм, $es = 0$, $N_{\max} = 0,1$ мм.
8. $T_D = T_d = 0,07$ мм, $EI = 0$, $N_{\min} = 0,04$ мм.
9. $T_D = 0,2$ мм, $T_d = 0,15$ мм, $|EI|=|ES|$, $S_{\max} = 0,25$ мм.
10. $T_D = 0,1$ мм, $T_d = 0,08$ мм, $|ei|=|es|$, $N_{\max} = 0,16$ мм.
11. $T_D = T_d = 0,08$ мм, $es = 0$, $N_{\max} = 0,04$ мм.
12. $T_D = 0,06$ мм, $T_d = 0,04$ мм, $EI = 0$, $S_{\max} = 0,06$ мм.
13. $T_D = T_d = 0,06$ мм, $es = 0$, $N_{\min} = 0,04$ мм.
14. $T_D = 0,1$ мм, $T_d = 0,07$ мм, $EI = 0$, $S_{\max} = 0,03$ мм.
15. $T_D = 0,14$ мм, $T_d = 0,12$ мм, $|EI|=|ES|$, $S_{\min} = 0,02$ мм.
16. $T_D = T_d = 0,07$ мм, $|ei|=|es|$, $S_{\max} = 0,02$ мм.

1.3.6 Нормальна температура

Допуски і граничні відхилення, встановлені в стандартах ЕСДП (див.табл.1.2), відносяться до розмірів деталей при температурі 20⁰С.

1.4 Побудова таблиці числових значень допусків

Стандарт ДСТУ 2500-94 встановлює допуски для розмірів до 3150 .(див. табл. 1.2). Для побудови цієї таблиці введені терміни одиниці допуску та якості.

Кожен допуск в таблиці числових значень допусків ДСТУ 2500-94 визначені так:

$$T = i * k \quad (1.20)$$

де i, I – одиниця допуску;

k – число одиниць допуску для кожного рівня точності(якості), коефіцієнт.

Одиниця допуску встановлює зв'язок величини допуску з номінальним

розміром, а коефіцієнт k – з рівнем точності виготовлення розміру.

1.4.1 Одиниця допуску

Одиниця допуску (i, I) представляв собою множник у формулі допуску (1.19), який є функцією номінального розміру і використовується для визначення числового значення допуску.

На основі досліджень точності механічної обробки деталей з металу для систем допусків і посадок ІСО та ЄСДП встановлені одиниці допуску залежно від діапазону розмірів.

Для діапазону розмірів до 500 мм ($D \leq 500$ мм) одиницю допуску позначають « i » та розраховують по формулі:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_i} + 0,001D_i \text{ мкм}, \quad (1.21)$$

для діапазону розмірів понад 500 до 3150 мм ($500 < D \leq 3150$ мм) одиницю допуску позначають " I " та розраховують по формулі:

$$I = 0,004D_i + 2,1 \text{ мкм}. \quad (1.22)$$

Щоб таблиця стандартних допусків (див. табл. 1.2) була компактною, допуски по формулі (1.20) обчислені не для кожного номінального розміру зокрема, а для окремих інтервалів розмірів.

У формулах одиниці допуску (1.21) і (1.22) D_i – середнє геометричне значення з крайніх значень кожного інтервалу номінальних розмірів у міліметрах:

$$D_i = \sqrt{D_{i\min} \cdot D_{i\max}}, \quad (1.23)$$

де $D_{i\max}$, $D_{i\min}$ – граничні значення розмірів інтервалу розмірів у міліметрах.

Для інтервалу до 3 мм приймається $D_i = \sqrt{3}$.

Другий член у рівнянні (1.21) враховує похибки вимірювання.

Діапазон розмірів $D \leq 500$ мм поділений на 13 основних інтервалів, які доповнені проміжними інтервалами починаючи з номінальних розмірів понад 10 мм. Проміжні інтервали поділяють кожен основний на два або три.

Діапазон розмірів $500 < D \leq 3150$ мм включає 8 основних інтервалів, які доповнені такою ж кількістю проміжних інтервалів. Тобто, кожен основний інтервал включає два проміжних.

З двох границь інтервалу номінальних розмірів тільки верхня ($D_{i\max}$) включена в даний інтервал. Розмір, що дорівнює $D_{i\min}$, відноситься до попереднього інтервалу. Наприклад, розмір 50 мм відноситься до інтервалу понад 30 до 50 мм.

Формули (1.20) і (1.21) є емпіричними, тобто виражають вплив величини розміру на величину допуску. Значення D_i у формули підставляють у міліметрах, а одиниці допуску присвоюється розмірність мікрометра.

Одиниці допуску (i, I) обчислені для **основних інтервалів**. Стандартні значення одиниць допуску, за якими визначено стандартні допуски ІТ представлені в табл. 1.3.

В таблиці 1.2 числових значень стандартних допусків ІТ у кожному вертикальному стовпчику вибраного рівня точності (квалітету) величини допусків зростають пропорційно одиниці допуску, обчислений для кожного основного інтервалу.

Таблиця 1.2 – Числові значення допусків 6-го по 18 квалітет (за ДСТУ 2500-94)

Інтервал номінальних розмірів, мм		Квалітет												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Пона д	до	МКМ						ММ						
	3	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	16	25	39	62	100	160	0,26	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,00	3,50	5,40
120	180	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,00	6,70	8,90
400	500	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,0
630	800	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,0
800	1000	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,50	5,60	9,00	14,0
1000	1250	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,0	16,5
1250	1600	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,0	19,5
1600	2000	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,0	23,0
2000	2500	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7,00	11,0	17,0	28,0
2500	3150	135	210	330	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,0	21,0	33,0

Таблиця 1.3 – Одиниці допуску ЄСДП

Інтервал 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
<i>i</i> одини- ця до- пуску, МКМ	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90

Продовження табл.1.3

Інтервал розмірів, мм	Понад 250 до 315	Понад 315 до 400	Понад 400 до 500	Понад 500 до 630	Понад 630 до 800	Понад 800 до 1000	Понад 1000 до1250	Понад 1250 до1600	Понад 1600 до2000	Понад 2000 до2500
<i>i</i> одини- ця до- пуску, МКМ	3,23	3,54	3,89	4,34	4,93	5,68	6,57	7,76	9,25	11,04

1.4.2 Квалітети

У кожному механізмі деталі різного призначення виготовляють з певною точністю. Для нормування рівнів точності в ЄСДП встановлені квалітети.

Квалітет – це сукупність допусків, які характеризуються постійною відносною точністю (коефіцієнтом k) для всіх номінальних розмірів:даного діапазону розмірів. В границях одного квалітету величина допуску змінюється тільки в залежності від номінального розміру.

Стандарт ДСТУ 2500-94 встановлює: 20 квалітетів : 01, 0, I, 2,...18. Допуски по квалітетах позначаються поєднанням великих букв латинського алфавіту "IT" з порядковим номером квалітету. Наприклад, IT01, IT6, IT14 і т.д.

Окремі групи квалітетів мають певне призначення. Квалітети IT01, IT0 та IT1 застосовують для призначення допусків на виготовлення плоско-паралельних мір довжини і контрольних калібрів. Квалітети IT2 - IT5 застосовують переважно для виготовлення робочих калібрів, а також деталей особливо точних виробів, наприклад, деталей вимірювальних приладів. В загальному машинобудуванні для деталей посадок використовують квалітети IT6 – IT11. Найбільш грубі квалітети вживають для призначення міжопераційних допусків і допусків неспряжуваних (вільних) розмірів.

Для побудови рядів допусків ЄСДП кожному квалітетові встановлюється певне значення числа одиниць допуску k , табл. 1.4.

Значення k , починаючи з квалітету IT5, приблизно відповідають геометричній прогресії з знаменником 1,6. Таким чином, величини допусків в кожному інтервалі розмірів (горизонтальному рядку, табл. 1.4) залежать від квалітету, зростаючи приблизно в 1,6 раза при переході від квалітету до квалітету.

Таблиця 1.4 – Числа одиниць допуску для квалітетів IT6–IT18 (за ДСТУ 2500-94)

Квалітети	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число одиниць допуску k	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

ЗАДАЧА 1.4

Обчислити величину допуску для заданих варіантом інтервалу розмірів і квалітету. Порівняти обчислений допуск з стандартним допуском ІТ в табл. 1.2

Варіанти задачі 4:

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Інтервал р-рів	По- над	30	315	1600	50	180	2500	80	400	1000	18	250	2000	18	120	1250	10
	До	50	400	2000	80	250	3150	120	500	1250	30	315	2500	30	180	1600	18
Квалітет	ІТ 11	ІТ 8	ІТ 10	ІТ 16	ІТ 10	ІТ 14	ІТ 13	ІТ 6	ІТ 12	ІТ 9	ІТ 8	ІТ 16	ІТ 15	ІТ 11	ІТ 7	ІТ 17	

1.5. Числові значення основних відхилень

У системі допусків і посадок ЄСДП різні варіанти полів допусків для розмірів деталей отримують шляхом поєднання варіантів основних відхилень і стандартних допусків.

О с н о в н и м відхиленням називають одне з двох граничних відхилень (верхнє або нижнє), яке визначає розташування поля допуску відносно нульової лінії. В ЄСДП основним є відхилення, ближче до нульової лінії.

На рис. 1.5 основним відхиленням є нижнє граничне відхилення (EI, ei). Для всіх полів допусків, що розташовані вище від нульової лінії, основним є нижнє відхилення (EI, ei), а для полів допусків, що розташовані нижче нульової лінії, основним є верхнє відхилення (ES, es), див. рис. 1.11.

За основним відхиленням і величиною допуску можна визначити друге граничне відхилення (віддалене відхилення), яке обмежує поле допуску з другої сторони. Для цього потрібно розв'язати рівняння (1.6) відносно невідомого віддаленого відхилення.

1.5.1 Основні відхилення отворів

Основні відхилення отворів позначаються великими буквами латинського алфавіту (A, B, ...ZC). В ЄСДП передбачено 27 варіантів основних відхилень отворів. Числові значення основних відхилень отворів представлені в табл. 1.5, а схема розташування – на рис. 1.12.

Стандартне поле допуску отвору позначається поєднанням букви (букв)

основного відхилення отвору і порядкового номеру квалітету. Позначення поля допуску вказується після номінального розміру. Наприклад: 40H7, 40K8, 40A12. Поле допуску розміру отвору характеризується двома відхиленнями : основним і віддаленим. Основне відхилення знаходять по табл.1.6, допуск залежно від квалітету – по табл. 1.2., а віддалене граничне відхилення обчислюється з рівняння (1.6), враховуючи знак основного відхилення.

Приклад. (див. рис. 1.11).

Визначимо граничні відхилення поля допуску отвору $D = \varnothing 40K7$ Допуск $\varnothing 40$ квалітету IT7 (див.табл.1.2): $T_D = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$. Основне відхилення для $\varnothing 40$ варіанту "K" (див.табл.1.5) – це верхнє відхилення $ES = -2 + \Delta$, мкм, де $\Delta = +9$ мкм для квалітету IT7. $ES = -2 + 9 = +7 \text{ мкм} = +0,007 \text{ мм}$.

Визначаємо віддалене граничне відхилення, розв'язуючи рівняння (3.6):

$$T_D = ES - EI :$$

$$EI = ES - T_D = +0,007 - (+0,025) = -0,018 \text{ мм}.$$

Таким чином, $D = \varnothing 40K7 \left(\begin{smallmatrix} +0,007 \\ -0,018 \end{smallmatrix} \right)$ або $D = \varnothing 40 \left(\begin{smallmatrix} +0,007 \\ -0,018 \end{smallmatrix} \right)$.

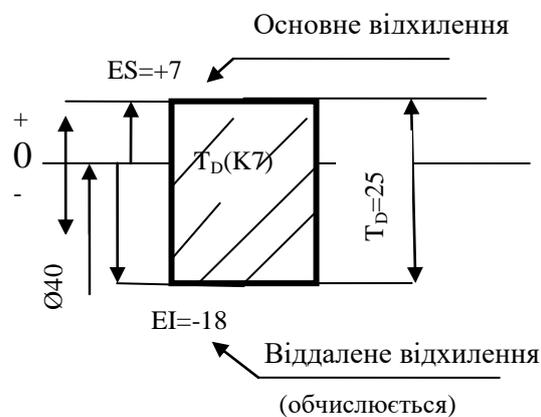


Рисунок 1.11 - Граничні відхилення отвору $\varnothing 40K7$

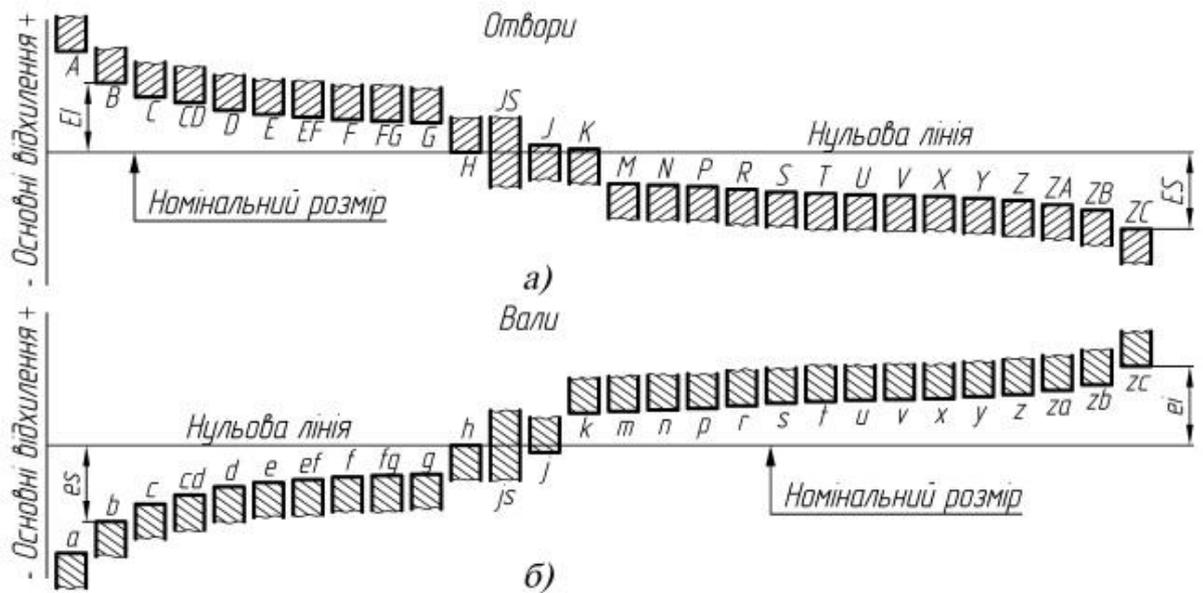


Рисунок 1.12 - Схема розташування і позначення основних відхилень

У стандарті ДСТУ 2500-94 передбачена можливість побудувати велику кількість варіантів полів допусків отворів, враховуючи 27 варіантів основних відхилень і число квалітетів 20. Серед цих варіантів є отвір, який носить назву "основний отвір".

Таблиця 1.5 - Числові значення основних відхилень отворів (діапазон розмірів $D \leq 500$ мм), мкм

Інтервал розмірів, мм		Основні відхилення											
		A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	Js
Понад	до	Основне відхилення EI (для всіх квалітетів)											
-	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Граничні відхилення $= \pm IT_n/2$, де n – порядковий номер квалітету
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
14	18												
18	24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
24	30												
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
40	50	+320	+180	+130	-								
50	65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
65	80	+360	+200	+150	-								
80	100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
100	120	+410	+240	+180	-								
120	140	+460	+260	+200	-	+145	+86	-	+43	-	+14	0	
140	160	+520	+280	+210	-								
160	180	+580	+310	+230	-								
180	200	+660	+340	+240	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
200	225	+740	+380	+260	-								
225	250	+820	+420	+280	-								
250	280	+820	+480	+300	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
280	315	+1050	+540	+330	-								
315	355	+1200	+600	+360	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
355	400	+1350	+680	+400	-								
400	450	+1500	+760	+440	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
450	500	+1650	+840	+480	-								

Продовження табл.1.5

Інтервал розмірів, мм		Основні відхилення (верхнє відхилення ES)										P-ZC	P	R	S	T
		J		K		M		N		P-ZC						
Понад	до	для квалітетів										Для квалітетів вище 7				
		6	7	8	до8	в8	до8	в8	до8	в8	до7					
-	3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4		-6	-10	-14	-	
3	6	+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0		-12	-15	-19	-	
6	10	+5	+8	+12	-1+Δ	-	-4+Δ	-6	-10+Δ	0		-15	-19	-23	-	
10	14	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0	Відхилення як для квалітетів вищих 7-го, збільшене на Δ	-18	-23	-28	-	
14	18															
18	24	+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0			-22	-28	-35	-
24	30															-41
30	40	+10	+14	+24	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0			-26	-34	-43	-48
40	50															-54
50	65	+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0			-32	-41	-53	-66
65	80															-75
80	100	+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0			-37	-51	-71	-91
100	120															-104
120	140	+18	+26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0			-43	-63	-92	-122
140	160															-134
160	180															-146
180	200	+22	+30	+47	-4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0			-50	-77	-122	-166
200	225															-180
225	250															-196
250	280	+25	+36	+55	-4+Δ	-	-20+Δ	-20	-34+Δ	0		-56	-94	-158	-218	
280	315														-240	
315	355	+29	+39	+60	-4+Δ	-	-21+Δ	-21	-37+Δ	0		-62	-108	-190	-268	
355	400														-294	
400	450	+33	+43	+66	-5+Δ	-	-23+Δ	-23	-40+Δ	0		-68	-126	-232	-330	
450	500														-360	

Продовження табл.1.5

Інтервал розмірів, мм		Основні відхилення (верхнє відхилення ES)									Поправка Δ, мкм для квалітетів					
		U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC							
Понад	до	Верхнє граничне відхилення ES									3	4	5	6	7	8
-	3	-18		-20		-25	-32	-40	-60		0	0	0	0	0	0
3	6	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80		1	1,5	1	3	4	6
6	10	-28		-34		-42	-52	-67	-97		1	1,5	2	3	6	7
10	14		-	-40		-50	-64	-90	-130							
14	18	-33	-39	-45	-	-60	-77	-108	-150		1	2	3	3	7	9
18	24	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188							
24	30	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218	1,5	2	3	4	8	12	
30	40	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-275							
40	50	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325	1,5	3	4	5	9	14	
50	65	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405							
65	80	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480	2	3	5	6	11	16	
80	100	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585							
100	120	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690	2	4	5	7	13	19	
120	140	-170	-202	-248	-300	-365	-460	-620	-800							
140	160	-190	-228	-280	-34-	-415	-535	-700	-900							
160	180	-210	-252	-310	-380	-485	-600	-780	-1000	3	4	6	7	15	23	
180	200	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150							
200	225	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250							
225	250	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350	3	4	6	9	17	25	
250	280	-315	-380	-475	-580	-710	-920	-1200	-1560							
280	315	-330	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700	4	4	7	9	20	29	
315	355	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900							
355	400	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100	4	5	7	11	21	32	
400	450	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400							
450	500	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600	5	5	7	13	23	34	

Основний отвір – це отвір, основне (нижнє) відхилення якого дорівнює нулю: $EI = 0$. Позначається основне відхилення основ – отвору буквою H. Система містить 20 варіантів основних отворів: H01, H0, H1, ... H18. На базі основних отворів будується система посадок, яка носить назву "система отвору". На рис. 1.13 показана схема поля допуску 40H7 - основного твору IT7.

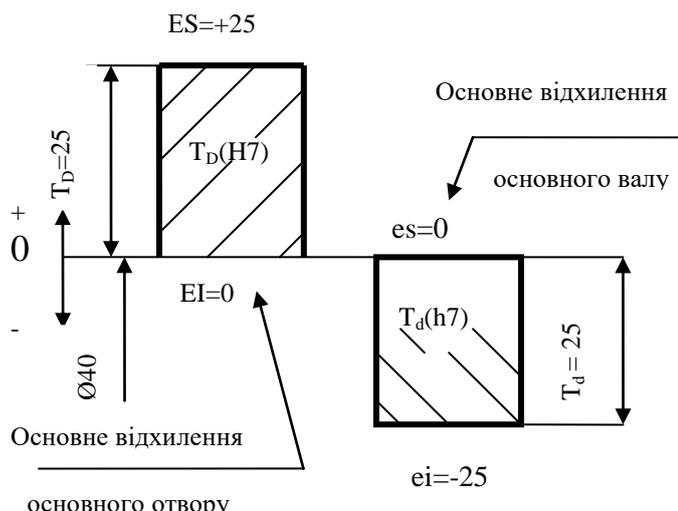


Рисунок 1.13 – Поля допусків основного отвору $\varnothing 40H7$
і основного вала $\varnothing 40h7$

ЗАДАЧА 1.5

Визначити граничні відхилення розмірів, побудувати поля допусків, використовуючи табл.1.2 та табл.1.5; варіанти:

- | | | | |
|------------|------------|------------|------------|
| 1. 40H10; | 2. 50N8; | 3. 65K8; | 4. 10U8; |
| 5. 18K7; | 6. 30Z9; | 7. 40P6; | 8. 65T6; |
| 9. 120Js7; | 10.160A10; | 11. 140B9; | 12.160F7; |
| 13.200C7; | 14.250D8; | 15. 315G7; | 16. 355E9. |

5.2 Основні відхилення валів

Основні відхилення валів позначаються малими буквами латинського алфавіту (a, b, ...zc). В стандарті ДСТУ 2500-94 передбачено 27 варіантів основних відхилень валів. Числові значення основних відхилень валів дані в табл.1.6, а схема розташування і позначення – на рис. 1.12. Стандартне поле допуску вала позначається поєднанням букви (букв) основного відхилення вала і порядкового номера квалітету

Позначення поля допуску вказується після номінального розміру. Наприклад: 40h7, 40k6, 40u8

Поле допуску розміру вала характеризується двома відхиленнями: основним і віддаленим. Основне відхилення вала знаходять по табл.1.6, а допуск (залежно від квалітету) – по табл. 1.2. Віддалене граничне відхилення обчислюється з рівняння (1.6), враховуючи знак основного відхилення.

Приклад. (Див. рис.1.14).

Визначимо граничні відхилення поля допуску вала- $\varnothing 40k7$. Допуск IT7 для $\varnothing 40$ по табл.1.2: $T_d = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}$. Основне відхилення "k" для $\varnothing 40$ по табл. 1.6 – це нижнє відхилення $ei = +2 \text{ мкм} = + 0,002 \text{ мм}$. Розв'язуємо рівняння (1.6) відносно невідомого віддаленого відхилення es : $es = T_d + ei = 0,025 + (+0,002) = +0,027$. Отримуємо $d = \varnothing 40k7 \left(\begin{smallmatrix} +0,027 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$ або $d = \varnothing 40 \begin{smallmatrix} +0,027 \\ +0,002 \end{smallmatrix}$

Серед різних варіантів полів допусків валів одне поле називають "основний вал".

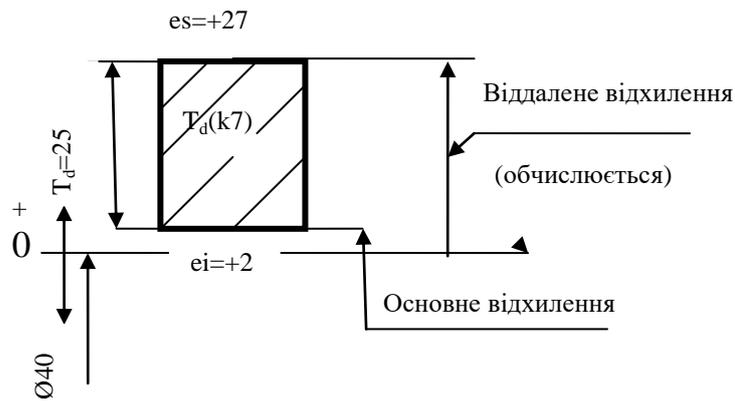


Рисунок 1.14 – Граничні відхилення вала $\varnothing 40k7$

О с н о в н и й в а л – це вал, основне відхилення (верхнє) якого дорівнює нулю: $es = 0$. Позначається основне відхилення основного вала буквою h . Система містить 20 варіантів основних валів: $h01, h0, h1, \dots, h18$. На базі основних валів побудована система посадок, яка носить назву "система вала". На рис. 1.13 показана схема поля допуску основного вала $\varnothing 40h7$.

ЗАДАЧА 1.6

Визначити граничні відхилення розмірів валів, використовуючи табл. 1.2 та табл. 1.6. Варіанти:

- | | | | |
|----------------|----------------|-----------------|----------------|
| 1. $40 a10$; | 2. $50 b9$; | 3. $65 c7$; | 4. $10 d12$; |
| 5. $18 e8$; | 6. $30 f11$; | 7. $40 g8$; | 8. $65 e10$; |
| 9. $120 k9$; | 10. $160 m6$; | 11. $140 r8$; | 12. $160 s8$; |
| 13. $200 t8$; | 14. $250 u8$; | 15. $3151 m7$; | 16. $355 x7$. |

Таблиця 1.6 - Числові значення основних відхилень валів (діапазон розмірів $d \leq 500$ мм),мкм

Інтервал розмірів, мм		Основні відхилення es											Осн відхил. еі			
		a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js	j		
Понад	до	для всіх квалітетів											5,6	7	8	
-	3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	Граничні відхилення $\pm IT_n/2$, де n – порядковий номер квалітету	-2	-4	-6
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	-
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	-
10	14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-
14	18	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-4	-8	-
18	24	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0		-5	-10	-
24	30	-320	-180	-130	-	-	-	-	-	-	-	0		-7	-12	-
30	40	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-9	-15	-
40	50	-360	-200	-150	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0		-11	-18	-
50	65	-380	-220	-170	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-13	-21	-
65	80	-410	-240	-180	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-16	-26	-
80	100	-460	-260	-200	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-18	-28	-
100	120	-520	-280	-210	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0		-20	-32	-
120	140	-580	-310	-230	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-	-	-
140	160	-660	-340	-240	-	-	-	-	-	-	-	0		-	-	-
160	180	-740	-380	-260	-	-	-	-	-	-	-	0		-	-	-
180	200	-820	-420	-280	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
200	225	-920	-480	-300	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
225	250	-1050	-540	-330	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
250	280	-1200	-600	-360	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
280	315	-1350	-680	-400	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
315	355	-1500	-760	-440	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
355	400	-1650	-840	-480	-	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	
400	450				-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	
450	500				-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	

Продовження табл.1.6

Інтервал розмірів, мм		Основні відхилення еі														
		к		m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z		
Понад	до	для кваліт.		для всіх квалітетів												
		від 4 до 7	до 3 вище 7													
-	3	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26		
3	6	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35		
6	10	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42		
10	14	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50		
14	18									+39		+45	-	+60		
18	24	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73		
24	30									+41	+48	+55	+64	+75		
30	40	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112		
40	50								+54	+70	+81	+97	+114	+136		
50	65	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+120	+144	+172		
65	80						+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210		
80	100	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258		
100	120						+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310		
120	140	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365		
140	160						+66	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415		
160	180						+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465		
180	200	+4	0	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520		
200	225						+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575		
225	250						+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640		
250	280	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710		
280	315						+98	+170	+240	+330	+425	+525	+650	+790		
315	355	+4	0	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900		
355	400						+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000		
400	450	+5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+745	+920	+1100		
450	500						+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250		

1.6. Поля допусків і рекомендовані посадки

На базі стандарту ГОСТ 25346-89 розроблено ДСТУ 2500-94 "Поля допусків і рекомендовані посадки". Цей стандарт поширюється на гладкі елементи деталей з номінальними розмірами до 3150 мм і встановлює поля допусків для гладких деталей в посадках і неспряжуваних елементів.

Поля допусків валів і отворів, що містяться в стандарті ДСТУ 2500-94 є **р е к о м е н д о в а н и м и**, тобто обмеженим відбором для загального застосування із усієї сукупності полів допусків, які можна отримати різним поєднанням основних відхилень і величин допусків.

Серед полів допусків, рекомендованих ДСТУ 2500-94, виділені поля допусків переважного застосування (виділені в рамках), які мають бути застосовувані на практиці в першу чергу. Такий підбір полів допусків створює умови для уніфікації та скорочення номенклатури різальних і вимірювальних інструментів та калібрів які випускаються на спеціалізованих заводах.

Поля допусків, які не включені в ДСТУ 2500-94, розглядаються як спеціальні. Їх застосування допускається лише в технічно та економічно **обґрунтованих** випадках.

У стандарті ДСТУ 2500-94 рекомендовані поля допусків у таблицях задаються за допомогою двох граничних відхилень: ES, EI – для отворів та es, ei – для валів. (Нагадуємо, що поля допусків задаються основними відхиленнями і величинами допусків; віддалене граничне відхилення обчислюється).

1.6.1 Способи утворення посадок

У стандарті ДСТУ 2500-94 є рекомендації з утворення посадок (рекомендовані посадки).

В машинах та механізмах деталі, як правило, працюють в з'єднаннях, які можуть бути рухомими (з зазором) або нерухомими (з натягом). Характер з'єднання визначається посадкою. Номінальний розмір по поверхнях з'єднання, яке утворює посадку, є однаковим для обох деталей і називається номінальним

розміром з'єднання, а потрібний характер з'єднання досягається шляхом розташування полів допусків.

Стандарт ДСТУ 2500-94 містить велику кількість рекомендованих полів допусків валів та отворів, з яких можна утворити величезну кількість посадок.

Посадку позначають дробом після номінального розміру з'єднання. В чисельнику дробу вказують позначення поля допуску отвору (або граничні відхилення отвору), а в знаменнику – позначення поля допуску вала (або граничні відхилення вала).

Посадка може бути позначена одним з трьох способів: умовним, числовим і комбінованим (змішаним).

Умовні позначення посадок указують на складальних кресленнях та на робочих кресленнях, якщо передбачається застосовувати мірний різальний інструмент (розвертки, протяжки) і відповідні граничні калібри.

Приклади позначення: $\varnothing 40 \frac{H7}{k6}$ або $\varnothing 40H7/k6$.

Числові позначення граничних відхилень в посадках указують на робочих кресленнях деталей, якщо будуть застосовуватися універсальні вимірювальні засоби (в одиничному і дрібносерійному виробництві, при ремонтних роботах).

Приклад позначення: $\varnothing 40 \frac{+0,025}{+0,018} / \frac{+0,002}{+0,002}$ граничні відхилення визначаються з таблиць

ДСТУ 2500-94 значення вказують на робочих кресленнях в експериментальному виробництві, а також на складальних кресленнях, коли поверхні обробляють в процесі складання, наприклад, на поверхнях штифтових з'єднань.

Приклад позначення: $\varnothing 40 \frac{H7}{k6} \left(\frac{+0,025}{+0,018} / \frac{+0,002}{+0,002} \right)$ Для досягнення різного характеру спряжень не доцільно змішувати поля допусків обох деталей. Стандарт рекомендує назначати посадки, як правило, в системі отвору або в системі вала.

1.6.1.1 Посадки системи отвору

Посадки системи отвору – це посадки, в яких необхідні зазори або натяги

отримуються поєднанням різних полів допусків валів з полем допуску основного отвору (H0I, H0, ... H18), див. рис. 1.15.

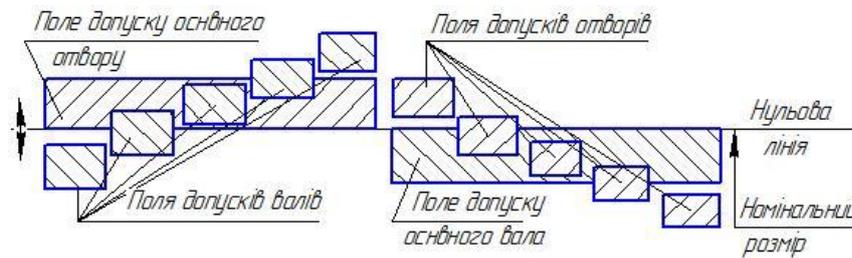


Рисунок 1.15 – Посадки системи отвору і системи вала

Приклади позначення посадок системи отвору:

$$\text{а) } \varnothing 40 \frac{H7}{g6} \text{ або } \varnothing 40 \frac{H7}{g6} \left(\begin{array}{c} +0,025 \\ -0,009 \\ -0,025 \end{array} \right); \quad \text{б) } \varnothing 40 \frac{H7}{k6} \left(\begin{array}{c} +0,025 \\ +0,018 \\ +0,002 \end{array} \right) \quad \text{в) } \varnothing 40 \frac{H7}{r6} \left(\begin{array}{c} +0,025 \\ +0,050 \\ +0,034 \end{array} \right)$$

Схеми розташування полів допусків цих посадок показані на рис.1.16.

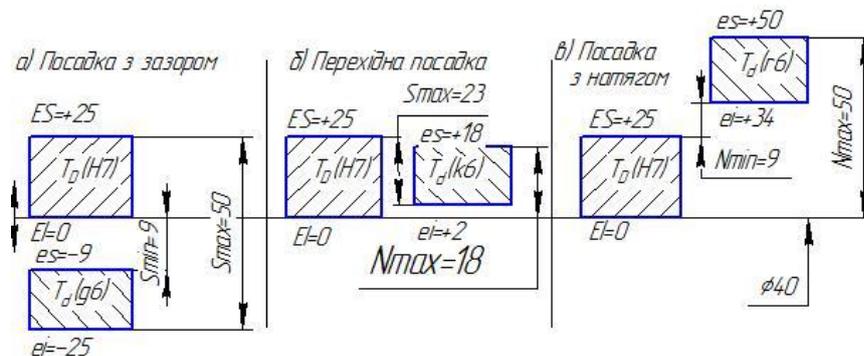


Рисунок 1.16 – Схема розташування полів допусків посадок

$$\text{а) } \varnothing 40 \frac{H7}{g6}; \quad \text{б) } \varnothing 40 \frac{H7}{k6}; \quad \text{в) } \varnothing 40 \frac{H7}{r6}$$

При однаковому діаметрі $\varnothing 40$ і однаковій точності отворів (H7) та валів (H6) різні значення зазорів чи натягів в системі отвору отримані зміною граничних розмірів валів, тобто зміщенням їх полів допусків відносно нульової лінії, не змінюючи при цьому виконавчих розмірів отвору (базової деталі).

Система отвору має переважне використання як більш економічна. Це обумовлюється меншою кількістю типорозмірів необхідного різального інструменту. Дійсно, для отримання трьох різних посадок системи отвору (див. рис. 1.16) різні за виконавчими розмірами вали ($\varnothing 40 g6$, $\varnothing 40 k6$, $\varnothing 40 r6$) обробляються тим самим різцем або шліфувальним кругом.

Посадки системи отвору при розмірах від 1 до 500 мм рекомендується ДСТУ 2500-94 (ГОСТ 25347-82) назначати відповідно до табл.1.7. У першу чергу треба вибирати посадки переважного застосування, вказані в прямокутних рамках.

Таблиця 1.7 - Рекомендовані посадки системи отвору при номінальних розмірах від 1 до 500 мм ДСТУ 2500-94

Основний отвір	Основні відхилення валів															
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t
	Посадки															
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$				
H6						$\frac{H6}{f5}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$, $\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js7}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$, $\frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$	
H8				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$								
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	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$								
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$								

1.6.1.2 Посадки системи вала

Посадки системи вала – це посадки, в яких необхідні зазори або натяги отримуються поєднанням різних полів допусків отворів з полем допуску **о с н о в н о г о** вала ($h0I, h0, \dots, hI8$), див. рис. 1.17.

Приклади позначення посадок системи вала:

а) $\varnothing 40 \frac{G7}{h6}$ або; б) $\varnothing 40 \frac{K7}{h6}$; в) $\varnothing 40 \frac{R7}{h6}$.

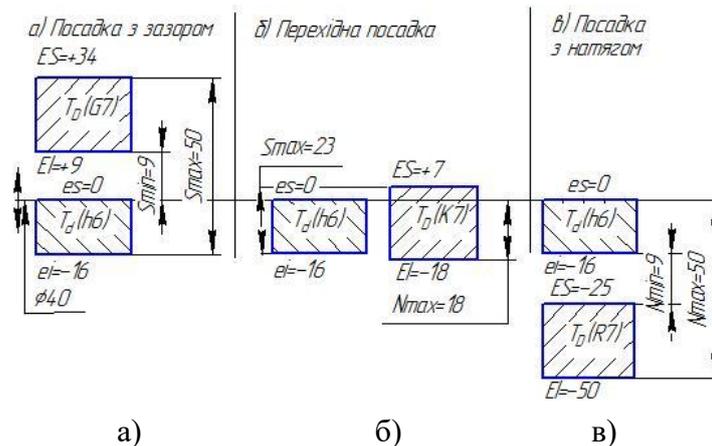


Рисунок 1.17 – Схема розташування полів допусків посадок

$$\text{а) } \varnothing 40 \frac{G7}{h6}; \quad \text{б) } \varnothing 40 \frac{K7}{h6}; \quad \text{в) } \varnothing 40 \frac{R7}{h6}.$$

При однаковому діаметрі $\varnothing 40$ і однаковій точності отворів (IT7) та валів (IT6) різні значення зазорів чи натягів у системі вала отримані зміною граничних розмірів отворів, тобто зміщенням їх полів допусків відносно нульової лінії, не змінюючи при цьому виконавчі розміри вала (базової деталі).

Застосування посадок системи вала викликає збільшення затрат на інструмент для обробки отворів. Дійсно, для отримання трьох різних посадок системи вала (див. рис. 1.17) різні за виконавчими розмірами отвори ($\varnothing 40G7, \varnothing 40K7, \varnothing 40R7$) потребують трьох різних вартісних зенкерів, розверток або протяжок.

Посадки системи вала при розмірах від 1 до 500 мм рекомендується ДСТУ 2500-94 назначати відповідно до табл. 1.8. У першу чергу рекомендується назначати посадки переважного застосування, вказані в прямокутних рамках.

1.6.1.3 Позасистемні посадки

При проектуванні машин і механізмів конструктор повинен, по можливості, призначати рекомендовані ДСТУ 2500-94 посадки. Якщо розрахункові зазори чи натяги не можна забезпечити рекомендованими посадками системи отвору або вала в технічно обґрунтованих випадках допускаються другі посадки, утворені полями допусків отворів та валів, які включені в стандарт. Такі посадки називають **п о з а с и с т е м н и м и** або комбінованими.

Таблиця 1.8 - Рекомендовані посадки в системі вала при номінальних розмірах від 1 до 500 мм ДСТУ 2500-94

Осно- вний вал	Основні відхилення отворів															
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T
	Посадки															
h4							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{Js5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$				
h5						$\frac{F6}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{Js6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$			
h6				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$, $\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$
h7				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$				
h8				$\frac{D8}{h8}$, $\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$, $\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$, $\frac{F9}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$, $\frac{H9}{h8}$								
h9				$\frac{D9}{h9}$, $\frac{D10}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H8}{h8}$, $\frac{H9}{h9}$, $\frac{H10}{h9}$								
h10				$\frac{D10}{d10}$				$\frac{H10}{h10}$								
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$								
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$								

При виборі позасистемної посадки стандарт рекомендує, щоб при неоднакових допусках отвору і вала більший допуск був у отвору, і допуски отвору та вала відрізнялись не більше, ніж на два квалітети. Приклади позасистемних посадок: $\varnothing 40 \frac{K7}{k6}$, $\varnothing 40 \frac{K7}{e7}$, $\varnothing 40 \frac{E9}{p7}$

1.6.2 Вибір посадок

Стандарт ДСТУ 2500-94 рекомендує назначити посадки системи отвору або системи вала.

Необхідно чітко представляти, що вибір конкретної посадки в системі отвору або вала не змінює характеристики посадки (величини зазорів чи натягів), а призводить лише до зміни граничних розмірів деталей (див. рис. 1.16 та 1.17 посадка а)).

Наприклад. Порівняємо характеристики посадок $\varnothing 40 \frac{H7}{g6}$ та $\varnothing 40 \frac{G7}{h6}$ системи отвору і системи вала відповідно. Ці посадки мають однакові характеристики $S_{min} = 0,009$ мм, $S_{max} = 0,050$ мм, $T_s = 0,041$ мм.

Системи отвору і вала зовсім рівноправні для застосування. Але в конкретних випадках для кожного з'єднання звичайно є ряд мотивів, в силу яких конструктор вирішує питання однозначно. Вибір системи утворення посадки визначається конструктивними, технологічними та економічними міркуваннями.

Систему вала застосовують в певних випадках: в з'єднаннях кількох отворів з гладким валом, використання валів з каліброваного прокату (валики, які застосовують без механічної обробки), з'єднання складальних одиниць, наприклад, підшипників кочення.

При утворенні стандартних (рекомендованих посадок), а також позасистемних посадок точність полів допусків отвору і валазначається, як правило, однаковою, або при неоднакових допусках отвору і вала в посадці більший допуск має бути у отвору. Допуски отвору і вала можуть відрізнятися не більше, чим на два квалітети.

Наприклад:

Посадки системи отвору H8/e8 ; H7/k6; H8/f7 і т.д.

Посадки системи вала E8/h8; K7/h6; F8/h6 і т.д.

Позасистемні посадки E8/k6 ; F8/k7 і т.д.

ЗАДАЧА 1.7

Визначити граничні відхилення розмірів деталей, побудувати схему розташування полів допусків посадки. Визначити, як утворена посадка (система отвору, система вала чи позасистемна посадка), тип посадки та обчислити характеристики.

Варіанти:

- | | | |
|------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| 1. $\varnothing 50H7/js6$; | 2. $\varnothing 80H7/s6$; | 3. $\varnothing 120H8/z8$; |
| 4. $\varnothing 180H8/e8$; | 5. $\varnothing 250F8/h6$; | 6. $\varnothing 30M7/h6$; |
| 7. $\varnothing 100K7/h6$; | 8. $\varnothing 280A11/h11$; | 9. $\varnothing 18E8/k6$; |
| 10. $\varnothing 65F8/js6$; | 11. $\varnothing 150R7/k6$; | 12. $\varnothing 300T7/p6$; |

13. $200\text{H}9/k7$; 14. $200\text{H}8/u8$; 15. $315\text{U}8/h7$.

ЗАДАЧА 1.8

Для гладкого циліндричного з'єднання з номінальним розміром 40мм задано величини: допуск отвору $T_D = 0,08$ мм, допуск вала $T_d = 0,10$ мм, найбільший граничний зазор $S_{\max} = 0,08$ мм. Посадка повинна бути утворена в системі основного отвору:

- 1) визначити граничні відхилення деталей (ES, es і EI, ei);
- 2) визначити граничні розміри деталей (D_{\max}, D_{\min} і d_{\max}, d_{\min});
- 3) побудувати схему розташування полів допусків деталей заданого спряження;
- 4) визначити тип (групу) посадки;
- 5) визначити другу характеристику посадки (одна з характеристик вказана в умові задачі);
- 6) визначити допуск посадки ($T_S, T_N, T_{(SN)}$);
- 7) зробити ескізи деталей і спряження, проставити розміри і граничні відхилення, дотримуючись вимог ДСТУ 2.307-94.

Розв'язок:

1. Визначення граничних відхилень деталей.

Якщо посадка утворена в системі основного отвору, то це повинна бути посадка, в якій різні зазори і натяги отримуються поєднанням різних полів допусків валів з основним отвором. Згідно ДСТУ 2500-94, основний отвір – це отвір, основне (нижнє) відхилення якого дорівнює нулю, тобто $EI = 0$.

Для визначення величини верхнього відхилення отвору використовуємо вираз допуску отвору:

$$T_D = ES - EI,$$

де $T_D = 0,08$ мм - допуск отвору в умові задачі;

$EI = 0$ мм - нижнє відхилення основного отвору.

Звідси верхнє відхилення отвору дорівнює:

$$ES = T_D + EI = 0,08 + 0 = 0,08 \text{ мм}$$

Таким чином, для отвору $D = \varnothing 40^{+0,08}$.

Граничні відхилення вала і отвору заданої посадки зв'язані величиною найбільшого граничного зазору

$$S_{\max} = 0,08 \text{ мм.}$$

Так як $S_{\max} = ES - ei$, можна визначити нижнє відхилення вала ei :

$$ei = ES - S_{\max} = 0,08 - 0,08 = 0 \text{ мм}$$

Для визначення величини верхнього граничного відхилення вала використовуємо визначення допуску вала:

$$T_d = es - ei,$$

де $T_d = 0,10 \text{ мм}$ - допуск вала в умові задачі;

$ei = 0$ - нижнє відхилення вала.

Звідси верхнє відхилення вала

$$es = ei + T_d = 0 + 0,10 = 0,10 \text{ мм.}$$

Таким чином, для вала $d = \varnothing 40^{+0,10}$

2) Граничні розміри деталей.

Для отвору: $D_{\max} = D + ES = 40 + 0,08 = 40,08 \text{ мм};$

$$D_{\min} = D + EI = 40 + 0 = 40,0 \text{ мм.}$$

Для вала: $d_{\max} = d + es = 40 + 0,14 = 40,10 \text{ мм}$

$$d_{\min} = d + ei = 40 + 0,04 = 40,0 \text{ мм.}$$

3) Схема розташування полів допусків деталей заданого спряження показана на рисунку 1.18.

4) Визначення типу (групи) посадки.

На схемі (див. рисунок 1.18) видно, що поля допусків отвору і валу частково перекриваються. Тому для даного спряження можливі як зазори, так і натяги. Посадка відноситься до перехідних.

5) Визначення характеристик посадки.

Посадка перехідна характеризується найбільшим граничним зазором і найбільшим граничним натягом.

Стосовно схеми (див. рисунок 1.18) характеристики посадки будуть такими:

$$S_{max} = ES - ei = 0,08 - 0 = 0,08 \text{ мм};$$

$$N_{max} = es - EI = 0,10 - 0 = 0,10 \text{ мм}.$$

Таким чином, друга характеристика заданої посадки $N_{max} = 0,10$ мм.

б) Визначення допуску посадки.

Допуск перехідної посадки визначається як сума найбільшого граничного зазору і найбільшого граничного натягу або сума допусків отвору і вала:

$$T_{S,N} = S_{max} + N_{max} = 0,08 + 0,10 = 0,18 \text{ мм}$$

$$T_{S,N} = T_D + T_d = 0,08 + 0,10 = 0,18 \text{ мм}.$$

Ескізи деталей і їх спрження показані на рисунку 1.19.

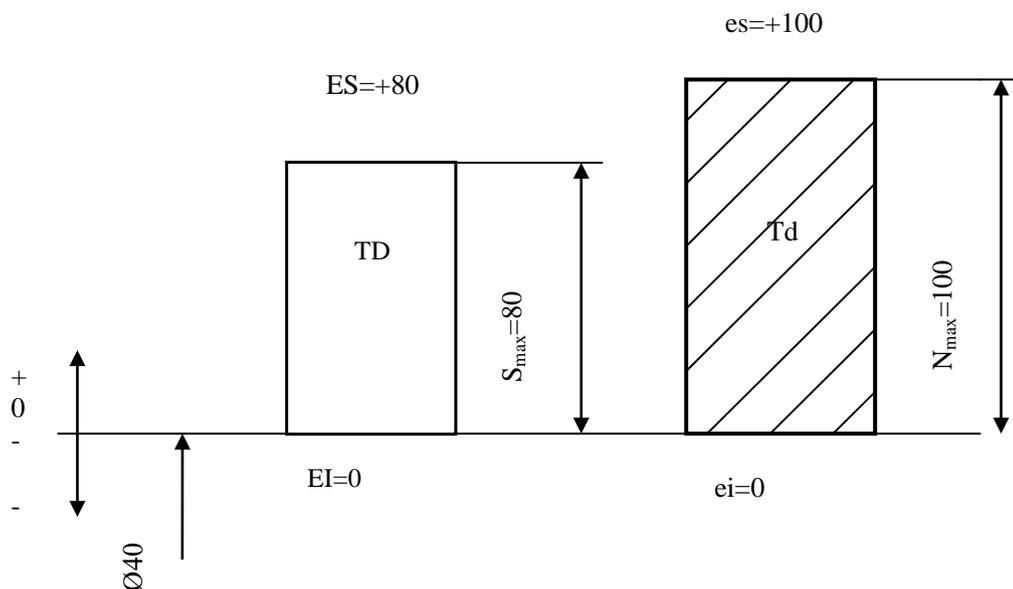


Рисунок 1.18 – Схема розташування полів допусків деталей з'єднання $\text{Ø}40 \begin{smallmatrix} +0,08 \\ +0,10 \end{smallmatrix}$

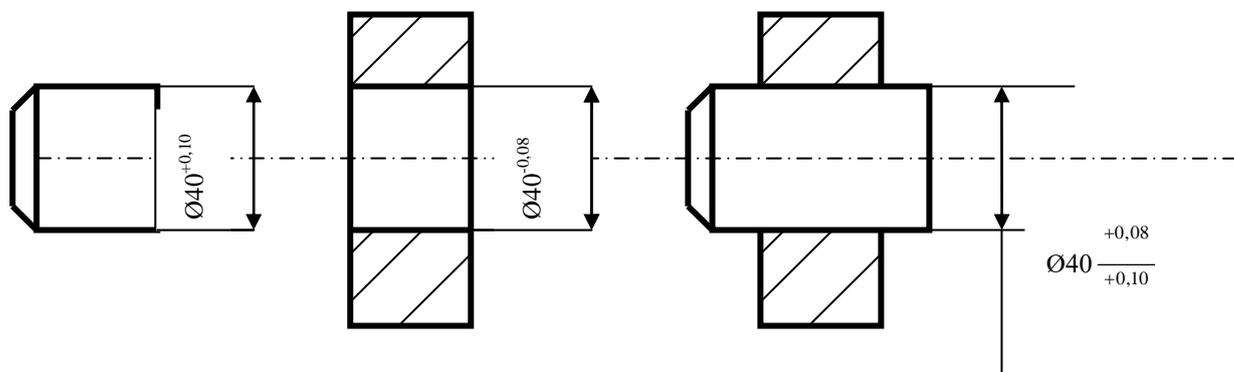


Рисунок 1.19 – Ескізи деталей і з'єднання $\text{Ø}40 \begin{smallmatrix} +0,08 \\ +0,10 \end{smallmatrix}$

ЗАДАЧА 1.9

Для заданого гладкого циліндричного спряження $\varnothing 15 \frac{U8}{m7}$ встановити, до якої системи відноситься посадка, визначити характер спряження (тип посадки); характеристики посадки і граничні відхилення розмірів спряжених поверхонь. Побудувати схему розташування полів допусків посадки.

Розв'язок:

За ДСТУ 2500-94 для номінального розміру $\varnothing 15$ і заданих полів допусків отвору і валу визначаємо верхні $ES(es)$ і нижні $EI(ei)$ відхилення; вираховуємо параметри посадок і заносимо в таблицю 1.9

Таблиця 1.9 – Розрахунок характеристик посадки

Умове позначення посадки		$\varnothing 15 \frac{U8}{m7}$	
Цифрове позначення посадки		$\varnothing 15 \begin{matrix} -0,033 \\ -0,060 \\ +0,025 \\ +0,007 \end{matrix}$	
Система, в якій задана посадка		позасистемна	
Характер спряження тип посадки		з натягом	
Назва параметру		Алгебраїчний вираз	Величина, мм
Граничні розміри	отвору	$D_{\max}=D+ES$	14,967
		$D_{\min}=D+EI$	14,940
	вала	$d_{\max}=d+es$	15,025
		$d_{\min}=d+ei$	15,007
Допуск	отвору	$T_D=ES-EI$	0,027
	вала	$T_d=es-ei$	0,018
Характеристики посадок	зазор	$S_{\max}=ES-ei$	-
		$S_{\min}=EI-es$	-
	натяги	$N_{\max}=es-EI$	0,085
		$N_{\min}=ei-ES$	0,040
Допуск посадки	із зазором	$T_S=S_{\max}-S_{\min}$	-
	із натягом	$T_N=N_{\max}-N_{\min}$	0,045
	перехідної	$T_{(SN)}=S_{\max}+N_{\max}$	-

Схеми розташування полів допусків посадок показані на рисунку 1.20.

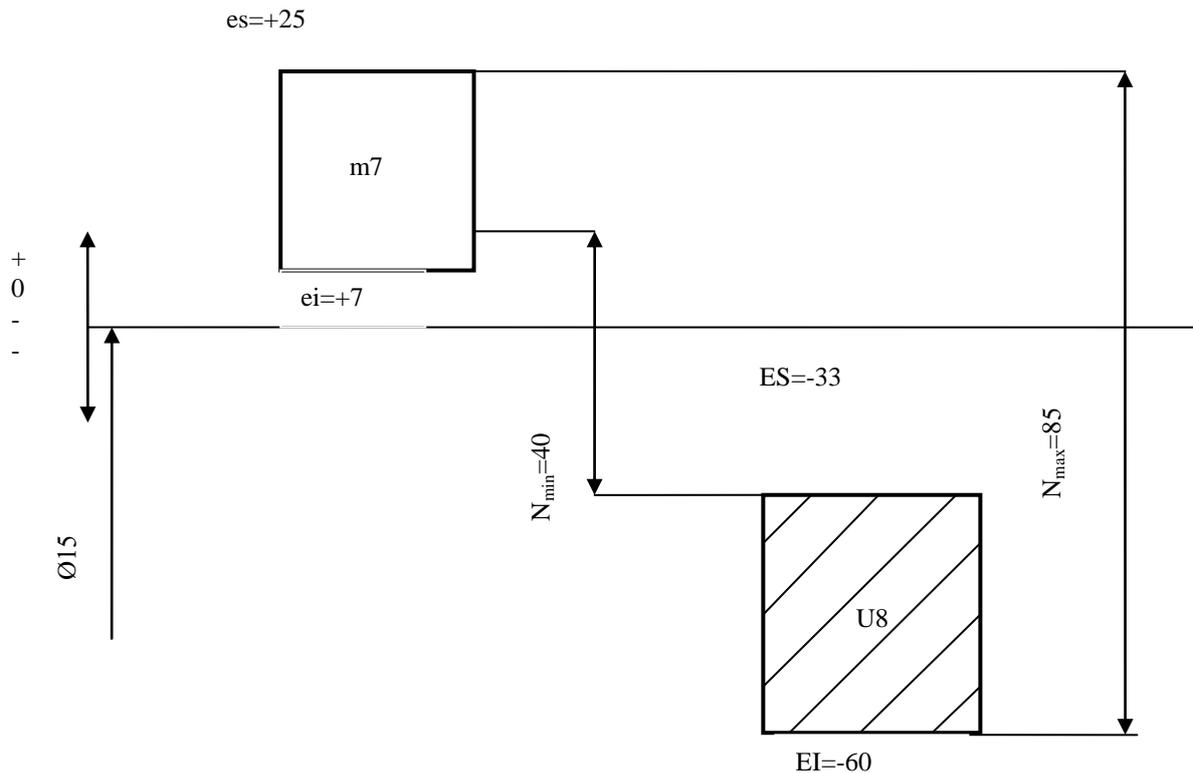


Рисунок 1.20 – Схеми розташування полів допусків посадки $\text{Ø}15 \frac{U8}{m7}$

1.7 Граничні відхилення розмірів з **невказаними** допусками

У стандартній єдиной системі конструкторської документації (ЄСКД, ДСТУ 2.307-94) встановлено, що для усіх розмірів робочих креслень повинні бути вказані допустимі граничні відхилення. Виняток складають розміри, які визначають зони різної шорсткості однієї і тієї ж поверхні, зони термічної обробки, покриття, накатування, насічки, а також розмірів діаметрів накатаних або насічених поверхонь.

Безпосередньо перед такими розмірами треба нанести знак, .не вказують допуски розмірів для довідки, якщо цілєю довідкою не є обмеження границь. Такі розміри на кресленні на відміну від інших повинні бути позначені зірочкою, а також застережені в технічних вимогах.

На робочих кресленнях деталей значна частина розмірів, крім перерахованих вище, також вказується лише номіналом. Для таких розмірів (їх називають вільними) стандарт ДСТУ 2.307-94 зобов'язує включати в технічні вимоги загальний запис, який застерігає точність цих розмірів.

Єдина система допусків і посадок (ЄСДП) доповнюється стандартом ДСТУ 25670-94, який стосується гладких елементів металевих деталей, оброблених різанням. Він встановлює граничні відхилення розмірів, якщо ці відхилення не вказуються безпосередньо біля розміру, а вказуються в загальному записі з технічних вимогах.

Точність таких розмірів нормується двома способами. По-перше, для вільних розмірів можна використовувати квалітети, які позначають ІТ (від 11 до 13 для розмірів менше 1 мм і від 12 до 17 для розмірів від 1 до 10000 мм). Числові значення граничних відхилень по квалітетах повинні відповідати ДСТУ 2500-94 (див. табл.1.2).

По-друге, для вільних розмірів передбачені класи точності з умовними назвами: "точний" – t_1 , відповідає квалітету ІТ12; "середній" – t_2 відповідає квалітету ІТ14; "грубий" – t_3 відповідає квалітету ІТ16; "дуже грубий" – t_4 відповідає ІТ17. Числові значення односторонніх граничних відхилень по класах точності (t_1 , t_2 , t_3 , t_4) повинні відповідати ДСТУ 25670-94 (див.табл.1.11), а симетричних ($\pm t_1/2$, $\pm t_2/2$, $\pm t_3/2$, $\pm t_4/2$) повинні відповідати ДСТУ 25670-94 (див.табл.1.12).

Узагальнюючий запис у технічних вимогах має відноситись до розмірів різних елементів деталі і виконується одним із варіантів, наведених в табл.1.10.

У таблиці 1.10 прийняті такі позначення:

Таблиця 1.10 – Варіанти загальних записів в технічних вимогах

Варіант	Розміри валів		Розміри отворів		Розміри елементів, які не відносяться до валів і отворів
	круглих діаметри	решта	круглих діаметри	решта	
	Граничні відхилення для одного загального запису				
1	-ІТ		+ІТ		$\pm t/2$
2	- t		+ t		$\pm t/2$
3	$\pm t/2$				
4	-ІТ	- t	+ІТ	+ t	$\pm t/2$

- ІТ односторонні граничні відхилення по квалітету ДСТУ 2500-94 (відповідає основному валу h , тобто від номінального розміру в мінус);

- +IT односторонні граничні відхилення по квалітету ДСТУ 2500-94 (відповідає основному отвору H, тобто від номінального розміру в плюс);
- t односторонні граничні відхилення по класу точності (від номінального розміру в мінус);
- +t односторонні граничні відхилення по класу точності (від номінального розміру в плюс).
- $\pm t$ односторонні граничні відхилення по класу точності.

Невказані граничні відхилення рекомендується назначати по квалітету IT14 або класу точності t_2 «середній».

Приклади загального запису в технічних вимогах:

варіант 1: -IT14, +IT14, $\pm t_2/2$;

варіант 2: $-t_2$, $+t_2$, $\pm t_2/2$;

варіант 3: $\pm t_2/2$;

варіант 4: -IT14, $-t_2$, +IT14, $+t_2$, $\pm t_2/2$.

Перед призначенням граничних відхилень розмірів з невказаними допусками, а також між операційних відхилень, спочатку слід визначити до якого елемента деталі (отвір, вал чи інший) відноситься розглядуваний розмір, а потім розшифрувати загальний запис в технічних вимогах.

Приклад. Розглянемо вал (див. рис. 1.3). Нехай у технічних вимогах буде такий загальний запис: - IT14, + IT14, $\pm t_2/2$. Визначимо граничні відхилення розмірів: а/ ширини канавки 3 ; б/ розміру дна канавки $\varnothing 43$; в/ віддалі 55.

а) Канавка для виходу шліфувального круга є отвором, тому граничні відхилення розміру 3 повинні відповідати +IT14, тобто $3^{+0,25}$ (див. табл. 1.2).

б/ Дно канавки $\varnothing 43$ є валом, тому граничні відхилення повинні відповідати -IT14, тобто $\varnothing 43_{-0,62}$ (див. табл. 1.2).

в/ Віддаль 55 лівого торця вала до бурта відноситься до інших елементів деталі, тому граничні відхилення повинні відповідати $\pm t_2/2$, тобто будуть симетричними – $55 \pm 0,3$ (див. табл. 1.11).

Граничні відхилення, приведені в табл.1.13 відноситься до розмірів, які не

є отворами і валами за варіантами 1 і 2, до всіх розмірів за варіантом 3, і до всіх розмірів, крім діаметрів отворів та валів, за варіантом 4, табл. 1.10.

Таблиця 1.11 – Односторонні граничні відхилення за класами точності для розмірів до 1000 мм, ДСТУ 25670-94

Клас точності	Позначення граничних відхилень.	Інтервали номінальних розмірів, мм					
		Понад 0,5 до 3	Понад 3 до 6	Понад 6 до 30	Понад 30 до 120	Понад 120 до 315	Понад 315 до 1000
		Граничні відхилення, мм					
Точний	$+t_2$	+0,1 0	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0	+0,4 0	+0,6 0
	$-t_2$	0 -0,1	0 -0,1	0 -0,2	0 -0,3	0 -0,4	0 -0,6
Середній	$+t_2$	+0,2 0	+0,2 0	+0,4 0	+0,6 0	+1,0 0	+1,6 0
	$-t_2$	0 -0,2	0 -0,2	0 -0,4	0 -0,6	0 -1,0	0 -1,6
Грубий	$+t_2$	+0,3 0	+0,4 0	+1,0 0	+1,6 0	+2,4 0	+4,0 0
	$-t_2$	0 -0,3	0 -0,4	0 -1,0	0 -1,6	0 -2,4	0 -6,0
Дуже грубий	$+t_2$	+0,3 0	+1,0 0	+2,0 0	+3,0 0	+4,0 0	+6,0 0
	$-t_2$	0 -0,3	0 -1,0	0 -2,0	0 -3,0	0 -4,0	0 -6,0

Таблиця 1.13– Симетричні граничні відхилення по класах точності для розмірів до 1000 мм, ДСТУ 25670-94

Клас точності	Інтервали номінальних розмірів, мм					
	Понад 0,5 до 3	Понад 3 до 6	Понад 6 до 30	Понад 30 до 120	Понад 120 до 315	Понад 315 до 1000
	Граничні відхилення, мм $\pm t_2 / 2$					
Точний	$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$
Середній	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$
Грубий	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$	$\pm 0,8$	$\pm 1,2$	$\pm 2,0$
Дуже грубий	$\pm 0,15$	$\pm 0,5$	$\pm 1,0$	$\pm 1,5$	$\pm 2,0$	$\pm 3,0$

ЗАДАЧА 1.10

Для шпинделя рис.1.21 визначити граничні відхилення розмірів з невказаними допусками, враховуючи варіант загального запису в технічних вимогах (див. рис.1.21, п. 3) :

Варіанти 1...4, запис п. 3: $-IT_4; +IT_4; \pm t_2 / 2$.

1. 20 ; 2. $\varnothing 18$; 3. 50 ; 4. $\varnothing 35$;

Варіанти 5...8; запис п.3: $-t_2 ; +t_2 ; \pm t_2 / 2$.

5. 220 ; 6. 12 ; 7. 56 ; 8. 6 ;

Варіанти 9...12, запис п.3: $-IT12; +IT12; \pm t_1/2$.

9. 130; 10. 60; 11. $\varnothing 8$; 12. $\varnothing 52$;

Варіанти 13...16; запис п.3: $-t_1; +t_1; \pm t_1/2$.

13. 30; 14. 56; 15. 25; 16. 3.

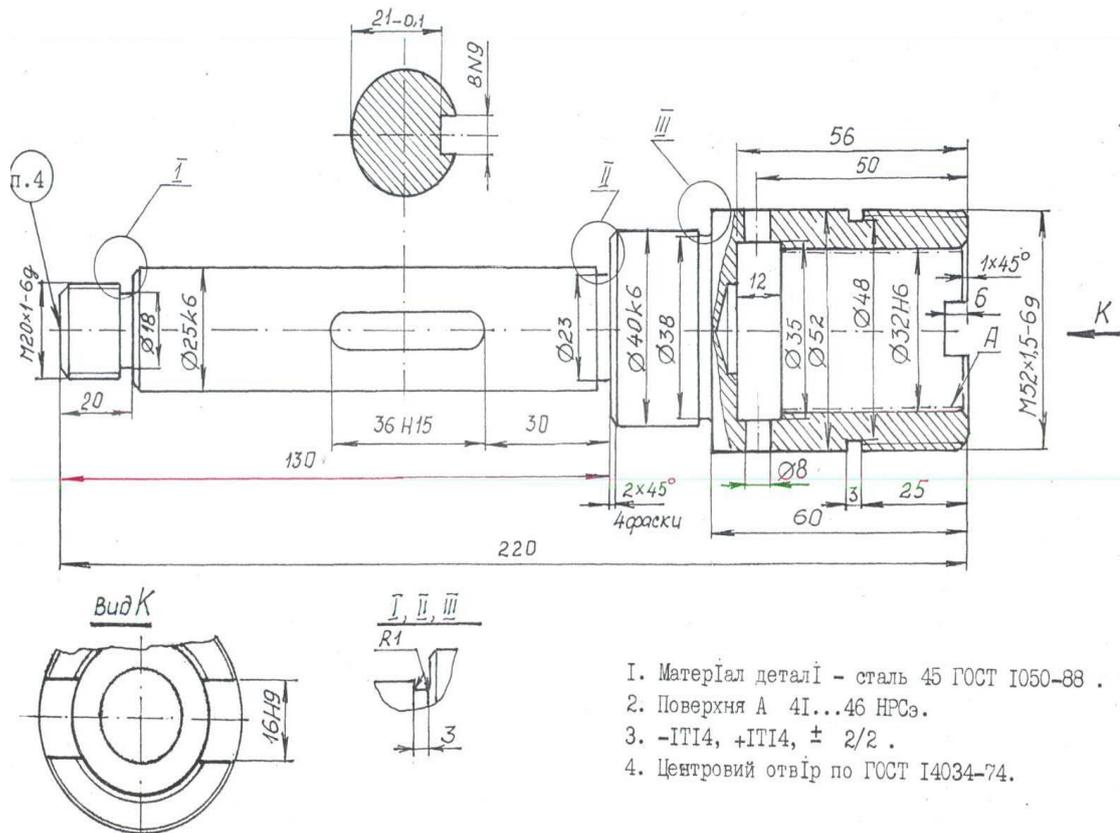


Рисунок 1.21 – Шпиндель

1.8 Запитання для самоконтролю

1. Що таке спряжані поверхні? Навести приклади.
2. Дайте визначення для різних елементів поверхні деталі. Приклади.
3. Що таке номінальний, дійсний та граничні розміри?
4. Поясніть значення використання ДСТУ 6636-94 "Нормальні лінійні розміри" при назначенні номінальних розмірів в машинобудуванні.
5. Дайте визначення понять границь максимуму та мінімуму матеріалу.
6. Що визначають і якими величинами характеризують допуск та поле допуску?
7. Які правила написання відхилень на кресленнях?

8. Що таке посадка, зазор, натяг і які бувають посадки?
9. Якими величинами характеризуються посадки?
10. Задайте для якого-небудь номінального розміру з'єднання відхилення на вал і отвір і для них вичисліть допуски деталей і характеристики отриманої посадки.
11. Що таке допуск посадки?
12. За якими принципами побудована таблиця числових значень стандартних допусків?
13. Що таке одиниця допуску і квалітет? Де їх застосовують.
14. Як порівняти точність декількох номінальних розмірів з різною величиною допуску?
15. Якою є роль основних інтервалів розмірів?
16. Як утворюються різні варіанти полів допусків валів і отворів?
17. Що таке основне відхилення розміру?
18. Як позначаються квалітети, основні відхилення валів, отворів, поля допусків отворів та валів?
19. Дайте визначення понять "основний вал" та "основний отвір".
20. Як змінюється величина стандартного допуску в межах конкретного інтервалу при переході від квалітету IT6 до IT18?
21. Як змінюється величина стандартного допуску для конкретно квалітету, наприклад IT6, при переході від розміру до розміру?
22. Що таке рекомендована посадка? Де такі посадки можна знайти?
23. Перечисліть способи утворення стандартних посадок.
24. Що розуміють під системою отвору і системою валу? Застосування цих систем. Позасистемні посадки і їх застосування.
25. Як позначаються стандартні посадки? Приклади позначення і схеми розташування полів допусків посадок а) системи отвору, б) системи вала, в) позасистемної посадки.
26. Як розміщуються поля допусків основних і неосновних посадочних деталей з'єднань відносно нульової лінії?

27. Як рекомендує ДСТУ 2500-94 вибирати стандартні посадки?
28. Як визначити граничні відхилення розмірів з не вказаними допусками на кресленні?
29. Які квалітети використовують для вільних розмірів?
30. Якими способами можна нормувати точність вільних розмірів ?
31. Де вказується точність вільних розмірів?

Уміти розшифрувати запис у технічних вимогах до креслення стосовно різних елементів на поверхні деталі.

2 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ ВІДХИЛЕНЬ ФОРМИ І РОЗМІЩЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ТА ОСЕЙ

При аналізі точності геометричних параметрів деталей розрізняють поверхні: **номінальні** (тобто ідеальні, які не мають відхилень форми і розмірів), форма яких задана кресленням, і **реальні** (дійсні), які обмежують деталь, відділяючи її від зовнішнього середовища.

Реальні поверхні деталей отримують при обробці або в результаті зміни вигляду при експлуатації машин.

Аналогічно розрізняють номінальний і реальний профіль, номінальне і реальне розміщення поверхонь і осей. Номінальне розміщення поверхні визначається номінальними лінійними і кутовими розмірами між ними і базами або між поверхнями, які розглядаються, якщо бази не вказані.

База - це поверхня, лінія, точка деталі, яка визначає одну з площин або осей системи координат, в відношенні до якої задається допуск розміщення або визначається відхилення розміщення.

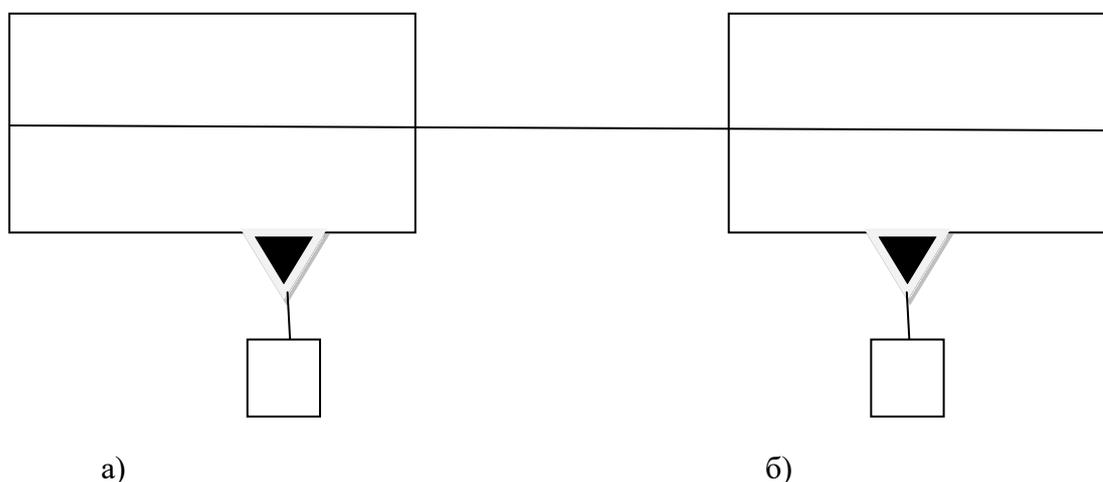


Рисунок 2.1 – Позначення баз
а) базою є вісь симетрії; б) базою є зовнішня поверхня

Профіль поверхні – це лінія перетину поверхні з площиною або заданою поверхнею.

2.1 Відхилення та допуски форми поверхонь

Відхилення форми $EF(\Delta)$ – це невідповідність реальної форми номінальній.

В основу нормування та кількісної оцінки відхилень форми та розміщення поверхонь покладений принцип прилеглих прямих, поверхонь та профілів.

Прилегла пряма - це пряма, яка дотикається до реального профілю поза матеріалом деталі і розміщена відносно реального профілю так, щоб відстань від найвіддаленішої точки його до прилягаючої прямої була найменшою в межах нормованої ділянки (рис.2.2, а).

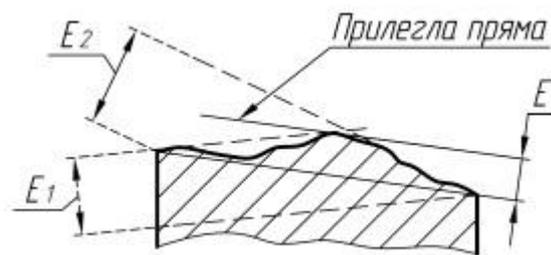


Рисунок 2.2 - Прилегла пряма

Прилегле коло - це коло мінімального діаметру, описане навколо реального профілю зовнішньої поверхні обертання (рис.2.3,а), або максимального діаметру, вписаного в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання (рис,2.3,б).

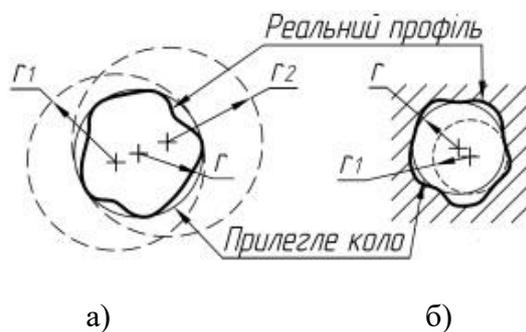


Рисунок 2.3 - Прилеглі кола (а, б)

Прилеглий циліндр - це циліндр мінімального діаметру, описаний навколо реальної зовнішньої поверхні; або максимального діаметру, вписаний в реальну внутрішню поверхню (рис. 2.4).

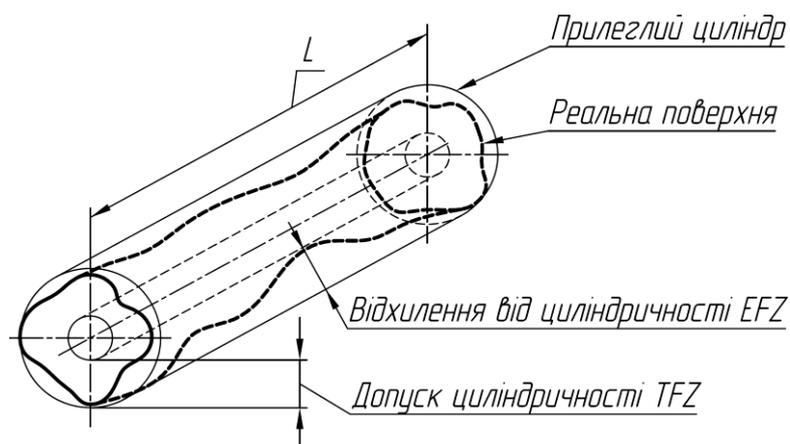


Рисунок 2.4 – Прилеглий циліндр

Прилегла площина - це площина, яка дотикається до реальної поверхні поза матеріалом і розміщена відносно реальної поверхні так, щоб відстань від найвіддаленішої точки реальної поверхні до прилягаючої площини була найменшою в границях нормованої ділянки (рис.2.5).

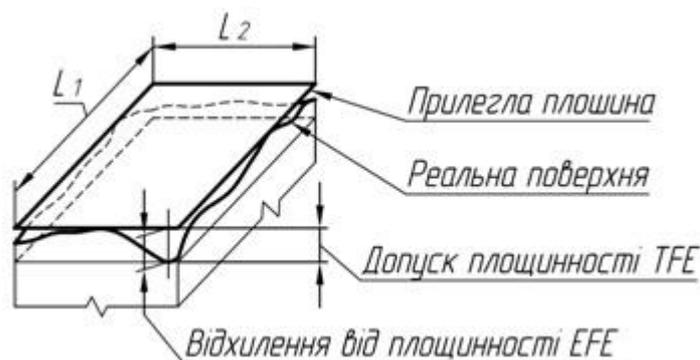


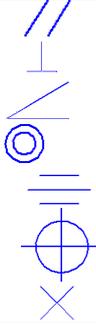
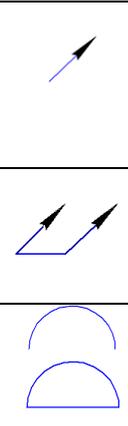
Рисунок 2.5 – Прилегла площина

Прилеглі поверхні та профілі відповідають умовам спряження деталей при посадках з нульовим зазором.

Таблиця 2.1- Умовні позначення допусків форми і розміщення поверхонь (осей) за ДСТУ 2.308:2013

Група допусків	Вид допуску	Знак
Допуски форми	Допуск прямолінійності TFL	—
	Допуск площинності TFE	▭
	Допуск круглості TFK	○
	Допуск циліндричності TFZ	⊘
	Допуск профілю поздовжнього, передвіз TFP	—

Продовження табл.2.1

Допуски розміщення	Допуск паралельності <i>TPA</i> Допуск перпендикулярності <i>TPR</i> Допуск нахилу <i>TPN</i> Допуск співвісності <i>TPC</i> Допуск симетричності <i>TPS</i> Позиційний допуск <i>TPP</i> Допуск перехрещення осей <i>TPX</i>	
Сумарні допуски форми і розміщення	Допуск радіального биття <i>TCR</i> Допуск торцевого биття <i>TCA</i> Допуск биття в заданому напрямку <i>TCD</i> Допуск повного радіального биття <i>TCTR</i> Допуск повного торцевого биття <i>TCTA</i> Допуск форми заданого профілю <i>TCL</i> Допуск форми заданої поверхні <i>TCE</i>	

Кількісно відхилення форми оцінюють найбільшою віддаллю Δ від точок реальної поверхні (профілю) до прилеглої поверхні (профілю) по нормалі до останньої.

Прийняті такі позначення: Δ (*EF*) - відхилення форми або (*EP*) - розміщення поверхонь; *TF* - допуск форми або *TP*- допуск розміщення; *L* - довжина нормованої ділянки.

Обмежується відхилення форми (*EF*) і розташування (*EP*) поверхонь допуском форми (*TF*) і допуском розташування (*TP*) поверхонь.

2.1.1 Відхилення форми циліндричних поверхонь

Розрізняють відхилення, які комплексно обмежують відхилення форми – відхилення від циліндричності (*EFZ*) або в окремих січеннях – відхилення від круглості (*EFK*) і відхилення профілю поздовжнього перерізу (*EFP*).

2.1.1.1 Відхилення від круглості

Відхилення від круглості *EFK* – найбільша відстань від точок реального профілю до прилеглого кола (рис. 2.6, а). Обмежується

відхилення від круглості допуском круглості *TFK*

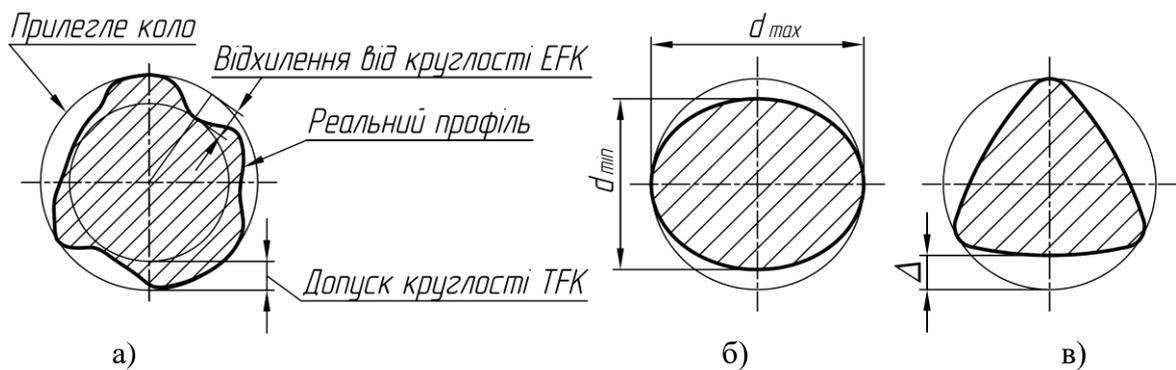


Рисунок 2.6 – Відхилення форми циліндричних поверхонь в поперечному перерізі

Окремими видами відхилень від круглості є овальність і огранювання.

Овальність - це відхилення від круглості при якому реальний профіль представляє собою овалоподібну фігуру, найбільший і найменший діаметри якої знаходяться у взаємно перпендикулярних напрямках (рис. 2.6,б). Овальність виникає внаслідок биття шпинделів верстатів.

Огранювання - це відхилення від круглості, при якому реальний профіль представляє собою багатогранну фігуру (рис.2.6,в). Виникає внаслідок зміни положення миттєвого центру обертання при без центровому шліфуванні.

Визначається відхилення від круглості

$$EFK = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2} \quad (2.1)$$

Нормування окремих видів відхилення від круглості слід обмежувати. Умовні позначення на кресленнях для них не передбачені. При необхідності допуски окремих видів відхилення від круглості вказують текстом в технічних вимогах, наприклад: "Допуск овальності поверхні А -0,01 мм, допуск огранювання - 0,006 мм.

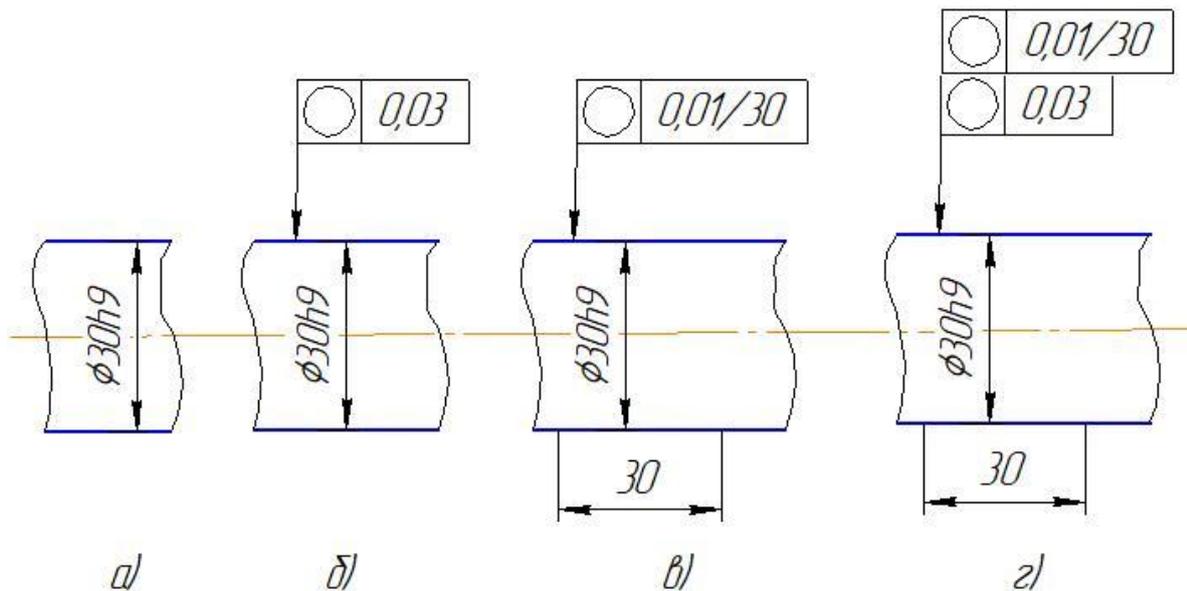


Рисунок 2.7 – Позначення на кресленні відхилення від круглості

- а) відхилення форми невказане;
- б) відхилення від круглості не перевищує 0,03 мм на всій довжині деталі;
- в) відхилення від круглості не перевищує 0,01 мм на нормованій ділянці в 30 мм;
- г) відхилення від круглості не перевищує 0,01 мм на нормованій ділянці в 30 мм і 0,03 мм на всій решті довжині деталі.

2.1.1.2 Відхилення профілю поздовжнього перерізу

Відхилення профілю поздовжнього перерізу *EFP* – найбільша відстань від точок твірних реальної поверхні, що лежать в площині, яка проходить через її вісь, до відповідної сторони прилеглого профілю в межах нормованої ділянки (рис. 2.8, а).

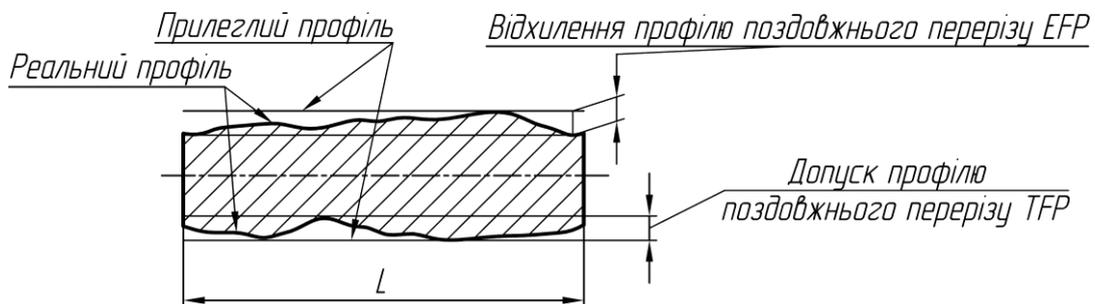


Рисунок 2.8 – Відхилення форми циліндричних поверхонь у поздовжньому перерізі

Окремими видами відхилення профілю поздовжнього перерізу є конусоподібність, бочкоподібність та сідлоподібність.

Конусоподібність – це відхилення профілю поздовжнього перерізу, при якому твірні прямолінійні, але не паралельні (рис 2.9, а)

Бочкоподібність - це відхилений профілю поздовжнього перерізу, при якому твірні непрямолинійні і діаметри збільшуються від країв до середини перерізу (рис.2.9, б).

Сідлоподібність - відхилення профілю поздовжнього перерізу, при якому твірні непрямолинійні і діаметри зменшуються від країв до середини перерізу (рис.2.9, в).

Умовні позначення окремих видів відхилення профілю поздовжнього перерізу стандартами не передбачені. При необхідності допуски окремих видів відхилень вказують текстом в технічних вимогах.

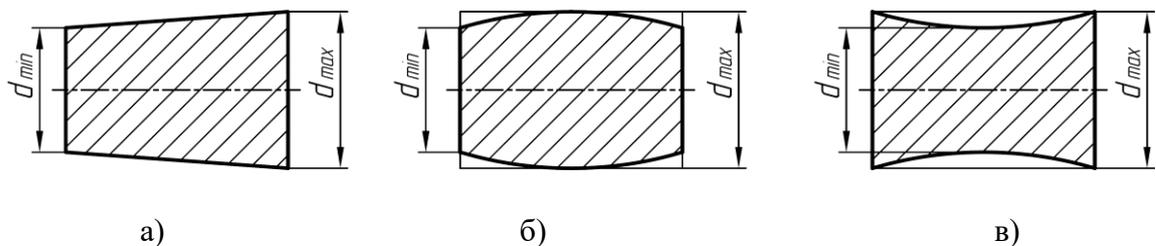


Рисунок 2.9 – Окремі випадки відхилення профілю поздовжнього перерізу

Визначається відхилення профілю поздовжнього перерізу

$$EFP = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2} \quad (2.2)$$

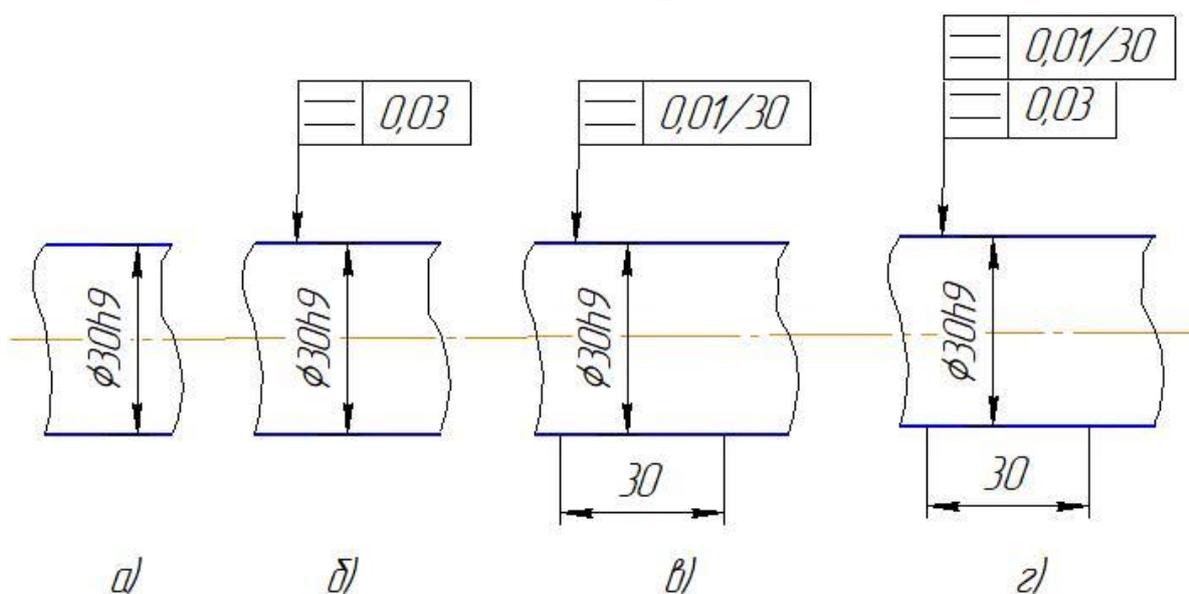


Рисунок 2.10 – Позначення на кресленні відхилення профілю поздовжнього перерізу

- а) відхилення форми не вказане;
- б) відхилення профілю поздовжнього перерізу не перевищує 0,03 мм на всій довжині деталі;
- в) відхилення профілю поздовжнього перерізу не перевищує 0,01 мм на нормованій ділянці в 30 мм;
- г) відхилення профілю поздовжнього перерізу не перевищує 0,01 мм на нормованій ділянці в 30 мм і 0,03 мм на всій решті довжині деталі.

2.1.1.3 Відхилення від циліндричності

Відхилення від циліндричності *EFZ* - найбільша віддаль Δ від точок реальної поверхні до прилеглого циліндра в межах нормованої ділянки (рис.2.11). На рис.2.11 показане поле допуску циліндричності, яке визначається простором, обмеженим співвісними циліндрами 1 і 2, віддаленими один від одного на віддалі, що дорівнює допуску циліндричності *TFZ*.

Допуск циліндричності застосовується в основному тоді, коли потрібно комплексно обмежити сукупність відхилень форми всієї поверхні, а не відхилень в окремих перерізах, як допуск круглості або допуск профілю поздовжнього перерізу.

При відсутності вказівки про допуски форми для спряжених поверхонь відхилення від циліндричності обмежуються полем допуску діаметра на довжині, яка дорівнює довжині спряження.

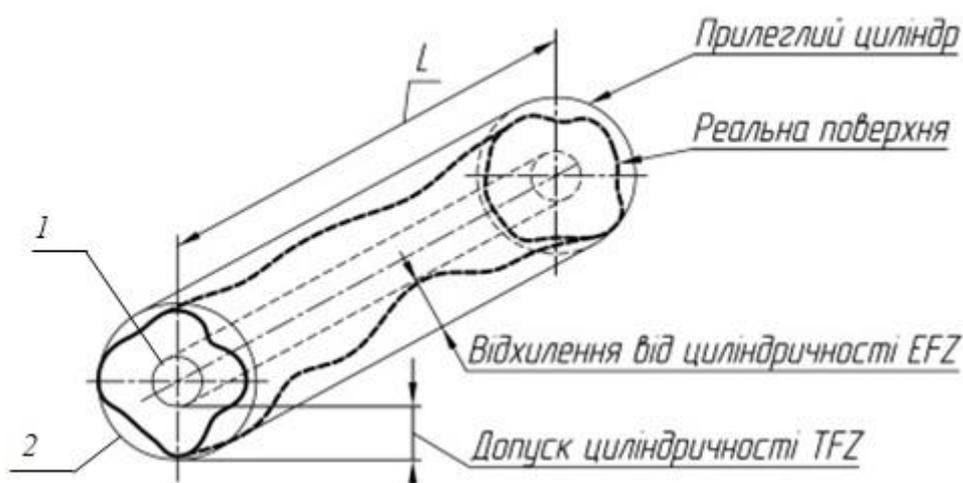


Рисунок. 2.11 – Відхилення циліндричності

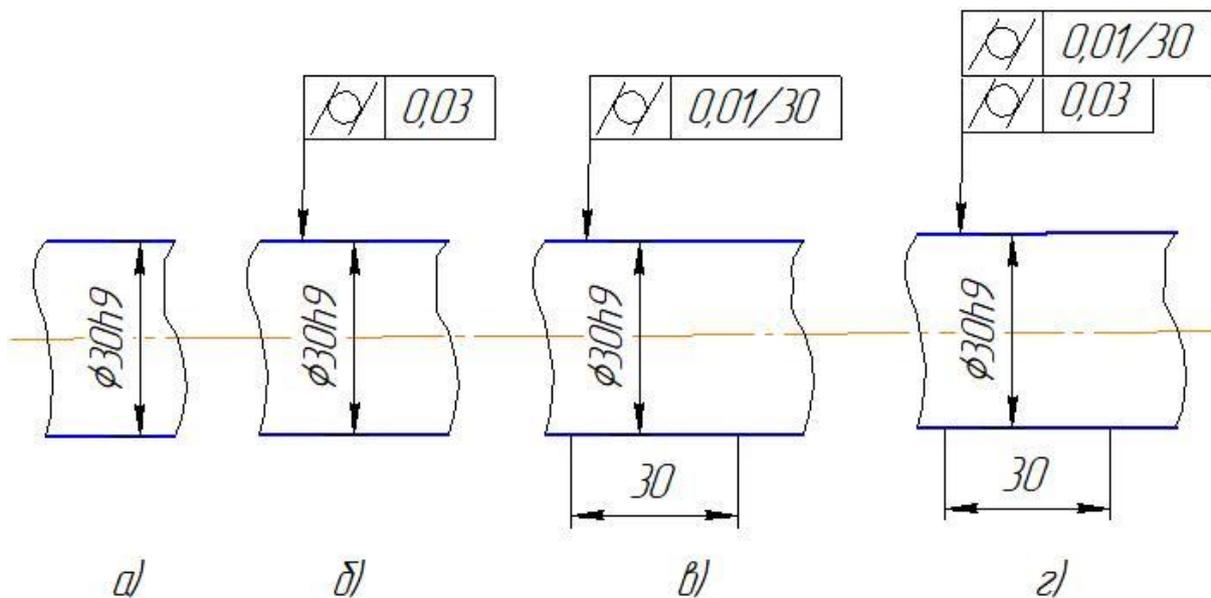


Рисунок 2.12 – Позначення на кресленні відхилення від циліндричності

- а) відхилення форми невказане;
- б) відхилення від циліндричності не перевищує 0,03 мм на всій довжині деталі;
- в) відхилення від циліндричності не перевищує 0,01 мм на нормованій ділянці в 30 мм;
- г) відхилення від циліндричності не перевищує 0,01 мм на нормованій ділянці в 30 мм і 0,03 мм на всій решті довжині деталі.

2.2 Нормування допусків форми та розташування поверхонь

Основні терміни і визначення нормуються ДСТУ 2498-94 Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення. Значення допусків форми і розташування поверхонь регламентуються ДСТУ 24643-94. Для усіх видів відхилень форми та розташування поверхонь передбачено 16 ступенів точності .

Не вказані допуски форми та розташування (допуски так званих інших або «грубих» поверхонь) опосередковано обмежуються допусками розмірів і повинні відповідати ДСТУ ISO 2768-2-2001.

Вибір допусків форми залежить від конструктивних та технологічних вимог до виробу та залежить від величини допуску розміру. Допуски форми (циліндричності, круглості, профілю позовжнього перерізу, площинності, прямолінійності), а також допуск паралельності призначаються тільки у випадках, коли вони повинні бути меншими за допуск розміру.

Відхилення розташування такі, як відхилення від перпендикулярності, від симетричності, від співвісності, від перетину осей, радіальне та торцеве биття не є частиною допуску розміру.

Для полегшення вибору числових значень допусків рекомендуються рівні відносної геометричної точності, які характеризуються співвідношеннями між допуском розміру та допуском форми або розташування.

Для полегшення вибору числових значень допусків рекомендуються рівні відносної геометричної точності, які характеризуються співвідношеннями між допуском розміру та допуском форми або розташування.

2.2.1 Рівні відносної геометричної точності

1 Допуск форми обмежується допуском на розмір

$$\frac{2T_{\phi}}{T_D(T_d)} \cdot 100\% = 100\% \quad (2.3)$$

де T_{ϕ} – допуск форми,

T_D - допуск отвору,

T_d – допуск валу.

$$T_{\phi} = 0,5T_D(T_d)$$

Приклади застосування:

а) з'єднання з зазором повинні забезпечити лишень складання, взаємне переміщення деталей відсутнє;

б) з'єднання з натягом і перехідні посадки працюють у вузлах до яких не ставиться особливих вимог до точності центрування або міцності спряження.

2. Нормальна відносна геометрична точність (A)

$$A = \frac{2T_{\phi}}{T_D(T_d)} \cdot 100\% = 60\% \quad (2.4)$$

$$T_{\phi} = 0,3T_D(T_d)$$

Приклади застосування:

а) з'єднання з зазором працюють при невеликих швидкостях відносних переміщень, при невеликих навантаженнях, особливих вимог до плавності ходу не ставиться;

б) з'єднання з натягом і перехідні посадки працюють у вузлах, де необхідне часте розбирання і повторне складання, підвищені вимоги до точності центрування.

3. Підвищена відносна геометрична точність (B)

$$B = \frac{2T_{\phi}}{T_D(T_d)} \cdot 100\% = 40\% \quad (2.5)$$

$$T_{\phi} = 0,2T_D(T_d)$$

Приклади застосування:

а) з'єднання з зазором працюють при середніх швидкостях відносних переміщень, при середніх навантаженнях, при підвищених вимогах до плавності ходу;

б) з'єднання з натягом і перехідні посадки працюють при дії середніх навантажень і вібрацій, при підвищених вимогах до точності і міцності.

4. Підвищена відносна геометрична точність (C)

$$C = \frac{2T_{\phi}}{T_D(T_d)} \cdot 100\% = 25\% \quad (2.6)$$

$$T_{\phi} = 0,125T_D(T_d)$$

Приклади застосування:

а) з'єднання з зазором працюють при високих швидкостях відносних переміщень, при високих навантаженнях, при високих вимогах до плавності ходу;

б) з'єднання з натягом і перехідні посадки працюють при дії великих навантажень і вібрацій, при високих вимогах до точності і міцності.

ЗАДАЧА 2.1

Для деталей з'єднання $\text{Ø}120\frac{H7}{c8}$, яке працює для забезпечення лишень складання, взаємне переміщення деталей відсутнє, назначити допуск круглості.

Розв'язок:

Вибір допусків форми, зокрема допуску круглості залежить від конструктивних і технологічних вимог, від умов роботи деталей з'єднання у виробі, а також пов'язаний із величиною допуску розміру.

$$\text{Ø}120\frac{H7}{c8} \left(\begin{array}{c} +0,035 \\ -0,180 \\ -0,234 \end{array} \right) - \text{з'єднання з зазором.}$$

За умовами роботи вибираємо відносну геометричну точність, коли допуск форми обмежується допуском на розмір

$$\frac{2T_{\phi}}{T_D(T_d)} \cdot 100\% = 100\%$$

$$T_{\phi} = 0,5T_D(T_d)$$

$$\text{Ø}120H7 \cdot T_{FK} = 0,5T_D = 0,5 \cdot 0,035 = 0,0175 \text{ мм};$$

$$\text{Ø}120c8 \cdot T_{FK} = 0,5T_d = 0,5 \cdot 0,054 = 0,027 \text{ мм}.$$

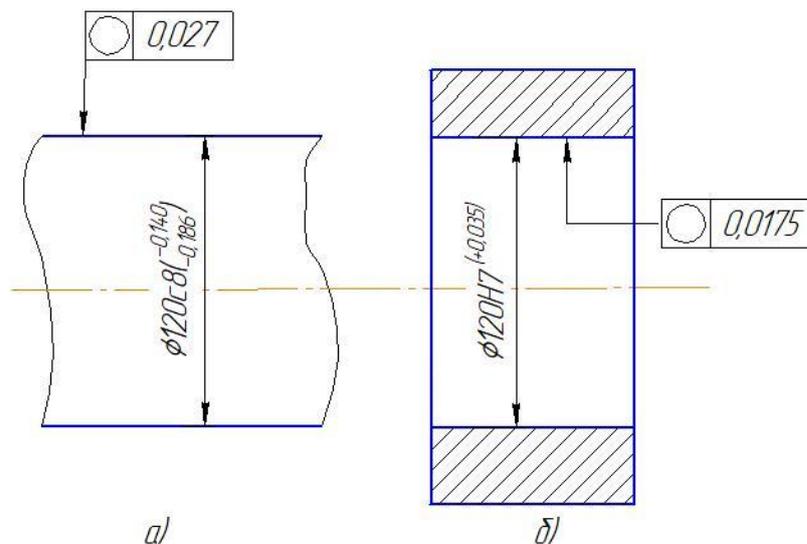


Рисунок 2.13 – Ескізи деталей з'єднання $\text{Ø}120\frac{H7}{c8}$

ЗАДАЧА 2.2

Для деталей з'єднання $\varnothing 25 \frac{N9}{f7}$, яке працює в умовах частого розбирання і повторного складання підвищених вимогах до точності центрування, назначити допуск циліндричності.

Розв'язок:

$$\varnothing 25 \frac{N9}{f7} \left(\begin{array}{c} -0,052 \\ -0,020 \\ -0,041 \end{array} \right) - \text{перехідна посадка}$$

Для з'єднань яке працює в умовах частого розбирання і повторного складання підвищених вимогах до точності центрування, рекомендовано назначити нормальну (А) відносну геометричну точність, для якої середнє співвідношення допуску форми (T_ϕ) і допуску розміру (T) дорівнює:

$$A = \frac{2T_\phi}{T_D(T_d)} \times 100\% = 60\%$$

Степінь точності форми циліндричних поверхонь рекомендовано вибирати в залежності від якості точності розміру поверхні і рівня відносної геометричної точності ГОСТ 24643-81 (додаток А, табл.А1).

Величини допусків форми знаходять за ДСТУ 24643-94 (додаток А, табл.А2), враховуючи номінальний розмір з'єднання і вибрану степінь точності форми.

Таблиця 2.2 – Допуски форми поверхонь $\varnothing 25N9$ і $\varnothing 25f7$

Поверхня	Рівень відносної геометричної точності $\frac{2T_\phi}{T_d(T_D)} \times 100\%$	Квалітет	Степінь точності форми	Допуск форми, мм
$\varnothing 25N9$	60%	IT9	8	0.016
$\varnothing 25f7$	60%	IT6	5	0,006

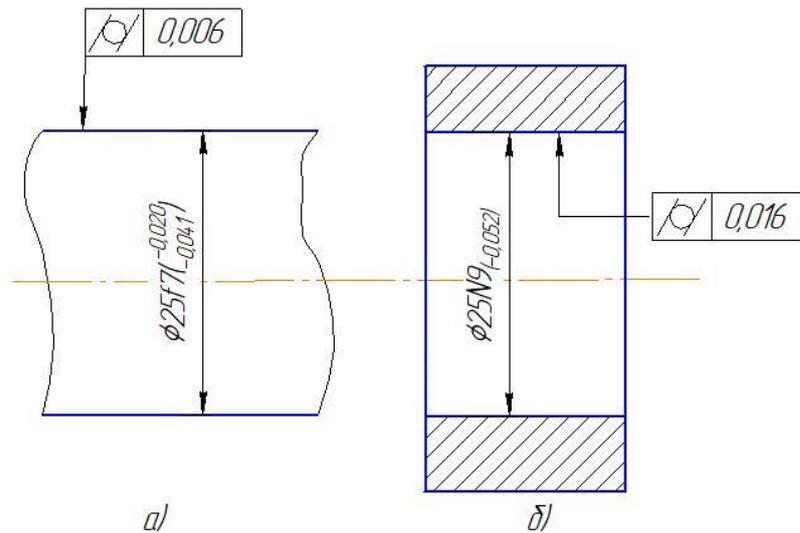


Рисунок 2.14 – Ескізи деталей з'єднання $\phi 25 \frac{N9}{f7}$

2.3 Залежні та незалежні допуски

Незалежний допуск – це допуск, числове значення, якого постійне для усіх деталей, що виготовляються за даним кресленням і який не залежить від дійсних розмірів нормованого або базового елементів.

Залежним (T_M) називається змінний допуск розміщення або форми, мінімальне значення (T_{Mmin}) якого вказане на кресленні або в технічних вимогах і яке допускається перевищити на величину, яка дорівнює відхиленню дійсного розміру від прохідної межі (для вала – d_{max} ; для отвору – D_{min}). Дійсне значення залежного допуску (T_{M0}) форми або розташування своє у кожній конкретній деталі

Залежними можуть призначатись:

- допуск прямолінійності осі циліндричної поверхні;
- допуск площинності поверхні симетрії плоских елементів.

Залежними можуть призначатись:

- допуск перпендикулярності осі (або площини симетрії) відносно площини або осі;
- допуск нахилу осі (або площини симетрії) відносно площини або осі;
- допуск співвісності;
- допуск симетричності;

- допуск перетину осей;
- позиційний допуск осі або площини симетрії.

Залежні допуски призначають тільки для елементів (їхніх осей або площин симетрії), які є отворами або валами. Як правило, вони призначаються, коли необхідно забезпечити складання деталей із зазором між спряженими елементами.

Дійсне значення залежного допуску розташування ($TP_{M\delta}$), заданого в діаметральному виразі, для конкретної деталі визначається:

для отвору

$$TP_{M\delta} = T_{M \min} + D_{\delta} - D_{np.m.} \quad (2.7)$$

для валу

$$TP_{M\delta} = T_{M \min} + d_{np.m.} - d_{\delta} \quad (2.8)$$

де $T_{M \min}$ – мінімальне значення залежного допуску, задане на кресленні
 D_{\min} , d_{\max} – границя розміру розглядуваного елемента (отвору та вала);
 $D_{np.m.}$, $d_{np.m.}$ - прохідні межі отвору і валу ($D_{np.m.} = D_{\min}$; $d_{np.m.} = d_{\max}$).

Максимальне значення залежного допуску розташування ($TP_{M \max}$) заданого в діаметральному виразі

для отвору

$$TP_{M \max} = T_{M \min} + T_D \quad (2.9)$$

для валу

$$TP_{M \max} = T_{M \min} + T_d \quad (2.10)$$

Дійсне значення залежного допуску розташування ($TP_{M\delta}$), заданого в радіусному вираженні, для конкретної деталі визначається:

для отвору

$$TP_{M\delta} = T_{M \min} + \frac{D_{\delta} - D_{np.m.}}{2} \quad (2.11)$$

для валу

$$TP_{M\delta} = T_{M \min} + \frac{d_{np.m.} - d_{\delta}}{2} \quad (2.12)$$

Максимальне значення залежного допуску розташування ($TP_{M \max}$)

заданого в радіусному виразі

для отвору

$$TP_{M \max} = T_{M \min} + \frac{T_D}{2} \quad (2.13)$$

для валу

$$TP_{M \max} = T_{M \min} + \frac{T_d}{2} \quad (2.14)$$

ЗАДАЧА 2.3

Знайти максимальний допуск співвісності

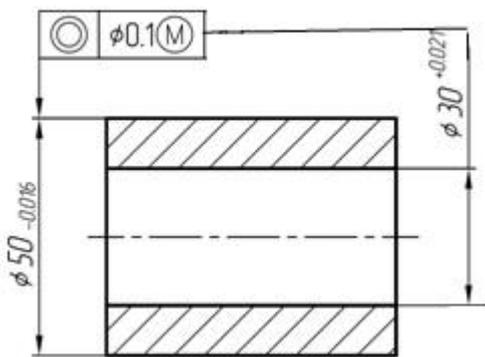
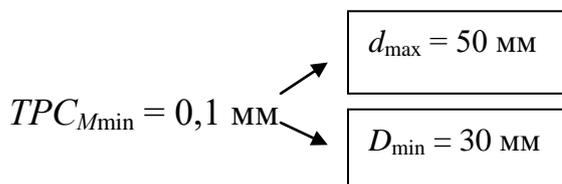


Рисунок 2 14 – Завдання до задачі 2.3

Розв’язок

Умова залежного допуску поширюється на зовнішню циліндричну поверхню $\varnothing 50_{-0,016}$ і отвір $\varnothing 30^{+0,021}$. Деталь повинна задовольняти наступним вимогам: діаметри зовнішньої циліндричної поверхні повинні знаходитись в межах від $d_{\min} = 49,984$ мм до $d_{\max} = 50$ мм (допуск вала $T_d = 0,016$ мм), діаметри отвору повинні знаходитись в межах від $D_{\min} = 30$ мм до $D_{\max} = 30,021$ мм (допуск отвору $T_D = 0,021$ мм).

Допуск співвісності становитиме $TP_{C_{M\min}} = 0,1$ мм (мінімальне значення залежного допуску) при діаметрі зовнішньої циліндричної поверхні $d_{\max} = 50$ мм і отвору $D_{\min} = 30$ мм



Максимальне значення залежного допуску буде визначатись

$$TPC_{M \max} = TPC_{M \min} + \frac{T_D + T_d}{2} = 0,1 + \frac{0,021 + 0,016}{2} = 0,1185 \text{ мм}$$

КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ ВІДХИЛЕННЯ ТА ДОПУСКИ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ ЗАВДАННЯ 1

1. Дайте визначення поняття «номінальна поверхня» (0,5 б.).
2. Прочитайте позначення, див. рис. 1, а. (1,5 б.).
3. Дайте визначення поняття «нормальна відносна геометрична точність» (1 б)
4. Яке найбільше значення TPC_{\max} можна допустити, якщо $D\delta=90,01\text{мм}$, $d\delta=29,97\text{ мм}$ (див. рис. 1, б) (2 б).

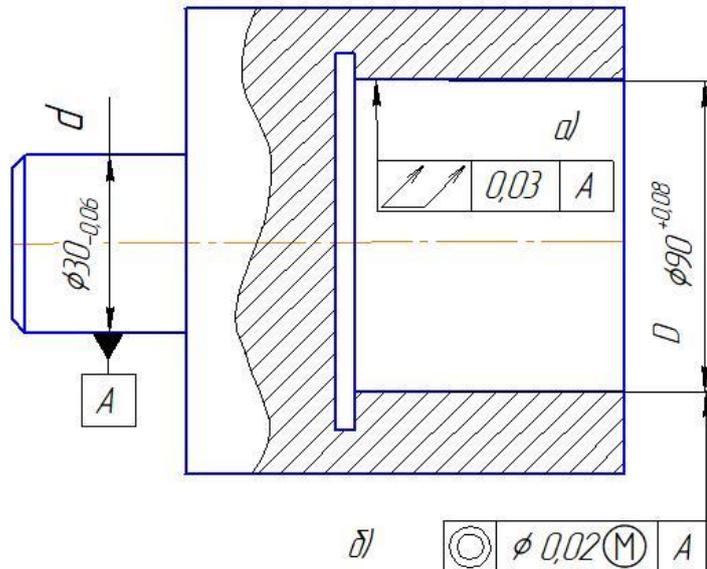


Рисунок 1

ЗАВДАННЯ 2

1. Дайте визначення поняття «реальна поверхня» (0,5 б.).
2. Прочитайте позначення, див. рис. 2, а. (1,5 б.).

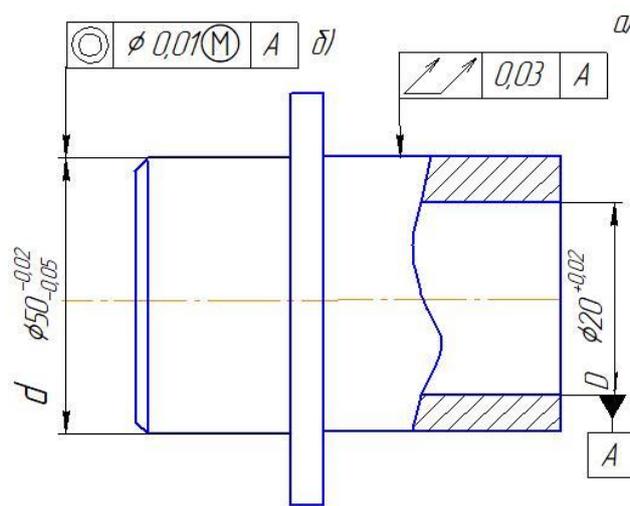


Рисунок 2

3. Дайте визначення поняття «відносна геометрична точність висока» (16)
4. Визначте максимальне значення TPC_{max} (див. рис. 2, б) (2 б).

ЗАВДАННЯ 3

1. Дайте визначення поняття «база». Як позначають на кресленнях базову поверхню, базову площину симетрії, базову вісь або точку? (0,5 б).
2. Прочитайте позначення, див. рис. 3. (1 б.)
3. Яким має бути допуск форми TFK (див. рис.3), якщо форма поверхні має відповідати нормальній відносній геометричній точності (1 б)/
4. Яким значенням дійсних розмірів $d\delta$ та $D\delta$ відповідає допуск розміщення $TPC=0,01$ мм (див. рис. 3).?(2,5 б).

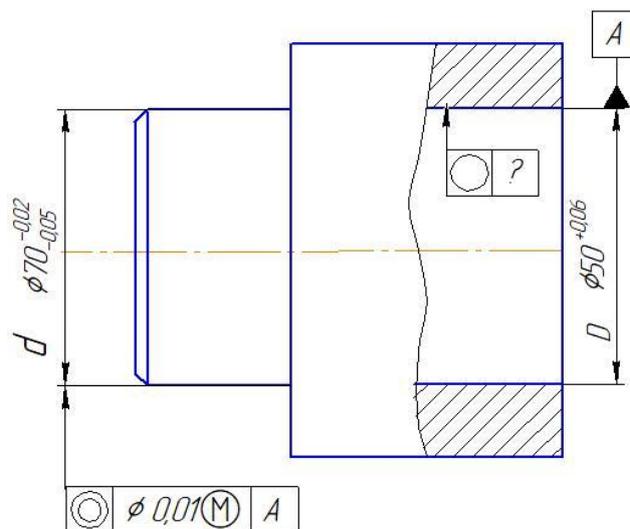


Рисунок 3

ЗАВДАННЯ 4

1. Дайте визначення поняття «відхилення форми поверхні (або профілю)». Як позначається відхилення форми і в яких межах може знаходитись? Перечисліть комплексні допуски форми, передбачені в стандартах (1 б.).
2. Прочитайте позначення, див. рис. 4, а. (1 б.).
3. Яким має бути допуск розміщення T_{PA} (див. рис.4, а), якщо потрібна нормальна відносна геометрична точність розміщення (1,5 б.).
4. Яким значенням дійсних розмірів $D_1\delta$ та $D_2\delta$ відповідає допуск розміщення $T_{PC}=0,02$ мм (див. рис. 4, б).?(1,5 б).

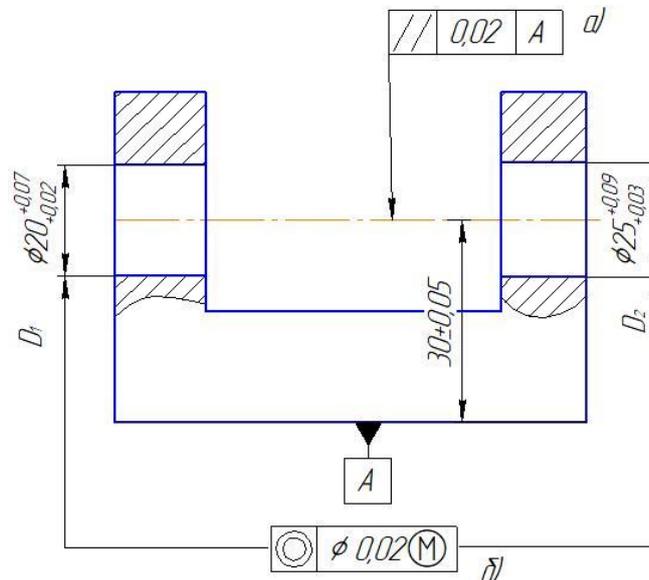


Рисунок 4

ЗАВДАННЯ 7

1. Дайте визначення поняття «прилягаюча площина». Зробіть пояснюючий рисунок (1 б.).
2. Що означає термін «нормальна відносна геометрична точність»? (1 б)
3. Прочитайте позначення, див. рис. 7, а. (1 б.).
4. Обчисліть максимальну величину T_{PCmax} (див. рис. 7, б). До яких розмірів $D_1\delta$ та $D_2\delta$ відноситься T_{PCmax} ? (2 б).

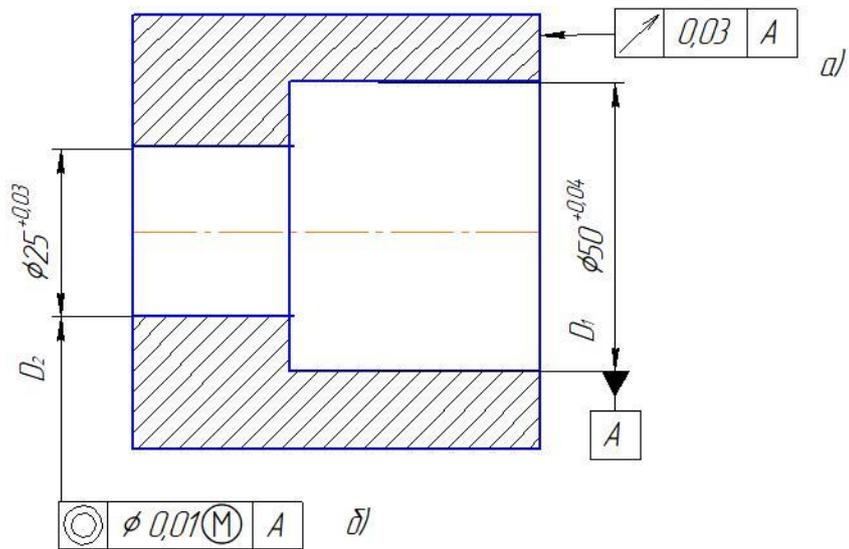


Рисунок 7

ЗАВДАННЯ 9

1. Дайте визначення поняття «відхилень від круглості поверхні». Як позначити на кресленні? В яких межах може знаходитись відхилення від круглості, якщо допуск круглості на кресленні не вказаний? (1 б.).
2. Прочитайте позначення, див. рис. 9, а. (0,5 б.).
3. Яким має бути допуск форми *TFZ* (див. рис.9, а), якщо форма поверхні має відповідати нормальній відносній геометричній точності (1,5 б.).
4. Обчисліть найбільше допустиме значення *TPCmax*, якщо при вимірюванні деталі отримано розміри $Dd=100,02$ мм, $dd = 119,98$ мм (див. рис. 9, б) (2 б.).

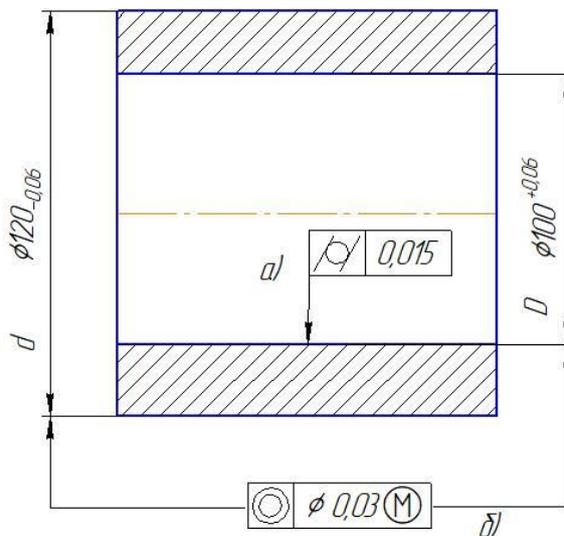
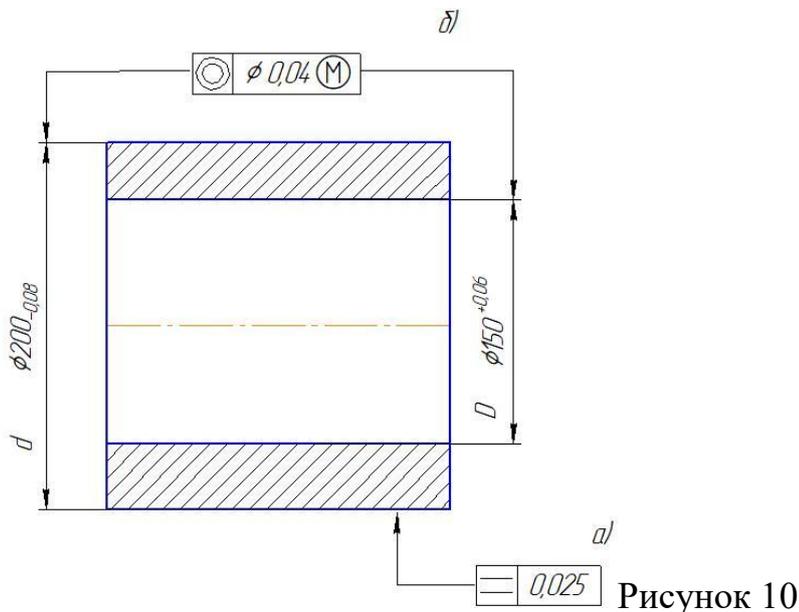


Рисунок 9

ЗАВДАННЯ 10

1. Перечисліть окремі види відхилень від круглості. Як їх позначити на кресленні? Як їх визначити при вимірюванні деталі? В яких межах може коливатись відхилення від круглості? (1 б.).
2. Прочитайте позначення, див. рис. 10, а. (0,5 б.).
3. Яким має бути допуск форми *TFP* (див. рис.10, а), якщо форма поверхні має відповідати підвищеній відносній геометричній точності (1,5 б.).
4. Обчисліть найбільше допустиме значення *TPCmax*, якщо при вимірюванні деталі отримано розміри $Dd=150,02$ мм, $dd =199,96$ мм (див. рис. 10, б) (2 б.).



ЗАВДАННЯ 11

1. Перечисліть окремі види відхилень профілю поздовжнього перерізу. Як їх позначити на кресленні? Як їх визначати при вимірюванні деталі? В яких межах може коливатись відхилення профілю поздовжнього перерізу (окремі види) (1 б.).
2. Що означає термін «висока відносна геометрична точність»? (0,5б)
3. Прочитайте позначення, див. рис. 11, а. (1,5 б.).
4. Обчисліть найбільше значення допуску розміщення *TPCmax* (див. рис.

11, б). До яких розмірів Dd та dd він відноситься?(2 б).

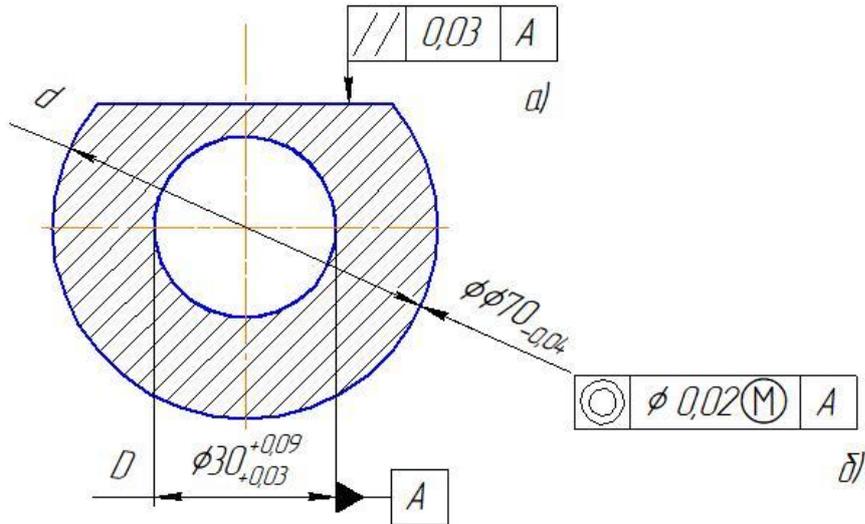


Рисунок 11

ЗАВДАННЯ 12

1. Дайте визначення поняття «відхилення профілю поздовжнього перерізу». Як позначити на кресленні? В яких межах може знаходитись відхилення профілю поздовжнього перерізу? (1 б.).
2. Що означає термін «висока відносна геометрична точність»? (0,5б)
3. Прочитайте позначення, див. рис. 12, б. (1,5 б.).
4. Яким розмірам Dd та Bd відповідає допуск розміщення $TPS=0,02$ мм (див. рис. 12, б).?(2 б).

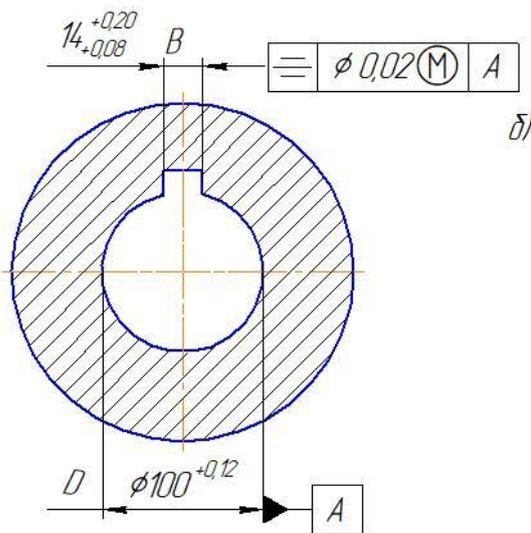


Рисунок 12

ЗАВДАННЯ 13

1. Дайте визначення поняття «відхилення розміщення поверхні». Як

- позначаються відхилення розміщення поверхонь? Перечисліть допуски розміщення, передбачені стандартом (1 б.).
- Прочитайте позначення, див. рис. 13, а. (0,5 б.).
 - Яким має бути допуск розміщення TPA при нормальній відносній геометричній точності розміщення (див. рис.13, а), (1,5 б.).
 - Обчисліть найбільше значення допуску розміщення TPS_{max} (див. рис. 13, б). До яких розмірів Dd та bd відноситься цей допуск?(2 б).

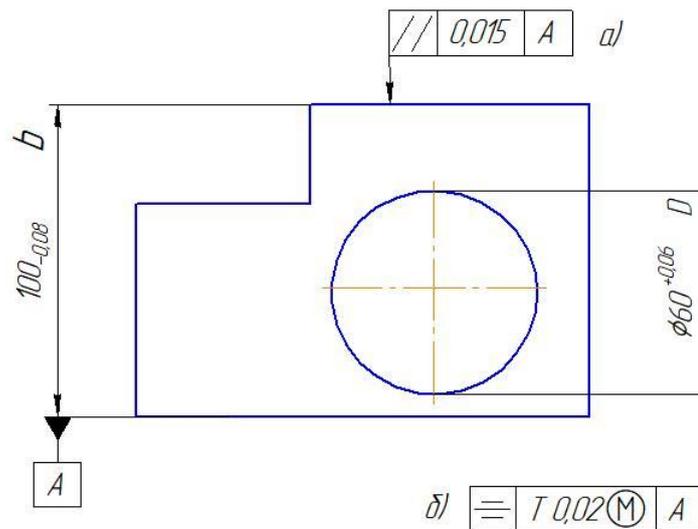


Рисунок 13

ЗАВДАННЯ 17

- Дайте визначення поняття «відхилення профілю поздовжнього перерізу». Як позначити на кресленні? В яких межах може знаходитись відхилення профілю поздовжнього перерізу, якщо допуск профілю поздовжнього перерізу на кресленні не вказаний? (2 б.).
- Що означає термін «нормальна відносна геометрична точність»? (0,5б)
- Прочитайте позначення, див. рис. 17, а. (1 б.).
- Яким розмірам Dd та bd відповідає допуск розміщення $TPS=0,01$ мм (див. рис. 17, б).?(1,5 б).

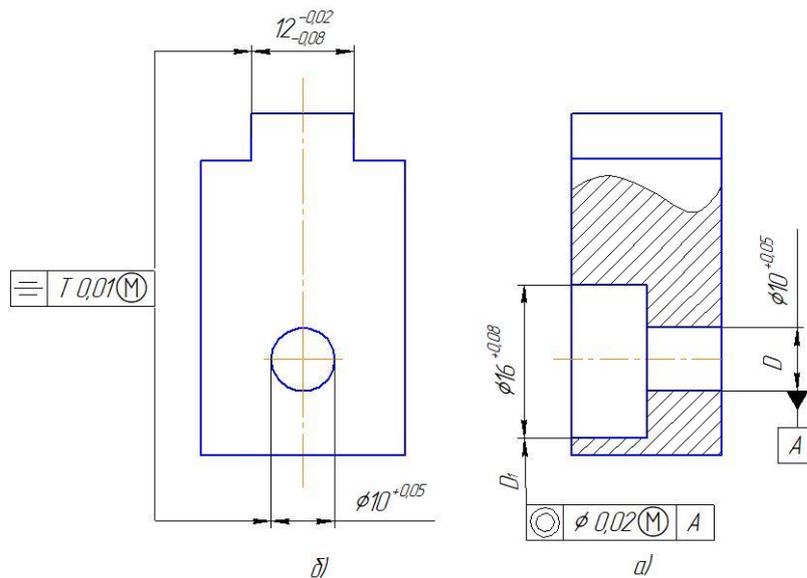


Рисунок 17

ЗАВДАННЯ 18

1. Перечисліть окремі види відхилень профілю поздовжнього перерізу. Як їх позначити на кресленні? Як їх визначати при вимірюванні? (1 б.).
2. Яким має бути допуск форми *TFE* поверхні *Б*, якщо прийнято, що відносна геометрична точність має бути підвищеною (див. рис.18, а) (16.)
3. Прочитайте позначення, див. рис. 18, б. (1 б.).
4. Обчисліть найбільше значення допуску розміщення TPS_{max} (див. рис. 18, б). При яких значеннях розмірам Dd та bd він допускається?(2 б).

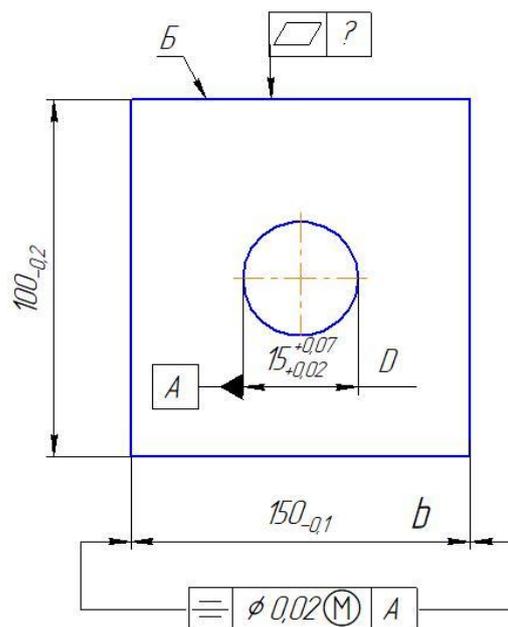


Рисунок 18

2.4 Запитання для самоконтролю

1. Що називають відхиленням форми, допуском форми та полем допуску форми? Дайте визначення.

2. Назвіть види допусків та відхилень форми. Наведіть приклади умовного позначення.

3. Від яких поверхонь та профілів оцінюються відхилення форми циліндричних поверхонь? Дайте визначення.

4. Від яких поверхонь та профілів оцінюються відхилення форми плоских поверхонь? Дайте визначення.

5. Які є комплексні та окремі відхилення форми поверхонь і як визначається комплексне відхилення форми? Як комплексні та окремі відхилення форми задаються на кресленні?

6. Що називають відхиленням розташування, допуском розташування та полем допуску розташування? Дайте визначення. Назвіть види допусків та відхилень розташування. Наведіть приклади умовного позначення.

7. В чому полягає відмінність між допусками позначеними знаками \emptyset , R , T , та $T/2$?

8. Які допуски можуть задаватись на кресленнях в діаметральному або радіусному вираженні? Якими позначеннями?

9. Що називають незалежним і залежним допусками? Для яких елементів деталі можуть призначатись залежні допуски? Як визначаються максимальний та дійсний залежні допуски розташування?

10. Що називають сумарними відхиленнями форми та поверхонь, сумарним допуском форми та розташування поверхонь, та сумарним полем допуску форми та розташування поверхонь? Дайте визначення. Назвіть види сумарних допусків та відхилень форми та розташування поверхонь. Наведіть приклади умовного позначення.

11. Правила умовного позначення допусків форми та розташування на кресленнях?

12. Які співвідношення між допуском розміру та допуском форми або розташування встановлено для рівнів відносної геометричної точності?

3 КАЛІБРИ ГЛАДКІ ДЛЯ РОЗМІРІВ ДО 500 мм

На практиці придатність дійсних розмірів встановлюють або шляхом їх вимірювання, або шляхом контролю.

Виміряти – значить визначити дійсний розмір із заданою точністю в прийнятих лінійних одиницях за допомогою якого-небудь універсального вимірного засобу. Порівнявши виміряні в декількох січеннях розміри з граничними, роблять висновок про придатність деталі. Такий метод використовують в одиничному і дрібносерійному виробництві, при ремонтах і експериментальних роботах.

Проконтролювати – значить встановити факт придатності чи непридатності розміру, що часто можливе без визначення його дійсної величини. Методи контролю поділяються на пасивні і активні.

Пасивні методи контролю констатують придатність чи брак виготовлених деталей.

Активні методи контролюють хід технологічного процесу, при цьому видається попередження – сигнал для підналагодження даного технологічного процесу, який надходить до моменту появи браку і часто служить керуючим.

Основними і найбільш розповсюдженими засобами контролю деталей в машинобудуванні є калібри.

Калібр – засіб контролю, що відтворює геометричні параметри елементів виробу і контактує з елементом виробу по поверхнях лініях або точкам.

Конструювання калібрів базується на принципі подібності, згідно з яким прохідні калібри повинні бути прототипом спряженої деталі і контролювати в комплексі різні види похибок

Граничні калібри обмежують не один розмір, а два: найбільший і найменший граничні розміри. Придатність деталі при контролі граничними калібрами визначається послідовним спряженням прохідного і непрохідного розмірів калібру з поверхнею деталі. Приклад контролю отвору калібрами-пробками – на рис.3.1, калібрами-скобами – рис. 3.2.

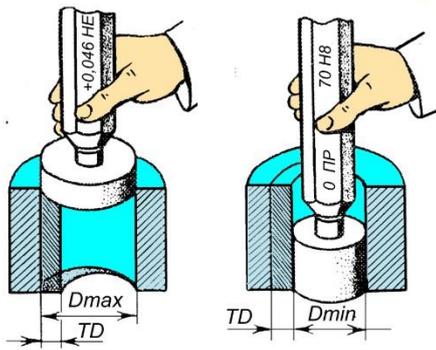


Рисунок 3.1

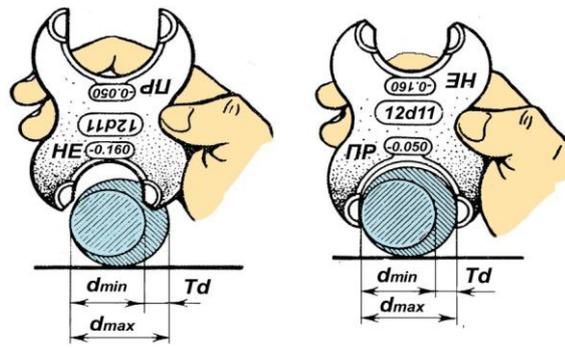


Рисунок 3.2

Комплект робочих калібрів складається з ПР і НЕ.

Прохідний калібр (ПР) – номінальний розмір його відповідає найменшому граничному розміру отвору або найбільшому граничному розміру вала; ним контролюють розмір, який відповідає максимуму матеріалу деталі.

Непрохідний калібр (НЕ) - номінальний розмір його відповідає найбільшому граничному розміру отвору або найменшому граничному розміру вала; ним контролюють розмір, який відповідає мінімуму матеріалу деталі.

Контрольні калібри: К-ПР, К-НЕ, К-З призначені для контролю нерегульованих калібр-скоб. Контрольні калібри К-З є непрохідними і служать для вилучення з експлуатації внаслідок зносу прохідних робочих скоб.

Маркування калібрів обов'язкове, де вказується: буквене і цифрове позначення поля допуску і відповідні відхилення, деталі що перевіряється.

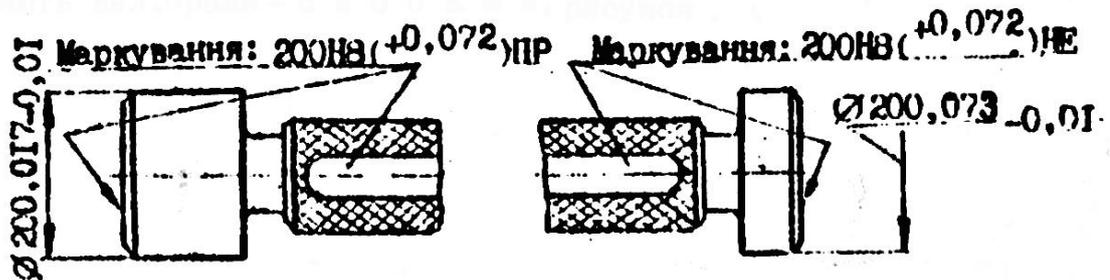


Рисунок 3.3 - Калібри-пробки для контролю отвору Ø200 H8

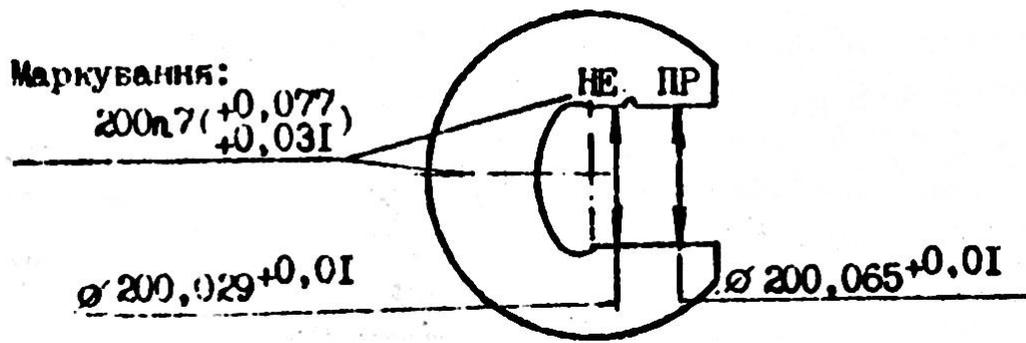


Рисунок 3.4 - Калібр-скоба для контролю вала $\varnothing 200$ n7

При вимірюванні калібр має жорстко утримуватися перпендикулярно до осі деталі. Не слід прикладати особливих зусиль при контролі, калібр повинен проходити під власною вагою (рис. 3.5).



Рисунок 3.5

3.1 Нормативні документи

ДСТУ 14807-94 ... 14827-94 «Калібри-пробки гладкі діаметром від 1 до 360 мм. Конструкція і розміри».

ДСТУ 18358-9 ... 18369-94 «Калібри-скоби для діаметрів від 1 до 360 мм. Конструкція і розміри».

ДСТУ 24851-94 «Калібри гладкі для циліндричних отворів і валів. Види»

ДСТУ 24853-94 «Калібри гладкі для розмірів до 500 мм. Допуски».

3.2 Допуски гладких граничних калібрів

Прийняті позначення :

D, d – номінальний розмір виробу;

D_{\min}, d_{\min} – найменший граничний розмір виробу;

D_{\max}, d_{\max} – найбільший граничний розмір виробу;

T_D, T_d – допуск виробу;

H – допуск на виготовлення робочих калібрів-пробок ПР і НЕ для контролю отворів;

H_1 – допуск виготовлення робочих калібрів-скоб ПР і НЕ для контролю валів;

H_p – допуск на виготовлення контрольних калібрів (К-ПР, К-НЕ, К-З) для контролю скоб;

Z – відхилення середини поля допуску прохідного калібр-пробки ПР відносно найменшого граничного розміру виробу;

Z_1 – відхилення середини поля допуску прохідного калібр-скоби ПР відносно найбільшого граничного розміру виробу;

Y – допустимий вихід розміру зношеного прохідного калібр-пробки ПР за границю поля допуску отвору;

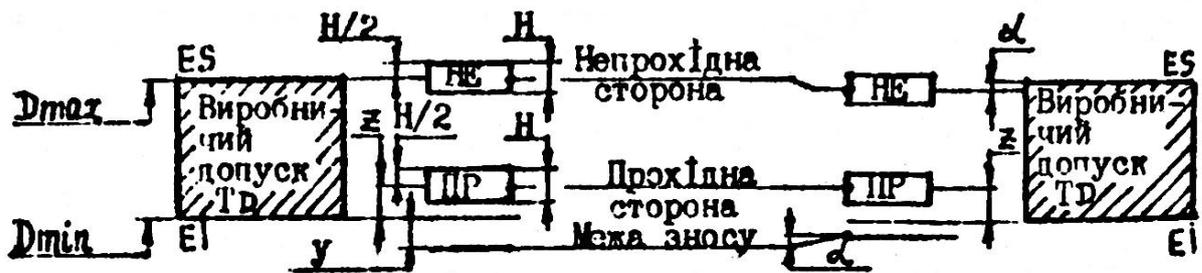
Y_1 – допустимий вихід розміру зношеного прохідного, калібр-скоби ПР за границю поля допуску вала;

α – величина компенсації похибки контролю калібрами-пробками для отворів $D > 180$ мм;

α_1 – величина компенсації похибки контролю калібрами-скобами для валів $d > 180$ мм;

Допуски калібрів стандартизовані ДСТУ 24852-94 "Калібри гладкі для розмірів понад 500 до 3150 мм. Допуски" і ГОСТ - 24853-94 "Калібри гладкі для розмірів до 500 мм. Допуски".

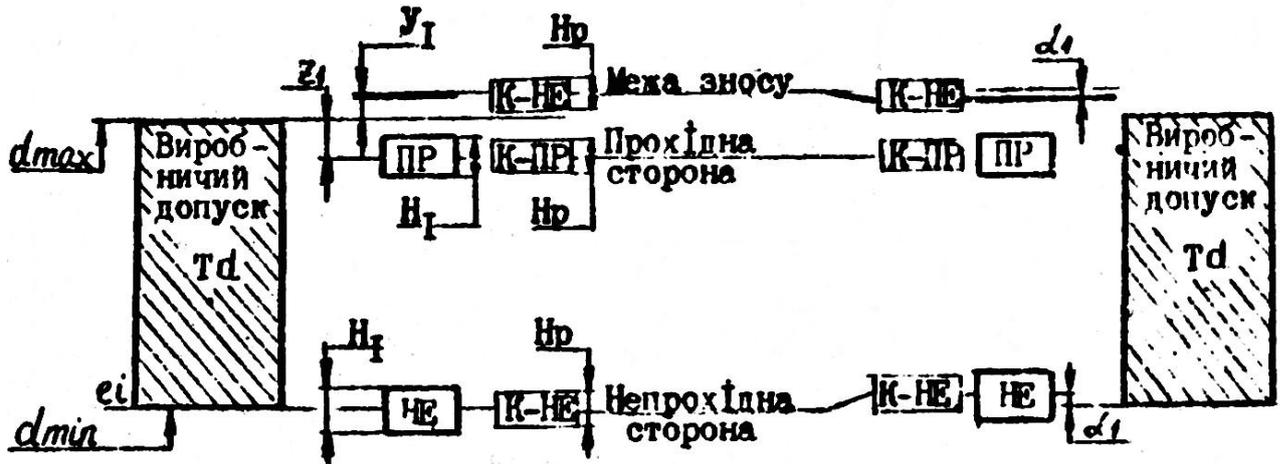
Схеми розташування полів допусків калібрів показані на рис. 3.6 і рис. 3.7.



а) для розмірів $D \leq 180$ мм

б) для розмірів $D > 180$ мм

Рисунок 3.6 - Схема полів допусків калібрів-пробок



а) для розмірів $d \leq 180$ мм;

б) для розмірів $d > 180$ мм.

Рисунок 3.7- Схема полів допусків калібрів-скоб і контрольних калібрів відносно границь поля допуску вала .

3.3 Розрахунок виконавчих розмірів калібрів

Розрізняють номінальний і виконавчий розмір калібра.

Виконавчим називають розмір, проставлений на кресленні (на робочій поверхні) калібра таким чином, щоб допуск на його виготовлення був направлений в тіло калібра.

Для калібрів пробок (ПР, НЕ), які є "валами", за виконавчий розмір приймають найбільший граничний розмір калібра з від'ємним відхиленням, рівним "Н".

Для контрольних калібрів (К-ПР, К-НЕ, К-З), які є "валами", за виконавчий розмір приймають найбільший граничний розмір контрольного калібра з від'ємним відхиленням рівним "Нр".

Для калібрів-скоб (ПР, НЕ), робоча поверхня яких є "отвором", за

виконавчий розмір приймають найменший граничний розмір калібра з додатнім граничним відхиленням рівним "H₁".

3.3.1 Калібри для контролю отворів

Для контролю отворів використовують комплект калібрів-пробок: прохідну і непрохідну.

ЗАДАЧА 3.1

Визначити виконавчі розміри робочих калібр-пробок для контролю отвору Ø32H9.

Розв'язок.

Для контролю отвору Ø32H9(+0,062) використовують калібри пробки. 32H9ПР - прохідну і 32H9НЕ - непрохідну.

1. По ДСТУ 2500-94 знаходимо граничні відхилення виробу. Найбільший і найменший граничні розміри отвору:

$$D_{max} = D + ES = 32 + 0,062 = 32,062 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D + EI = 32 + 0 = 32,0 \text{ мм}.$$

2. Із ГОСТ 24853-81(табл. 3.1) для квалітету IT9 та інтервалу розмірів 30-50 мм знаходимо дані для розрахунку калібрів, мкм:

- допуск на виготовлення пробок H= 4;
- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної пробки Z=11;
- межа спрацювання прохідної пробки Y= 0.

3. Із ДСТУ 24853 або з рис. 3.6 вибираємо схему розміщення полів допусків калібрів

Таблиця 3.1 - Допуски калібрів для розмірів до 500 мм по ДСТУ 24853-94
(квалітети IT6--IT14)

Квалітет	Позначення допусків і відхилення	Інтервали розмірів, мм													Допуск на форму калібру
		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	понад 315 до 400	понад 400 до 500	
		Відхилення і допуски, мкм													
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	IT1 IT2 IT1
	У	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5	
	Z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	У ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	5	6	7	
	H	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
	H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	
7	Z Z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	IT2 IT1
	У У ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7	
	H H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3	4,5	6	7	8	
8	Z Z ₁	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	IT2 IT3 IT1
	У У ₁	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
9	Z Z ₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32	IT2 IT3 IT1
	У У ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
10	Z Z ₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37	IT2 IT3 IT1
	У У ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
11	Z Z ₁	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55	IT4 IT1
	У У ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20	
	H H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
12	Z Z ₁	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70	IT4 IT1
	У У ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
13	Z Z ₁	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110	IT5 IT2
	У У ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55	
	H H ₁	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H ₁	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H _p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
14	Z Z ₁	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145	IT5 IT2
	У У ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90	
	H H ₁	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H ₁	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
	H _p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	

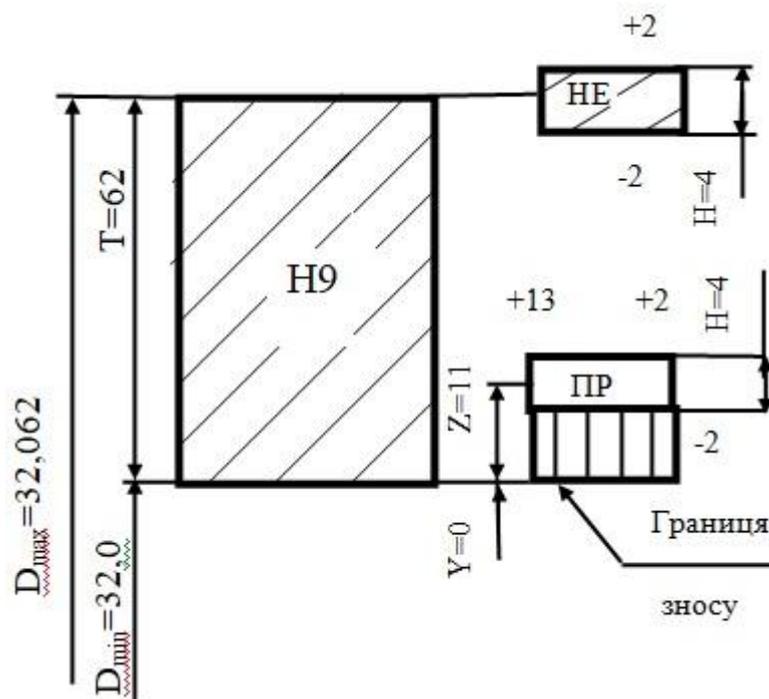


Рисунок 3.8 – Схема розміщення полів допусків калібрів-пробок для контролю отвору $\varnothing 32H9(+0,062)$

4. Із рис. 3.8 визначаємо граничні розміри калібр-пробок

Найбільший розмір прохідного нового калібр-пробки

$$PR_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 32 + 0,013 = 32,013 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідного нового калібр-пробки

$$PR_{\min} = D_{\min} + Z - H/2 = 32 + 0,009 = 32,009 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідного зношеного калібр-пробки

$$ГЗ = D_{\min} - Y = 32 - 0 = 32,0 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір непрохідного нового калібр-пробки

$$HE_{\max} = D_{\max} + H/2 = 32,062 + 0,002 = 32,064 \text{ мм.}$$

Найменший розмір непрохідного нового калібр-пробки

$$HE_{\min} = D_{\max} - H/2 = 32,062 - 0,002 = 32,060 \text{ мм.}$$

5. Виконавчими розмірами пробок називають граничні розміри, за якими виготовляють нові пробки. Для визначення цих розмірів на кресленні пробки проставляють найбільший граничний розмір пробки з від'ємним відхиленням, яке дорівнює H .

Таким чином, на кресленнях пробок повинні бути проставлені розміри:

-прохідна пробка $\text{Ø}32\text{H}9$ ПР: $\text{Ø}32,013_{-0,004}$

-непрохідна пробка $\text{Ø}32\text{H}9$ НЕ: $\text{Ø}32,064_{-0,004}$

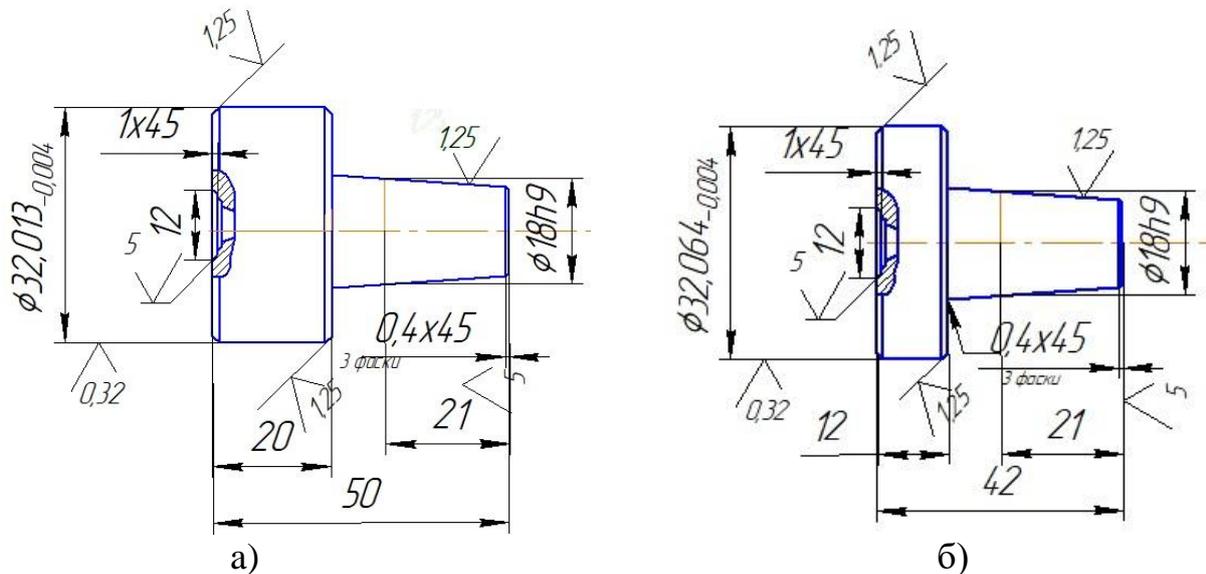


Рисунок 3.9 – Ескізи калібрів пробок:
а) пробка $\text{Ø}32\text{H}9$ ПР; б) пробка $\text{Ø}32\text{H}9$ НЕ

ЗАДАЧА 3.2

Визначити виконавчі розміри робочих калібр-пробок для контролю отвору $\text{Ø}240\text{H}7$.

Розв'язок.

Для контролю отвору $\text{Ø}240\text{H}7(+0,046)$ використовують калібри пробки.

$240\text{H}7$ ПР - прохідну і $240\text{H}7$ НЕ - непрохідну.

1. По ДСТУ 2500-94 знаходимо граничні відхилення виробу. Найбільший і найменший граничні розміри отвору:

$$D_{max} = D + ES = 240 + 0,046 = 240,046 \text{ мм};$$

$$D_{min} = D + EI = 240 + 0 = 240,0 \text{ мм}.$$

2. Із ДСТУ 24853-94 (табл. 3.1) для квалітету IT7 та інтервалу розмірів 180-250 мм знаходимо дані для розрахунку калібрів, мкм:

- допуск на виготовлення пробок $H=10$;
- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної пробки $Z=7$;
- межа спрацювання прохідної пробки $Y=6$;
- величина компенсації похибки контролю калібрами отворів з розмірами вище 180 мм $\alpha=3$.

3. Із ДСТУ 24853 або з рис. 3.6 вибираємо схему розміщення полів допусків калібрів допусків калібрів

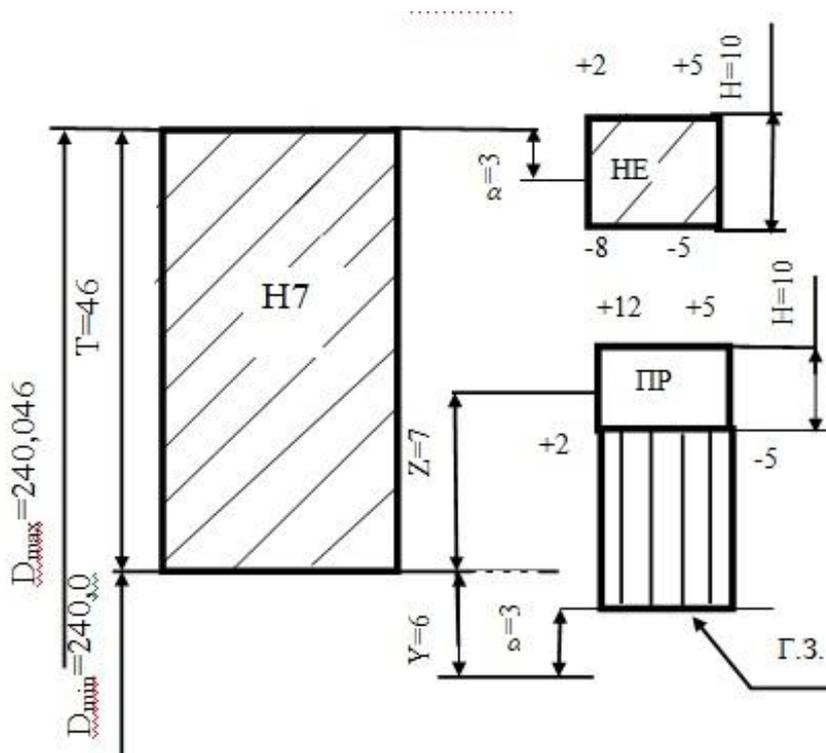


Рисунок 3.10 – Схема розміщення полів допусків калібрів-пробок для контролю отвору $\text{Ø}240\text{H}7(+0,046)$

4. Із рис. 3.10 визначаємо граничні розміри калібрів-пробок

Найбільший розмір прохідного нового калібр-пробки

$$\text{PR}_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 240 + 0,012 = 240,012 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідного нового калібр-пробки

$$\text{PR}_{\min} = D_{\min} + Z - H/2 = 240 + 0,002 = 240,002 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідного зношеного калібр-пробки

$$\text{Г.З.} = D_{\min} - Y + \alpha = 240 - 0,006 + 0,003 = 239,997 \text{ мм}$$

Найбільший розмір непрохідного нового калібр-пробки

$$\text{HE}_{\max} = D_{\max} - \alpha + H/2 = 240,046 + 0,002 = 240,048 \text{ мм.}$$

Найменший розмір непрохідного нового калібр-пробки

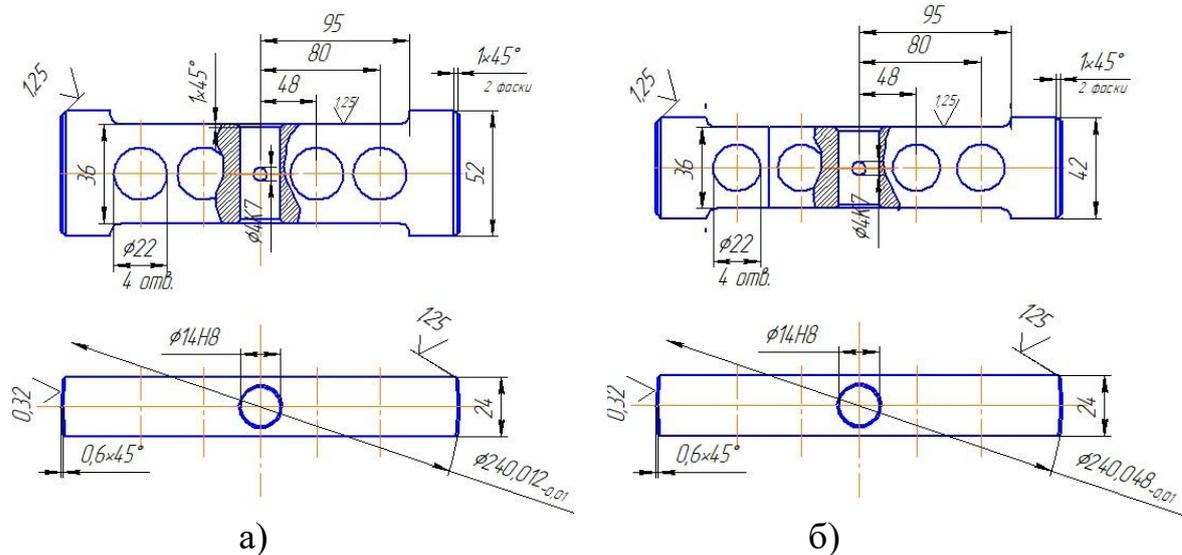
$$\text{HE}_{\min} = D_{\max} - \alpha - H/2 = 240,046 - 0,008 = 240,038 \text{ мм.}$$

5. Виконавчими розмірами пробок називають граничні розміри, за якими виготовляють нові пробки. Для визначення цих розмірів на кресленні пробки проставляють найбільший граничний розмір пробки з від'ємним відхиленням, яке дорівнює H.

Таким чином, на кресленнях пробок повинні бути проставлені розміри:

-прохідна пробка Ø240Н7ПР: Ø240,012^{-0,01}

-непрохідна пробка Ø240Н7НЕ: Ø240,048^{-0,01}



а)

б)

Рисунок 3.11 – Ескізи калібрів пробок:
а) пробка Ø240Н7ПР; б) пробка Ø240Н7НЕ

3.3.2 Калібри для контролю валів

Для контролю валів використовують калібр-скоби з прохідною та непрохідною сторонами.

ЗАДАЧА 3.3

Визначити виконавчі розміри робочих калібрів-скоб для контролю валу Ø32d9, а також виконавчі розміри контрольних калібрів.

Розв'язок.

Для контролю валу Ø32d9 використовують калібри скоби.

32d9ПР - прохідну і 32d9НЕ - непрохідну.

1. По ДСТУ 2500-94 знаходимо граничні відхилення виробу Ø 32d9^(-0,080 / -0,142).

Найбільший і найменший граничні розміри валу:

$$d_{max} = d + es = 32 + (-0,080) = 31,920 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 32 + (-0,142) = 31,858 \text{ мм}.$$

2. Із ДСТУ 24853-94 (табл. 3.1) для якості ІТ9 та інтервалу розмірів 30-50 мм знаходимо дані для розрахунку скоб, мкм;

-допуск на виготовлення скоби: $H_1 = 7$;

- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної скоби $Z_1 = 11$;

- границя зносу прохідної скоби $Y_1 = 0$;

- допуск на виготовлення контрольних калібрів $H_p = 2,5$.

3. Із ДСТУ 24853 або з рис. 3.7 вибираємо схему розміщення полів допусків калібрів

4. Із рис. 3.12 визначаємо граничні розміри калібр-скоби

Найбільший розмір прохідної нової калібр-скоби

$$PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_1/2 = 31,920 - 0,0075 = 31,9125 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідної нової калібр-скоби

$$PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_1/2 = 31,920 - 0,0145 = 31,9055 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідної зношеної калібр-скоби

$$ГЗ = d_{\max} + Y_1 = 31,920 + 0 = 31,920 \text{ мм}$$

Найбільший розмір непрохідної нової калібр-скоби

$$HE_{\max} = d_{\min} + H_1/2 = 31,858 + 0,0035 = 31,8615 \text{ мм.}$$

Найменший розмір непрохідної нової калібр-скоби

$$HE_{\min} = d_{\min} - H_1/2 = 31,858 - 0,0035 = 31,8545 \text{ мм.}$$

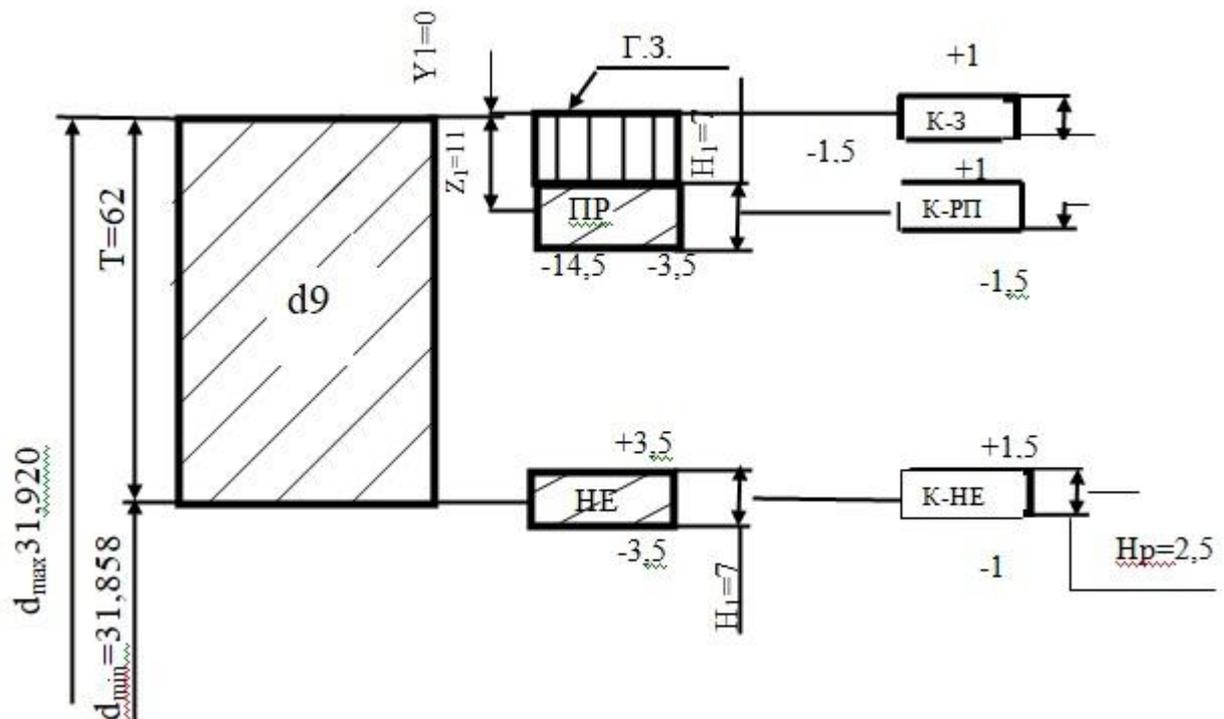


Рисунок 3.12 – Схема розміщення полів допусків калібр-скоби для контролю вала $\varnothing 32d9_{(-0,080)}^{(-0,142)}$

5. Виконавчими розмірами скоби називають граничні розміри скоби, за

якими виготовляють нову скобу. Для визначення цих розмірів на кресленні скоби проставляють її найменший граничний розмір з додатнім відхиленням, яке дорівнює H_1 .

Таким чином на кресленні скоби повинні бути проставлені розміри:

- прохідна частина скоби 32d9 ПР: $31,9055^{+0,007}$;
- непрохідна частина скоби 32d9 НЕ: $31,8545^{+0,007}$

6. Із рис. 3.12 визначаємо граничні розміри контрольних калібрів.

Найбільший розмір контрольного калібр-зносу

$$K-Z_{\max} = d_{\max} + Y_1 + H_p/2 = 31,920 + 0 + 0,001 = 31,921 \text{ мм.}$$

Найменший розмір контрольного калібр-зносу

$$K-Z_{\min} = d_{\max} + Y_1 - H_p/2 = 31,920 + 0 - 0,0015 = 31,9185 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір контрольного робочо-прохідного калібру

$$K-PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_p/2 = 31,920 - 0,011 + 0,001 = 31,910 \text{ мм.}$$

Найменший розмір контрольного робочо-прохідного калібру

$$K-PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_p/2 = 31,920 - 0,011 - 0,0015 = 31,9075 \text{ мм}$$

Найбільший розмір контрольного непрохідного калібру

$$K-HE_{\max} = d_{\min} + H_p/2 = 31,858 + 0,0015 = 31,8595 \text{ мм.}$$

Найменший розмір контрольного непрохідного калібру

$$K-HE_{\min} = d_{\min} - H_p/2 = 31,858 - 0,001 = 31,857 \text{ мм.}$$

7. Виконавчими розмірами контрольних калібрів називають граничні розміри, за якими виготовляють нові контрольні калібри. Для визначення цих розмірів на кресленні калібру проставляють найбільший граничний розмір калібру з від'ємним відхиленням, яке дорівнює H_p

- контрольний калібр-зносу: $\text{Ø}31,921_{-0,0025}$;
- контрольний робочо-прохідний калібр: $\text{Ø} 31,910_{-0,0025}$;
- контрольний непрохідний калібр: $\text{Ø} 31,8595_{-0,0025}$.

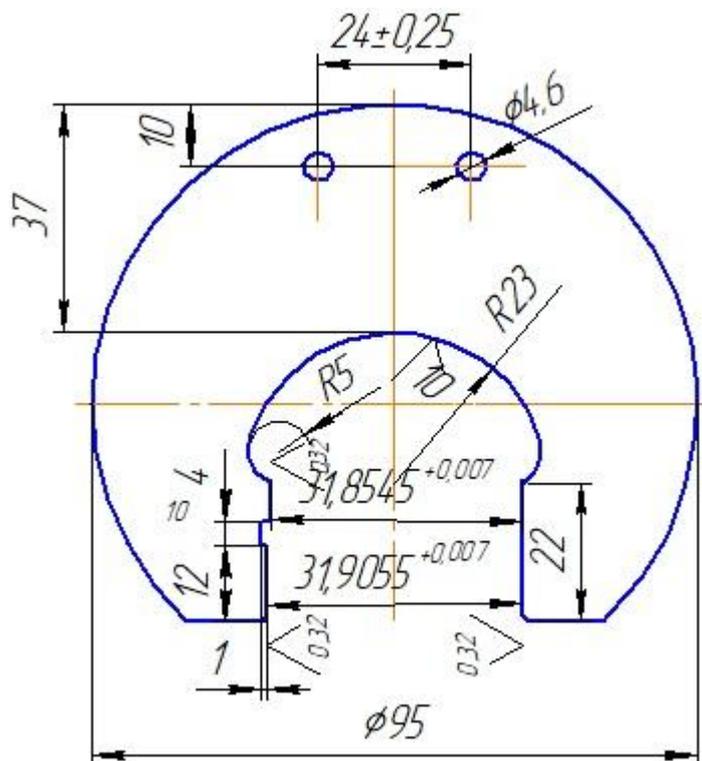


Рисунок 3.13 – Ескіз скоби для контролю вала $\text{Ø } 32d9_{(-0,080)}^{(-0,142)}$

ЗАДАЧА 3.4

Визначити виконавчі розміри робочих калібрів-скоб для контролю валу $\text{Ø}240e8$, а також виконавчі розміри контрольних калібрів.

Розв'язок.

Для контролю валу $\text{Ø}240e8$ використовують калібри скоби.

$240e8$ ПР - прохідну і $240e8$ НЕ - непрохідну.

1. По ДСТУ 2500-94 (ГОСТ 25347-82) знаходимо граничні відхилення виробу

$$\text{Ø } 240e8_{(-0,215)}^{(-0,100)}.$$

Найбільший і найменший граничні розміри валу:

$$d_{max} = d + es = 240 + (-0,100) = 239,900 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 240 + (-0,215) = 239,785 \text{ мм}.$$

2. Із ДСТУ 24853-94 (табл. 3.1) для квалітету IT89 та інтервалу розмірів 180-250 мм знаходимо дані для розрахунку скоб, мкм;

- допуск на виготовлення скоби: $H_1 = 14$;

- відхилення середини поля допуску на виготовлення прохідної скоби $Z_1 = 12$;

- границя зносу прохідної скоби $Y_1 = 7$;

-допуск на виготовлення контрольних калібрів $H_p = 7$.

-величина для компенсації похибки контролю калібрами валів з розмірами вище 180 мм $\alpha_1 = 4$.

3. Із ДСТУ 24853 або з рис. 3.7 вибираємо схему розміщення полів допусків калібрів

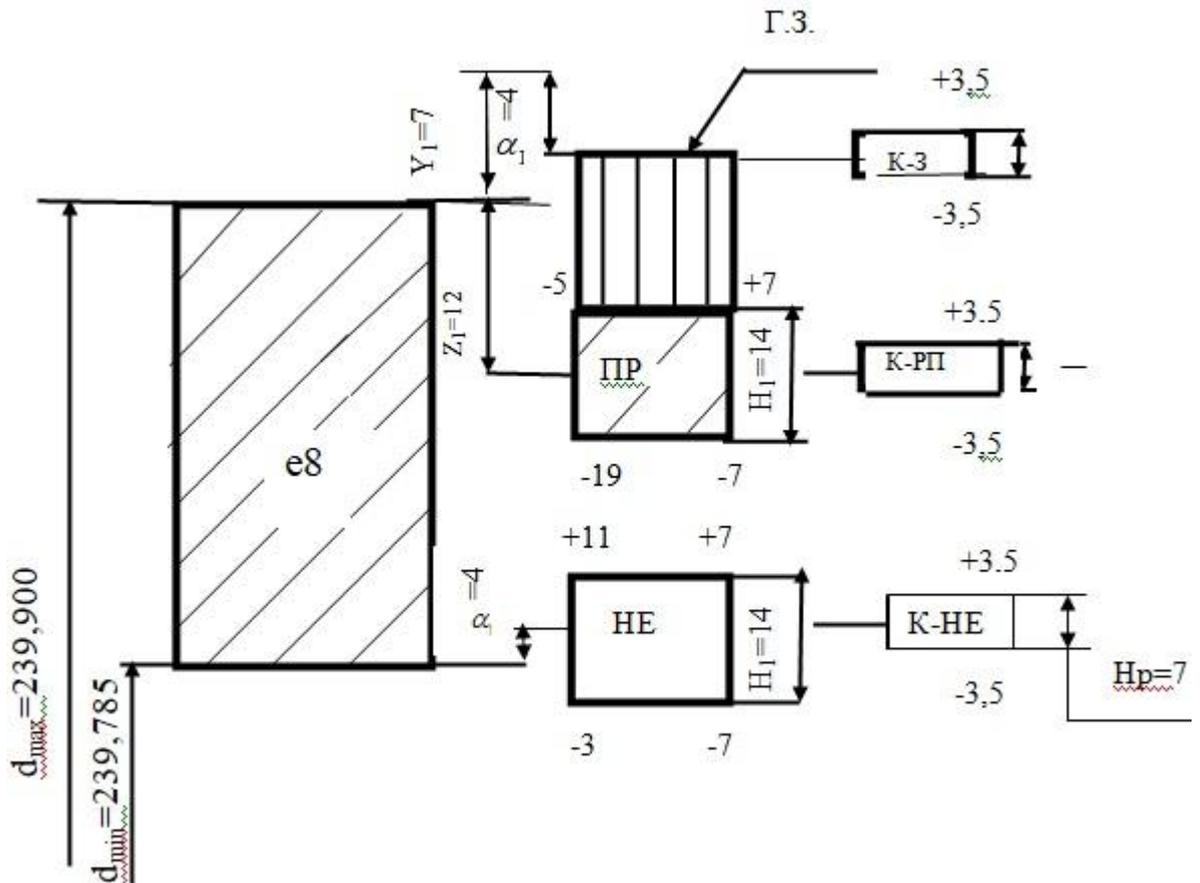


Рисунок 3.14 – Схема розміщення полів допусків калібр-скоби для контролю вала $\varnothing 240e8_{(-0,215)}^{(-0,100)}$

4. Із рис. 3.14 визначаємо граничні розміри калібр-скоби

Найбільший розмір прохідної нової калібр-скоби

$$ПР_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_1/2 = 239,900 - 0,005 = 239,895 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідної нової калібр-скоби

$$ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_1/2 = 239,900 - 0,019 = 239,881 \text{ мм.}$$

Найменший розмір прохідної зношеної калібр-скоби

$$ГЗ = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 = 239,900 + 0,007 - 0,004 = 239,903 \text{ мм}$$

Найбільший розмір непрохідної нової калібр-скоби

$$HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + H_1/2 = 239,785 + 0,011 = 239,796 \text{ мм.}$$

Найменший розмір непрохідної нової калібр-скоби

$$HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - H_1/2 = 239,785 - 0,003 = 239,782 \text{ мм.}$$

5. Виконавчими розмірами скоби називають граничні розміри скоби, за якими виготовляють нову скобу. Для визначення цих розмірів на кресленні скоби проставляють її найменший граничний розмір з додатнім відхиленням, яке дорівнює H_1 .

Таким чином на кресленні скоби повинні бути проставлені розміри:

- прохідна частина скоби 240e8 ПР: $239,881^{+0,014}$;
- непрохідна частина скоби 240e8 НЕ: $239,782^{+0,014}$

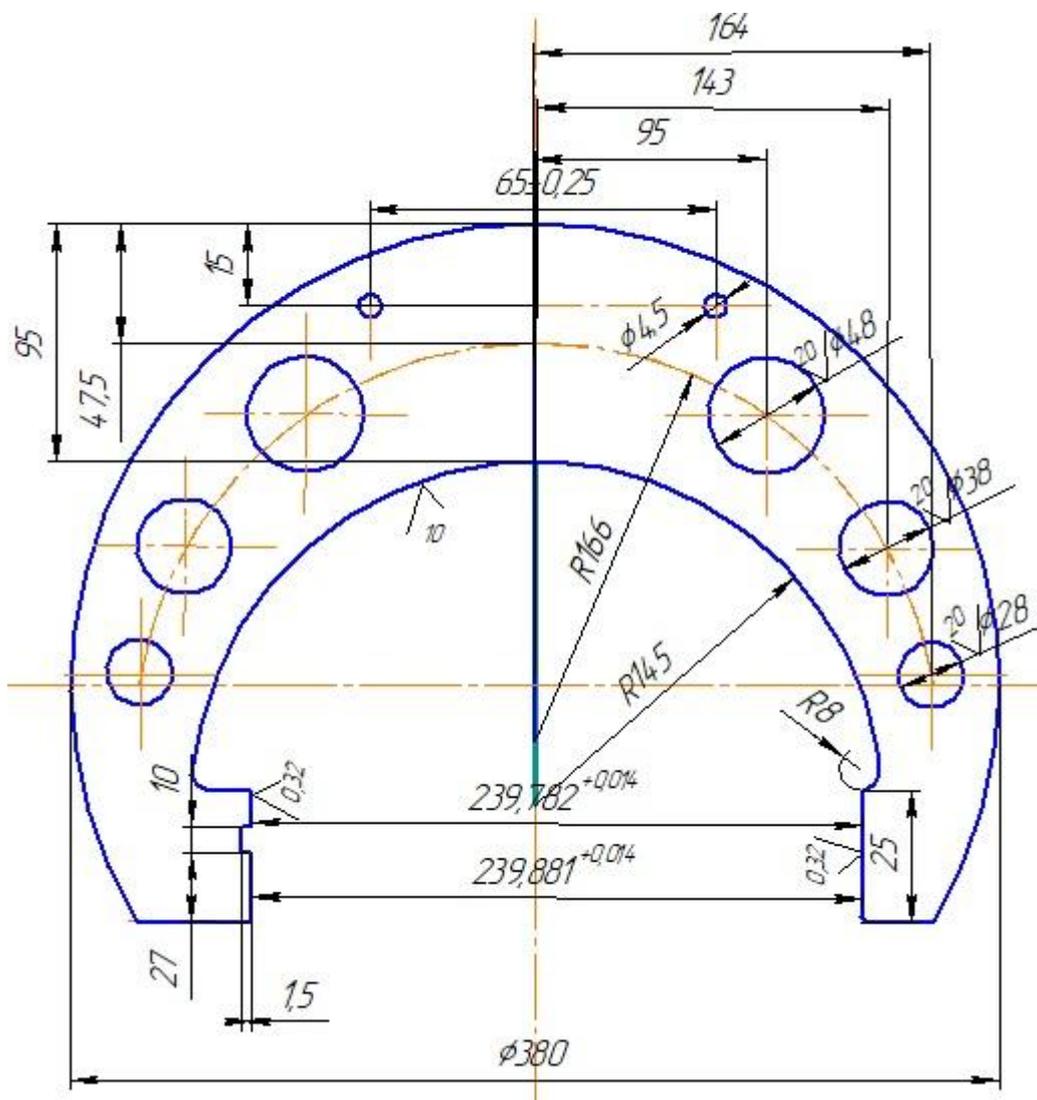


Рисунок 3.15 – Ескіз скоби для контролю вала Ø 240e8

6. Із рис. 3.14 визначаємо граничні розміри контрольних калібрів.

Найбільший розмір контрольного калібр-зносу

$$K-Z_{\max} = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 + H_p/2 = 239,900 + 0,007 - 0,004 + 0,0035 = 239,9065 \text{ мм.}$$

Найменший розмір контрольного калібр-зносу

$$K-Z_{\min} = d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 - H_p/2 = 239,900 + 0,007 - 0,004 - 0,0035 = 239,8995 \text{ мм.}$$

Найбільший розмір контрольного робочо-прохідного калібру

$$K-PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_p/2 = 239,900 - 0,012 + 0,0035 = 239,8915 \text{ мм.}$$

Найменший розмір контрольного робочо-прохідного калібру

$$K-PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_p/2 = 239,900 - 0,012 - 0,0035 = 239,8845 \text{ мм}$$

Найбільший розмір контрольного непрохідного калібру

$$K-NE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + H_p/2 = 239,785 + 0,004 + 0,0035 = 239,7925 \text{ мм.}$$

Найменший розмір контрольного непрохідного калібру

$$K-NE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - H_p/2 = 239,785 + 0,004 - 0,0035 = 239,7855 \text{ мм.}$$

7 Виконавчими розмірами контрольних калібрів називають граничні розміри, за якими виготовляють нові контрольні калібри. Для визначення цих розмірів на кресленні калібру проставляють найбільший граничний розмір калібру з від'ємним відхиленням, яке дорівнює H_p

- контрольний калібр-зносу: $\varnothing 239,9065_{-0,007}$;
- контрольний робочо-прохідний калібр: $\varnothing 239,8915_{-0,007}$;
- контрольний непрохідний калібр: $\varnothing 239,7925_{-0,007}$.

3.4 Запитання для самоконтролю

1. Чим відрізняються операції вимірювання та контролю і коли кожен з вказаних видів застосовується?
2. Що таке калібр, коли користуються калібрами?
3. Які є калібри за способом обмеження відхилень деталі?
4. Які є типи калібрів за формою робочих поверхонь, за призначенням?
5. Поясніть принцип подібності при конструюванні калібрів.
6. Поясніть ескізом принципи контролю отворів і валів граничними

калібрами.

7. Які конструктивні відмінності і для чого існують прохідні і непрохідні граничні калібри?

8. Побудувати схеми розташування полів допусків робочих та контрольних калібрів.

9. Які особливості схем розташування полів допусків граничних калібрів для контролю розмірів понад 180 мм?

10. Як розташовані поля допусків калібрів-пробок (ПР.НЕ); калібрів-скоб (ПР.НЕ); контрольних калібрів-пробок (К-ПР, К-НЕ, К-З) відносно виробничого допуску?

11. Для яких допусків межа зносу прохідних граничних калібрів може вихопити за границю поля допуску деталі?

12. Сформулюйте правило призначення виконавчих розмірів калібрів-пробок; калібрів-скоб; контрольних калібрів-пробок?

13. Які основні правила користування калібрами?
Як маркуються калібри?

4 ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ НАРІЗЕВИХ З'ЄДНАНЬ

Нарізева поверхня утворюється при гвинтовому переміщенні контура певної форми по циліндричній або конічній поверхні.

Нарізеві з'єднання застосовують для кріплень, переміщень, перетворення руху з обертального в поступальний, і навпаки, герметизації. Нарізеві з'єднання застосовують у машинах, приладах, інструментах. Понад 60% деталей у машинах мають нарізь..

4.1 Класифікація нарізей

Нарізі класифікують за рядом ознак, а саме:

- за призначенням — загального призначення (, кінематична арматурна
 - а) кріпильна (метрична, дюймова) застосовують для нерухомих роз'ємних з'єднань і повинні забезпечувати міцність з'єднання і щільність стику;
 - б) кінематична (трапецієвидна, прямокутна) застосовують для ходових гвинтів у верстатах, пресах і домкратах (упорна);
 - в) трубна і арматурна (трубна циліндрична і конічна) використовується для трубопроводів і повинні забезпечити герметичність і надійність з'єднання.
- за формою деталі (циліндрична і конічна);
- за формою профілю (трикутна, прямокутна, трапецієвидна, упорна, кругла);
- за напрямом (права, ліва);
- за кількістю заходів (одно-, дво- і більше західна);
- за величиною кроку (з великим і дрібним кроком);
- за одиницею виміру (метрична, дюймова).

4.2 Основні параметри метричної циліндричної нарізі

Профіль метричної нарізі встановлений ДСТУ ISO 68-1:2005, геометричні та загальні терміни – ДСТУ ISO 5408:2006, ДСТУ 2497-94. Основними елементами нарізі є вісь і профіль

Віссю нарізі вважається вісь, відносно якої утворена гвинтова поверхня нарізі.

Основний профіль нарізі – це спільний для зовнішньої та внутрішньої нарізі профіль в площині осьового перерізу нарізі, визначений номінальними

розмірами його лінійних та кутових елементів (рис. 4.1).

Зовнішній діаметр нарізі d (D) – діаметр уявної циліндричної поверхні, описаної навколо верхівок зовнішньої та/чи западин внутрішньої нарізі. Для кріпильних метричних нарізей цей розмір є номінальним діаметром нарізі.

Внутрішній діаметр нарізі d_1 (D_1) – діаметр уявної циліндричної поверхні, вписаної в западини зовнішньої та/чи у верхівки внутрішньої нарізі.

Середній діаметр нарізі d_2 (D_2) – діаметр уявного, співвісного з нарізю прямого кругового циліндра, твірна якого перетинає реальну нарізь таким чином, що її відрізки, утворені перетином з канавкою нарізі дорівнюють половині номінального кроку нарізі.

Номінальні величини відповідних параметрів зовнішньої та внутрішньої нарізі однакові, наприклад, $d=D$, $d_2=D_2$ і т. ін. Розміри середнього та внутрішнього діаметрів зовнішньої та внутрішньої нарізі наведені у табл. К.1.

Крок нарізі P – відстань у напрямку осі нарізі між однойменними найближчими точками суміжних відповідних бічних поверхонь нарізі. Для багато-західних нарізей є додатковий термін – хід нарізі.

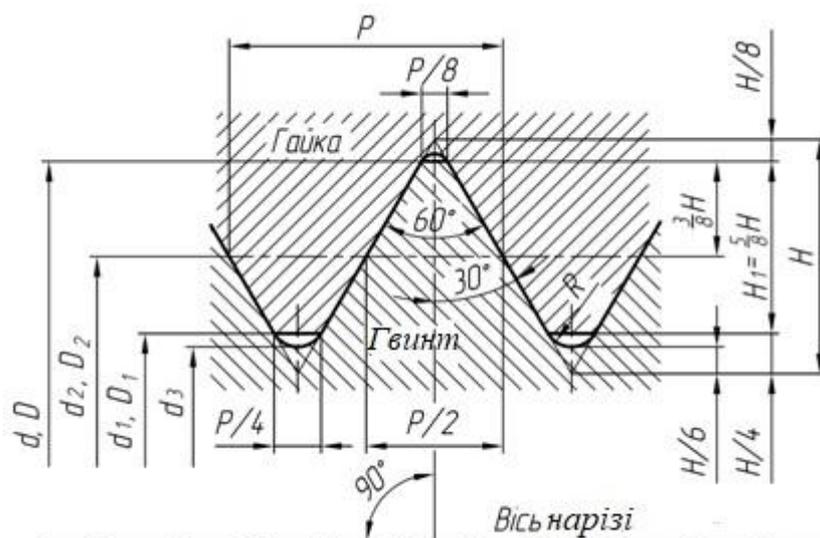


Рисунок 4.1 - Основні параметри метричної циліндричної нарізі
Основними елементами профілю нарізі є:

d – номінальний зовнішній діаметр зовнішньої нарізі (номінальний

- діаметр);
- D – номінальний зовнішній діаметр внутрішньої нарізі (номінальний діаметр);
- d_2 – номінальний середній діаметр зовнішньої нарізі;
- D_2 – номінальний середній діаметр внутрішньої нарізі;
- d_1 – номінальний внутрішній діаметр зовнішньої нарізі;
- D_1 – номінальний внутрішній діаметр внутрішньої нарізі;
- P – крок нарізі;
- H – висота вихідного трикутника нарізі ($H=0,866025404 P$);
- H_1 – робоча висота профілю нарізі ($H_1=0,541265877 P$);
- α – кут профілю (для метричної нарізі $\alpha=60^\circ$);
- $\alpha/2$ – половина кута профілю (для метричної нарізі $\alpha/2=30^\circ$).

Хід нарізі Ph – це відстань у напрямку осі нарізі між точками найближчих однойменних бічних поверхонь нарізі.

Для метричної нарізі передбачено три ряди діаметрів для кожного з яких є великі і дрібні кроки. Для нарізей з великим кроком кожному діаметру відповідає крок, що визначається залежністю $d(D) \approx 6 \cdot P^{1,3}$. Нарізі з дрібними кроками можуть мати різні кроки за однакового зовнішнього діаметра. Метричні нарізі з великим та дрібними кроками наведені у табл. Б.2. Нарізь з великим кроком вважають основною кріпильною наріззю. Нарізь з дрібним кроком застосовують на тонкостінних деталях, під час з'єднання деталей з малою довжиною згвинчування, а також для виготовлення різних регулювальних пристроїв

Кут профілю α – кут між двома суміжними бічними поверхнями нарізі в площині осьового перерізу.

Довжина згвинчування нарізі L – довжина ділянки контакту зовнішньої та внутрішньої нарізі виміряна в осьовому напрямку.

4.3 Похибки метричної нарізі та їх вплив на згвинчування деталей

На довжині згвинчування нарізевих деталей розміщено декілька витків нарізі, які утворюють нарізевий контур. Номінальний контур нарізі визначає найбільший

граничний контур нарізі гвинта і найменший — гайки. Від номінального контуру в напрямку, перпендикулярному до осі нарізі, відраховують відхилення і розміщують вниз поля допусків діаметрів нарізі гвинта, в протилежну сторону — поля допусків діаметрів нарізі гайки. Для забезпечення згвинчуваності та якості з'єднань дійсні контури згвинчуваних деталей, що визначаються дійсними значеннями діаметрів, кута і кроку різьби, не повинні виходити за граничні контури на всій довжині згвинчування. У всіх циліндричних нарізях з прямолінійними бічними сторонами профілю відхилення кроку (E_p) і половини кута профілю ($E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$) для забезпечення згвинчуваності можуть бути зкомпенсовані відповідною зміною дійсного середнього діаметра нарізі.

4.3.1 Відхилення кроку нарізі (E_p) та його діаметральна компенсація

Відхилення кроку нарізі (E_p) – це різниця між дійсною та номінальною відстанями в осьовому напрямку між двома середніми точками будь-яких однойменних бічних сторін профілю в межах довжини згвинчування або заданої довжини. Згвинчування нарізевих деталей, що мають похибку кроку нарізі, можливе тільки при наявності **діаметральної компенсації похибки кроку** f_p - різниці їх середніх діаметрів, отриманої в результаті зменшення середнього діаметра нарізі гвинта або збільшення середнього діаметра нарізі гайки.

$$f_p = 1,732|E_p| \quad (4.1)$$

f_p, E_p в міліметрах.

Діаметральну компенсацію похибок кроку необхідно визначати, виходячи з абсолютного значення найбільшого відхилення ΔP_n , яке може бути як додатне, так і від'ємне.

4.3.2 Відхилення кута профілю нарізі та його діаметральна компенсація

При аналізі похибок кута профілю нарізі звичайно вимірюють не кут α , а

половину кута профілю $\frac{\alpha}{2}$, який для метричної нарізі дорівнює 30° . Вимірюючи $\frac{\alpha}{2}$, можна встановити не тільки величину α , але й перекис різьби.

Відхиленням половини кута профілю різьби $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ — (для різьб з симетричним профілем) називають різницю між дійсними та номінальними значеннями $\frac{\alpha}{2}$. Відхилення $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ знаходять як середнє арифметичне абсолютних значень відхилень обох половин кута профілю:

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5 \left(\left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} \right| + \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} \right| \right) \quad (4.2)$$

$$\text{де } E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} = \left| \left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} - 30^\circ \right|,$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} = \left| \left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} - 30^\circ \right|.$$

При рівності діаметрів нарізі гвинта і гайки згвинчування цих деталей неможливе внаслідок перекриття профілів різьби. Їх згвинчування можливе тільки при наявності необхідного зазору по середніх діаметрах їх нарізі тобто **діаметральної компенсації** f_α цієї похибки, яка може бути отримана і результати зменшення середнього діаметра нарізі гвинта, або збільшення середнього діаметру нарізі гайки.

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot E\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 10^{-3} \quad (4.3)$$

4.3.3 Зведений середній діаметр нарізі

Згвинчування можна рахувати забезпеченим, якщо різниця середніх діаметрів нарізей гвинта і гайки не менша сум діаметральних компенсацій кроку і половини кута профілю обох деталей. Для спрощення контролю нарізей і розрахунку допусків введено поняття зведеного середнього діаметру нарізі, що враховує вплив на згвинчування величин $d_2(D_2)$, f_p , f_α . Значення середнього діаметру нарізі,

збільшене для зовнішньої або зменшене для внутрішньої нарізі на сумарну діаметральну компенсацію відхилень кроку і кута нахилу бокової сторони профілю, називають зведеним середнім діаметром Зведений середній діаметр для зовнішньої нарізі

$$d_{2зв} = d_{2вим} + f_P + f_\alpha \quad (4.4)$$

Для внутрішньої нарізі

$$D_{2зв} = D_{2вим} - f_P - f_\alpha \quad (4.5)$$

тут $d_{2вим}$ і $D_{2вим}$ — вимірні (дійсні) значення середнього діаметра зовнішньої та внутрішньої нарізей.

4.4 Системи допусків і посадок метричних нарізей

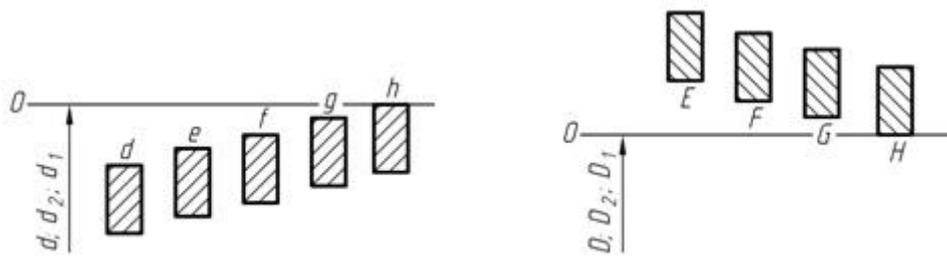
Системою передбачені посадки трьох видів: із зазором — ДСТУ 16093-94, ДСТУ ISO 965-1:2005; перехідні - ДСТУ 24834-94; з натягом - ДСТУ 4608-94.

Посадкою в нарізевому з'єднанні називають характер з'єднання деталей, який визначається різницею середніх діаметрів зовнішньої та внутрішньої нарізі до складання. Посадки з зазором є найбільш поширеними.

4.4.1 Основні відхилення та поля допусків нарізі

Посадкою з зазором в нарізевому з'єднанні називають посадку, у якій поле допуску середнього діаметра внутрішньої нарізі розташоване над полем допуску середнього діаметра зовнішньої нарізі. До посадок з зазором також відноситься посадка, у якій нижнє відхилення середнього діаметра внутрішньої нарізі збігається з верхнім відхиленням середнього діаметру зовнішньої нарізі.

Для отримання посадок нарізевих деталей із зазором передбачено п'ять основних відхилень для зовнішньої нарізі - d , e , f , g , h (рис. 4.2, а)) та чотири — для внутрішньої нарізі - E , F , G , H (рис. 4.2, б)).



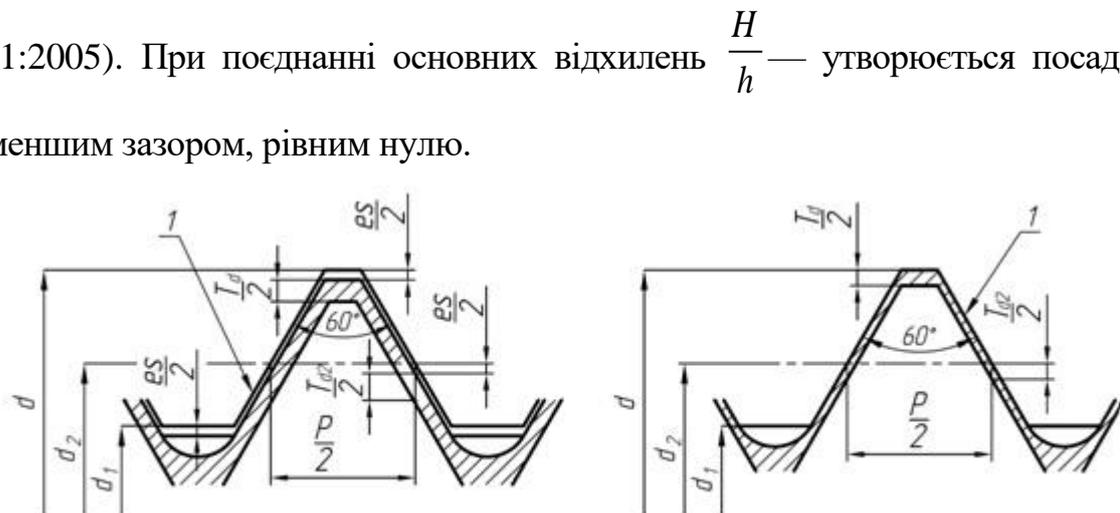
а)

б)

Рисунок 4.2 – Основні відхилення:

а) зовнішньої нарізі, б) внутрішньої нарізі

Числові значення основних відхилень однакові для діаметрів d_2 , d , d_1 , а також для D_2 , D , D_1 . Основним відхиленням діаметрів зовнішніх нарізей є верхнє es , а для діаметрів внутрішніх нарізей – нижнє EI . Відхилення відраховують від номінального профілю нарізі у напрямі, перпендикулярному до осі нарізі. На схемах полів допусків відкладаються значення половини відхилень та допусків, оскільки вважається, що болт і гайка є співвісними і інша половина відхилень чи допуску розміщена по інший бік осі (рис.4.3, рис. 4.4). Числові значення основних відхилень діаметрів зовнішньої та внутрішньої нарізі наведено у табл. Б.5 (ДСТУ ISO 965-1:2005). При поєднанні основних відхилень $\frac{H}{h}$ — утворюється посадка з найменшим зазором, рівним нулю.



а)

б)

Рисунок. 4.3 - Схема полів допусків зовнішньої різьби:

а) з основними відхиленнями d , e , f , g ; б) з основним відхиленням h

1 – номінальний профіль різьби

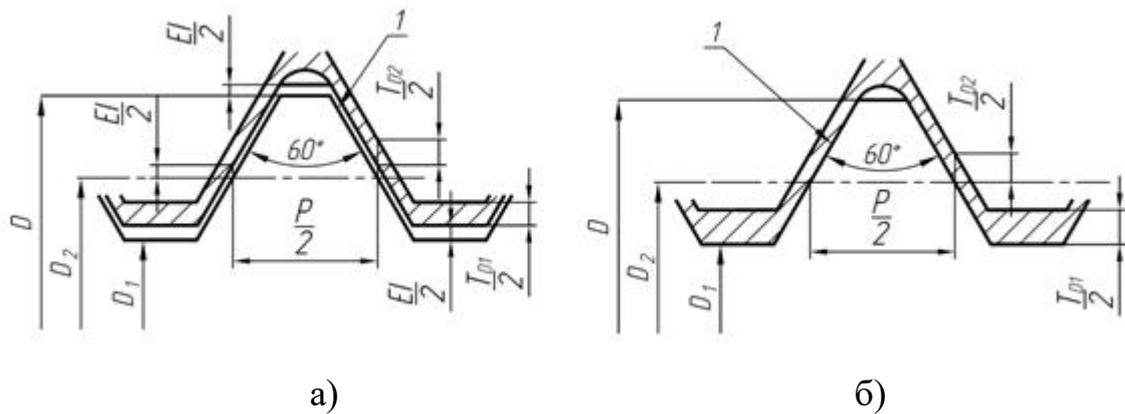


Рисунок. 4.4 - Схема полів допусків внутрішньої різьби:
 а) з основним відхиленням E, F, G; б) з основним відхиленням H
 1 – номінальний профіль різьби

4.4.2 Квалітети допусків нарізі

Допуски встановлюються для середнього діаметра (d_2 , D_2) та діаметра верхівок зовнішньої та внутрішньої нарізі (d , D_1) за ступенями точності, що позначаються цифрами (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Ступені точності внутрішньої та зовнішньої нарізі для посадок з зазором (за ДСТУ ISO 965-1:2005).

Діаметр зовнішньої нарізі:	Ступені точності
- зовнішній d	4; 6; 8
- середній d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
Діаметр внутрішньої нарізі:	
- внутрішній D_1	4; 5; 6; 7; 8
- середній D_2	4; 5; 6; 7; 8

Допуски на внутрішній діаметр зовнішньої нарізі d_1 та зовнішній діаметр D внутрішньої нарізі не встановлено.

Допуски на зовнішній діаметр зовнішньої нарізі d та внутрішній діаметр внутрішньої нарізі D_1 наведено у табл. Б.3.

Допуски на середні діаметри зовнішньої та внутрішньої нарізі d_2 та D_2 наведено у табл. Б.4.

4.4.3 Довжини згвинчування

Нарізі в залежності від довжин згвинчування поділяються на три групи:

1. Короткі – S.
2. Нормальні – N.

3. Довгі – L.

До нормальної N довжини згвинчування відносять довжини понад $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$, де P – крок нарізі, d – зовнішній діаметр. Довжини згвинчування менші від нормальних відносять до групи S , а більші – до групи L . Якщо фактична довжина згвинчування невідома (як під час виробництва стандартних болтів), рекомендовано застосовувати групу N . Довжини згвинчування нарізі залежно від номінального діаметра та кроку наведені у табл. Б.6.

4.4.4 Класи точності

Для метричних нарізей з зазором використовуються три класи точності (табл. 4.2, 4.3):

- грубий;
- середній;
- точний.

Поля допусків грубого класу застосовують коли нарізають нарізі на гарячекатаних заготовках. Поля допусків середнього класу використовують в нарізях загального машинобудування. Поля допусків точного класу використовують для відповідальних статично навантажених нарізей, а також, коли необхідно досягнути невелике коливання зазорів в посадці.

Таблиця 4.2 – Рекомендовані поля допусків зовнішньої нарізі
(за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Клас точності	Довжина згвинчування								
	S			N			L		
	Поля допуску зовнішньої нарізі								
Точний	-	(3h4h)	-	-	(4g)	4h	-	(5g4g)	(5h4h)
Середній	(5g6g)	(5h6h)	6e	6f	6g	6h	(7e6e)	(7g6g)	(7h6h)
Грубий	-	-	(8e)	-	8g	-	(9e8e)	(9g8g)	-

Поля допусків, вказані в рамках, вибирають для зовнішньої і внутрішньої нарізі загального призначення. Поля допусків, надруковані напівгрубим шрифтом, треба вибирати в першу чергу. Поля допусків, надруковані звичайним шрифтом, вибирають в другу чергу. Поля допусків, вказані в круглих дужках, вибирають в останню чергу.

Таблиця 4.3 – Рекомендовані поля допусків внутрішньої нарізі
(за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Клас точності	Довжина згвинчування					
	<i>S</i>		<i>N</i>		<i>L</i>	
	Поля допуску внутрішньої нарізі					
Точний	-	<i>4H</i>	-	<i>5H</i>	-	<i>6H</i>
Середній	(<i>5G</i>)	<i>5H</i>	<i>6G</i>	<i>6H</i>	(<i>7G</i>)	<i>7H</i>
Грубий	-	-	<i>7G</i>	<i>7H</i>	(<i>8G</i>)	<i>8H</i>

На кресленнях позначають не клас точності, а поле допуску нарізі. Поле допуску визначають за табл. 4.2 та 4.3, знаючи клас точності та довжину згвинчування нарізі.

4.5 Умовне позначення нарізі

Умовне позначення нарізі (ДСТУ ISO 965-1:2005) складається з позначення виду нарізі (метрична), розміру нарізі, позначення поля допуску, а також, за необхідності, позначення особливих параметрів – кроку, напрямку витків нарізі, довжини згвинчування.

Позначення поля допуску діаметра нарізі складається з цифри, яка показує степінь точності, і букви, що означає основне відхилення (наприклад *6H*, *6d*). На першому місці вказується поле допуску середнього діаметру; на другому: для гвинта — поле допуску для *d* (*7d6d*), для гайки — для D_1 (*5H6H*). Якщо обидва поля допуски однакові, то в позначенні вони не повторюються (наприклад, *6d*, *6H*). Поле допуску нарізі вказують через тире після розміру (наприклад, гвинт *M12-6d*; гайка *M12-6H*; гвинт *12x1-6d* — з дрібним кроком = 1 мм). Посадки нарізевих деталей позначають дробом, в чисельнику якого вказують поле допуску гайки, в знаменнику — поле допуску гвинта (наприклад, $M12 - \frac{6H}{6d}$, ліва різьба - $M12LH - \frac{6H}{6d}$). Якщо довжина згвинчування відрізняється від нормальної, її вказують в позначенні нарізі: *M12-7d6d-30*, де 30 — довжина згвинчування, мм).

ЗАДАЧА 4.1

Визначити зведений середній діаметр болта *M10x1-6e*, якщо при

його вимірювані отримані такі величини $d_{вим} = 9,964\text{мм}$; $d_{2вим} = 9,306$; $d_{1вим} = 9,854\text{мм}$. Розмір кроку на довжині згвинчування п'яти кроків: $5P_{прав} = 5,034\text{мм}$; $5P_{лів} = 5,012\text{ мм}$; розміри половини кута профілю: $\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав} = 29^{\circ}35'$; $\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів} = 30^{\circ}12'$. Зробити висновок про придатність болта.

Розв'язок.

1. Нарізь болта М10х1-6е відноситься до зовнішніх нарізей. Визначаємо номінальні розміри параметрів нарізі за ДСТУ ISO 724:2005, а також граничні відхилення за ДСТУ ISO 965-1:2005, вираховуємо граничні розміри нарізі і заносимо в таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахунок граничних розмірів нарізі М10х1-6е

Назва параметра	Позначення	Номінальний р-р, мм ДСТУ ISO 724:2005	Граничні відхилення, мм ДСТУ ISO 965-1:2005		Граничні розміри, мм	
			es	ei	найбільший	найменший
Зовнішній діаметр	d	10,00	-0,060	-0,240	9,940	9,760
Середній діаметр	d ₂	9,350	-0,060	-0,172	9,290	9,178
Внутрішній діаметр	d ₁	8,917	-0,060	не норм.	8,857	не встан.
Крок	P	1,0	Внаслідок того, що відхилення кроку, кута профілю та середнього діаметра нарізі взаємозв'язані, їх обмежують сумарним допуском Td ₂			
Кут профілю	α	60 ⁰				

1.1 Визначаємо номінальні розміри нарізі болта за ДСТУ ISO 724:2005. За формулами в табл. Б.1, залежно від кроку нарізі, номінальні розміри середнього і внутрішнього діаметрів дорівнюють:

$$d_2 = d - 0,6495 P = 10 - 0,6495 \cdot 1 = 9,350 \text{ мм}$$

$$d_1 = d - 1,0825 P = 10 - 1,0825 \cdot 1 = 8,917 \text{ мм}$$

1.2 Визначаємо граничні відхилення болта

За табл. Б.5 основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього

діаметрів

$$esd_2 = esd_1 = esd = 0,060_{\text{мм}}$$

Числові значення допусків Td_2 та Td визначаються за табл. Б.3, Б.4

$$Td_2 = 0,112_{\text{мм}}, Td = 0,180_{\text{мм}}.$$

Нижні відхилення середнього та зовнішнього діаметрів визначаються як

$$eid_2 = esd_2 - Td_2 = -0,060 - 0,112 = -0,172_{\text{мм}},$$

$$eid = esd - Td = -0,060 - 0,180 = -0,240_{\text{мм}}.$$

1.3 Визначаємо граничні розміри болта

$$d_{2\text{max}} = d_2 + esd_2 = 9,350 + (-0,060) = 9,290_{\text{мм}},$$

$$d_{2\text{min}} = d_2 + eid_2 = 9,350 + (-0,172) = 9,178_{\text{мм}},$$

$$d_{\text{max}} = d + esd = 10,0 + (-0,060) = 9,940_{\text{мм}},$$

$$d_{\text{min}} = d + eid = 10,0 + (-0,240) = 9,760_{\text{мм}},$$

$$d_{1\text{max}} = d_1 + esd_1 = 8,917 + (-0,060) = 8,857_{\text{мм}},$$

$d_{1\text{min}}$ - не встановлюється.

2. Знаходимо зведений середній діаметр зовнішньої різьби

$$d_{2\text{зв}} = d_{2\text{вим}} + f_p + f_\alpha$$

де f_p - діаметральна компенсація похибки виготовлення кроку на довжині згвинчування; для метричної різьби з $\alpha = 60^\circ$

$$f_p = 1,732|E_p|$$

де $|E_p|$ - абсолютна величина похибок кроку на $n = 5$ кроках

$$E_P = |P_n - n \cdot P|$$

де $P_n = \frac{P_n^{прав} + P_n^{лів}}{2} = \frac{5,034 + 5,012}{2} = 5,023$ - середній розмір 5-ти кроків на довжині

згвинчування;

$P = 1,0$ мм - крок різьби М10х1;

$n = 5$ – число кроків на довжині згвинчування.

$$E_P = |5,023 - 5 \cdot 1,0| = 0,023 \text{ мм}$$

$$f_P = 1,732 \cdot 0,023 = 0,0398 \text{ мм.}$$

f_α - діаметральна компенсація похибки половини кута профілю; при $\alpha = 60^\circ$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot E\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 10^{-3}$$

де $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ - відхилення половини кута профілю, кутові мінути

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5 \left(\left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав} \right| + \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів} \right| \right)$$

де $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав}$ і $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів}$ - абсолютні значення відхилень правої та лівої половини

кута профілю від номінального значення половини кута профілю, мінути;

для метричної різьби

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав} = \left| \frac{\alpha}{2}_{прав} - 30^\circ \right| = |29^\circ 35' - 30^\circ| = |-25'|,$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів} = \left| \frac{\alpha}{2}_{лів} - 30^\circ \right| = |30^\circ 12' - 30^\circ| = 12'$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{|-25'| + 12'|}{2} = 18,5' ;$$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot 1,0 \cdot 18,5' \cdot 10^{-3} = 0,0054 \text{ мм}$$

Таким чином, зведений середній діаметр дорівнює

$$d_{2зв} = 9,306 + 0,0398 + 0,0054 = 9,3512 \text{ мм.}$$

Схема розташування полів допусків нарізі болта М10х1-6е зображена на

рис. 4.5.

Висновок про придатність болта М10х1-6е.

Диференційовано величини $d_{вим}$, $d_{2вим}$, $d_{2пр}$ виходять за межі поля допуску (див. табл. 4.4). Згвинчування болта не забезпечується. Загальний висновок – болт непридатний.

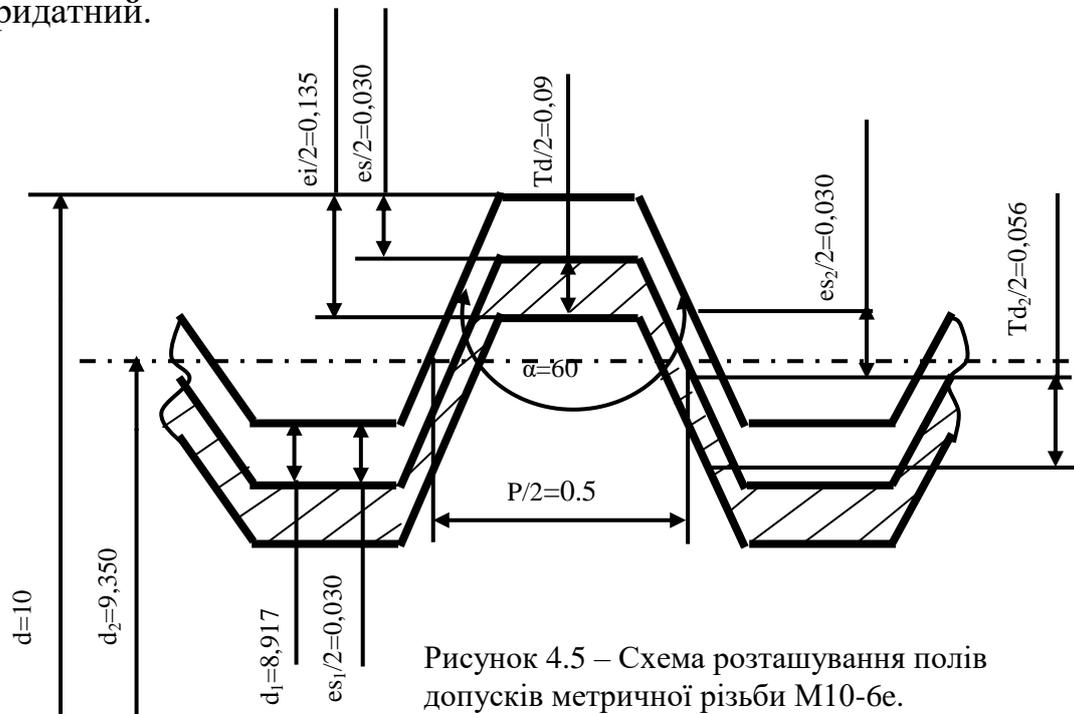


Рисунок 4.5 – Схема розташування полів допусків метричної різьби М10-6е.

ЗАДАЧА 4.2

Визначити зведений середній діаметр гайки М16х1,5-7Н, якщо при її вимірюванні отримані такі величини $D_{вим} = 16,170$ мм; $D_{2вим} = 15,002$ мм; $D_{1вим} = 14,454$ мм. Розмір кроку на довжині згвинчування п'яти кроків $:5 P_{прав} = 7,480$ мм; $:5 P_{лів} = 7,524$ мм; розміри половини кута профілю:

$\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{прав} = 30^{\circ}20'$; $\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{лів} = 30^{\circ}10'$. Зробити висновок про придатність гайки.

Нарізь гайки М16х1,5-7Н відноситься до внутрішніх нарізей. Визначаємо номінальні розміри параметрів нарізі за ДСТУ ISO 724:2005, а також граничні відхилення за ДСТУ ISO 965-1:2005, вираховуємо граничні розміри нарізі і заносимо в таблицю 4.6.

1.1 Визначаємо номінальні розміри нарізі гайки за ДСТУ ISO 724:2005. За формулами в табл. Б.1, залежно від кроку нарізі, номінальні розміри

середнього і внутрішнього діаметрів дорівнюють:

$$D_2 = D - 0,6495 P = 16 - 0,6495 \cdot 1,5 = 15,026 \text{ мм}$$

$$D_1 = D - 1,0825 P = 16 - 1,0825 \cdot 1,5 = 14,376 \text{ мм}$$

Таблиця 4.6 – Розрахунок граничних розмірів нарізі М16х1,5-7Н

Назва параметра	Позначення	Номинальний р-р, мм ДСТУ ISO 724:2005	Граничні відхилення, мм ДСТУ ISO 965-1:2005		Граничні розміри, мм	
			ES	EI	найбільший	найменший
Зовнішній діаметр	D	16,0	не норм.	0	невстановлено	16,0
Середній діаметр	D ₂	15,026	+0,236	0	15,262	15,026
Внутрішній діаметр	D ₁	14,376	+0,375	0	14,751	14,376
Крок	P	1,5	Внаслідок того, що відхилення кроку, кута профілю та середнього діаметра різьби взаємозв'язані, їх обмежують сумарним допуском TD ₂			
Кут профілю	α	60°				

1.2 Визначаємо граничні відхилення гайки

За табл. Б.5 основні відхилення середнього, внутрішнього та зовнішнього діаметрів

$$EID_2 = EID_1 = EID = 0 \text{ мм}$$

Числові значення допусків TD₂ та TD₁ визначаються за табл. Б.3, Б.4

$$TD_2 = 0,236 \text{ мм}, TD_1 = 0,375 \text{ мм}.$$

Верхні відхилення середнього та внутрішнього діаметрів визначаються як

$$ESD_2 = EID_2 + TD_2 = 0 + 0,236 = 0,236 \text{ мм},$$

$$ESD_1 = EID_1 + TD_1 = 0 + 0,375 = 0,375 \text{ мм}.$$

2.5 Визначаємо граничні розміри гайки

$$D_{2\text{max}} = D_2 + ESD_2 = 15,026 + 0,236 = 15,262 \text{ мм},$$

$$D_{2\min} = D_2 + EID_2 = 15,026 + 0 = 15,026 \text{ мм},$$

$$D_{1\max} = D_1 + ESD_1 = 14,376 + 0,375 = 14,751 \text{ мм},$$

$$D_{1\min} = D_1 + EID_1 = 14,376 + 0 = 14,376 \text{ мм},$$

D_{\max} - не встановлюється.

$$D_{\min} = D + EID = 16 + 0 = 16,0 \text{ мм}.$$

3 Знаходимо приведений середній діаметр внутрішньої нарізі

$$D_{2зв} = D_{2вим} - f_P - f_\alpha$$

де f_P - діаметральна компенсація похибки виготовлення кроку на довжині згвинчування; для метричної нарізі з $\alpha = 60^\circ$

$$f_P = 1,732 |E_P|$$

де $|E_P|$ - абсолютна величина похибок кроку на $n = 5$ крокам

$$E_P = |P_n - n \cdot P|$$

де $P_n = \frac{P_n^{прав} + P_n^{лів}}{2} = \frac{7,480 + 7,524}{2} = 7,502$ - середній розмір 5-ти кроків на довжині

згвинчування;

$P = 1,5$ мм - крок нарізі М16х1,5 з ГОСТ 24705-81;

$n = 5$ – число кроків на довжині згвинчування.

$$E_P = |7,502 - 5 \cdot 1,5| = 0,002 \text{ мм}$$

$$f_P = 1,732 \cdot 0,002 = 0,0035 \text{ мм}.$$

f_α - діаметральна компенсація похибки половини кута профілю; при $\alpha = 60^\circ$

$$f_\alpha = 0,29 \cdot P \cdot E\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 10^{-3}$$

де $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ - відхилення половини кута профілю, кутові мінути

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5 \left(\left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} \right| + \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} \right| \right)$$

де $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}}$ і $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}}$ - абсолютні значення відхилень правої та лівої половини кута профілю від номінального значення половини кута профілю, мінути; для

$$\text{метричної нарізі } E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} = \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} - 30^0 \right| = |30^0 20' - 30^0| = 20',$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} = \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} - 30^0 \right| = |30^0 10' - 30^0| = 10'$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{20' + 10'}{2} = 15';$$

$$f_{\alpha} = 0,29 \cdot 1,5 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,0065 \text{ мм}$$

Таким чином, зведений середній діаметр дорівнює

$$D_{2зв} = 15,002 - 0,0035 - 0,0065 = 14,992 \text{ мм.}$$

Схема розташування полів допусків нарізі гайки зображена на рисунку 4.6.

Висновок про придатність гайки М16х1,5-7Н.

Диференційовано величини $D_{\text{вим}}$, $D_{1\text{вим}}$ входять в межі поля допуску, величини

$D_{2\text{вим}}$; $D_{2зв}$ не входять в межі поля допуску (див. табл. 4.6), . Згвинчування гайки не забезпечується. Загальний висновок – гайка непридатна.

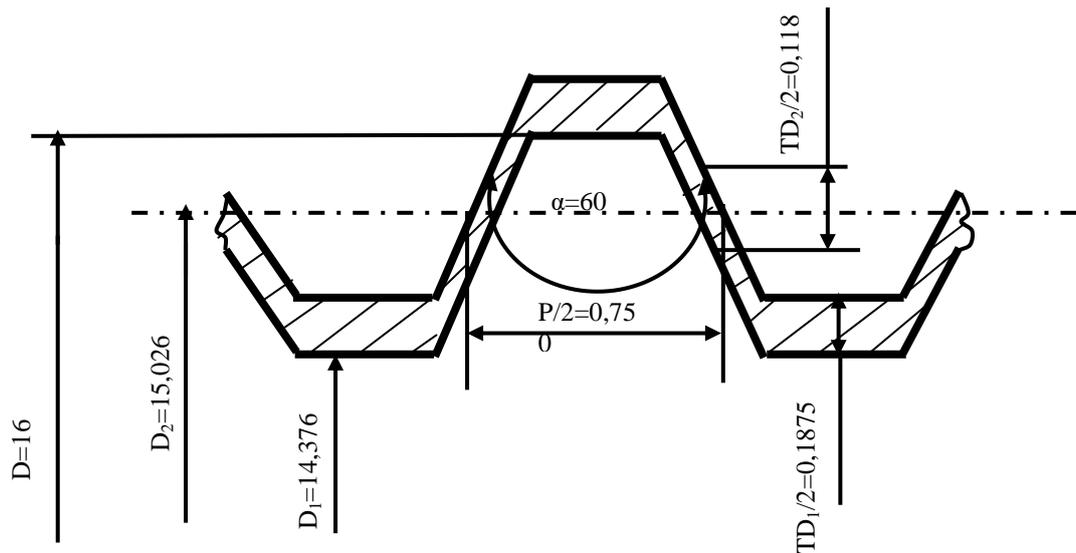


Рисунок 4.6 – Схема розташування полів допусків метричної нарізі M16x1,5-7H.

ЗАДАЧА 4.3

Визначити характеристику посадки нарізі M70x3, якщо при вимірюванні

гайки одержано: $D_{2\text{вим}} = 68,148$ мм; $E_P = 0,005$; $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} = -20'$; $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} = 30'$

при вимірюванні болта одержано $d_{2\text{вим}} = 68,148$ мм;

$$E_P = 0,01; E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} = -12', E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} = -24'.$$

Розв'язок

1. Визначаємо зведений діаметр гайки

$$D_{2зв} = D_{2\text{вим}} - f_P - f_\alpha$$

де f_P - діаметральна компенсація похибки виготовлення кроку

$$f_P = 1,732|E_P|$$

де $|E_P|$ - абсолютна величина похибок кроку

$$f_P = 1,732 \cdot 0,005 = 0,0087 \text{ мм.}$$

f_α - діаметральна компенсація похибки половини кута профілю; при $\alpha = 60^\circ$

$$f_{\alpha} = 0,29 \cdot P \cdot E\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 10^{-3}$$

де $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ - відхилення половини кута профілю, кутові мінути

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5 \left(\left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} \right| + \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} \right| \right)$$

де $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}}$ і $E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}}$ - абсолютні значення відхилень правої та лівої половини кута профілю від номінального значення половини кута профілю, мінути;

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{|-20'| + 30'|}{2} = 25'$$

$$f_{\alpha} = 0,29 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 0,0217 \text{ мм}$$

Таким чином, зведений середній діаметр гайки дорівнює

$$D_{236} = 68,148 - 0,0087 - 0,0217 = 68,1176 \text{ мм.}$$

2. Визначаємо зведений діаметр болта

$$d_{236} = d_{2\text{вим}} + f_P + f_{\alpha}$$

$$f_P = 1,732 \cdot 0,01 = 0,0173 \text{ мм.}$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5 \left(\left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{прав}} \right| + \left| E\left(\frac{\alpha}{2}\right)_{\text{лів}} \right| \right)$$

$$E\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{|-12'| + |-24'|}{2} = 18'$$

$$f_{\alpha} = 0,29 \cdot 3 \cdot 18 \cdot 10^{-3} = 0,0157 \text{ мм}$$

Таким чином, зведений середній діаметр болта дорівнює

$$d_{236} = 68,085 + 0,0173 + 0,0157 = 68,118 \text{ мм.}$$

3. Визначаємо характеристику посадки метричної нарізі.

$$N = d_{236} - D_{236} = 68,118 - 68,1176 = 0,0004 \text{ мм}$$

4.6 Запитання для самоконтролю

- 1 Дайте визначення основних параметрів метричної нарізі.
- 2 Що визначає рівень точності параметрів нарізі; як рівень точності нарізі

позначається?

3 Які параметри визначають точність нарізі і характер нарізевого з'єднання?

4 Яким чином відкладають граничні відхилення параметрів нарізі?

5 На які діаметри і параметри нарізі допуски на встановлюються і чому?

6 Допуск на який параметр нарізі є сумарним і які складові він включає?

7 Як позначають точність параметрів нарізі ? Дайте приклад.

8 Що таке довжина згвинчування нарізі? Які групи довжин згвинчування передбачені? Коли довжина згвинчування позначається?

9 Дайте приклад позначення лівої нарізі з дрібним кроком.

10 Дайте визначення приведенного середнього діаметра зовнішньої (внутрішньої) нарізі.

11 Запишіть формули для обчислення діаметральних компенсацій похибок кроку і половини кута профілю нарізі.

5 РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

Розмірним ланцюгом називають сукупність розмірів, які утворюють замкнутий контур і приймають участь при вирішенні поставленої задачі. Розміри, що утворюють розмірний ланцюг, називають **ланками** розмірного ланцюга.

5.1 Класифікація розмірних ланцюгів (РЛ)

1. По взаємному розміщенню ланок РЛ поділяють на
 - **плоскі** , якщо ланки розміщені в одній площині;
 - **просторові**, якщо ланки розміщені не паралельно одна відносно іншої в непаралельних площинах;
 - **лінійні**, якщо ланками РЛ є лінійні розміри;
 - **кутові**, якщо ланками РЛ є кутові розміри.
2. По місцю у виробі
 - Якщо РЛ стосується однієї деталі, то це буде **подетальний** РЛ;
 - Якщо РЛ зв'язує у вузлі дві або більше деталей, то це буде **складальний** РЛ.
3. По області застосування
 - При конструюванні виробу точність його вирішують за допомогою **конструкторського** РЛ;
 - При виготовленні виробу точність його вирішують за допомогою **технологічного** РЛ;
 - При вимірюванні виробу використовують **вимірний** РЛ, який складається із засобу вимірювання та вимірюваної деталі.

Кожен РЛ складається із складових та замикаючої ланки.

Замикаючою ланкою РЛ називають розмір (A_0), який отримують останнім в процесі обробки деталі або складанні вузла машини.

Складовою ланкою РЛ називають розмір ($A_1, A_2 \dots A_n$) зміна величини якого призводить до зміни величини замикаючої ланки.

Складові ланки РЛ поділяються на збільшуючі та зменшуючі.

Збільшуюча ланка (\vec{A}_i) – збільшення величини якої призводить до збільшення замикаючої ланки.

Зменшуюча ланка (\overleftarrow{A}_j) – збільшення величини якої призводить до зменшення замикаючої ланки.

Суть розрахунку розмірного ланцюга полягає у визначенні допусків і граничних відхилень всіх ланок виходячи з вимог конструкції і технології.

При розв'язанні розмірних ланцюгів вирішують дві задачі:

1. **Пряма задача** – визначення номінальних розмірів, допусків і граничних відхилень складових ланок по номінальному розміру і граничних відхиленнях замикаючої ланки.

2. **Обернена задача** (перевірочна)– визначення номінального розміру, допуску і граничних відхилень замикаючої ланки по номінальних розмірах і граничних відхиленнях складових.

5.2 Методи досягнення заданої точності замикаючої ланки РЛ

1. Метод повної взаємозамінності.
2. Ймовірностний метод.
3. Метод групової взаємозамінності.
4. Метод припасування.
5. Метод регулювання.

5.2.1 Метод повної взаємозамінності

Точність замикаючої ланки досягається за будь-якого поєднання розмірів деталей (складових ланок), виготовлених в межах розрахованих допусків. Деталі під час складання з'єднуються без припасування, регулювання та підбору.

Розрахунок здійснюється **методом максимуму-мінімуму**, за якого допуск замикаючої ланки визначається арифметичним додаванням допусків складових ланок. Із умови замкнутості отримане **основне рівняння розмірних ланцюгів**, яке для лінійного розмірного ланцюга з паралельними ланками має вигляд

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A_{i\bar{\sigma}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{\text{зМ}}} \quad (5.1)$$

де $A_{i\bar{\sigma}}, A_{j_{\text{зМ}}}$ — номінальні розміри відповідно збільшуючих і зменшуючих ланок;

n — число збільшуючих ланок;

$n+p$ — загальне число ланок.

Граничні розміри замикаючої ланки

$$A_0^{\max} = \sum_{i=1}^n A_{i\bar{\sigma}}^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{\text{зМ}}}^{\min} \quad (5.2)$$

$$A_0^{\min} = \sum_{i=1}^n A_{i\bar{\sigma}}^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j_{\text{зМ}}}^{\max} \quad (5.3)$$

Допуск замикаючої ланки розмірного ланцюга дорівнює сумі допусків усіх складових ланок

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{n+p} TA_i \quad (5.4)$$

Граничні відхилення замикаючої ланки

$$ESA_0 = \sum_{i=1}^n ESA_{i\bar{\sigma}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} EIA_{j_{\text{зМ}}} \quad (5.5)$$

$$EIA_0 = \sum_{i=1}^n EIA_{i\bar{\sigma}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} ESA_{j_{\text{зМ}}} \quad (5.6)$$

де $ESA_{i\bar{\sigma}}$ - верхні відхилення збільшуючих ланок,

$EIA_{i\bar{\sigma}}$ - нижні відхилення збільшуючих ланок,

$ESA_{j_{\text{зМ}}}$ - верхні відхилення зменшуючих ланок,

$EIA_{j_{\text{зМ}}}$ - нижні відхилення зменшуючих ланок

5.2.2 Способи розподілу допуску замикаючої ланки між складовими ланками

5.2.2.1 **Спосіб рівних допусків** за якого приймають, що допуски всіх складових ланок рівні між собою $TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n$. Тоді допуск будь-якої ланки рівний

$$TA_i = \frac{TA_0}{n} \quad (5.7)$$

де n – кількість ланок.

Спосіб рівних допусків простий, але недостатньо точний, так як коректування допусків складових розмірів довільне.

5.2.2.2 **Спосіб допусків одного квалітету** за якого приймають, що ланки виготовлені з однаковою точністю, а величина допуску залежить лишень від номінального розміру.

Допуск за квалітетом складового розміру (1.19)

$$TA_i = k_i \cdot i$$

де

k_i — число одиниць допуску i -го розміру, встановлене для кожного квалітету (табл.1.4)

i — одиниця допуску (табл.1.3)

Згідно формули (5.4) маємо

$$TA_0 = k_1 \cdot i_1 + k_2 \cdot i_2 + \dots + k_{n+p} \cdot i_{n+p}$$

Враховуючи, що допуски складових ланок призначають за одним квалітетом ($k = \text{const}$), отримано формулу для визначення числа одиниць допуску, за яким призначається квалітет складових ланок

$$TA_0 = k \cdot \sum_{i=1}^{n+p} i$$

Звідки

$$k = \frac{TA_0}{\sum_{i=1}^{n+p} i} \quad (5.8)$$

За наближеним значенням k вибирають найближчий квалітет за табл. 1.4.

За обраним квалітетом призначаються допуски складових ланок (табл. 1.2). Так як розрахункове число одиниць допуску k , зазвичай, відрізняється від значень, наведених у табл. 1.4, то можна для однієї або декількох ланок, враховуючи технологічні умови, призначати допуски за більш високим або більш низьким квалітетом. Допуски для охоплюючих розмірів рекомендують визначати, як для основного отвору, а для охоплюваних — як для основного валу. При цьому необхідно дотримувати умову $TA_0 \geq \sum_{i=1}^{n+p} TA_i$.

Розв'язок розмірного ланцюга способом призначення допусків одного квалітету більш **обґрунтоване** в порівнянні з розв'язком способом рівних допусків.

ЗАДАЧА 5.1

Розрахувати розмірний ланцюг методом рівних допусків якщо відомо, що між підшипником ковзання і зубчастим колесом потрібно забезпечити функціональний зазор $A_0 = 0_{+1,0}^{+1,4}$.

Розв'язок

1. Встановимо складові ланки розмірного ланцюга.

Для забезпечення зазору при складанні редуктора будуть впливати розміри таких деталей: 1 – корпус редуктора, 2, 4 – підшипники ковзання, 3 – зубчасте колесо.

2. Побудуємо схему розмірного ланцюга.

3. Визначимо збільшуючі та зменшуючі складові РЛ.

Збільшуючі: \vec{A}_3 .

Зменшуючі: $\overleftarrow{A}_1, \overleftarrow{A}_2, \overleftarrow{A}_4$

4. Складемо основне рівняння розмірного ланцюга

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A_{i\text{зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} A_{j\text{зм}} = A_3 - (A_1 + A_2 + A_4) = 60 - (50 + 5 + 5) = 0$$

5. Визначимо величину допуску замикаючої ланки

$$TA_0 = A_0^{\max} - A_0^{\min} = 1,4 - 1,0 = 0,4 \text{ мм}$$

6. Визначимо величину допусків складових ланок

$$TA_i = \frac{TA_0}{n} = \frac{0,4}{4} = 0,1 \text{ мм}$$

7. Визначимо граничні відхилення складових ланок РЛ

Для охоплюючих поверхонь відхилення в (+).

Для охоплюваних поверхонь відхилення в (-).

Для інших (\pm).

$$A_3 = 60^{+0,1}; A_1 = 50_{-0,1}; A_2 = 5_{-0,1}; A_4 = 5_{-0,1}.$$

ЗАДАЧА 5.2

Вал, зображений на рисунку, має бути виготовлений в такій послідовності виконання розмірів: B_1, B_2, B_3, B_4, B_5 . Визначити номінальний розмір і граничні відхилення ступені вала, якщо $B_1 = 30 \pm 0,042$, $B_2 = 220h12(-_{0,46})$, $B_3 = 15_{-0,18}$; $B_4 = 30 \pm 0,35$, $B_5 = 5^{+0,12}$.

Розв'язок

1. При заданій послідовності виготовлення розмірів деталі (B_1, B_2, B_3, B_4, B_5)

задачу слід віднести до перевірного розрахунку визначення величини і граничних відхилень замикаючої ланки (B_0 - ступінь вала за заданими розмірами і граничними відхиленнями складових ланок (B_1, B_2, B_3, B_4, B_5)). На рисунку 5.3,б показано схему розмірного ланцюга.

У відношенні до замикаючої ланки B_0 складова ланка B_2 є збільшуючою (\rightarrow), а ланки B_1, B_3, B_4, B_5 - зменшуючими (\leftarrow).

2. Номінальний розмір замикаючої ланки, в розмірному ланцюгу пов'язаний з номінальними розмірами збільшуючих і зменшуючих ланок рівнянням:

$$B_0 = \sum_{i=1}^n B_{i\text{зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} B_{j\text{зм}} = B_2 - (B_1 + B_3 + B_4 + B_5) = 220 - (30 + 15 + 30 + 5) = 140 \text{ мм}$$

3. Граничні відхилення замикаючої ланки B_0 визначаються за рівняннями:

$$\begin{aligned} ESB_0 &= \sum_{i=1}^n ESB_{i\text{зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} EIB_{j\text{зм}} = ESB_2 - (EIB_1 + EIB_3 + EIB_4 + EIB_5) = \\ &= 0 - (-0,042 - 0,18 - 0,035 - 0) = 0,257 \text{ мм.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EIB_0 &= \sum_{i=1}^n EIB_{i\text{зб}} - \sum_{j=n+1}^{n+p} ESB_{j\text{зм}} = EIB_2 - (ESB_1 + ESB_3 + ESB_4 + ESB_5) = \\ &= -0,46 - (0,042 + 0 + 0,035 + 0,12) = -0,657 \text{ мм.} \end{aligned}$$

де ESB_0, EIB_0 - граничні відхилення замикаючої ланки; .

$ESB_{i\text{зб}}, EIB_{j\text{зб}}$ - граничні відхилення збільшуючих складових ланок; .

$ESB_{j\text{зм}}, EIB_{j\text{зм}}$ - граничні відхилення зменшуючих складових ланок;

4 Перевірка правильності розв'язку задачі.

При методі, який забезпечує повну взаємозамінність - {метод "максимума-мінімуму) допуски замикаючої ланки і складових ланок пов'язані рівнянням (5.4):

$$T_{B_0} = \sum_{i=1}^{n+p} T_{B_i} = T_{B_1} + T_{B_2} + T_{B_3} + T_{B_4} + T_{B_5} = 0,084 + 0,46 + 0,18 + 0,07 + 0,12 = 0,914 \text{ мм,}$$

$$\text{де } T_{B_1} = ES_{B_1} - EI_{B_1}; \quad T_{B_2} = ES_{B_2} - EI_{B_2}; \quad T_{B_3} = ES_{B_3} - EI_{B_3}; \quad T_{B_4} = ES_{B_4} - EI_{B_4}$$

$$T_{B_5} = ES_{B_5} - EI_{B_5}$$

допуски розмірів на рисунку.

З другого боку,

$$T_{B_0} = ES_{B_0} - EI_{B_0} = 0,257 - (-0,657) = 0,914 \text{ мм.}$$

Таким чином $B_0 = 140^{+0,257}_{-0,657}$

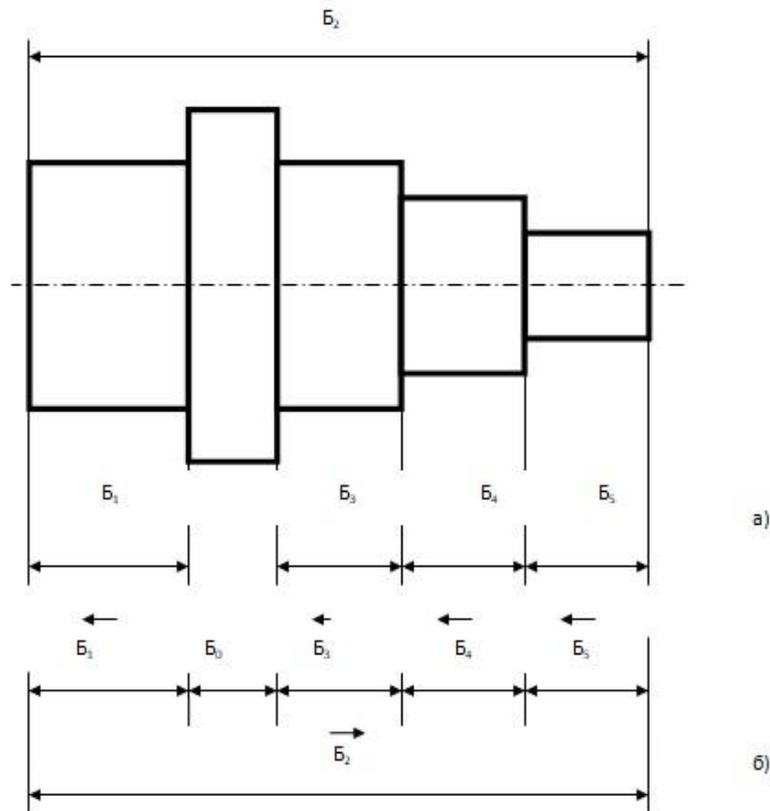


Рисунок 5.3 – До розрахунку розмірного ланцюга:
а) ескіз вала; б) схема розмірного ланцюга

5.3 Запитання для самоконтролю

1. Що таке розмірний ланцюг?
2. Як класифікуються розмірні ланцюги?
3. Як класифікуються розмірні ланцюги в залежності від розташування ланок?
4. Як класифікуються розмірні ланцюги в залежності від застосування?
5. Які бувають ланки розмірного ланцюга?
6. Що таке замикаюча ланка розмірного ланцюга?
7. Як позначаються збільшуючі, зменшуючі та замикаюча ланка розмірного ланцюга?
8. У чому суть розрахунку розмірного ланцюга?
9. Для чого і як розраховують розмірні ланцюги?

10. Якими методами досягається точність замикаючої ланки розмірного ланцюга?
11. У чому суть розрахунку допусків складальних ланок методом «максимуму-мінімуму»?
12. Які є способи розподілу допуску замикаючої ланки між складовими?
13. Як вибирається метод розв'язку розмірного ланцюга?
14. Основне рівняння розмірного ланцюга.
15. Як визначаються граничні розміри замикаючої ланки розмірного ланцюга?
16. Як визначаються граничні відхилення замикаючої ланки розмірного ланцюга?
17. У чому суть проектного і перевірного розрахунків розмірних ланцюгів?

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Співвідношення між точністю розміру і точністю форми
(додаток II до ДСТУ 24643-94)

Квалітети допуску розміру	Рівні геометричної точності	Ступені точності	Квалітети допуску розміру	Рівні геометричної точності	Ступені точності
4	A	3	9	A	8
	B	2		B	7
	C	1		C	6
5	A	4	10	A	9
	B	3		B	8
	C	2		C	7
6	A	5	11	A	10
	B	4		B	9
	C	3		C	8
7	A	6	12	A	11
	B	5		B	10
	C	4		C	9
8	A	7			
	B	6			
	C	5			

Таблиця А.2 - Допуски циліндричності, круглості, профілю поздовжнього перерізу (за ДСТУ 24643-94)

Інтервал номінальних розмірів, мм.	Ступені точності															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Понад 3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Понад 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Понад 18 до 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Понад 30 до 50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Понад 50 до 120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Понад 120 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Понад 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Понад 400 до 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Понад 630 до 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Понад 1000 до 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Понад 1600 до 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 - Формули для розрахунку середнього та внутрішнього діаметрів різьб (за ДСТУ ISO 724:2005)

Діаметр	Зовнішня різьба	Внутрішня різьба
Середній діаметр	$d_2 = d - 0,6495 P$	$D_2 = D - 0,6495 P$
Внутрішній діаметр	$d_1 = d - 1,0825 P$	$D_1 = D - 1,0825 P$

Таблиця Б.2 - Номінальні діаметри та кроки метричних різьб з зазором (за ДСТУ ISO 261:2005, фрагмент)

Номінальний діаметр D, d , мм			Крок різьби P , мм										
1-й вибір	2-й вибір	3-й вибір	великий	дрібний									
				3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5	0,35	0,25	
2			0,4										0,25
	2,2		0,45										0,25
2,5			0,45									0,35	
3			0,5									0,35	
	3,5		0,6									0,35	
4			0,7								0,5		
5			0,8								0,5		
		5,5									0,5		
6			1							0,75			
	7		1							0,75			
8			1,25						1	0,75			
		9	1,25						1	0,75			
10			1,5					1,25	1	0,75			
		11	1,5						1	0,75			
12			1,75					1,25	1				
	14		2			1,5	1,25*	1					
		15				1,5							
16			2			1,5							
		17				1,5							
	18		2,5		2	1,5							
20			2,5		2	1,5							
	22		3		2	1,5							
24					2	1,5							
		25			2	1,5							
		26				1,5							
	27				2	1,5							
30			3,5	3	2	1,5							
		32			2	1,5							
	33		3,5	3	2	1,5							
		35**				1,5							
36			4	3	2	1,5							
		38				1,5							
	39		4	3	2	1,5							

Примітки: 1) Під час вибору діаметра різьби перевагу надають вибору 1, потім – 2, а вже потім – 3;

* Тільки для свічок запалювання двигунів; ** Тільки для опорних стопорних гайок

Таблиця Б.3 - Допуски зовнішнього діаметра зовнішньої різьби T_d і внутрішнього діаметра внутрішньої різьби T_{D1} різьби з зазором (за ДСТУ ISO 965-1:2005, фрагмент)

Крок різьби P , мм	Зовнішня різьба			Внутрішня різьба				
	Квалітет допуску							
	4	6	8	4	5	6	7	8
	Допуск, мкм							
	T_d			T_{D1}				
0,2	36	56	-	38	-	-	-	-
0,25	42	67	-	45	56	-	-	-
0,3	48	75	-	53	67	85	-	-
0,35	53	85	-	63	80	100	-	-
0,4	60	95	-	71	90	112	-	-
0,45	63	100	-	80	100	125	-	-
0,5	67	106	-	90	112	140	180	-
0,6	80	125	-	100	125	160	200	-
0,7	90	140	-	112	140	180	224	-
0,75	90	140	-	118	150	190	236	-
0,8	95	150	236	125	160	200	150	315
1	112	180	280	150	190	236	300	375
1,25	132	212	335	170	212	265	335	425
1,5	150	236	375	190	236	300	375	475
1,75	170	265	425	212	265	335	425	530
2	180	280	450	236	300	375	475	600
2,5	212	335	530	280	355	450	560	710
3	236	375	600	315	400	500	630	800
3,5	265	425	670	355	450	560	710	900
4	300	475	750	375	475	600	750	950
4,5	315	500	800	425	530	670	850	1060
5	335	530	850	450	560	710	900	1120
5,5	355	560	900	475	600	750	950	1180
6	375	600	950	500	630	800	1000	1250
8	450	710	1180	630	800	1000	1250	1600

Таблиця Б.4 - Допуски середнього діаметра зовнішньої різьби T_{d2} і середнього діаметра внутрішньої різьби T_{D2} (за ДСТУ ISO 965-1:2005, фрагмент)

Номінальний діаметр різьби d , мм	Крок P , мм	Зовнішня різьба						Внутрішня різьба					
		Квалітет допуску (ступені точності)											
		3	4	5	6	7	8	4	5	6	7	8	
		Допуск T_{d2} , мкм						Допуск T_{D2} , мкм					
Від 1 до 1,4	0,2	24	30	38	48	-	-	40	50	63	-	-	
	0,25	26	34	42	53	-	-	45	56	71	-	-	
	0,3	28	36	45	56	-	-	48	60	75	-	-	
Понад 1,4 до 2,8	0,2	25	32	40	50	-	-	42	53	67	-	-	
	0,25	28	36	45	56	-	-	48	60	75	-	-	
	0,35	32	40	50	63	80	-	53	67	85	-	-	
	0,4	34	42	53	67	85	-	56	71	90	-	-	
	0,45	36	45	56	71	90	-	60	75	95	-	-	
Понад 2,8 до 5,6	0,25	28	36	45	56	-	-	48	60	75	-	-	
	0,35	34	42	53	67	85	-	56	71	90	-	-	
	0,5	38	48	60	75	95	-	63	80	100	125	-	
	0,6	42	53	67	85	106	-	71	90	112	140	-	
	0,7	45	56	71	90	112	-	75	95	118	150	-	
	0,75	45	56	71	90	112	-	75	95	118	150	-	
	0,8	48	60	75	95	118	150	80	100	125	160	200	
Понад 5,6 до 11,2	0,25	32	40	50	63	-	-	53	67	85	-	-	
	0,35	36	45	56	71	90	-	60	75	95	-	-	
	0,5	42	53	67	85	106	-	71	90	112	140	-	
	0,75	50	63	80	100	125	-	85	106	132	170	-	
	1	56	71	90	112	140	180	95	118	150	190	300	
	1,25	60	75	95	118	150	190	100	125	160	200	315	
	1,5	67	85	106	132	170	212	112	140	180	224	355	
Понад 11,2 до 22,4	0,35	38	48	60	75	95	-	63	80	100	-	-	
	0,5	45	56	71	90	112	-	75	95	118	150	-	
	0,75	53	67	85	106	132	-	90	112	140	180	-	
	1	60	75	95	118	150	190	100	125	160	200	250	
	1,25	67	85	106	132	170	212	112	140	180	224	280	
	1,5	71	90	112	140	180	224	118	150	190	236	300	
	1,75	75	95	118	150	190	236	125	160	200	250	315	
	2	80	100	125	160	200	250	132	170	212	265	335	
	2,5	85	106	132	170	212	265	140	180	224	280	355	
Понад 22,4 до 45	0,5	48	60	75	95	118	-	80	100	125	-	-	
	0,75	56	71	90	112	140	-	95	118	150	190	-	
	1	63	80	100	125	160	200	106	132	170	212	265	
	1,5	75	95	118	150	190	236	125	160	200	250	315	
	2	85	106	132	170	212	265	140	180	224	280	355	
	3	100	125	160	200	250	315	170	212	265	335	425	
	3,5	106	132	170	212	265	335	180	224	280	355	450	
	4	112	140	180	224	280	355	190	236	300	375	475	
	4,5	118	150	190	236	300	375	200	250	315	400	500	

Таблиця Б.5 - Основні відхилення діаметрів зовнішньої та внутрішньої різьби
(за ДСТУ ISO 965-1:2005)

Крок різьби P , мм	Зовнішня різьба					Внутрішня різьба			
	Діаметр різьби $d; d_2; d_1$					Діаметр різьби $D; D_1; D_2$			
	Основні відхилення es , мкм					Основні відхилення EI , мкм			
	d	e	f	g	h	E	F	G	H
0,2	-	-	-32	-17	0	-	+32	+17	0
0,25	-	-	-33	-18	0	-	+33	+18	0
0,3	-	-	-33	-18	0	-	+33	+18	0
0,35	-	-	-34	-19	0	-	+34	+19	0
0,4	-	-	-34	-19	0	-	+34	+19	0
0,45	-	-	-35	-20	0	-	+35	+20	0
0,5	-	-50	-36	-20	0	+50	+36	+20	0
0,6	-	-53	-36	-21	0	+53	+36	+21	0
0,7	-	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,75	-	-56	-38	-22	0	+56	+38	+22	0
0,8	-	-60	-38	-24	0	+60	+38	+24	0
1	-	-60	-40	-26	0	+60	+40	+26	0
1,25	-	-63	-42	-28	0	+63	+42	+28	0
1,5	-	-67	-45	-32	0	+67	+45	+32	0
1,75	-	-71	-48	-34	0	+71	+48	+34	0
2	-	-71	-52	-38	0	+71	+52	+38	0
2,5	-	-80	-58	-42	0	+80	+58	+42	0
3	-	-85	-63	-48	0	+85	+63	+48	0
3,5	-	-90	-70	-53	0	+90	+70	+53	0
4	-	-95	-75	-60	0	+95	+75	+60	0
4,5	-	-100	-80	-63	0	+100	+80	+63	0
5	-	-106	-85	-71	0	+106	+85	+71	0
5,5	-	-112	-90	-75	0	+112	+90	+75	0
6	-	-118	-95	-80	0	+118	+95	+80	0
8	-	-140	-118	-100	0	+140	+118	+100	0

Таблиця Б.6 - Довжини згвинчування нарізі з зазором (за ДСТУ 965-1:2005, фрагмент)

Номінальний діаметр різьби d , мм		Крок P , мм	Довжина згвинчування, мм			
			S	N		L
понад	до і включно		до і включно	понад	до і включно	понад
0,99	1,4	0,2	0,5	0,5	1,4	1,4
		0,25	0,6	0,6	1,7	1,7
		0,3	0,7	0,7	2	2
1,4	2,8	0,2	0,5	0,5	1,5	1,5
		0,25	0,6	0,6	1,9	1,9
		0,35	0,8	0,8	2,6	2,6
		0,4	1	1	3	3
		0,45	1,3	1,3	3,8	3,8
2,8	5,6	0,35	1	1	3	3
		0,5	1,5	1,5	4,5	4,5
		0,6	1,7	1,7	5	5
		0,7	2	2	6	6
		0,75	2,2	2,2	6,7	6,7
		0,8	2,5	2,5	7,5	7,5
5,6	11,2	0,75	2,4	2,4	7,1	7,1
		1	3	3	9	9
		1,25	4	4	12	12
		1,5	5	5	15	15
11,2	22,4	1	3,8	3,8	11	11
		1,25	4,5	4,5	13	13
		1,5	5,6	5,6	16	16
		1,75	6	6	18	18
		2	8	8	24	24
		2,5	10	10	30	30
22,4	45	1	4	4	12	12
		1,5	6,3	6,3	19	19
		2	8,5	8,5	25	25
		3	12	12	36	36
		3,5	15	15	45	45
		4	18	18	53	53
		4,5	21	21	63	63

Таблиця Б7 - Різьба метрична. Основні розміри (витяг із ДСТУ 24705-94)

Номінальний діаметр різьби, d	Крок P	Діаметри різьби			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
5	0,8	5,000	4,480	4,134	4,019
	0,5	5,000	4,675	4,459	4,387
6	1	6,000	5,350	4,917	4,773
	0,75	6,000	5,513	5,188	5,080
	0,5	6,000	5,675	5,459	5,387
8	1,25	8,000	7,188	6,647	6,466
	1	8,000	7,350	6,917	6,773
	0,75	8,000	7,513	7,188	7,080
	0,5	8,000	7,675	7,459	7,387
10	1,5	10,000	9,026	8,376	8,160
	1,25	10,000	9,188	8,647	8,466
	1	10,000	9,350	8,917	8,773
	0,75	10,000	9,513	9,188	9,080
	0,5	10,000	9,675	9,459	9,387
12	1,75	12,000	10,863	10,106	9,853
	1,5	12,000	11,026	10,376	10,160
	1,25	12,000	11,188	10,647	10,466
	1	12,000	11,350	10,917	10,773
	0,75	12,000	11,513	11,188	11,080
	0,5	12,000	11,675	11,459	11,387
14	2	14,000	12,701	11,835	11,546
	1,5	14,000	13,026	12,376	12,160
	1,25	14,000,	13,188	12,647	12,466
	1	14,000	13,350	12,917	12,773
	0,75	14,000	13,513	13,188	13,080
	0,5	14,000	13,675	13,459	13,387

Закінчення таблиці Б7

Номінальний діаметр різьби, d	Крок P	Діаметри різьби			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
16	2	16,000	14,701	13,835	13,546
	1,5	16,000	15,026	14,376	14,160
	1	16,000	15,350	14,917	14,773
	0,75	16,000	15,513	15,188,	15,080
	0,5	16,000	15,675	15,459	15,387
18	2,5	18,000	16,376	15,294	14,933
	2	18,000	16,701	16,835	15,546
	1,5	18,000	17,026	16,376	16,160
	1	18,000	17,350	16,917	16,773
	0,75	18,000	17,518	17,188	17,080
20	2,5	20,000	18,376	17,294	16,933
	2	20,000	19,701	17,835	17,546
	1,5	20,000	19,026	18,376	18,160
	1	20,000	19,350	18,917	18,773
	0,75	20,000	19,513	19,188	19,080
22	2,5	22,000	20,376	19,294	18,933
	2	22,000	20,701	19,835	19,546
	1,5	22,000	21,026	20,376	20,160
	1	22,000	21,350	20,917	20,773
	0,75	22,000	21,513	21,188	21,080
30	3,5	30,000	27,727	26,211	25,706
	3	30,000	28,051	26,752	26,319
	2	30,000	28,701	27,835	27,546
	1,5	30,000	29,026	28,376	28,160
	1	30,000	29,350	28,917	28,773
	0,75	30,000	29,513	29,188	29,080
42	4,5	42,000	39,077	37,129	36,479
	4	42,000	39,402	37,670	37,093
	3	42,000	40,051	38,752	38,319
	2	42,000	40,701	39,835	39,546
	1,5	42,000	41,026	40,376	40,160
	1	42,000	41,350	40,917	40,773

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шуляр І.О., Петрина Ю.Д., Вуйцік С.Д. Основи взаємозамінності в машинобудуванні: конспект лекцій - Івано – Франківськ, 2017. - 69 с.
2. Шуляр І.О. Взаємозамінність типових з'єднань: конспект лекцій - Івано- Франківськ . 2018. - 40 с.
3. Взаємозамінність, стандартизація і технічні виміри. Конспект лекцій / І. А. Селіверстов. – Херсон, ХНТУ, 2008 – 135с.
4. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Практикум : підруч. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко, Полянський П.М.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна. – Миколаїв : МНАУ, 2016. – 428 с.
5. Петрина Ю.Д., Шуляр І.О., Вуйцік С.Д. Методичні вказівки, програма і контрольні завдання до курсу "Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання". - Івано-Франківськ, 2014. - 49 с.
6. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст] : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2016. – 164 с. ISBN 978-966-286-096-2
7. Шуляр І.О. Лабораторний практикум дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» Ч.1. - Івано-Франківськ, 2021. -81с.
8. Шуляр І.О. Лабораторний практикум дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання» Ч.2. - Івано-Франківськ, 2021. -116с.